



REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
Université Mouloud Mammeri de Tizi-Ouzou
Faculté du génie de la construction
Département de génie mécanique



Mémoire de fin d'études

*En vue de l'obtention du diplôme de master académique en génie
mécanique*

Option énergétique

T h è m e

Analyse de la l'installation à cycle combiné Gas/Vapeur de Cap-Djinet

Réalisé par :

MOKRANI Rabah

GHALEB Samir

DENGAR Aghiles

Encadré par :

M. HAMZAOU

Année universitaire 2020/2021

Remerciement

Pour commencer, nous remercions le bon Dieu, tout-puissant, de nous avoir donné la force et le savoir, ainsi que l'audace pour dépasser et surmonté toutes les difficultés.

Notre modeste mémoire a été fait grâce aux efforts de tous ce qui ont contribué à sa réalisation.

Nous tenons à remercier toutes les personnes qui ont contribué au succès de notre stage et qui nous ont aidés lors de la rédaction de ce mémoire.

Nous voulons dans un premier temps remercier, notre encadreur monsieur M. HAMZAOUI, de nous avoir aidé et d'avoir mis son savoir à notre disposition et pour sa patience, sa disponibilité et surtout ses judicieux conseils et pour ça confiance, tous cela a contribué à alimenter notre réflexion et notre envie a réalisé ce mémoire.

Nous tenons à témoigner toutes nos reconnaissances aux personnes suivantes, pour leur aide dans la réalisation de ce mémoire :

Tous les ingénieurs de la centrale électrique de Cap-Djinet qui nous ont beaucoup appris et consacré tous leurs temps pour nous expliquer et orienté et d'avoir partagé leurs connaissances et expériences dans le domaine, ils ont été d'un grand soutien dans l'élaboration de ce mémoire.

Nous tenons aussi à exprimer notre reconnaissance à Monsieur I. BOUMRAR d'accepter la présidence de notre mémoire de fin d'études, ainsi nous adressons nos sincères remerciements et exprimer notre gratitude à Monsieur S. FOUCHANE, pour avoir bien voulu examiner notre travail et participer à la soutenance.

Nous voudrions exprimer notre reconnaissance envers les amis et tous l'ensemble des étudiant et enseignants qui nous ont apporté leur soutien moral et intellectuel a fin de réalisé ce mémoire.

En fin, nous tenons à remercier spécialement nos très chers parents, frères et sœurs qui nous ont apporté leur soutien moral et de nous avoir encouragé et de nous avoir aidé par tous les moyens.

Résumé

L'homme est toujours dans une course avec le temps pour trouver une source d'énergie qui répond à ses besoins, de ce fait là, il a pu réussir à développer de nouvelles technologies comme les turbines à gaz et les turbines à vapeur. Mais au fil des temps l'homme a découvert que leurs efficacités n'étaient pas très élevées, et cela la pousser à mener de nouvelles études et recherches dont l'objectif est de trouver un moyen pour les améliorer. Au bout de quelques années, Il a parvenu à améliorer l'efficacité de la turbine à gaz et celle de la turbine à vapeur en faisant une combinaison des deux avec une chaudière de récupération, et ce qu'on appelle aujourd'hui une centrale électrique à cycle combiné.

Dans notre travail, nous avons étudié cette technologie dans une étude pratique qui concerne l'effet de la température ambiante sur l'efficacité de la centrale et les changements important qui se produisent sur ce dernier.

Abstract: Analysis of the Cap-Djinet Gas/Steam combined cycle installation

human is always in a race with time to find a source of energy that meets his needs, so he has been able to successfully develop new technologies such as gas turbines and steam turbines. But over time he discovered that their efficiencies were not very high, and this pushed him to lead new studies and research whose objective is to find a way to improve them. After a few years, he managed to improve the efficiency of the gas turbine and the steam turbine by making a combination of the two with a recovery boiler, and what we call a combined cycle power plant.

In our work, we have studied this technology in a practical study that concerns the effect of ambient temperature on the efficiency of the plant and the significant changes that occur on it.

المخلص: دراسة محطة إنتاج الطاقة الكهربائية بدورة مركبة غاز / بخار برأس جينات.

الإنسان في سباق دائم مع الزمن للوصول إلى مصدر طاقة يلبي احتياجاته، فبالتالي توصل إلى مصدر جيد هو التوربينات الغازية والتوربينات البخارية. لكن كفاءتهما لم تكن عالية جدا فتم دمج الاثنين بواسطة مبدل حراري مسترجع للطاقة الحرارية وما يسمى بمركز إنتاج الطاقة الكهربائية بدورة مركبة وهي جمع التوربينات الغازية بالتوربينات البخارية عبر مبدل حراري ذو كفاءة.

في هذه المذكرة قمنا بدراسة هذا التركيب دراسة عملية من حيث تأثير درجة الحرارة الخارجية على كفاءة هذه المحطة وأهم المتغيرات التي تحدث على مستوى هذا الأخير.

Sommaire

- ❖ *Remerciement*
- ❖ *Résumé*
- ❖ *Sommaire*
- ❖ *Liste des figures*
- ❖ *Liste des tableaux*
- ❖ *Introduction générale*

CHAPITRE I : Description de la nouvelle centrale du Ras-Djinet

I.1.Introduction.....	1
I.2.Présentation de la centrale	1
I.2.1. Réalisation du projet	2
I.2.2. Mise en service	2
I.2.3. Description générale de la centrale	2
I.3.Principe de fonctionnement	3
I.4.Les Composants de la centrale.....	5
I.4.1.1. La turbine à gaz SGT-4000F.....	5
I.4.2. Turbine à vapeur	6
I.4.2.1. Description.....	6
I.4.2.2. Composants de la turbine à vapeur ST SST5-3000	6
I.4.2.3. Paramètres de fonctionnement de la ST SST5-3000	8
I.4.3. Chaudière de récupération	8
I.4.3.1. Description de la GVRC de la centrale de Ras-djinet.....	8
I.4.3.2. Composants de la GVRC de de Ras-djinet	9
I.4.4. Le condenseur (MAG10AC001).....	11
I.4.4.1. Description.....	11
I.4.4.2. Fiche technique du condenseur (MAG10AC001)	12
I.4.5. Circuit d'eau et de vapeur	12

I.4.6. Le générateur Siemens (SGEN TM) SGen5-2000H.....	13
I.4.6.1. Description du générateur	13
I.3.6.2. La fiche technique.....	14
I.4.7. Les pompes hydrauliques principales	14
I.4.7.1. Les pompes d'alimentation (50LAB10AP001 / 50LAB20AP001)	14
I.4.7.2. Les pompes d'extractions (CEP) (50LCB10AP001/50LCB11AP001).....	15
I.5. Conclusion	16

CHAPITRE II :Etat de l'art

II.1. Introduction	17
II.2. État de l'art	17
II.3. Conclusion	22

Chapitre III :Modelisation de chaque composant

III.1. Turbine à gaz	23
III.1.1. Compresseur axial	23
III.1. 2. Chambre de combustion de la TG.....	24
III.1.3. Turbine de détente	26
III.2. Chaudière de récupération (HRSG)	28
III.3. Turbine à vapeur.....	28
III.4. Les pompes.....	29
III.5.les performances du cycle combiné.....	30
III.6. Méthodes de calcul.....	30
III.7. Conclusion.....	32

CHAPITRE VI : Effet de la température ambiante sur les performances de la centrale

IV.1. Effet de la température ambiante sur les propriétés de l'air	33
IV.1.1. La masse volumique de l'air	33

IV.1.2. Le débit massique de l'air	34
IV.2. Effet de la température ambiante sur les performances de la turbine à gaz	35
IV.2.1. La température à la sortie du compresseur	36
IV.2.2. Le travail du compresseur	36
IV.2.3. La puissance consommée par le compresseur	37
IV.2.4. Rapport massique fioul-air « FAR »	38
IV.2.5. Le débit du combustible	39
IV.2.6. Le débit des fumées	40
IV.2.7. La puissance fournie par la chambre de combustion	41
IV.2.8. La puissance fournie par la turbine	41
IV.2.9. La puissance nette de la turbine à gaz	42
IV.2.10. Le rendement thermique de la turbine à gaz	44
IV.2.11. La consommation spécifique du combustible (ccf)	45
IV.3. Effet de la température ambiante sur les performances de la chaudière	46
IV.3.1. La puissance de la chaudière (les fumées)	46
IV.3.2. La puissance récupérée par les corps de la chaudière	47
IV.4. Effet de la température ambiante sur les performances de la turbine à vapeur	48
IV.4.1. Le débit de la vapeur d'eau	48
IV.4.2. La puissance produite par la turbine à vapeur	49
IV.5. Effet de la température ambiante sur les performances du cycle combiné	50
IV.5.1. La puissance nette du cycle combiné	50
IV.5.2. Le rendement du cycle combiné	51
IV.5.3. La consommation spécifique du cycle combiné	52
IV.6. Conclusion	52

❖ **Conclusion générale**

❖ **Références bibliographiques**

Liste des figures

CHAPITRE I

Figure (I.1) : Vue de ciel prise par Google earth de la centrale à cc RAS-DJINET	1
Figure (I.2) : Vue sur l'ensemble des composants de la centrale.....	3
Figure (I.3) : Schéma descriptif d'une centrale à cycle combiné	4
Figure (I.4) : Les composants de la SGT-4000F.....	5
Figure (I.5) : Composants de la ST SST5-3000	7
Figure (I.6) : Vue de l'extérieur de la GVRC de la centrale à CC de Ras-Djinet	9
Figure (I.7) : Disposition typique de la GVRC	11
Figure (I.8) : Vue de l'extérieur du condenseur (MAG10AC001)	12
Figure (I.9) : Schéma descriptif du circuit eau/vapeur	13
Figure (I.10) : la position du générateur	13
Figure (I.11) : Photo réelle de la pompe d'alimentation (LAB10AP001)	14

CHAPITRE III

Figure (III.1) : schématisation du compresseur	23
Figure (III.2) : schématisation de la chambre de combustion	24
Figure (III.3) : schématisation de la turbine	26

CHAPITRE IV

Figure (IV.1) : Effet de la température ambiante sur la masse volumique de l'air	33
Figure (IV.2) : Effet de la température ambiante sur débit massique de l'air aspiré à par le compresseur	34
Figure (IV.3) : Effet de la température ambiante sur la température à la sortie du compresseur	35
Figure (IV.4) : Effet de la température ambiante sur le travail du compresseur	36
Figure (IV.5) : Effet de la température ambiante sur la puissance consommée par le compresseur.....	37
Figure (IV.6) : Effet de la température ambiante sur rapport massique fioul-air « FAR »	38
Figure (IV.7) : Effet de la température ambiante sur le débit du combustible	39
Figure (IV.8) : Effet de la température ambiante sur le débit des fumées	40
Figure (IV.9) : Effet de la température ambiante sur la puissance fournie par la chambre de combustion	41

Figure (IV.10) : Effet de la température ambiante sur la puissance fournie par la turbine	42
Figure (IV.11) : Effet de la température ambiante sur la puissance nette de la turbine à gaz	43
Figure (IV.12) : Effet de la température ambiante sur le rendement thermique de la turbine à gaz	44
Figure (IV.13) : Effet de la température ambiante sur la consommation spécifique du combustible	45
Figure (IV.14) : Effet de la température ambiante sur la puissance de la chaudière	46
Figure (IV.15) : Effet de la température ambiante sur la puissance récupérée par les corps de la chaudière	47
Figure (IV.16) : Effet de la température ambiante sur le débit de vapeur	48
Figure (IV.17) : Effet de la température ambiante sur la puissance produite par la turbine à vapeur	49
Figure (IV.18) : Effet de la température ambiante sur la puissance nette du cycle combiné	50
Figure (IV.19) : Effet de la température ambiante sur le rendement du cycle combiné	51
Figure (IV.20) : Effet de la température ambiante sur la consommation spécifique du cycle combiné	52

Listes des tableaux

CHAPITRE I

Tableau I.1: paramètres du fonctionnement de la SGT5-4000F.....	6
Tableau.I.2. : fiche technique de la ST SST5-3000	7
Tableau.I.3. : Paramètres de fonctionnement de la ST SST5-3000	8
Tableau.I.4 : Caractéristiques techniques du condenseur (MAG10AC001)	12
Tableau.I.5 : les paramètres de fonctionnement du générateur Siemens (SGEN™) SGen5-2000H	14
Tableau.I.6. : caractéristiques des pompes 50LAB10AP001 / 50LAB20AP001).....	15
Tableau. I.7. : Caractéristiques techniques de Les pompes d'extractions (CEP) (50LCB10AP001/50LCB11AP001)	16

CHAPITRE III

Tableau III.1: les fractions molaires et massiques des composants du gaz naturel	25
Tableau III.2 : les valeurs des fractions molaires des produits de combustion	26

Nomenclature

symbole	unités	Indication
ccf	kg/Wh	Consommation spécifique du fioul
FAR	--	Rapport massique
FM	--	Fraction massique
h	kJ/kg	Enthalpie massique
m	kg/s	débit
M	g/mol	Masse molaire
P	bar	Pression
PCI	kJ/kg	Pouvoir calorifique inférieur
Q'	W	Puissance thermique
Qv	m ³ /s	Débit volumique
T	°C	Température
W	KJ/Kg	Travail massique
Ẇ	W	Puissance mécanique
Symbole grec	unités	Indication
ρ	kg/m ³	Masse volumique
τ	/	Taux de compression
η	/	rendement

Indices	Indication
1,2,3,4,5	Positions du cycle présentées par les différents éléments du cycle combiné
air	L'air ambiant
amb	ambiante
asp	Aspiration
bp	Basse pression
c	compresseur
CAC	Cycle combiné
cc	Chambre de combustion
CEP	Pompe d'extraction
ch	Chaudière de récupération
e	L'entrée
f	Les fumées
fioul	le combustible
hp	Haut pression

i	isentropique
mp	Moyenne pression
p	pompe
TG	Turbine à gaz
TV	Turbine à vapeur
ref	Refoulement
rec	récupéré
s	sortie

Abréviation	Désignation
CCC	Centrale à cycle combiné
CCGT	Turbine à gaz du cycle combiné
CEP	Pompe d'extraction
GNL	Gaz naturel liquéfié
GVRC	Chaudière de récupération
HAT	Turbine à air humide
IGV	Aubes directrices d'entrée
TAG	Turbine à gaz
TAV	Turbine à vapeur

Introduction générale

La centrale électrique est un site industriel conçu pour la production d'électricité, qui consiste à faire la transformation de l'ensemble des énergies primaires en énergie électrique. Aujourd'hui les centrales électriques ont un rôle important dans notre vie quotidienne, elles sont un facteur essentiel pour le développement économique dans tous les pays du monde. L'augmentation de la production de l'électricité est un signe d'amélioration dans le mode de vie grâce à son utilité dans tous les domaines et elle a permis la création de nouvelles richesses, elle est la source d'énergie la moins polluante dans le monde.

Des études sont faites pour améliorer la production électrique, telle que celle apportée aux turbines à gaz et aux turbines à vapeur qui sont les éléments essentiels pour produire de l'électricité.

La dernière technologie a permis de faire une combinaison entre la turbine à gaz et la turbine à vapeur qui sont reliées par la chaudière de récupération dans une seule centrale c'est ce qu'on appelle une centrale à cycle combiné.

Les centrales à cycle combiné produisent de l'électricité en faisant brûler le combustible qu'est le gaz naturel à l'aide de l'air comprimé dans la chambre de combustion, puis l'énergie des gaz d'échappement de la turbine à gaz est récupérée par la chaudière de récupération pour créer de la vapeur qui va permettre d'alimenter la turbine à vapeur, et cela afin d'actionner le générateur, de ce fait l'énergie électrique sera produite.

Dans notre travail on a fait une étude sur la centrale électrique à cycle combiné de Cap-Djinet, c'est une centrale dotée de la dernière technologie développée dans le domaine qu'est réalisé par Siemens.

Notre travail est réalisé en quatre chapitres :

- Dans le premier chapitre nous allons présenter la centrale électrique de Ras Djinet de manière générale et allons décrire ses composants essentiels et son principe de fonctionnement.
- Dans le deuxième chapitre nous allons discuter sur les améliorations et les avancements des recherches qu'ils ont été faites sur les turbines à gaz, turbine à vapeur, cycles combinés et les dernières technologies appliquées dans le domaine.
- Le troisième chapitre est la modélisation de chaque composant de l'installation, dans lequel nous allons citer les différentes équations et bilans thermodynamiques concernant chaque élément de la centrale.
- Enfin dans le quatrième et dernier chapitre, les résultats de la simulation numérique concernant l'effet de la température ambiante sur les performances de la centrale seront analysés et interprétés.

*CHAPITRE I : Description de
la nouvelle centrale du Ras-
Djinet*

I.1.Introduction

La consommation d'électricité en Algérie est en augmentation continue avec une hausse annuelle d'environ 5%. Afin de répondre à cette hausse de demande, la construction des centrales électriques est demandée. L'Algérie a installé plusieurs centrales à cycle combinées qui sont l'une des technologies les plus améliorées et efficaces dans la production de l'électricité, et parmi elle La centrale de à cycle combiné de Cap-Djinet 1131.1 MW.

I.2.Présentation de la centrale

La centrale de à cycle combiné de Cap-Djinet 1131.1 MW est située au nord de l'Algérie Près de la ville de Boumerdès à environ 70 kilomètres à l'est de Alger. Elle s'étend sur une surface d'environ 35 hectares.



Figure (I.1) : Vue de ciel prise par Google earth de la centrale à cc RAS-DJINET

I.2.1. Réalisation du projet

- **Projet de réalisation**

Centrale électrique à cycle combiné RAS-DJINET d'une puissance de 1131,1 MW aux conditions site.

- **Le maître de l'ouvrage**

SPE : Société algérienne de production de l'électricité

Représenté par : CEEG : Compagnie de l'ingénierie de l'électricité et du gaz

- **Constructeur :**

DAEWOO ENGINEERING & CONSTRUCTION

- **Sous-traitant :**

ETTERKIB : Société de montage industriel du groupe SONELGAZ

INERGA : Société de réalisation d'infrastructures du groupe SONELGAZ

- **Date de démarrage des travaux :**24 octobre 2012

I.2.2. Mise en service

La première turbine est entrée en production en mai 2018, la 2ème au mois d'octobre 2018 et la 3ème mi 2019.

A noter que l'énergie électrique produite au niveau de cette Centrale est transférée respectivement vers deux transformateurs (400 V chacun) à Si Mustapha et El Affroune (Blida), au moment ou un 3ème transformateur est prévu à l'avenir à Akbou (Béjaia), avant le transfert de cette électricité vers le réseau national de transport d'électricité.

I.2.3. Description générale de la centrale

La centrale à cycle combiné de Ras-Djinet se compose essentiellement de trois unités mono-arbre «singleshaft» de référence Siemens SCC5-4000F 1S ,et chaque unité se compose de :

- Une turbine à gaz de type SGT5-4000F de Siemens.
- Une turbine à vapeur de type ST SST5-3000 de Siemens.
- Un générateur Siemens (SGEN TM) SGen5-2000H :
- Une chaudière de récupération d'un cycle eau / vapeur à trois niveaux de pression avec resurchauffe.

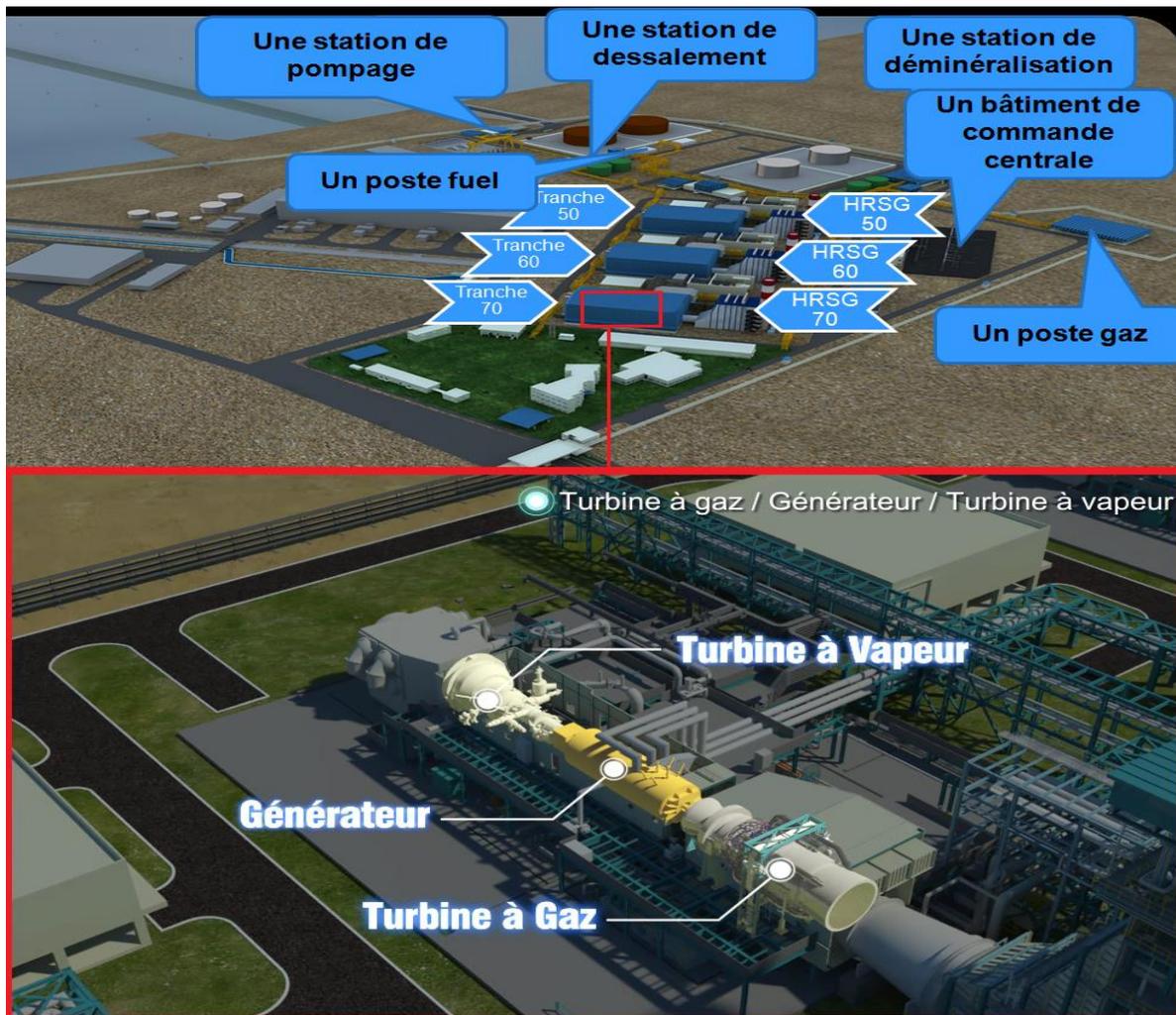


Figure (I.2) : Vue sur l'ensemble des composants de la centrale

I.3.Principe de fonctionnement

Le compresseur de la turbine à gaz aspire de l'air, le comprime puis l'injecte dans le système de combustion.

La station d'alimentation du gaz naturel et celle du mazout assurent l'alimentation de la turbine à gaz aux conditions nécessaires au fonctionnement.

Le combustible (gaz ou mazout) est introduit dans la chambre de combustion de la TAG où il sera brûlé à l'aide de l'air comprimé.

Le gaz brûlé à haute température et pression s'écoule et se détend dans la turbine et qui la fera tourner.

La turbine à son tour entraîne un générateur et le compresseur qui sont reliés au même arbre.

Le générateur est connecté au réseau par un transformateur élévateur et des barres omnibus.

La chaleur dégagée par la TAG est récupérée à l'aide d'une chaudière de récupération (GVRC) à trois niveaux de pression où est produite la vapeur.

L'eau de mer est pompée vers la station de dessalement puis vers la station de déminéralisation puis injectée dans la GVRC où elle sera transformée en vapeur.

Cette dernière (la vapeur) est alimentée aux différents étages de la turbine à vapeur qui est relié au même générateur que la TAG.

Cette combinaison permet au générateur de produire d'avantage d'énergie électrique.

La vapeur dégagée par la TAV et envoyée vers le condenseur où y circule de l'eau de mer froide, ainsi la vapeur se condense et sera renvoyée vers la GVRC pour faire un circuit fermé.

Le cycle eau/vapeur est assuré par plusieurs pompes au long d'un circuit de tuyauterie.

Les fonctions de commande, de protection, de surveillance, de diagnostic et de signalisation nécessaires à l'exploitation de l'installation sont assurées par un système numérique contrôle-commande.

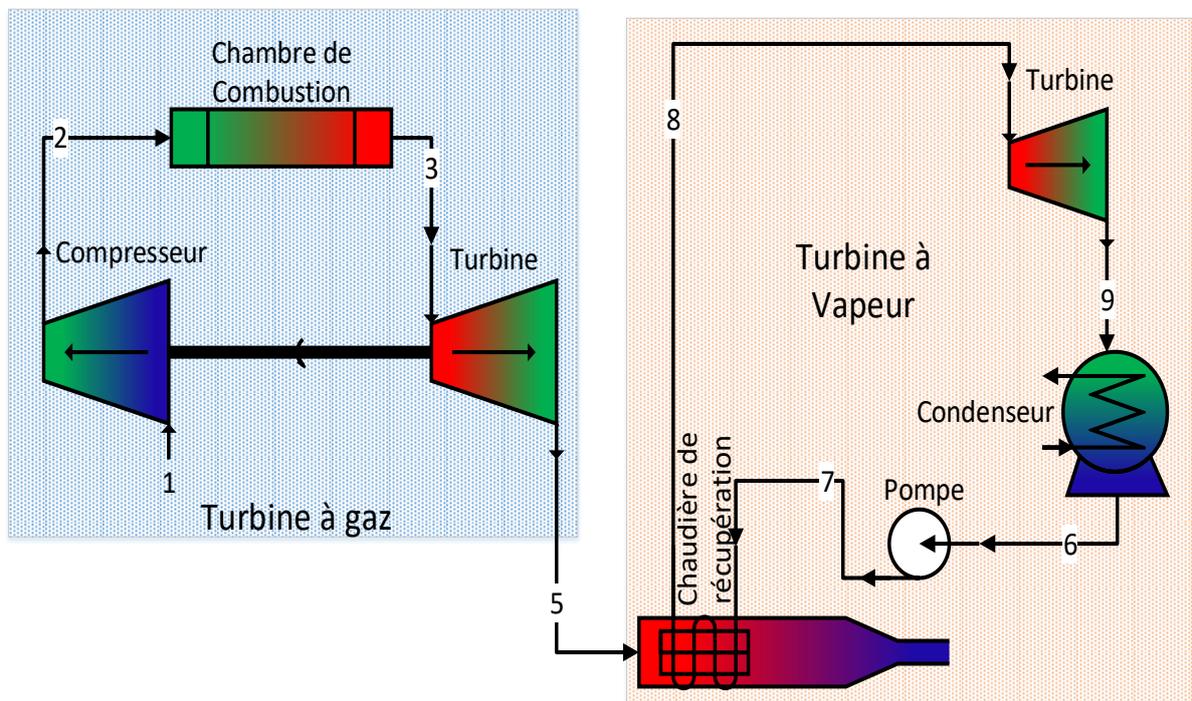


Figure (I.3) : Schéma descriptif d'une centrale à cycle combiné

I.4. Les Composants de la centrale

I.4.1.1. La turbine à gaz SGT-4000F

La SGT-4000F se compose d'un système d'air d'admission aussi appelé les entrées, d'un compresseur, d'un système de combustion, d'une turbine, d'un système d'échappement et il se compose de :

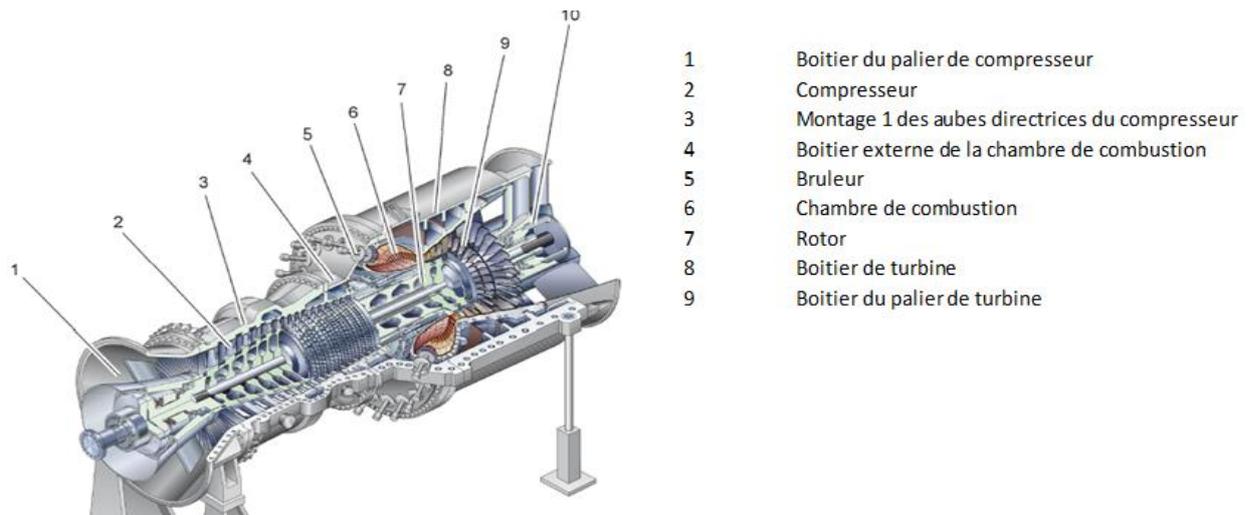


Figure (I.4) : Les composants de la SGT-4000F. [1]

- a) **Compresseur** : c'est un compresseur axial à haut rendement à 15 étages, l'air d'admission est comprimé en étages par une série d'aubes sous forme stationnaire et rotative. Les aubes rotatives (rotor) fournissent de la force pour augmenter la vitesse de l'air dans chaque étage et les aubes stationnaires (stator) convertissent la vitesse en pression et guident aussi l'air vers le prochain étage du rotor.
- b) **La chambre de combustion** : la turbine à gaz Siemens SGT5-4000F contient une chambre annulaire, et elle est l'endroit où le carburant est injecté (par les injecteurs de carburant) avec l'air comprimé on brûle ce mélange de carburant pour fournir les gaz résultants vers la turbine à une température uniforme, Et elle est dotée de 24 brûleurs hybride, ces brûleurs sont conçus pour les gaz combustibles naturels et le mazout.
- c) **La Turbine** : c'est une turbine de type axial avec 4 étages qui sert à récupérer l'énergie cinétique des gaz générés qui s'écoulent de la chambre de combustion, et son rôle principal est de convertir l'énergie thermique en énergie cinétique, puis l'énergie cinétique et transférer vers les aubes de la turbine pour la convertir en travail mécanique.

Combustible	Gaz	gasoil
Valeur de chauffage inférieure (kJ/kg)	45001	43100
Sortie nominale aux terminaux du générateur (MW)	249.2	210.5
Efficacité nominale aux terminaux du générateur (%)	38.4	36.9
Débit du gaz d'échappement (kg/s)	616.2	610.9
Température de gaz d'échappement (°C)	607.6	557.4
Consommation de combustible (kg/s)	14.3	13.2

Tableau I.1: paramètres du fonctionnement de la SGT5-4000F [1]

Conditions de référence

Vitesse de rotation	3000 tr / min
Pression barométrique	1013 hPa
Humidité relative	76%

I.4.2. Turbine à vapeur

I.4.2.1. Description

Son rôle est de convertir l'énergie thermique résultant de la haute pression contenue dans la vapeur en énergie cinétique puis mécanique pour la rotation.

La centrale électrique se compose de trois (3) turbines à vapeur fournies par Siemens. Le modèle de turbine à vapeur, ST SST5-3000, se compose de deux parties principales cylindriques HP et MP/BP relié entre eux avec un axe s'appelle l'arbre, chacun a deux paroi bien définie. Les turbines à vapeur ont leurs propres vanes, et pour chaque entrée il y a une vanne pour réguler et contrôler le débit du vapeur. Cette dernière s'écoule vers le condenseur de manière axiale. Le rotor de la turbine est accouplé avec l'alternateur par un embrayage.

I.4.2.2. Composants de la turbine à vapeur ST SST5-3000

a) Le corps de la turbine HP

Nous trouvons presque tous les éléments essentiels de la turbine dans un carter de type baril. L'extérieur de ce carter est muni d'une vanne d'arrêt et de contrôle de la vapeur qui permet d'isoler la turbine et peut rapidement interrompre l'alimentation en vapeur de la turbine. Le carter intérieur est muni par les étagères des aubes stator et un arbre qui traverse ce corps et qui est muni avec des aubes réactifs et rotatifs. La vapeur entre du côté du petit

rayon, et circule entre le stator et le rotor et elle sort par le côté du rayon le plus grand avec une température et pression moins que celle de l'entrée.

b) Le corps de la turbine MP/BP

Nous trouvons dans cette partie deux vannes d'arrêt et de contrôle d'alimentation à l'extérieur du carter à l'intérieur il est divisé en deux chambres MP et BP, elles sont boulonnées ensemble par des boulons d'assemblage. Elles ont des différentes températures et pressions. Le rotor de cette partie est relié au rotor haute pression (HP) d'une côté et l'autre côté comporte un palier intégré à son extrémité libre dans le carter d'échappement. La vapeur sortant de la turbine MP entre directement dans la turbine BP après avoir été mélangé à la vapeur provenant du surchauffeur BP.

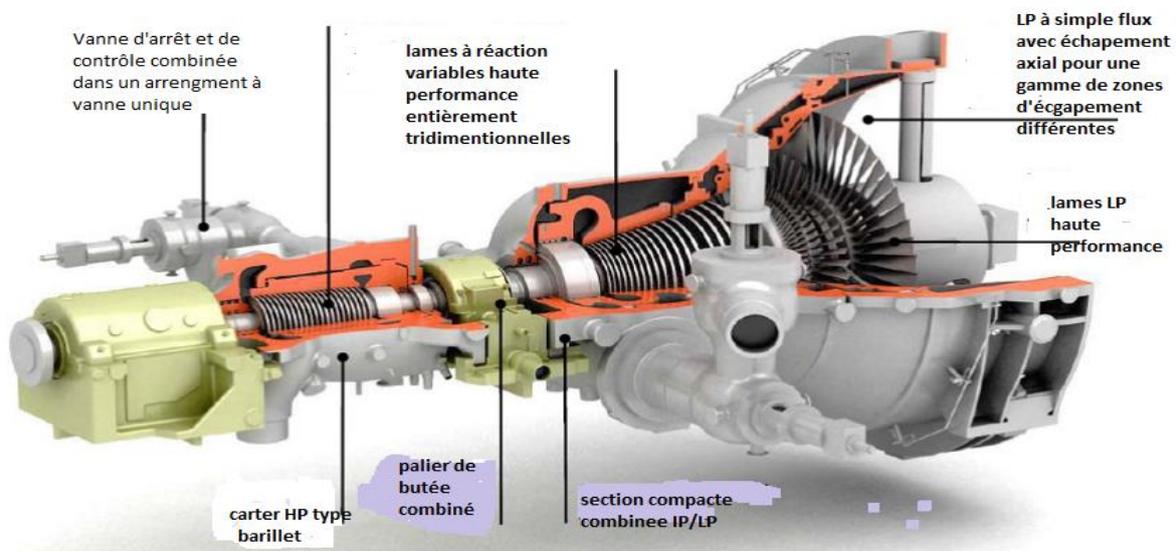


Figure (I.5) : Composants de la ST SST5-3000

TURBINE A VAPEUR SST5-3000	DONNEES TECHNIQUES
Puissance nominale	139 MW
Vitesse	3000 Tr/min
Corps HP (H)	
Type	H30
Nombre d'étage	27 étages
Corps MP/BP (IP)	
Section MP	16 étages
Section BP	7 étages

Tableau.I.2. : fiche technique de la ST SST5-3000[1]

1.4.2.3. Paramètres de fonctionnement de la ST SST5-3000

Les divers paramètres de fonctionnement de la turbine aux conditions de référence ci-dessus et à une charge de 100 % sont les suivants :

Description	Unités	Avec allumage au gaz naturel	Avec allumage à l 'huile
Puissance de sortie de la turbine à vapeur	MW	127,8	100,8
Pression d'entrée de la turbine à vapeur HP	bar	117,92	99,39
Température d'entrée de la turbine à vapeur HP	°C	565,02	528,27
Débit de la vapeur HP	kg/s	71,99	61,66
Pression d'entrée de la turbine à vapeur MP	bar	29,10	25,20
Température de sortie de la turbine à vapeur MP	°C	564,94	524,99
Débit de la vapeur MP	kg/s	71,99	76,02
Flux d'échappement de turbine BP	kg/s	98,25	80,31
Température d'échappement de turbine BP	°C	33,35	31,56

Tableau.I.3. : Paramètres de fonctionnement de la ST SST5-3000[1]

I.4.3. Chaudière de récupération

1.4.3.1. Description de la GVRC de la centrale de Ras-djinet

La centrale à CC de Ras-Djinet est munie de trois GVRC de type de système suspendu, flux horizontal, trois (3) niveaux de pression, circulation naturelle avec banc de réchauffage, complet avec cheminée en acier pertinent. Fabriquées et fournies par NENOOTER/ERIKSEN.



Figure (I.6) : Vue de l'extérieur de la GVRC de la centrale à CC de Ras-Djinet

1.4.3.2. Composants de la GVRC de de Ras-djinet

a) Eléments basse pression

- 1. Économiseur BP ou préchauffeur** : son rôle est de préchauffer l'eau des condensats à une température légèrement inférieure à la température de saturation correspondant à la pression du ballon à vapeur BP.
- 2. Système de recirculation** : composé de trois (3 x 50 %) pompes centrifuges qui ont le rôle de maintenir la température de sortie des gaz de combustion au-dessus du point de rosée acide et de protéger le GVRC contre la corrosion à l'extrémité froide.
- 3. Ballon BP** : son rôle est de fournir de la vapeur saturée de haute pureté au surchauffeur BP.

4. **Le dégazeur** : Relié au ballon BP il permet d'éliminer les gaz non condensables comme l'O₂ et le CO₂ des condensats lors du remplissage initial de la chaudière et du démarrage de la centrale.
5. **Evaporateur BP** : L'eau saturée est extraite du fond du ballon à vapeur BP et circule à travers l'évaporateur via le processus de circulation naturelle, s'évapore et remonte vers le haut à travers les tubes de l'évaporateur.
6. **Surchauffeur BP** : Alimenté de vapeur saturée par le ballon BP, il augmente sa température jusqu'à devenir une vapeur surchauffée, puis l'injecte directement au corps BP de la TAV.

b) Eléments moyenne pression

1. **Économiseur MP** : son rôle est de préchauffer l'eau d'alimentation à une température légèrement inférieure à la température de saturation correspondant à la pression du ballon à vapeur MP.
2. **Ballon MP** : son rôle est de fournir de la vapeur saturée de haute pureté au surchauffeur MP.
3. **Evaporateur MP** : L'eau saturée est extraite du fond du ballon à vapeur MP et circule à travers l'évaporateur via le processus de circulation naturelle, s'évapore et remonte vers le haut à travers les tubes de l'évaporateur.
4. **Surchauffeur MP** : Alimenté de vapeur saturée par le ballon BP, il augmente sa température jusqu'à devenir une vapeur surchauffée, puis sera mélangée à la vapeur sortante du corps HP de la TAV et envoyée vers les deux resurchauffeurs.
5. **Resurchauffeur 1 et resurchauffeur 2** : ils augmentent la température du mélange de vapeur sortante du corps HP et celle provenant du surchauffeur MP jusqu'à la température nécessaire pour le corps MP de la TAV.

c) Eléments haute pression

1. **Économiseur HP1 et Économiseur HP2** : leur rôle est de préchauffer l'eau d'alimentation à une température légèrement inférieure à la température de saturation correspondant à la pression du ballon à vapeur HP.
2. **Ballon HP** : son rôle est de fournir de la vapeur saturée de haute pureté au surchauffeur HP1.
3. **Evaporateur MP** : L'eau saturée est extraite du fond du ballon à vapeur HP et circule à travers l'évaporateur via le processus de circulation naturelle, s'évapore et remonte vers le haut à travers les tubes de l'évaporateur.
4. **Surchauffeur HP1 et HP2** : ils augmentent la température jusqu'à devenir une vapeur surchauffée pour qu'elle soit injectée dans le corps HP de la TAV.

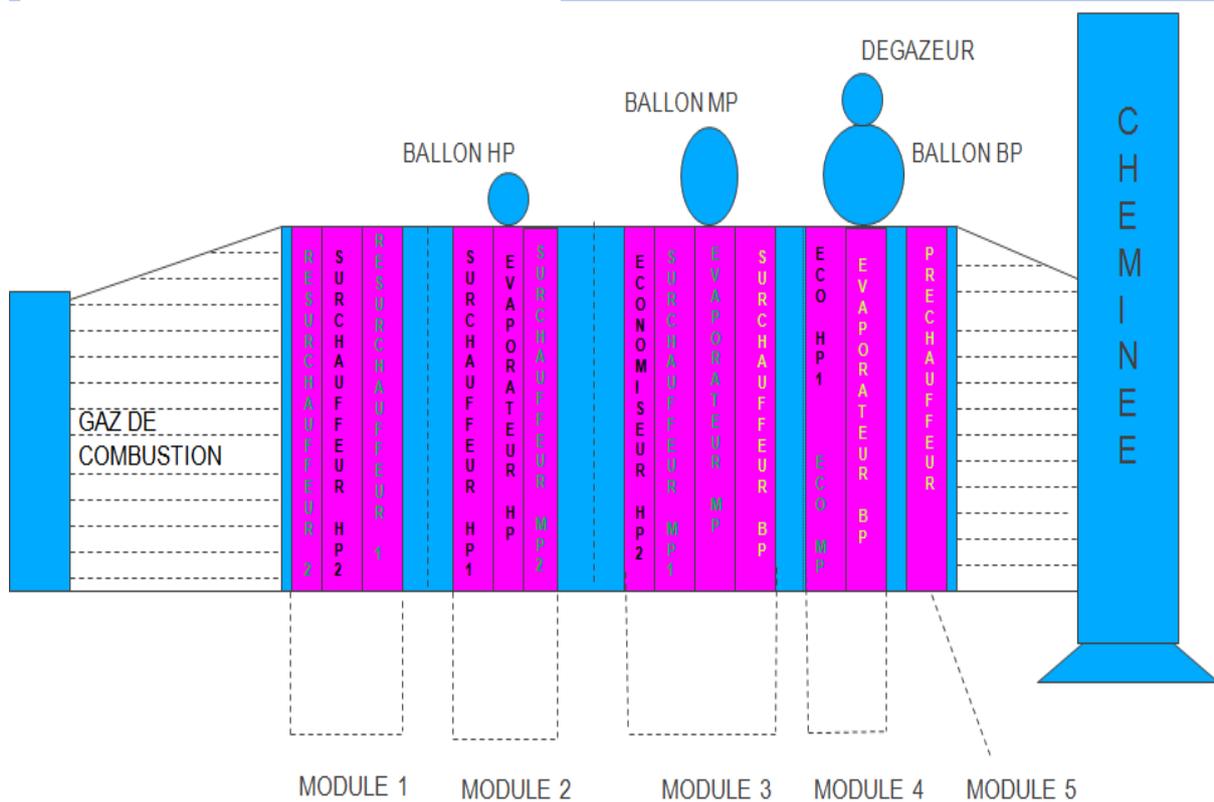


Figure (I.7) : Disposition typique de la GVRC

I.4.4. Le condenseur (MAG10AC001)

I.4.4.1. Description

Est placé juste après la TAV et il est constitué de deux faisceaux double passe, il travaille avec un design axial. Son rôle dans la centrale est de condenser la vapeur qui sort de la turbine à vapeur avec de l'eau de mer. Le condenseur est équipé de deux ventilateurs d'extraction de vapeur, cette dernière au période d'entretien est évacuée dans l'atmosphère, équipé aussi de deux pompe d'extraction pour extraire la vapeur condensé (l'eau) et la pomper vers la chaudière.



Figure (I.8) : Vue de l'extérieur du condenseur (MAG10AC001)

I.4.4.2. Fiche technique du condenseur (MAG10AC001)

CONDENSEUR A SURFACE	DONNEES TECHNIQUES
Fabricant	TSM TECH CO., LTD.
Conception	
Pression de service	0.0514 bar
Débit d'eau de refroidissement	34000 m ³ /h
Taux de transfert de chaleur	12,610.263 W/m ² . °C
Condensat	
Capacité totale	26.09 m ³
Montée de température d'eau de refroidissement	6 °C

Tableau.I.4 : Caractéristiques techniques du condenseur (MAG10AC001) [1]

I.4.5. Circuit d'eau et de vapeur

Entre condensation et évaporation, l'eau passe à travers plusieurs corps de la centrale comme le condenseur, la chaudière de récupération et la turbine à vapeur (figure I.9). Son parcours au long de la tuyauterie et en passant par de nombreuses vannes est assuré par plusieurs pompes pour réaliser un circuit fermé. A cause des pertes, de l'eau déminéralisée est ajoutée au circuit (environ 400 tonnes par jour) pour répondre aux exigences des corps de la centrale.

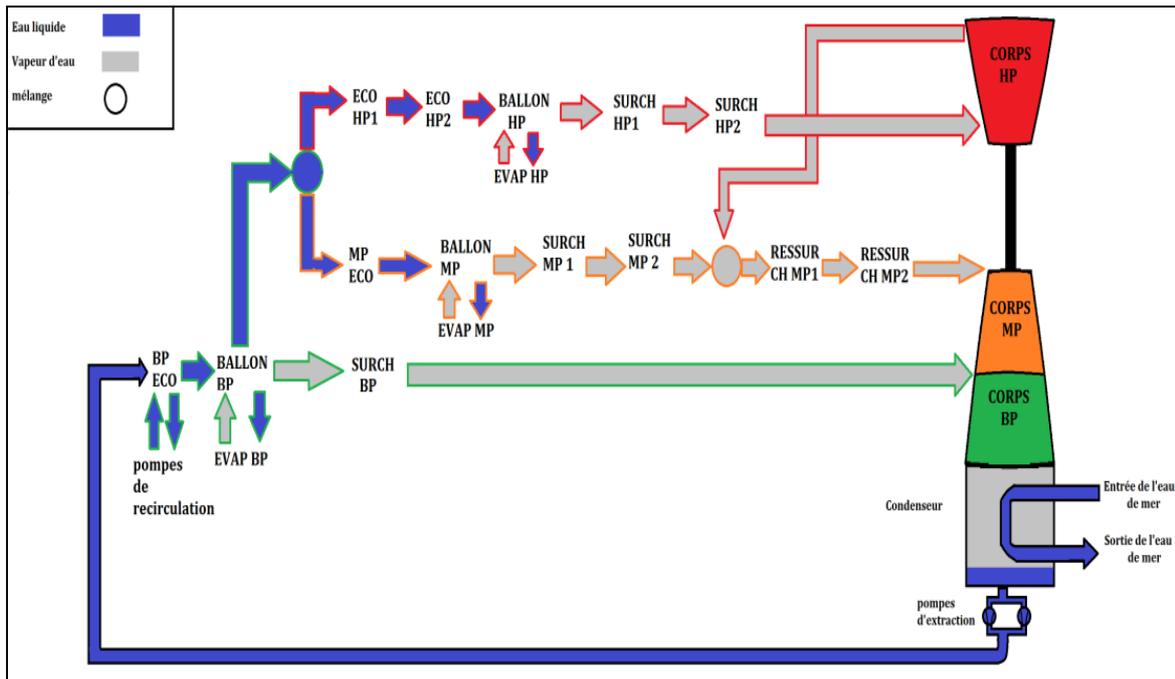


Figure (L.9) : Schéma descriptif du circuit eau/vapeur

I.4.6. Le générateur Siemens (SGEN™) SGen5-2000H

I.4.6.1. Description du générateur

Est placé entre la turbine à vapeur et la turbine à gaz. La TAG et la TAV sont couplés directement avec le générateur à ses extrémités par un dispositif de serrage. Le but de toute la centrale c'est de faire tourner cet élément essentiel.

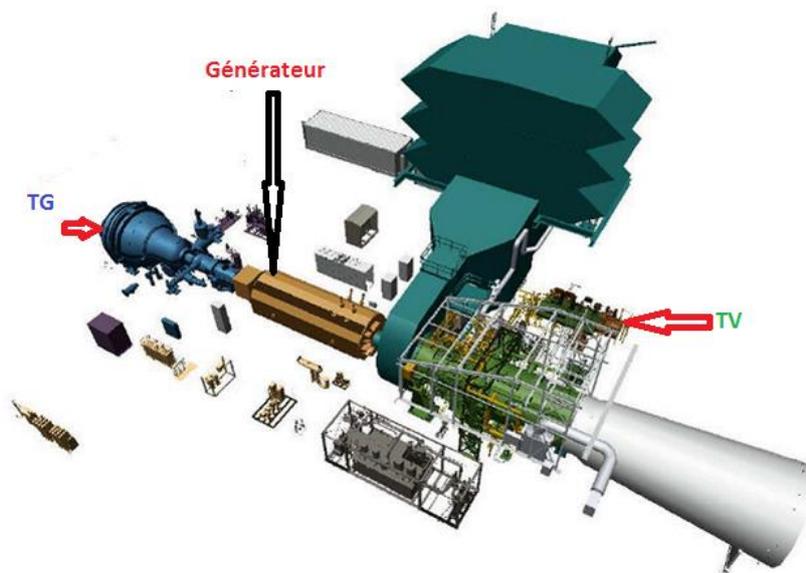


Figure (L.10) : position du générateur [1]

I.3.6.2. La fiche technique

Puissance apparente :	431 MVA à 35 °C
Courant d'induit nominal	11 310 A
Tension d'induit nominale	22,00 kV \pm 5 %
Vitesse de rotation	3 000 tr/min
Facteur de puissance	0,9 (inductif)
Excitation	Excitation statique
Type de refroidissement	refroidi à l'hydrogène

Tableau.I.5 : les paramètres de fonctionnement du générateur Siemens (SGEN TM) SGen5-2000H [1]

I.4.7. Les pompes hydrauliques principales

I.4.7.1. Les pompes d'alimentation (50LAB10AP001 / 50LAB20AP001)

a) Description pompes d'alimentation (50LAB10AP001 / 50LAB20AP001)

Il existe deux pompes qui travaillent en alternance d'alimentation GVRC horizontales à deux positions (2x100%), elles sont fournies pour chaque bloc de la centrale à cycle combiné. Les pompes sont des pompes centrifuges horizontales à plusieurs étages à fendage radial et à barillet. Leur rôle est de fournir l'eau d'alimentation au ballon, et au réchauffeur de performance de gaz combustible.



Figure (I.11) : Photo réelle de la pompe d'alimentation (LAB10AP001)

b) Les caractéristiques techniques

Pompe d'eau d'alimentation de chaudière	Données techniques
Température du liquide	156,7°C
Débit d'aspiration	455 m ³ /hr
Débit de décharge :	HP : 330 m ³ /hr + IP : 125 m ³ /hr
TDH:	HP : 1685 mlc et IP : 575 mlc
Tête d'arrêt	HP : 2022 mlc et IP : 783 mlc
NPSH _r	10 m à débit d'aspiration
Efficacité de la pompe	74%
Puissance de l'arbre	2104 kW
Vibration	Conformément à la norme ISO 10816 - Partie 7 (Zone A)
Vitesse	2977 tr / min
Limite de bruit à 1 m de la source	85 dB(A) avec boîtier sonore
Efficacité du moteur	95%
Puissance du moteur	2400 kW

Tableau.I.6. : caractéristiques des pompes 50LAB10AP001 / 50LAB20AP001) [1]***I.4.7.2. Les pompes d'extractions (CEP) (50LCB10AP001/50LCB11AP001)*****c) Description (CEP) (50LCB10AP001/50LCB11AP001)**

Les pompes CEP sont des pompes comme les pompes d'alimentation HRSG et aussi elles sont des pompes du type de boîtier vertical, multi-étages, volute. Il y'a deux pompes aussi travaillent en alternance (2*100%), le rôle de CEP est aspirer l'eau condenser déjà au condenseur.

d) Caractéristiques techniques

La pompe d'extraction	Données technique
Capacité	580 m ³ /hr
TDH	235 m
Tête d'arrêt	287 m
NPSH _r	3 m
Efficacité de la pompe	81%
Puissance de l'arbre	457 kW
Limite de bruit à 1 m de la source	85 dB(A)
Efficacité du moteur	95%
Puissance du moteur	480 kW

Tableau. I.7. : Caractéristiques techniques de Les pompes d'extractions (CEP) (50LCB10AP001/50LCB11AP001) [1]

I.5. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présentés la centrale de cycle combiné de Cap-Djinet par une description et quelques statistiques données afin de définir la stratégie de la production d'électricité dans cette centrale.

CHAPITRE II :Etat de l'art

II.1. Introduction

Une turbine à gaz appelé aussi turbine à combustion est une machine qui fonctionne à flux continu. Thermodynamiquement, elle appartient à la famille des moteurs à combustion interne et turbomachines, c'est aussi un moteur industriel. Ces machines sont conçues pour produire de l'énergie mécanique utilisable à partir de l'énergie cinétique des gaz produits par la combustion du combustible avec l'air ambiant aspiré et comprimé, ces machines sont sous deux forme multi arbre et mon arbre.

Les turbine à gaz permettent de fournir une grande puissance et un bon fonctionnement, et ces hautes performances font d'elles le moyen le plus demandé pour la production de l'énergie mécanique. Dans l'espoir d'avantage de production, Plusieurs études et améliorations ont été réalisées sur ces machines.

II.2. État de l'art

En 2020 **Reale et al [2]** ont mené une étude sur la micro-turbine à gaz et une analyse thermodynamiques simultanées sur l'impact des performances énergétiques et environnementales du fonctionnement des centrales a micro turbines à gaz en proposant deux améliorations pour faire fonctionner la turbine à gaz qui consiste à enrichir le combustible à base de méthane par l'hydrogène et l'humidification du cycle de la centrale. La micro turbine est modélisée à l'aide d'un logiciel avec lequel ils ont pu démontré que les cycles humidifiés ont une amélioration substantielle sur les performance énergétique et une amélioration de la puissance nette et de l'efficacité globale, par contre l'impact de l'enrichissement en hydrogène sur les performances de la centrale sont négligeable, il ne dépassant pas 1% pour la puissance et l'efficacité, et après avoir injecté quelques grammes par seconde de vapeur directement dans la chambre de combustion il ont obtenu un avantage plus important sur le processus de combustion par rapport aux dizaines de grammes par seconde d'eau injectée avant le saturateur. L'émission de CO de la disposition HAT-STIG(Turbine à air humide) (-STIG Turbine à gaz à injection de vapeur) proposée fournie en méthane enrichi jusqu'à 30% vol d'hydrogène sont commodément en dessous des limites réglementaires.

En 2020 **Cha et al. [3]** ont effectué une étude sur les nouvelles techniques de configuration proposée qui consiste à combiner une CCC à turbine à gaz et dioxyde de carbone avec un système de refroidissement de l'air d'admission de la turbine à gaz (TIAC) et la récupération de chaleur (HR) lors de l'utilisation de l'énergie froide du GNL. Les performances qui ont été simulées thermodynamiquement montrent que le système TIAC et HR refroidit l'air d'admission à l'entrée de la turbine à gaz en utilisant du CO₂ des condensats pour améliorer la puissance de sortie, tandis que l'énergie de l'air est simultanément récupérée dans le cycle de fond de CO₂ pour avoir une puissance supplémentaire et une efficacité plus élevée. Les performances des turbines à gaz s'endommagent considérablement avec l'augmentation de la température ambiante. Une augmentation de la température de l'air d'entrée entraîne une perte de la puissance développée de la turbine à gaz et du rendement

thermique. Les résultats montrent que la puissance de sortie relative est améliorée dans le système de refroidissement de l'air d'admission avec régénérateur augmente la puissance et de 14.9% et le rendement est amélioré de 2.1% par rapport au TAG – CO₂ – CCC sans TIAC et HR. Pendant ce temps, ce système permet d'avoir une puissance et un rendement supérieurs de 25,4 % et 11,5 %, respectivement, par rapport au CCC à vapeur conventionnel, et l'effet augmente en fonction de la température ambiante.

Une procédure de modélisation a été mise au point en 2020 par **Du et al [4]** pour simuler le fonctionnement hors conception de la turbine à gaz avec une nouvelle méthode d'aubes directrices d'admission du compresseur IGV à récupération et le cycle combiné de Kalina (RGT-KCC) afin d'étudier les caractéristiques des pertes d'exergies. Leurs méthodes proposées sont en deux étapes : d'abord en maintenant la température d'entrée de la turbine à gaz GTIT, puis la température de sortie de la turbine à gaz GTOT. A partir de là qu'ils ont pu comparer et évaluer les performances du cycle combiné (RGT-KCC) à celles du cycle combiné standard en termes de l'amélioration de la puissance électrique produite et du rendement énergétique, et tous cela a été dans le but d'évaluer la distribution des pertes exergétiques, et l'efficacité exergétique des composants, et l'efficacité exergétique du cycle de RGT-KCC dans des conditions de charge partielle. Ils ont conclu qu'il y a trois principaux composants qui ont une perte d'exergie dans RGT-KCC qui sont la chambre combustion, la turbine à gaz et le cycle de Kalina à vapeur, et cela à la charge nominale, leurs valeurs sont respectivement de 46,79 %, 11,23 % et 10,97 % des pertes totales d'exergie. Les résultats montrent aussi que la température de l'air d'admission est importante pour augmenter l'efficacité du système, car elle affecte la densité de l'air et donc, la destruction d'exergie et l'efficacité du composant. Enfin la température ambiante a des effets sur les performances de chaque composant

Kumar Dubey et al [5] en 2020 ont fait une étude sur le combustible utilisé pour alimenter la combustion de la turbine à gaz, dans ce concept ils ont fait une analyse basée sur trois étapes, thermique et statique et carbone-économique sur les pertes exergétique et l'efficacité exergétique et l'analyse des gaz d'échappement du gaz combustible de la centrale à cycle combiné gaz-vapeur en employant l'écoproduits à base de LiBr – H₂O avec le système de réfrigération à absorption de vapeur (VARS). Le concept est analysé par une simulation de processus basée sur une centrale à cycle combiné de gazéification intégrée de référence avec captage de CO₂, de cela que ils ont démontré que le LiBr – H₂O projeté basé sur le (VARS) est non toxique avec une consommation d'électricité qu'est nulle et à faible valeur des facteurs de sécurité environnementale et que ce système réduit 162 tonnes de CO₂ par ans lorsqu' il fonctionne à 08 heures de travail, et Le rendement et l'efficacité maximum possibles sont obtenus par la combustion du gaz méthane à 8 bar de pression et 900 °C de la température d'entrée de la turbine à gaz et que cette condition de fonctionnement réduit les pertes de chaleur entre les deux cycles d'alimentation et atteint une température d'écoulement remarquable d'environ 262 °C, ce qui est suffisant pour le générateur VARS pour augmenter la production de l'effet de refroidissement.

en 2020, **Gu et al**[6] ils ont fait une étude sur l'analyse énergétique et exergetique d'une centrale électrique à cycle combiné gaz-vapeur , et l'effet de la température ambiante sur les performances énergétiques et exergetique de la centrale, et de localiser le composant dans lequel se produit la perte d'exergie maximale dans le but d'avoir une faible émission et une efficacité plus élevée en se basant sur la théorie économique de l'exergie et le deuxième principe de la thermodynamique, ils ont établi 3 modèles connexes comme fonctions objectives ont fait le calcul de l'efficacité énergétique et les pertes d'énergie sur chaque équipement d'un système de 200 MV avec la méthode matricielle, puis ils ont fait une analyse de sensibilité sur les 3 fonctions qui sont étudiées dans différentes conditions de fonctionnements, ils ont utilisé l'algorithme NSGA II pour obtenir un ensemble de solutions de frontière et ils ont pris les frontières comme guide d'opération pour une haute efficacité, ils ont constaté que la chambre de combustion a un rendement exergetique le plus faible par rapport au compresseur et à la turbine de détente leur étude a montré que la deuxième loi de l'analyse thermodynamique est la plus précise pour déterminer l'efficacité d'un système thermique par rapport à la première loi de l'analyse thermodynamique. Ils ont démontré une augmentation de l'efficacité isentropique de compresseur et une faible contre pression de la turbine qui permet d'atteindre une efficacité assez élevée et une faible émission de CO₂.

Pattanayak et al [7] en 2020 ils ont fait une étude sur les performances des turbines à gaz en faisant une analyse thermodynamique sur l'effet de la température ambiante et l'humidité relative puis ils ont proposé une méthode d'intégration telles que la 1^{ère} turbine à gaz, 2^{ème} refroidissement par eau du condenseur (CWC) dans le cycle de la turbine à vapeur et 3^{ème} approche combinée de la turbine à gaz avec silencieux et refroidissement par eau du condenseur (CWC), tout ça pour améliorer la production électrique et les performances et la puissance du cycle combiné en faisant une modélisation thermodynamique basée sur la simulation de chaque méthode adaptée pour l'identification du modèle CCC et ils ont fait la comparaison des performances thermodynamiques de chaque méthode et tout ça est établi en fonction et on se base sur l'effet de l'humidité relative et de la température ambiante ainsi que de la puissance nominale hors tension de génération du système proposé, ils ont remarqué que l'augmentation du taux de condensation de l'humidité peut améliorer les performances de la TAG, selon les conditions nécessaires. Leurs résultats montrent que la puissance relative du CCC s'est améliorée de 1,01 % à 18,48 % (pour la troisième approche d'intégration) et 0,17 % à 0,217 % (pour la deuxième approche d'intégration), sous les conditions de température ambiante de 13 à 45 °C et l'humidité relative et respectivement de 40% et 90 %, par rapport à celle non intégrée CCPP, l'amélioration de l'efficacité relative est observée dans la deuxième et la troisième configuration aussi de 0,17 % à 0,22 %.

En 2020, **Carapellucci et al** [8] ont étudié un nouveau concept pour renforcer la production des CCC. La solution proposée repose sur l'intégration d'une unité de cogénération basée sur une turbine à gaz régénérative (RGT), fournissant une capacité de puissance supplémentaire et de la vapeur surchauffée à injecter dans le CCGT existante. L'étude de simulation examine l'effet des conditions d'exploitation du RGT sur la performance technico-économique de la centrale intégrée (IPP), en se référant aux productions d'énergie marginales et globales. Dans le but d'évaluer la flexibilité de

l'installation, le fonctionnement à charge partielle de l'IPP est également analysé grâce à un programme de contrôle des aubes de guidage d'entrée (IGV) et de la température d'entrée de la turbine (TIT). Les résultats de la simulation ont révélé que l'approche de renforcement proposée permet une augmentation maximale de la puissance de plus de + 70%, au prix d'une pénalité sur l'efficacité nette d'environ 1% par rapport au CCGT existant. Le CCGT renforcé peut également être utilisé à charge partielle, tout en offrant des performances énergétiques et économiques remarquables.

K. Abudu et al [9]. En 2020 ils ont fait une étude et une analyse basé sur l'implications d'une amélioration meilleure de flexibilité dans une configuration de la turbine à gaz, cela est fait par 2 méthode l'une d'elle par extraction d'air et l'autre par l'injections d'air sur le cycle de fond de la turbine à gaz à cycle combiné pour savoir leurs effet, puis ils ont fait une modélisation sur le cycle de creux basé sur une approche de cascade détaillé avec l'utilisation des conditions de gaz d'échappement du modèle de cycle et cela est fait dans une conception à pleine charge et ils ont vérifié les performances de la CCGT hors conception dans leur simulations d'extraction et d'injection d'air de la turbine à gaz qui sont reproduits dans le cycle de fond. Les résultats de leurs études ont montré que les améliorations de la flexibilité dans le cycle de fond s'appliquent également dans les centrales à cycle combiné de turbines à gaz.

N. Lu, L. Pan, Z. Liu et al [10]. En 2020 ils ont fait une modélisation et une analyse thermodynamique du système d'alimentation thermique d'une unité de la centrale à cycle combiné CCGT, en proposant une nouvelle stratégie de contrôle opérationnelle et flexible à l'aide du TEWL au niveau d'eau de l'échangeur thermique en se basant sur le contrôle de la pression de la vapeur d'échappement du cylindre à pression intermédiaire (IPEP) pour stabiliser le TEWL puis ils ont sélectionné le débit d'eau de circulation du réseau de chauffage comme variable manipulée de contrôle IPEP. Des études analytiques ont été effectuées à l'aide de modèles thermodynamiques pour identifier la mesure dans laquelle IPEP fonctionne. Plusieurs algorithmes de contrôle sont conçus et comparés pour déterminer la stratégie la plus efficace pour le contrôle IPEP pilote-TEWL. Les résultats montrent que l'écart maximum de TEWL peut être réduit et les indices OPFL peuvent être considérablement améliorés, c'est-à-dire le taux d'augmentation en puissance moyen ne dépasse pas la limite de sécurité, et la capacité électrique est de 69,55 MW et cela est obtenu à partir de 158 MW de la turbine à vapeur, malgré les contraintes du cycle de fond.

Razzak Khan et al [11] en 2020 ont fait une étude pour vérifier la rentabilité thermodynamique d'un cycle combiné gaz/vapeur inter-refroidi à réchauffage avec capture de CO₂ et méthanisation. La méthode utilisée et que l'unité de captage et de méthanisation du CO₂ est intégrée pour capturer le CO₂ des gaz d'échappement et le convertir en méthane (CH₄) et cela est dans le but qu'il puisse être utilisé comme combustible supplémentaire et ainsi réduire le taux d'émission du carbone dans l'atmosphère. Puis ils ont fait l'ajout d'un cycle de Rankine organique qu'est intégré entre le compresseur à haute pression et le compresseur à basse pression cela a pour objectif d'utiliser la chaleur d'extraction pendant le processus d'inter-refroidissement. Les résultats ont démontré qu'avec un taux de compression optimal,

la qualité de la vapeur dans la chaudière de récupération est améliorée et que le taux d'émission du carbone dans l'atmosphère a considérablement diminué. En plus la conversion du CO_2 en méthane permet d'utiliser ce dernier comme combustible dans une turbine à gaz supplémentaire et ainsi augmenter la puissance globale de la centrale à cycle combiné.

En 2021 **K Fan et al [12]** ont effectué une étude et une analyse a fin de comparé les performances d'une centrale électrique à cycle combiné à l'aide d'un modèle physique, qui a été validé par un modèle mathématique. Pour améliorer l'efficacité de la charge de base des unités de la centrale ; les performances du système modernisé avec chauffage de l'air d'entrée du compresseur ont été étudiées de manière approfondie avec différentes stratégies de régulation de la charge et cela en passant par des procédures, trois stratégies ont été adoptées, y compris le contrôle des aubes de guidage d'entrée (IGV) avec une température d'entrée constante de la turbine ; le contrôle des IGV avec une température d'échappement de la turbine constante et le contrôle du débit de carburant (FFC). En raison de la faible température d'échappement qu'est plus basse leurs l'analyse indique que le contrôle de débit de carburant FFC est préférable pour les turbines à gaz, mais en d'autre part pour l'amélioration des performances du cycle combiné, les stratégies de contrôle des aubes de guidage d'entrée IGV sont les plus avantageuses et les mieux rentable.

En 2021 **Yan Cao et al [13]** ont fait une étude thermodynamique exergoéconomique, son objectif est l'analyse des techniques de refroidissement et les différentes technologie de conversion de la biomasse et leurs impacts sur les performances des turbines à gaz. De ce fait ils ont déduit que la chaleur résiduelle d'un cycle combiné doté d'une turbine à gaz régénérative (GTC) et d'un cycle de Brayton supercritique au CO_2 à recompression (SCBC) entraîné par une source de chaleur hybride solaire-biomasse peut être récupérée efficacement en combinant de divers sous-systèmes comprenant un générateur thermoélectrique, un système de réfrigération à absorption $\text{LiBr} - \text{H}_2\text{O}$, une chaudière de récupération et un électrolyseur à membrane et un échangeur de protons avec le cycle, ils ont fait la comparaison entre Les performances environnementales et exergoéconomiques du système dans un cas de base entre un mode hybride solaire-biomasse et un mode biomasse seule. Les résultats indiquent que l'utilisation de la tour solaire entraîne de légères réductions des impacts environnementaux, tout en diminuant significativement les performances thermodynamiques et économiques. Pour les modes hybride et biomasse uniquement on a une bonne amélioration de l'efficacité énergétique totale du système et l'efficacité exergétique totale du système s'améliore aussi grâce à la récupération de l'énergie résiduelle du GTC de cycle combiné de la turbine à gaz régénératif et le SCBC de recompression via les systèmes proposés, tandis que les sous-systèmes utilisés dans les deux modes mentionnés ne représentent respectivement que 5,1% et 8,1% du taux de coût total du système.

Akafuah ,KozoSaitoA.M. Abubaker et al [14], en 2021, Ils ont fait l'étude et l'analyse thermodynamique du cycle des turbines à gaz et l'impact du refroidissement de l'air d'admission sur les performances du cycle des turbines à gaz en utilisant le refroidissement de l'air d'admission par compression (échangeur de chaleur). L' intégration qu' ils ont proposé consiste à des échangeurs de chaleur solaires en cascades dans une centrale à cycle combiné

en utilisant des capteurs cylindro-parabolique pour améliorer le réchauffement de l'air à l'entrée de la chambre de combustion pour alimenter le système d'absorption, puis ils ont fait l'intégration d'un cycle de refroidissement qui est utilisé pour refroidir l'air d'admission qui va contrôler la température à l'entrée du compresseur, ils ont réalisé une optimisation qui est basé sur la régression linéaire pour modéliser l'efficacité thermique et aussi pour générer des équations polynômiales très précises permettant de calculer les performances du système, en utilisant ces équations dans une optimisation multi- objective par algorithme génétique GA MOO. L'analyse simple du point de conception qu'ils ont fait sur la nouvelle intégration a montrer que le rendement de la turbine à gaz est fortement influencé par la température et l'humidité relative de l'air ambiant, et que le rendement thermique d'un cycle de turbine à gaz diminue avec l'augmentation de la température ambiante de l'air. Le cycle de la turbine à gaz amélioré par le système de refroidissement de l'air d'entrée par échangeur de chaleur a une augmentation de l'efficacité thermique de 7.2% et une augmentation de la puissance de 27.7 MW et la production électrique de 6.87% et le rendement thermique de 19.45% et tout cela a permis aussi d'économiser 10.53% du carburant.

Xiao et al [15] en **2021** Ont fait une proposition d'un nouveau système combinant la micro turbine à gaz solaire avec un système d'injection de vapeur et un cycle de fond et le cycle organique de Rankine ORC. Des études analytiques ont été effectuées à l'aide de modèles thermodynamiques pour identifier et analyser les paramètres de fonctionnement des performances du système. Cette étude a permis de constater qu'en utilisant l'énergie solaire la consommation du carburant réduit de. Cependant, l'efficacité du système diminue avec l'augmentation de la part de l'énergie solaire, où l'efficacité du système n'atteint que 19,9% avec une part d'énergie solaire de 86,0%. Des gains de puissances de 8,29 kW et 30,37 kW ont été signalés avec l'ajout de l'injection de vapeur et du cycle ORC, respectivement, augmentant la puissance totale de 37,7%. Cette méthode augmentera la flexibilité du système pour gérer les conditions de charges complexes.

II.3. Conclusion

Ce chapitre est une présentation de quelques études et améliorations menées sur les turbine à gaz et les cycles combinés. Les résultats de ces recherches montrent que les turbine à gaz et les cycles combinés sont susceptibles à de nombreuse amélioration concernant la production, l'efficacité, la consommation du fioul et l'impact environnemental.

*Chapitre III : Modelisation de
chaque composant*

III.1. Turbine à gaz

La turbine à gaz est un élément de production du travail mécanique, elle fonctionne selon le cycle de Brayton.

III.1.1. Compresseur axial

Son rôle est de comprimer l'air aspirée avant d'être injecté dans la chambre de combustion

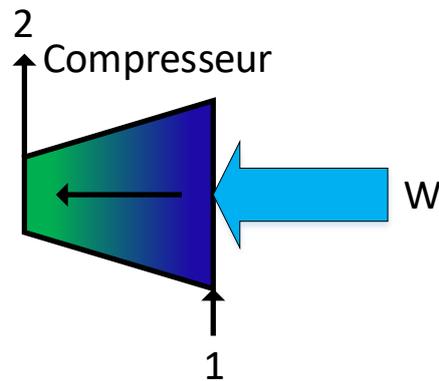


Figure (III.1) : schématisation du compresseur

a) Bilan massique

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{air} = Qv_{air} \times \rho_{air} \quad (III. 1)$$

b) Bilan énergétique

$$\dot{m}_1 \times h_1 + \dot{W}_c = \dot{m}_2 \times h_2 \quad (III. 2)$$

c) Travail de compresseur

$$\dot{W}_c = \dot{m}_2 \times h_2 - \dot{m}_1 \times h_1 \quad (III. 3)$$

d) Puissance consommée

$$\dot{W}_c = \dot{m}_{air} \times (h_2 - h_1) \quad (III. 4)$$

e) Rendement du compresseur

$$\eta_c = \frac{\text{Travail de compresseur isentropique}}{\text{Travail réel du compresseur}}$$

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

III.1. 2. Chambre de combustion de la TG

La chambre de combustion ou il y'a une transformation de l'énergie chimique à l'énergie thermique.

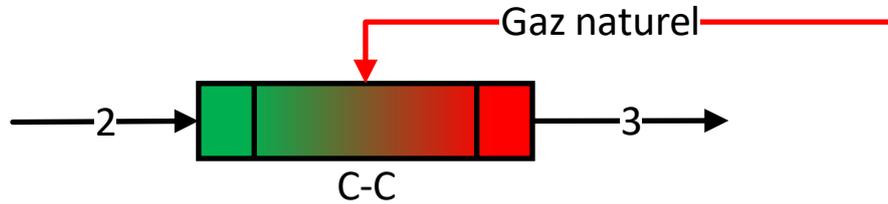


Figure (III.2) : schématisation de la chambre de combustion

a) Bilan massique

Le débit du fumé est la somme de les deux débit (fioul et air comprimé).

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_{\text{air}} + \dot{m}_{\text{fioul}} = \dot{m}_2 + \dot{m}_{\text{fioul}} = \dot{m}_f \quad (\text{III. 6})$$

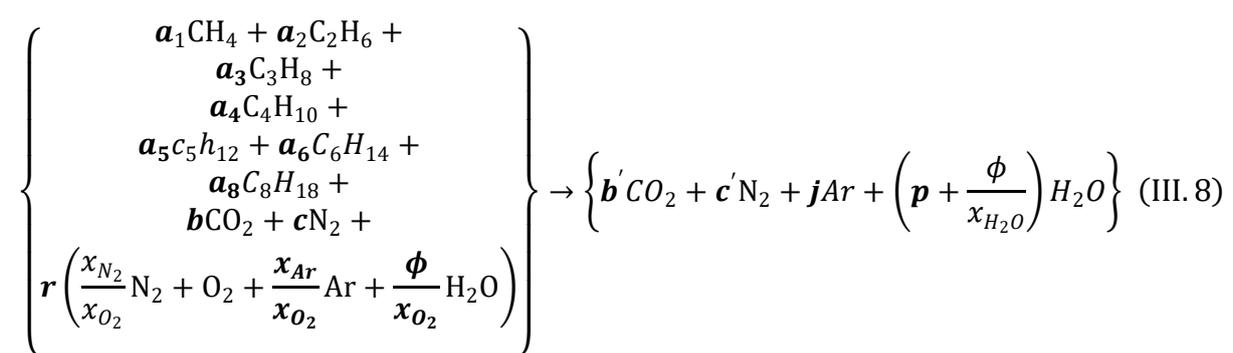
b) Bilan énergétique

$$\dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_2 \times h_2 + \dot{m}_{\text{fioul}} \times h_f + Q'_{cc} \quad (\text{III. 7})$$

➤ L'enthalpie spécifique du fioul à l'entrée de la chambre de combustion (h_{fioul})

Elle est déduite à partir de sa pression P_{fioul} et sa température T_{fioul} grâce au programme qui relie Refprop à Matlab .

c) L'équation de la combustion



➤ La valeur de la fraction molaire du carbone en réaction est :

$$b' = b + a_1 + 2a_2 + 3a_3 + 4a_4 + 5a_5 + 6a_6 + 7a_7 + 8a_8 \quad (\text{III. 9})$$

➤ La valeur de la fraction molaire du dihydrogène en réaction :

$$p = \frac{(4a_1 + 6a_2 + 8a_3 + 10a_4 + 12a_5 + 14a_6 + 16a_7 + 18a_8)}{2} \quad (\text{III. 10})$$

- La valeur de la fraction molaire du dioxygène produit :

$$r = b' + \frac{p}{2} - b \quad \text{(III. 11)}$$

- La valeur de la fraction molaire du diazote en réaction/produit :

$$c' = c + (3,76 \times r) \quad \text{(III. 12)}$$

- La valeur de la fraction molaire de l'Argon en réaction/produit :

$$j = \frac{x_{Ar}}{x_{O_2}} \times r \quad \text{(III. 13)}$$

Les composants du gaz naturel

Molécule	Symbole	Fraction molaire $x_i(\%)$	Fraction massique (%)
Méthane	CH ₄	92.12	84.87
Éthane	C ₂ H ₆	4.2	7.25
Propane	C ₃ H ₈	0.77	1.95
Butane	C ₄ H ₁₀	0.31	1.03
Pentane	C ₅ H ₁₂	0.08	0.33
Hexane	C ₆ H ₁₄	0.05	0.25
Heptane	C ₇ H ₁₆	0.03	0.17
Octane	C ₈ H ₁₈	0.01	0.06501
Dioxyde de Carbone	CO ₂	0.16	0.4
Azote	N ₂	2.28	3.67

Tableau III.1 : les fractions molaire et massique des composants du gaz naturel

$$\left\{ \begin{array}{l} 0,9212CH_4 + 0,042C_2H_6 + 0,0077C_3H_8 + \\ 0,0031C_4H_{10} + \\ 0,0005C_6H_{14} + 0,0001C_8H_{18} + \\ \left(p + \frac{\phi}{x_{H_2O}}\right)H_2O + \\ 0,0016CO_2 + 0,0228N_2 + \\ r \left(\frac{x_{N_2}}{x_{O_2}} N_2 + O_2 + \frac{x_{Ar}}{x_{O_2}} Ar + \frac{\phi}{x_{O_2}} H_2O \right) \end{array} \right\} \rightarrow \left\{ \begin{array}{l} b'CO_2 + c'N_2 + jAr + \\ \left(p + \frac{\phi}{x_{H_2O}}\right)H_2O \end{array} \right\} \quad \text{(III. 14)}$$

Après traitement de « **Matlab** », nous avons extrait ces résultats et les avons résumés dans le tableau suivant :

Composant	Fraction massique (%)
H ₂ O	0.1199
Ar	0.0119
N ₂	0.7161
CO ₂	0.1521

Tableau III.2: les valeurs de fractions molaire des produits de combustion

➤ **L'enthalpie spécifiques à la sortie de la chambre de combustion (h_3)**

L'enthalpie et l'entropie spécifiques à la sortie de la chambre de combustion sont calculées à partir de la température T_3 , la pression P_3 et les fractions massiques des produits en se servant de programme qui relie Refprop à Matlab.

d) Rendement de la chambre de combustion

$$\eta_{cc} = \frac{\text{puissance réelle}}{\text{puissance théorique}} = \frac{(\dot{m}_{\text{fioul}} + \dot{m}_{\text{air}}) \times h_3 - \dot{m}_{\text{air}} \times h_2}{\text{PCI} \times \dot{m}_{\text{fioul}}} \quad (\text{III. 15})$$

e) Le rapport massique fioul/air (FAR)

$$\text{FAR} = \frac{h_3 - h_2}{(\text{PCI} \times \eta_{cc}) + (h_{\text{fioul}} - h_3)}$$

f) Puissance fournie par la chambre de combustion

$$Q'_{cc} = \eta_{cc} \times \text{PCI} \times \dot{m}_{\text{fioul}} \quad (\text{III. 16})$$

III.1.3. Turbine de détente

La turbine est un élément qui produit du travail mécanique.

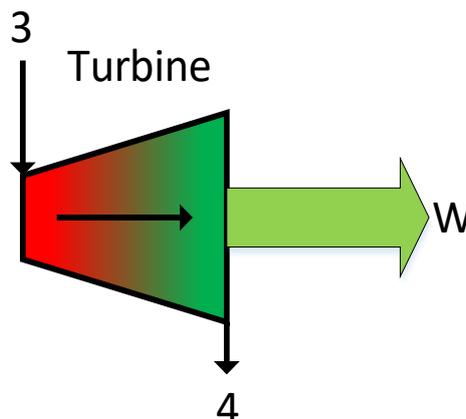


Figure (III.3) : schématisation de la turbine

a) Bilan massique

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_f \quad (\text{III. 17})$$

b) Bilan énergétique

On applique ici la loi de conservation des énergies

$$\dot{m}_3 \times h_3 = \dot{m}_4 h_4 + \dot{W}_t \quad (\text{III. 18})$$

c) Travail fourni par la turbine

Le travail de la turbine est la différence d'enthalpie entre la sortie et l'entrée.

$$W_t = h_3 - h_4 \quad (\text{III. 19})$$

d) Puissance fournie par la turbine

$$\dot{W}_t = \dot{m}_f \times W_t \quad (\text{III. 20})$$

e) Rendement de la turbine

$$\eta_t = \frac{\text{Travail réel de la turbine}}{\text{Travail de détente isentropique}}$$

$$\eta_t = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4i}} \quad (\text{III. 21})$$

f) Puissance nette de la turbine à gaz

La puissance nette est la différence de puissance de la turbine fournie et la puissance de compresseur consommé :

$$\dot{W}_{TG} = \dot{W}_t - \dot{W}_c \quad (\text{III. 22})$$

g) Rendement de la turbine à gaz

Le rendement de la TG est quotient de division des gains sur les dépenses :

$$\eta_{TG} = \frac{\dot{W}_{TG}}{Q'_{cc}} \quad (\text{III. 23})$$

h) Consommation spécifique du fioul

$$ccf_{TG} = \frac{3600 * m_{fioul}}{\dot{W}_{TG}} \quad (\text{III. 24})$$

III.2. Chaudière de récupération (HRSG)

La chaudière de récupération est l'élément permettant de récupérer l'énergie thermique des fumées afin de réchauffer l'eau et produire de la vapeur.

Avec « Refprop » relié à « Matlab » on détermine l'enthalpie à la sortie de la cheminé :

$$h_5 = FM_{N_2} \times h_{N_2} + FM_{CO_2} \times h_{CO_2} + FM_{N_2} \times h_{N_2} + FM_{Ar} \times h_{Ar} + FM_{H_2O} \times H_{H_2O} \quad (III. 25)$$

a) Puissance totale de la chaudière

$$Q'_{ch} = \dot{m}_f \times (h_4 - h_5) \quad (III. 26)$$

b) Puissance récupérée par chaque niveau de pression

La puissance récupérée est la multiplication de l'efficacité avec la puissance totale de la chaudière de récupération

1. Puissance récupérée par le corps basse pression

$$Q_{recBP} = Q'_{ch} \times E_{ffBP} \quad (III. 27)$$

2. Puissance récupérée par le corps moyenne pression

$$Q_{recmp} = Q'_{ch} \times E_{ffmp} \quad (III. 28)$$

3. Puissance récupérée par le corps haute pression

$$Q_{rechp} = Q'_{ch} \times E_{ffhp} \quad (III. 29)$$

c) La puissance totale récupérée

Quand on détermine la puissance récupérée par chaque niveau de pression on peut calculer la puissance totale de chaudière de récupération avec la formule qui suit :

$$Q_{rec} = Q_{recbp} + Q_{recmp} + Q_{rechp} \quad (III. 30)$$

III.3. Turbine à vapeur

Elle permet de produire de l'énergie mécanique. Elle est composée de trois corps et chacun fonctionne avec une pression différente.

a) Turbine haute pression

Avec le logiciel « Matlab » on détermine les enthalpies massiques de l'entrée et la sortie

$$H_{\text{sturbinehp}} = h_{\text{eturbinehp}} - (h_{\text{eturbinehp}} - h_{\text{sturbinehpis}}) \times \eta_{\text{turbinehp}} \quad (\text{III. 31})$$

La puissance de la turbine

$$\dot{W}_{\text{turbinehp}} = \dot{m}_{\text{vapeurHP}} \times (h_{\text{eturbinehp}} - h_{\text{sturbinehp}}) \quad (\text{III. 32})$$

b) Turbine moyenne pression

$$H_{\text{sturbinemp}} = h_{\text{eturbinemp}} - (h_{\text{eturbinemp}} - h_{\text{sturbinempis}}) \times \eta_{\text{turbinemp}} \quad (\text{III. 33})$$

La puissance de la turbine

$$\dot{W}_{\text{turbinemp}} = \dot{m}_{\text{vapeurMP}} \times (h_{\text{eturbinemp}} - h_{\text{sturbinemp}}) \quad (\text{III. 34})$$

c) Turbine basse pression

$$h_{\text{sturbinebp}} = h_{\text{eturbinebp}} - (h_{\text{eturbinebp}} - h_{\text{sturbinebps}}) \times \eta_{\text{turbinebp}} \quad (\text{III. 35})$$

La puissance de la turbine

$$\dot{W}_{\text{turbinebp}} = (\dot{m}_{\text{vapeurBP}} + \dot{m}_{\text{vapeurMP}}) \times (h_{\text{eturbinehp}} - h_{\text{sturbinehp}}) \quad (\text{III. 36})$$

d) La puissance totale de la turbine

$$\dot{W}_{\text{tv}} = \dot{W}_{\text{turbinehp}} + \dot{W}_{\text{turbinemp}} + \dot{W}_{\text{turbinebp}} \quad (\text{III. 37})$$

III.4. Les pompes

A partir de trois valeurs constantes pression(P)et température(T) à l'aspiration et la pression de refoulement, on détermine les enthalpies et la masse volumique avec «Matlab » .

a) La pompes des extraction CEP

$$\Delta P = P_{\text{ref}} - P_{\text{asp}} \quad (\text{III. 38})$$

$$h_{\text{refCEP}} = h_{\text{aspCEP}} + \frac{\Delta P}{\rho_{\text{eCEP}}} \quad (\text{III. 39})$$

La puissance de la pompe

$$\dot{W}_{\text{CEP}} = (\dot{m}_{\text{vapeurBP}} + \dot{m}_{\text{vapeurMP}} + \dot{m}_{\text{vapeurMP}}) \times (h_{\text{refCEP}} - h_{\text{aspCEP}}) \quad (\text{III. 40})$$

b) La pompe d'alimentation moyenne pression

L'enthalpie du refoulement de la pompe d'alimentation moyenne de pression :

$$\Delta P = P_{\text{refmp}} - P_{\text{aspmp}} \quad (\text{III. 41})$$

$$h_{\text{refCEP}} = h_{\text{aspCEP}} + \frac{\Delta P_{\text{mp}}}{\rho_{\text{refmp}}} \quad (\text{III. 42})$$

La puissance de la pompe MP

$$\dot{W}_{\text{pmp}} = \dot{m}_{\text{vapeurMP}} \times (h_{\text{refCEP}} - h_{\text{aspCEP}}) \quad (\text{III. 43})$$

c) La pompe d'alimentation haute pression

L'enthalpie du refoulement de la pompe d'alimentation haute pression :

$$\Delta P_{\text{hp}} = P_{\text{refhp}} - P_{\text{asphp}} \quad (\text{III. 43})$$

$$h_{\text{refphp}} = h_{\text{aspphp}} + \frac{\Delta p_{\text{hp}}}{\rho_{\text{refmp}}} \quad (\text{III. 44})$$

La puissance de la pompe HP

$$\dot{W}_{\text{pmp}} = \dot{m}_{\text{vapeurBP}} \times (h_{\text{refpmp}} - h_{\text{aspmp}}) \quad (\text{III. 45})$$

d) La puissance totale des pompes

$$\dot{W}_p = \dot{W}_{\text{pCEP}} + \dot{W}_{\text{pmp}} + \dot{W}_{\text{php}} \quad (\text{III. 46})$$

III.5.les performances du cycle combiné

a) La puissance nette de la centrale cycle combiné

Le cycle combiné a des éléments productifs comme les différentes turbines à gaz et vapeur et des éléments consommateurs comme les pompe d'extraction et d'alimentation. La puissance nette est décrite par la relation suivante :

$$\dot{W}_{\text{CAC}} = \dot{W}_{\text{TG}} + \dot{W}_{\text{tv}} - \dot{W}_p \quad (\text{III. 47})$$

b) Rendement du cycle combiné

Le rendement thermique de la centrale est calculé par les gains (la puissance nette de la centrale) divisée sur les dépenses (puissance de la chambre de combustion)

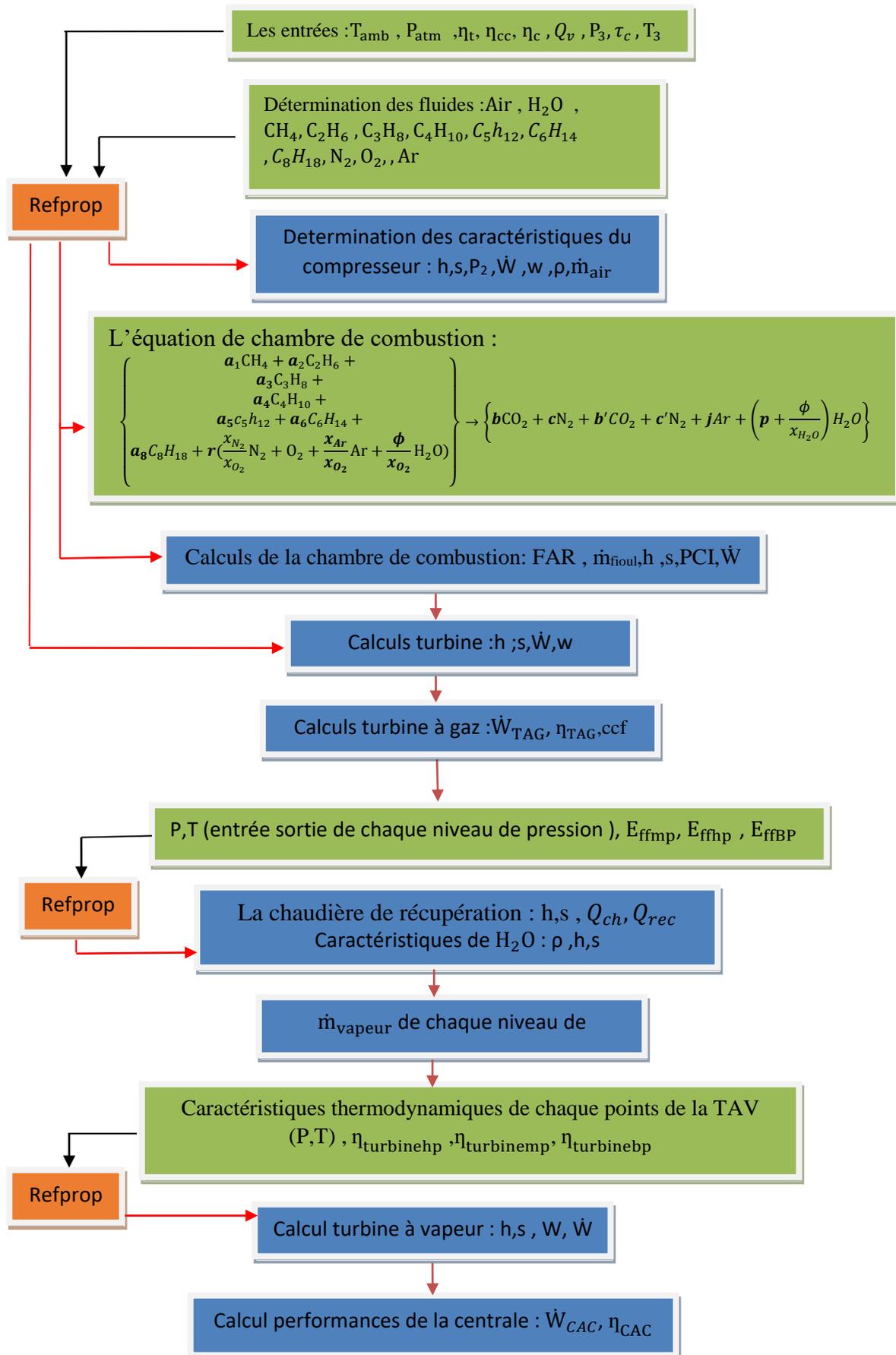
$$\eta_{cc} = \frac{\dot{W}_{\text{CAC}}}{Q'_{\text{CC}}} \quad (\text{III. 48})$$

c) Consommation spécifique du cycle combiné

$$\text{ccf}_{\text{CAC}} = \frac{3600 * \text{mfioul}}{\dot{W}_{\text{CAC}}} \quad (\text{III. 49})$$

III.6. Méthodes de calcul

La méthode des calculs réalisés est schématisée dans l'organigramme suivant :



Dans cette organigramme, on a illustré tous les étapes de calculs effectués grâce à Matlab et Refprop afin de déterminer les performances de la centrale et de ses différents composants.

III.7. Conclusion

Dans ce chapitre, on a décrit les équations et les bilans thermodynamiques pour chaque élément du cycle combiné, ainsi que les différentes lois appliquées en se basant sur le premier principe de la thermodynamique.

*CHAPITRE VI : Effet de la
température ambiante sur les
performances de la centrale*

Refprop couplé avec Matlab, nous a permis de réaliser une simulation numérique sur l'effet de la température ambiante sur les performances de la centrale, et d'obtenir des résultats à interpréter dans ce chapitre.

IV.1. Effet de la température ambiante sur les propriétés de l'air

IV.1.1. La masse volumique de l'air

La figure IV.1 ci-dessus décrit la variation de la masse volumique ou la densité de l'air ambiant en fonction des températures ambiantes variante de 1 à 50 °C pour une pression constante égale à la pression atmosphérique.

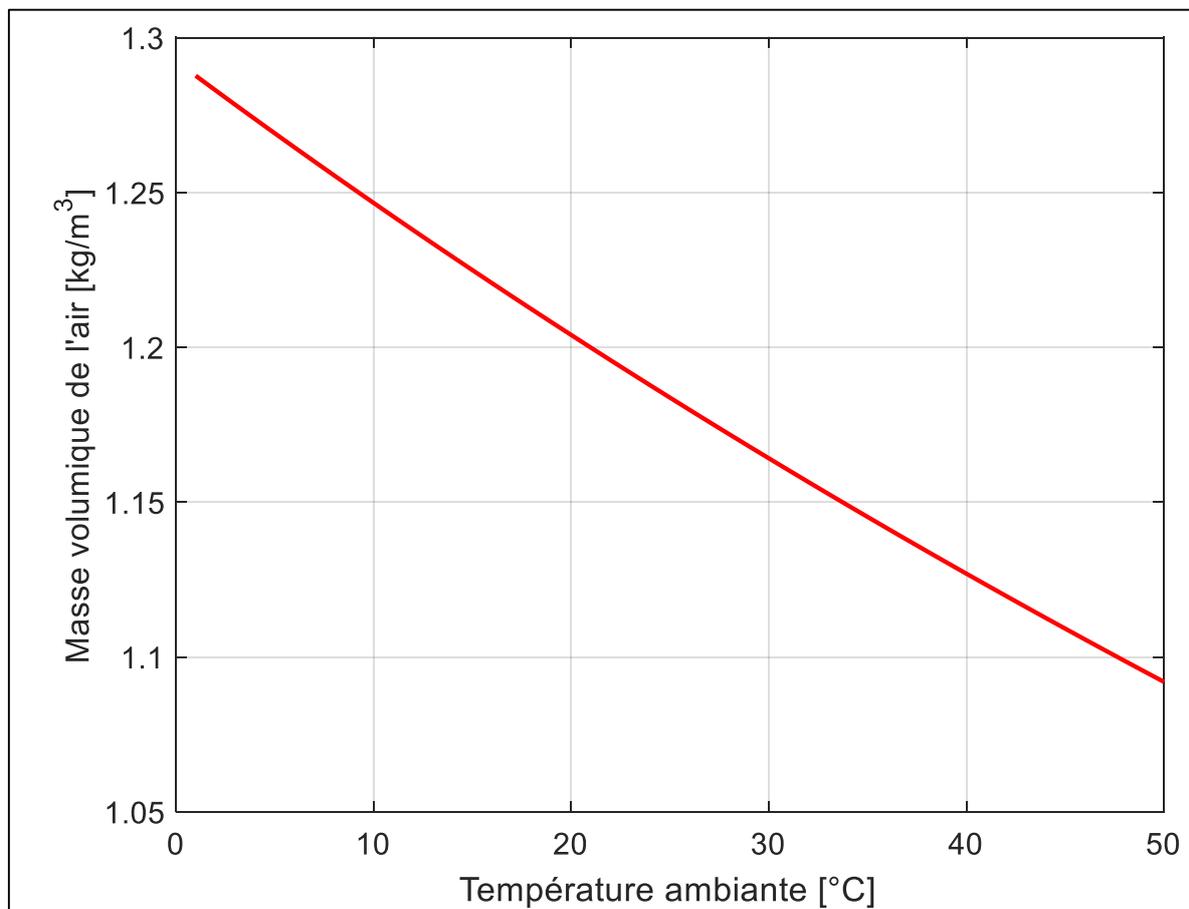


Figure (IV.1) : Effet de la température ambiante sur la masse volumique de l'air

La figure IV.1 montre que la masse volumique de l'air est inversement proportionnelle à la température ambiante, c'est à dire que le débit massique de l'air diminue avec l'augmentation de la température ambiante, puisque l'air ambiant devient plus dense avec les basses températures, ce que décrit la loi des gaz parfait puisque l'air en fait partie.

IV.1.2. Le débit massique de l'air

La figure IV.2 décrit la variation du débit massique de l'air aspiré par le compresseur axial en fonction de la température ambiante pour un débit volumique aspiré constant.

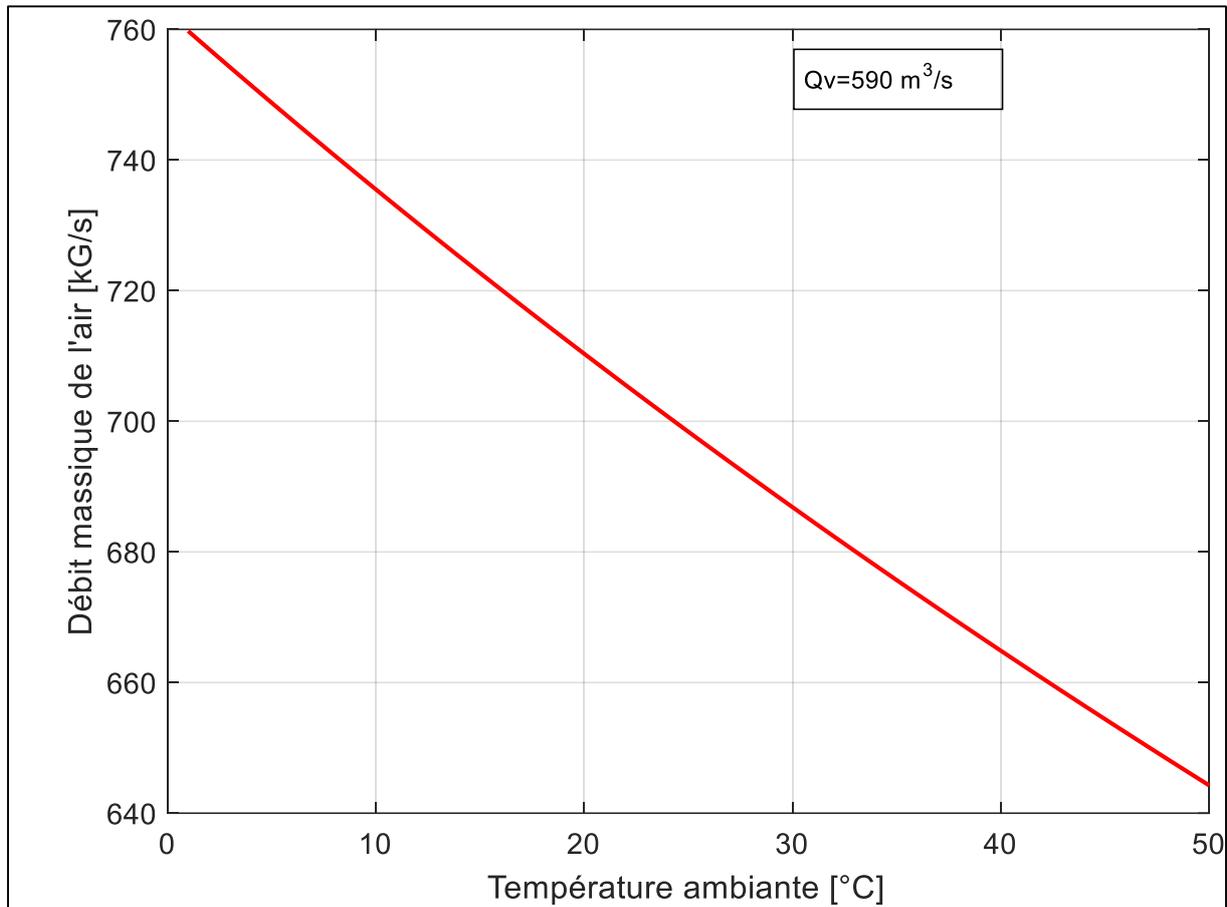


Figure (IV.2) : Effet de la température ambiante sur débit massique de l'air aspiré à par le compresseur

On constate à partir de la figure IV.2 que le débit massique de l'air aspirée est inversement proportionnel à la température ambiante d'ailleurs pour une augmentation de température ambiante de 1 à 50 °C on obtiens une chute de 15.21 %, car il est relativement proportionnel à la densité de l'air puisqu'il est égal au produit de ce dernier et le débit volumique.

Ce paramètre est d'une très grande importance puisqu'il a une grande influence sur les performances des organes de la turbine à gaz et même les autres composants du cycle combiné.

IV.2. Effet de la température ambiante sur les performances de la turbine à gaz

IV.2.1. La température à la sortie du compresseur

La figure IV.3 représente le profil de la température à la sortie du compresseur T_2 en fonction de la température ambiante variante de 1 à 50 °C pour un taux de compression constant ($\tau_c = 17.5$) et température de chambre de combustion constante ($T_3=1130$ °C).

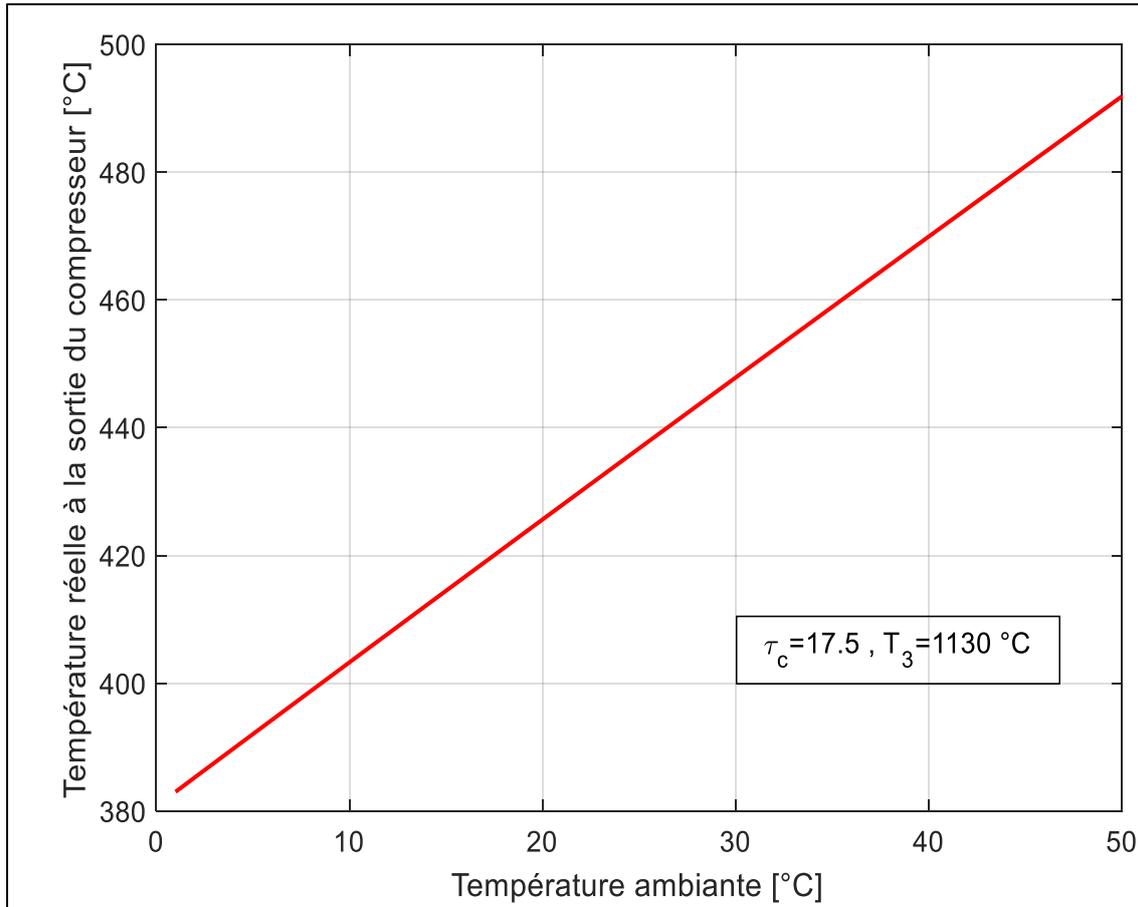


Figure (IV.3) : Effet de la température ambiante sur la température à la sortie du compresseur

La figure IV.3 montre que la température T_2 augmente linéairement avec l'augmentation de la température ambiante, car d'après les relations thermodynamiques concernant la compression isentropique, le rapport entre T_2 et la température d'entrée du compresseur (T_1 ou T_{amb}) est constants pour un taux de compression constant.

IV.2.2. Le travail du compresseur

Le travail massique du compresseur est la différence de l'enthalpie massique entre son entrée et sa sortie.

Sa variation en fonction de la température ambiante est illustrée dans la figure IV.4 pour un taux de compression constant ($\tau_c = 17.5$) et température de chambre de combustion constante ($T_3 = 1130$ °C).

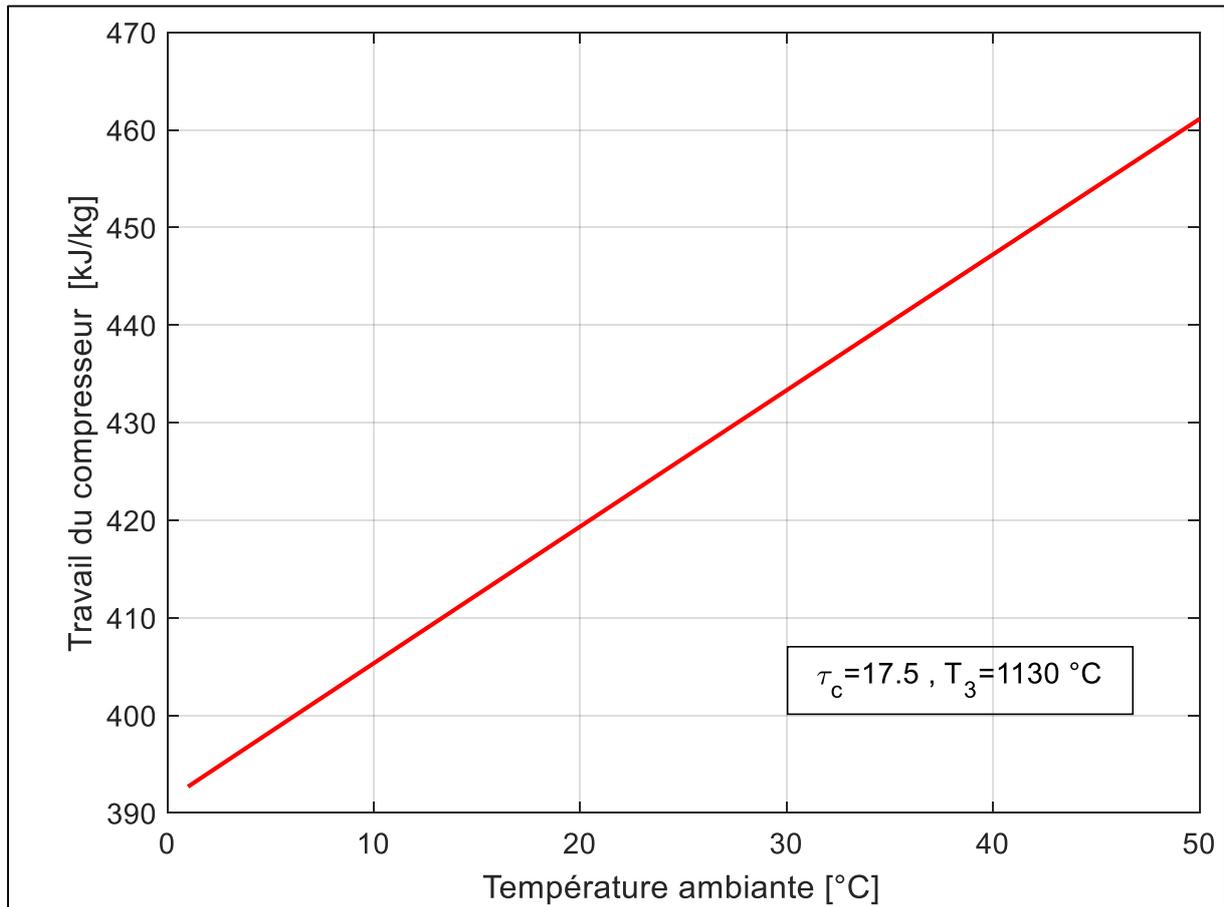


Figure (IV.4) : Effet de la température ambiante sur le travail du compresseur

La figure IV.4 montre que le travail massique du compresseur est linéairement proportionnel à la température ambiante et pour une augmentation de T_{amb} de 1 à 50 °C, le travail massique augmente de 17.43 %.

Cette variation est expliquée par le fait que l'enthalpie massique à la sortie du compresseur augmente de manière plus importante que celle à l'entrée et ça à cause de sa relation à la température, or la température T_2 augmente de manière plus importante que la T_1 ou T_{amb} (figure IV.3), ce qui justifie l'augmentation du travail massique du compresseur.

IV.2.3. La puissance consommée par le compresseur

La figure IV.5 illustre la variation de la puissance consommée par le compresseur axial en fonction de la température ambiante variant de 1 à 50 °C pour un taux de compression constant ($\tau_c = 17.5$) et température de chambre de combustion constante ($T_3 = 1130$ °C).

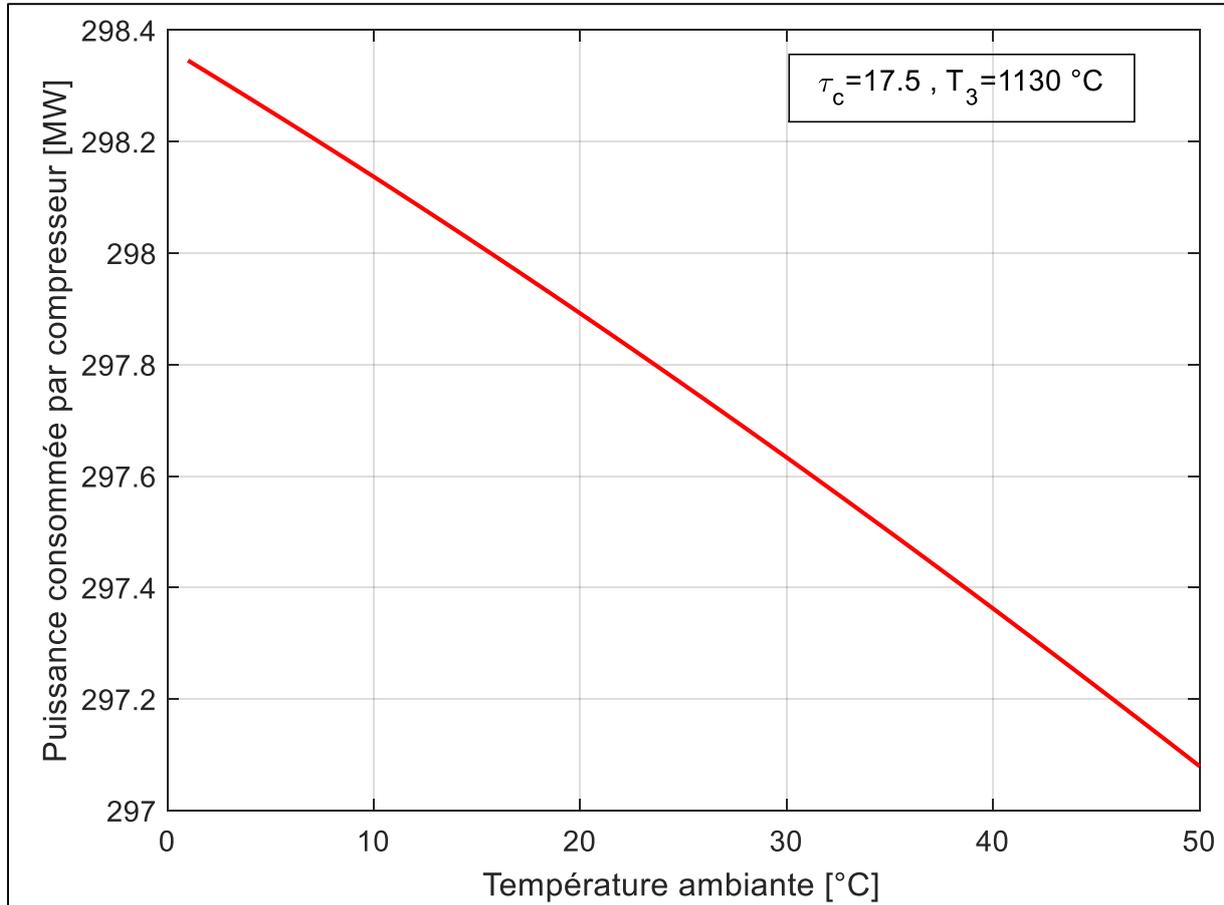


Figure (IV.5) : Effet de la température ambiante sur la puissance consommée par le compresseur

D'après la figure IV.5 la puissance consommée par le compresseur axial est inversement proportionnelle à la température ambiante. A titre d'exemple, quand la température ambiante augmente de 1 à 50 °C, la puissance consommée par le compresseur augmente de 24.34%.

Il est évident que le compresseur axial consomme moins de puissance quand la température ambiante diminue puisque sa consommation est directement liée au débit massique aspirée qui d'après la figure IV.2 décroît aussi avec l'augmentation de T_{amb} .

IV.2.4. Rapport massique fioul-air « FAR »

La figure IV.6 montre la variation du FAR en fonction de la température ambiante variante de 1 à 50 °C pour un taux de compression constant ($\tau_c = 17.5$) et température de chambre de combustion constante ($T_3 = 1130$ °C).

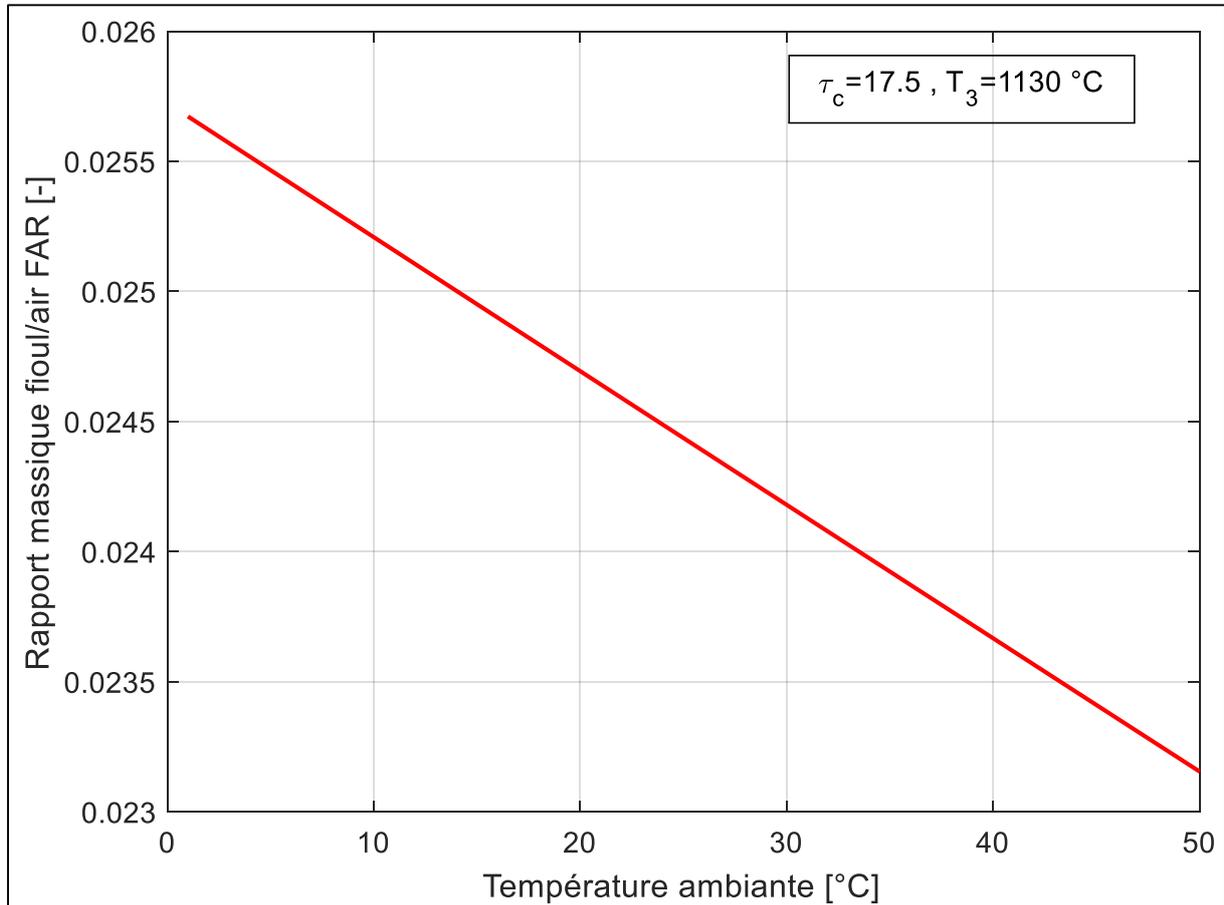


Figure (IV.6) : Effet de la température ambiante sur rapport massique fioul-air « FAR »

La figure IV.6 montre que le rapport massique fioul/air est inversement proportionnel à la température ambiante.

La figure IV.6 indique aussi que pour une augmentation de température de l'air ambiant de 1°C jusqu'à 50 °C on aura une chute de FAR de 9.81%.

IV.2.5. Le débit du combustible

La figure IV.7 est en effet la variation du débit du combustible injecté dans la chambre de combustion en fonction de la température ambiante variante de 1 à 50 °C pour un taux de compression constant ($\tau_c = 17.5$) et température de chambre de combustion constante ($T_3 = 1130$ °C).

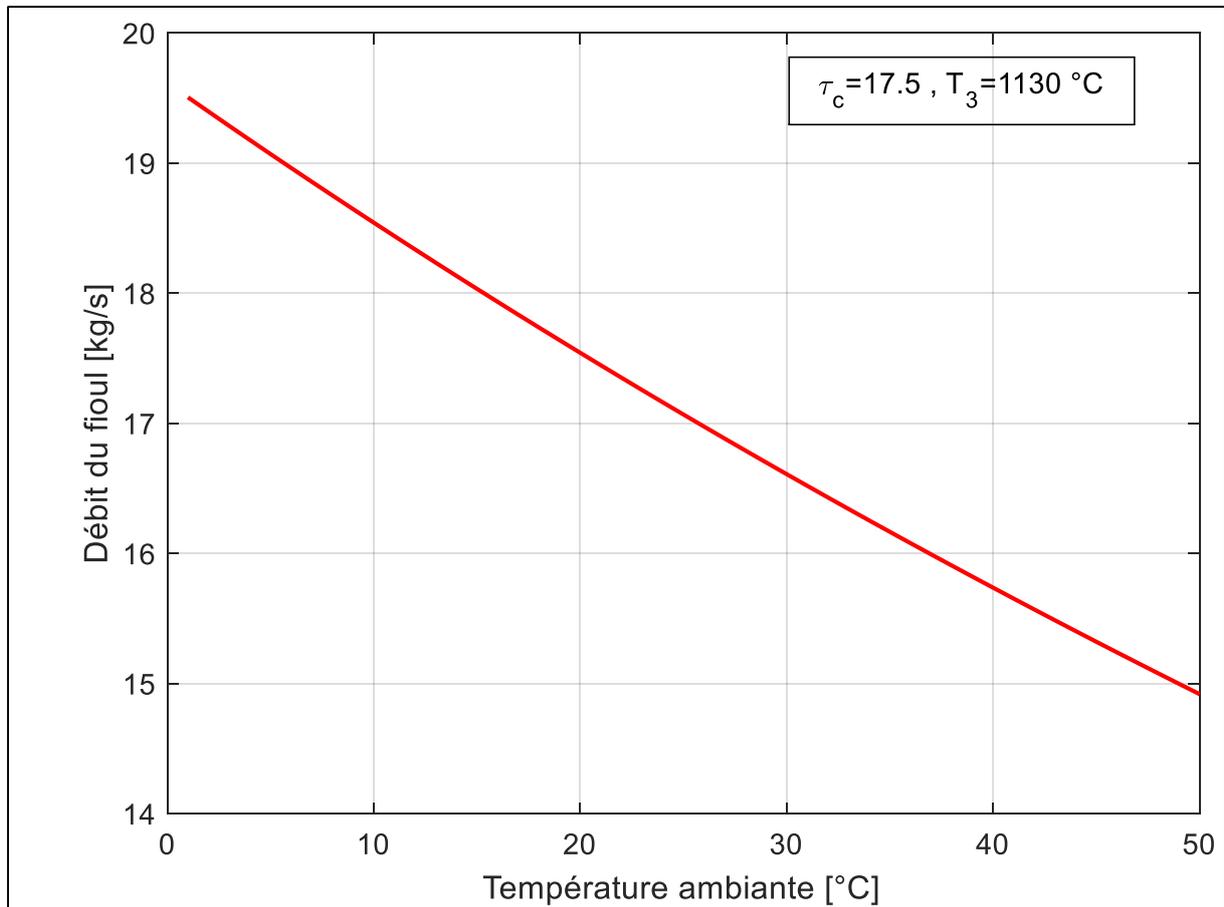


Figure (IV.7) : Effet de la température ambiante sur le débit du combustible

La figure IV.7 démontre que le débit du combustible est inversement proportionnel à la température ambiante car il dépend du débit massique de l'air et du rapport massique fioul/air.

Puisqu'il est égal au produit des deux qui en se référant à la figure IV.2 et la IV.6 diminuent avec l'augmentation de la température ambiante.

IV.2.6. Le débit des fumées

La figure IV.8 représente la variation du débit des fumées en fonction de la température ambiante variante de 1 à 50 °C pour un taux de compression constant ($\tau_c = 17.5$) et température de chambre de combustion constante ($T_3=1130$ °C).

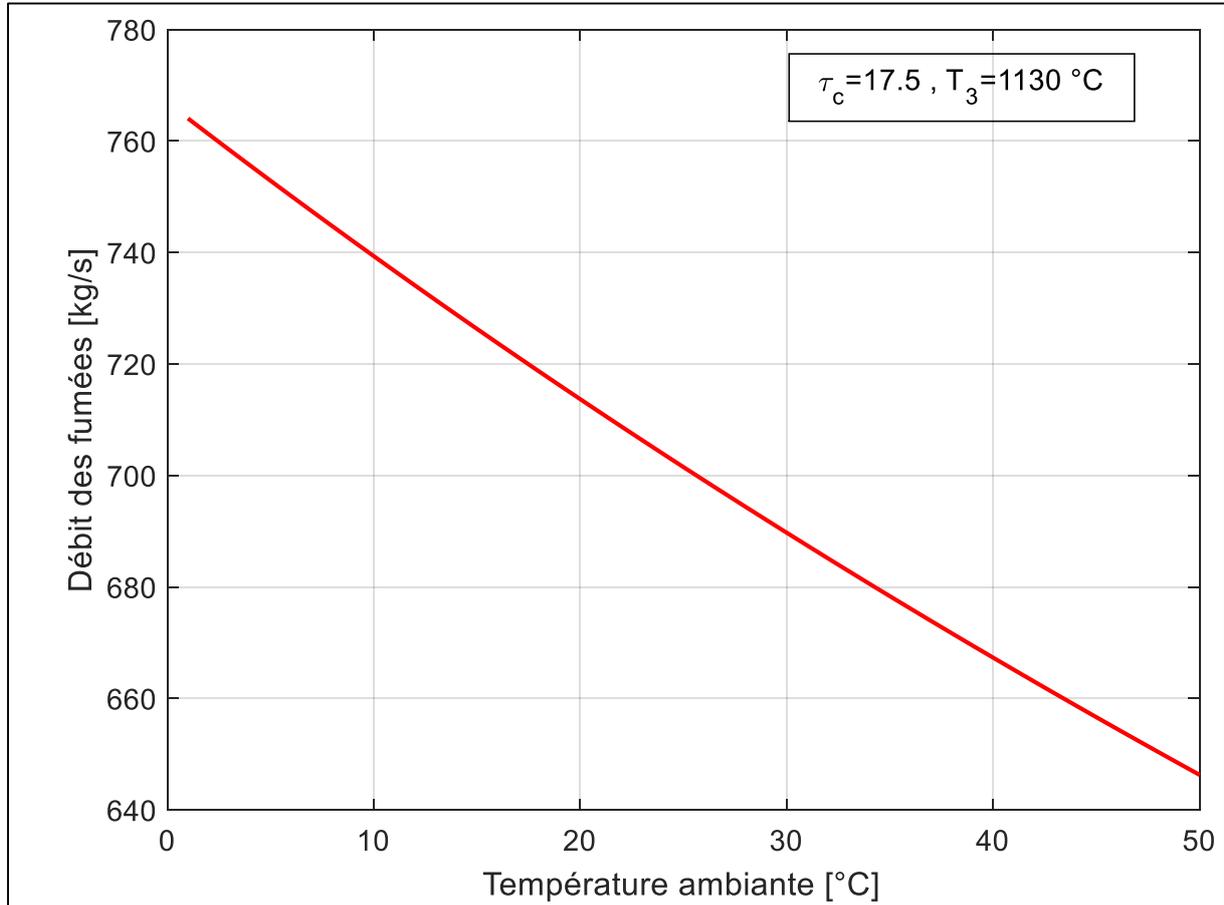


Figure (IV.8) : Effet de la température ambiante sur le débit des fumées

On peut déduire à partir de la figure IV.8 que le débit des fumées est inversement proportionnel à la température ambiante puisqu'il est le résultat du débit d'air et du combustible, or ces derniers diminuent quand la température ambiante diminue.

IV.2.7. La puissance fournie par la chambre de combustion

Dans cette figure IV.9 on peut voir la variation de la puissance fournie par la chambre de combustion par rapport à la température ambiante variante de 1 à 50 °C pour un taux de compression constant ($\tau_c = 17.5$) et température de chambre de combustion constante ($T_3=1130$ °C).

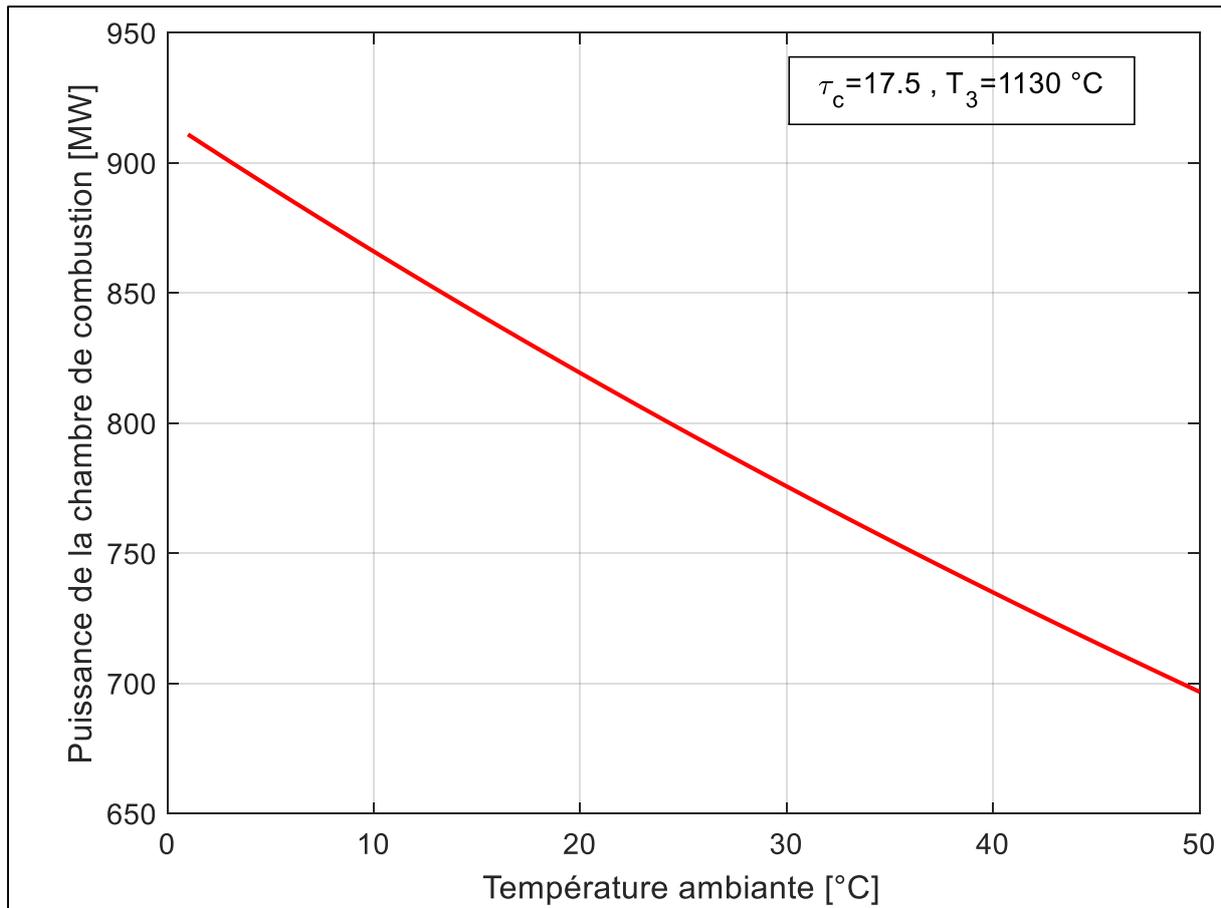


Figure (IV.9) : Effet de la température ambiante sur la puissance fournie par la chambre de combustion

Pour le phénomène de la combustion, la puissance thermique produite par la chambre de combustion est influencée par plusieurs paramètres et parmi eux le débit du combustible qui est à son tour influencé par la température ambiante ainsi les résultats obtenus nous le confirment puisque d'après le figure IV.9 la puissance fournie par la chambre de combustion est inversement proportionnelle à la température ambiante.

IV.2.8. La puissance fournie par la turbine

Dans la figure IV.10 on a représenté la variation de la puissance fournie par la turbine en fonction de la température ambiante variante de 1 à 50 °C pour un taux de compression constant ($\tau_c = 17.5$) et température de chambre de combustion constante ($T_3 = 1130$ °C).

Etant donné que la température de la chambre de combustion est constante alors la température de sortie de la turbine est aussi constante donc le travail de détente est forcément constant, ainsi le facteur qui influence sur la puissance de la turbine est le débit des fumées qui décroît quand la température ambiante augmente (figure IV.8) et d'après la figure IV.10 ci-dessous on constate que la turbine génère moins de puissance quand la température ambiante augmente.

D'autre part on peut déduire à partir de cette même figure IV.10 que la puissance générée par la turbine accroît avec l'augmentation de T_3 .

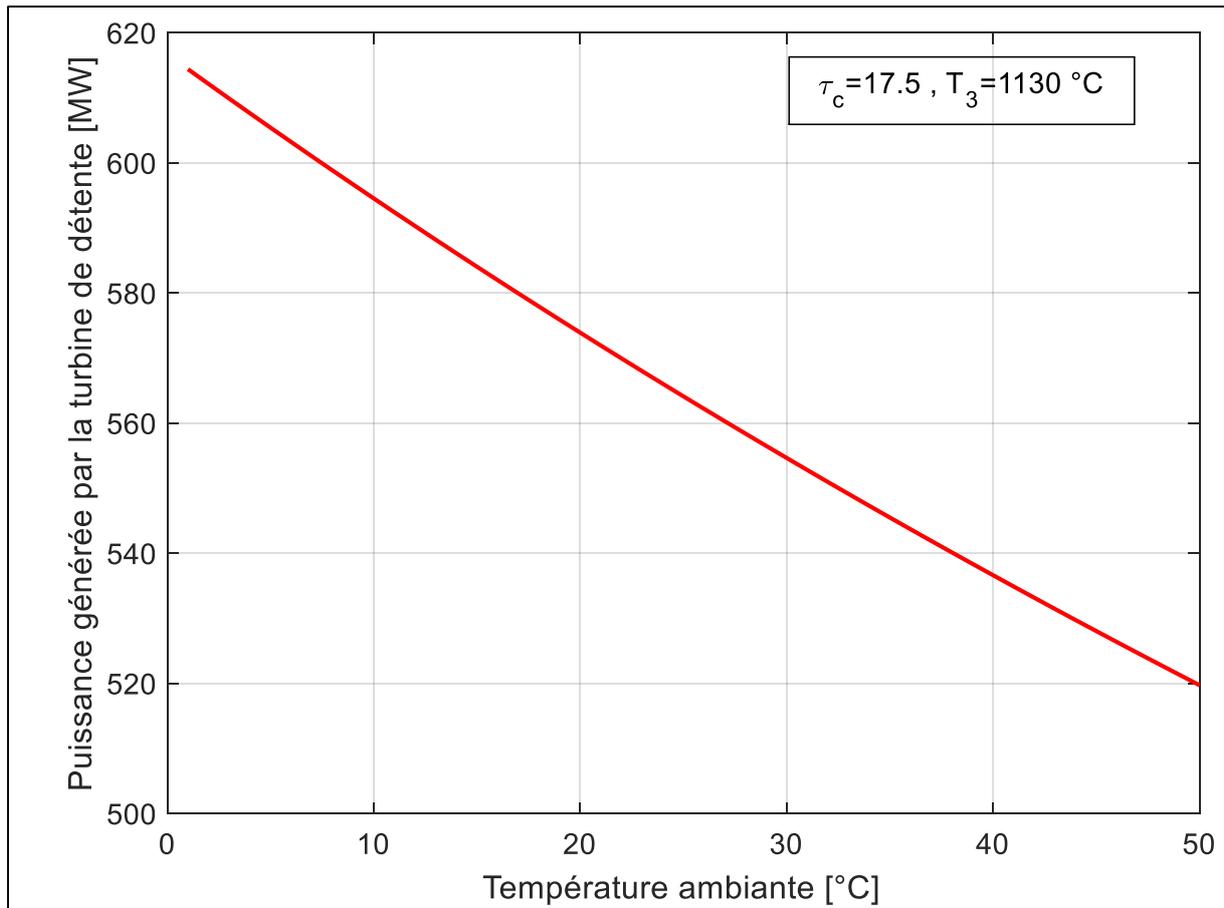


Figure (IV.10) : Effet de la température ambiante sur la puissance fournie par la turbine

IV.2.9. La puissance nette de la turbine à gaz

La puissance nette de la turbine à gaz est un élément essentiel dans l'étude énergétique des turbines à gaz.

L'effet de la température ambiante sur la puissance nette de la TAG est décrit par un graphe dans la figure **IV.11** pour un taux de compression constant ($\tau_c = 17.5$) et température de chambre de combustion constante ($T_3 = 1130$ °C).

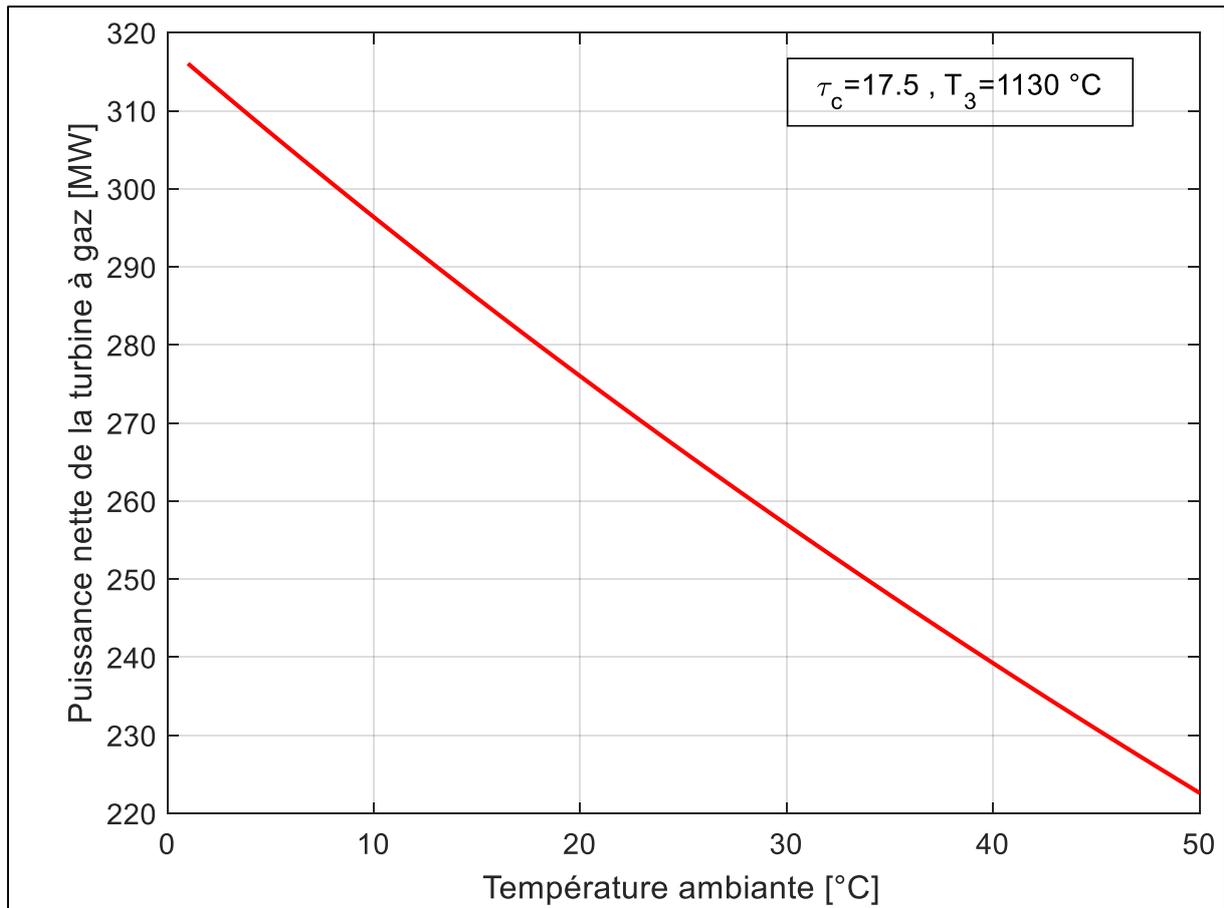


Figure (IV.11) : Effet de la température ambiante sur la puissance nette de la turbine à gaz

La figure **IV.11** nous permet de déduire que de façon semblable au compresseur axial et à la turbine. De ce fait la puissance nette de la TAG diminue de 29.56% quand la T_{amb} augmente de 1 à 50 °C.

La puissance nette de la turbine à gaz est inversement proportionnelle à la température ambiante. Ce comportement s'explique par le fait qu'elle est directement liée aux performances du compresseur et de la turbine de détente, qui a leur tour diminuent avec la croissance de la température ambiante.

IV.2.10. Le rendement thermique de la turbine à gaz

Le rendement thermique est défini comme étant l'efficacité thermique de la machine.

Pour la turbine à gaz c'est le rapport des gains de puissance sur la puissance thermique due à la combustion.

La figure IV.12 nous permet de connaître l'influence de la température ambiante sur le rendement thermique de la turbine à gaz pour un taux de compression constant ($\tau_c = 17.5$) et température de chambre de combustion constante ($T_3 = 1130$ °C).

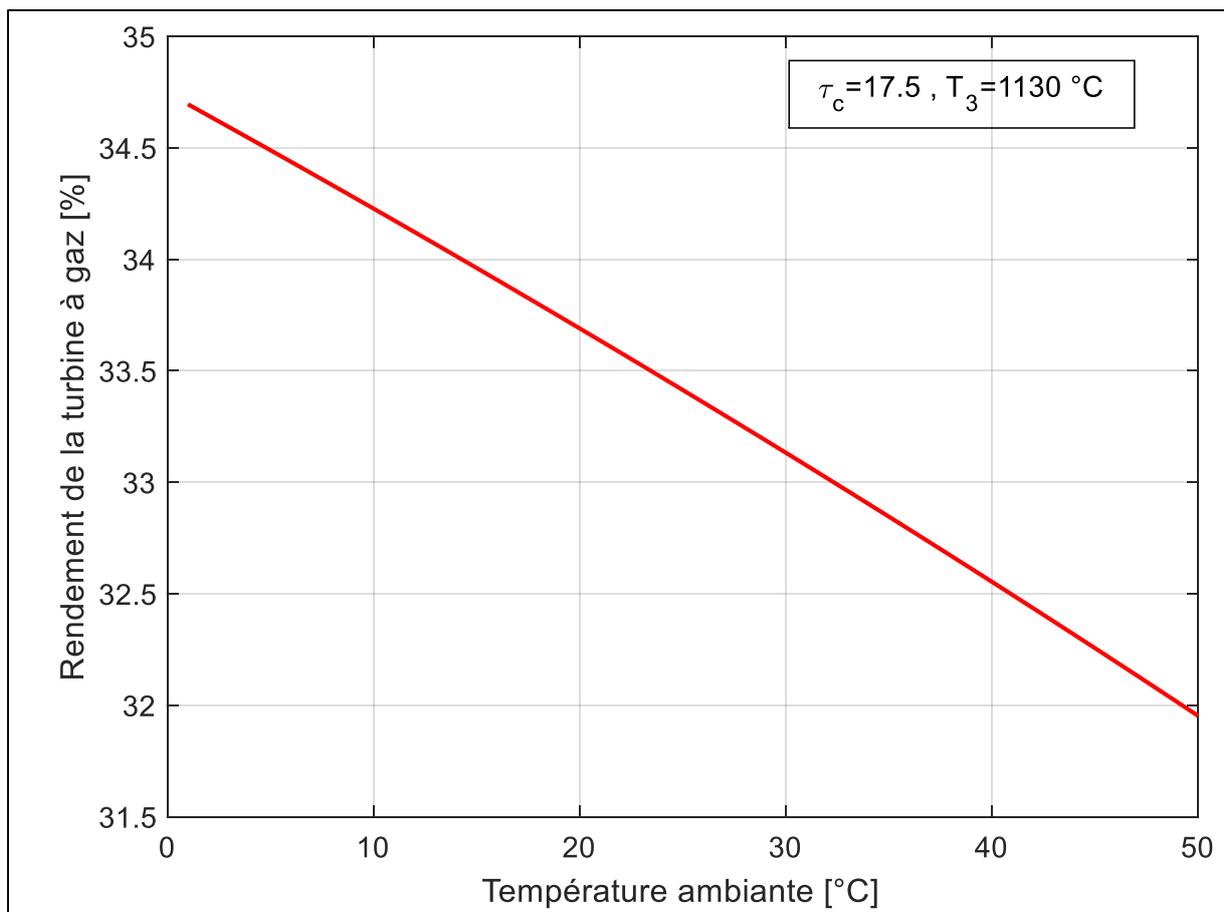


Figure (IV.12) : Effet de la température ambiante sur le rendement thermique de la turbine à gaz

Les résultats obtenus à partir de la figure IV.12 nous permet de dire que comme la quasi-totalité des performances de la turbine à gaz, le rendement thermique lui aussi décroît quand la température ambiante augmente. Cette décroissance est d'environ 7.9% pour une augmentation de température de l'air ambiant de 1°C jusqu'à 50 °C

IV.2.11. La consommation spécifique du combustible (ccf)

La consommation spécifique se définit comme étant le débit du fioul nécessaire pour produire la quantité de puissance voulue et répondre aux exigences de la centrale.

Cette figure **IV.13** illustre la variation du ccf quand la température ambiante varie de 1 à 50 °C pour un taux de compression constant ($\tau_c = 17.5$) et température de chambre de combustion constante ($T_3 = 1130$ °C).

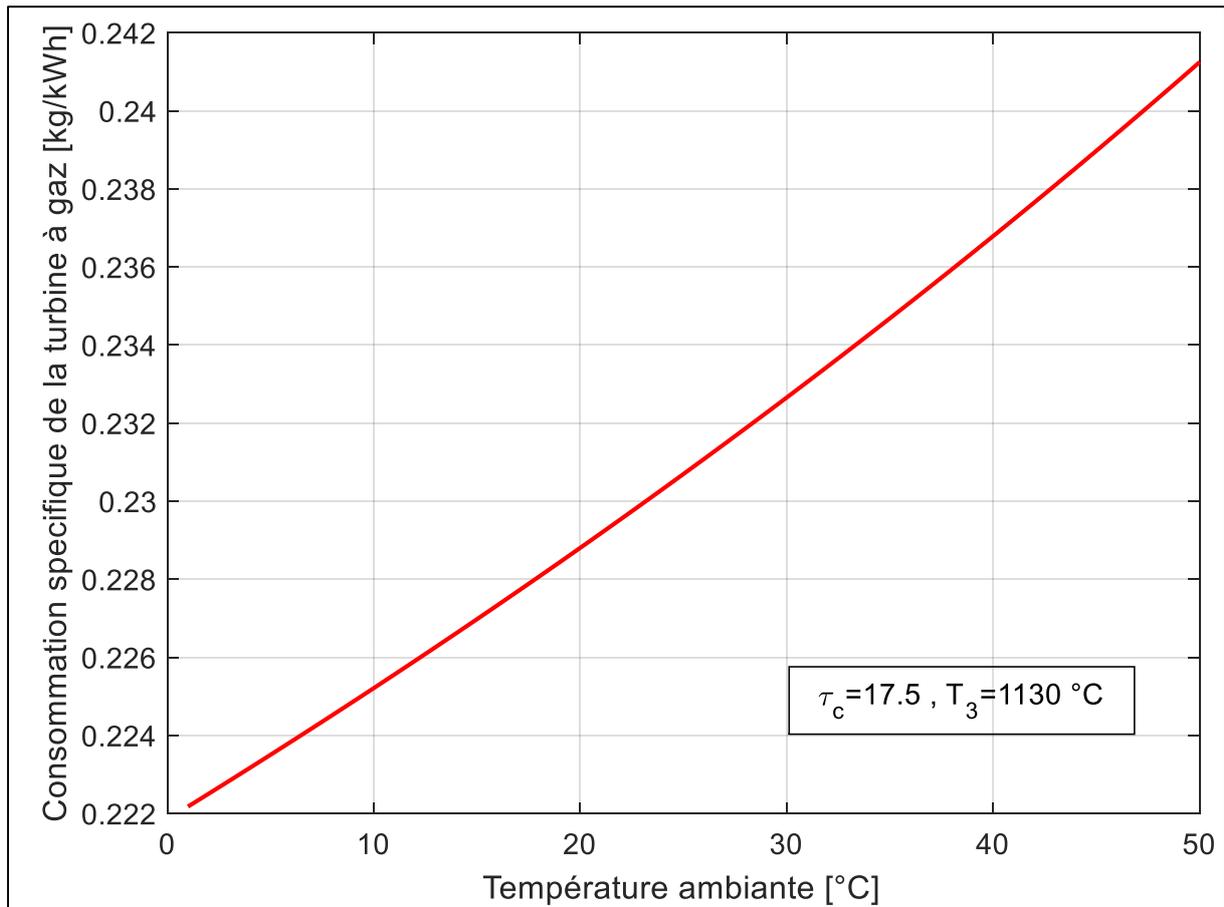


Figure (IV.13) : Effet de la température ambiante sur la consommation spécifique du combustible

A partir de la figure **IV.13** on peut voir que la consommation spécifique est proportionnelle à la température ambiante. Pour la variation de T_{amb} de 1 à 50 °C, la consommation spécifique du combustible de la TAG augmente de 8.5%.

Puisque la puissance utile de la turbine à gaz décroît quand la température ambiante augmente (figure **IV.11**), donc il est évident que la consommation soit plus importante car il faut davantage de fioul pour la production.

IV.3. Effet de la température ambiante sur les performances de la chaudière de récupération

IV.3.1. La puissance de la chaudière (les fumées)

Les gaz d'échappement de la TAG possèdent une importante énergie thermique qui sera utilisée pour produire de la vapeur.

La variation de la puissance thermique des gaz d'échappement passant dans la chaudière en fonction de la température ambiante variante de 1 à 50 °C pour un taux de compression constant ($\tau_c = 17.5$) et température de chambre de combustion constante ($T_3 = 1130$ °C) est décrite dans la figure **IV.14**.

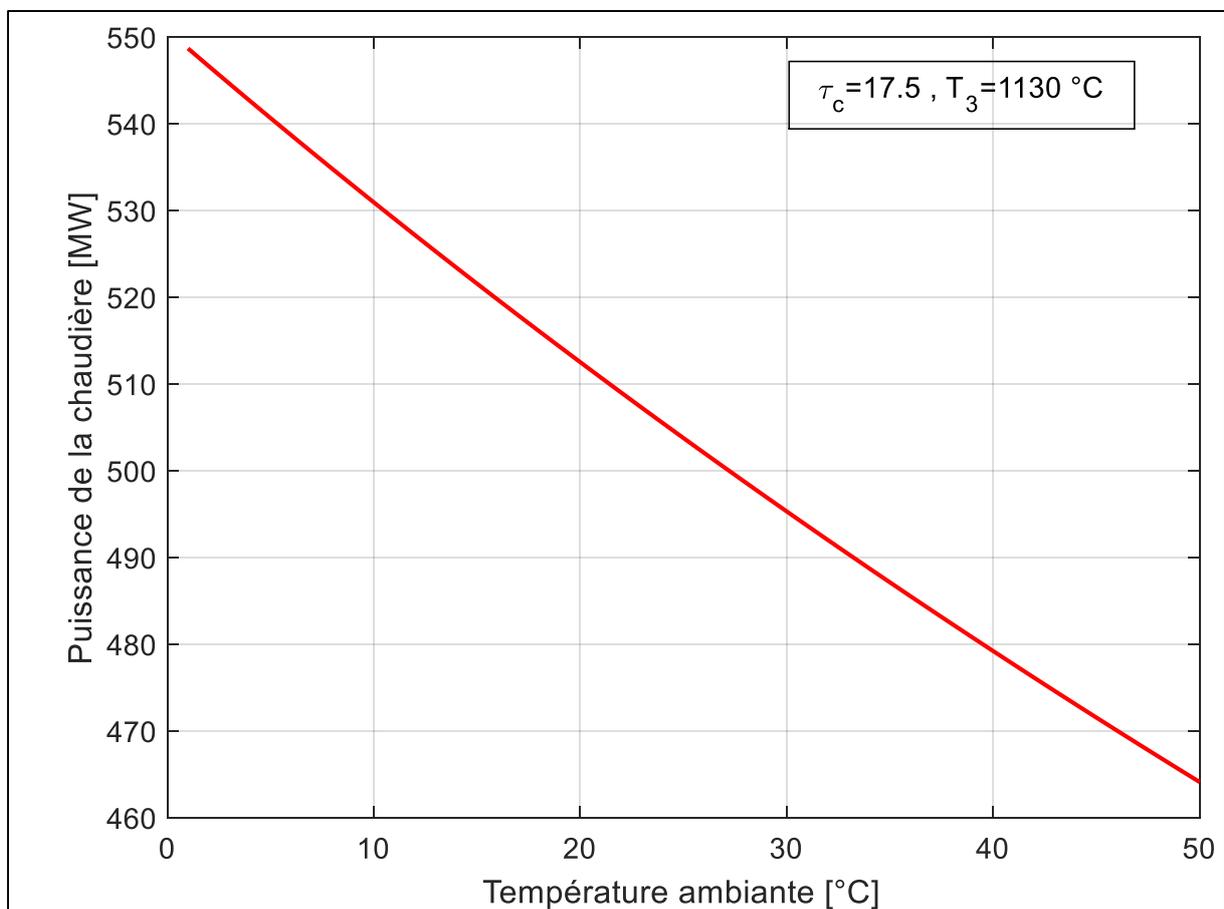


Figure (IV.14) : Effet de la température ambiante sur la puissance de la chaudière

En analysant la figure **IV.14** on remarque que la puissance de la chaudière est inversement proportionnelle à la température ambiante. Puisque la température à la sortie de la TAG et celle de la chemine sont constantes donc la quantité de chaleur contenue dans les fumées est aussi constante, alors cette variation de puissance est principalement due au débit des fumées qui d'après la figure décroît avec l'augmentation de la température ambiante.

IV.3.2. La puissance récupérée par les corps de la chaudière

La chaudière qui est considérée comme un échangeur de chaleur permet de récupérer la puissance thermique au niveau de ses trois corps (HP, MP, BP).

Cette puissance récupérée varie aussi en fonction de la température ambiante et c'est illustré dans la figure **IV.15** pour un taux de compression constant ($\tau_c = 17.5$) et température de chambre de combustion constante ($T_3 = 1130$ °C).

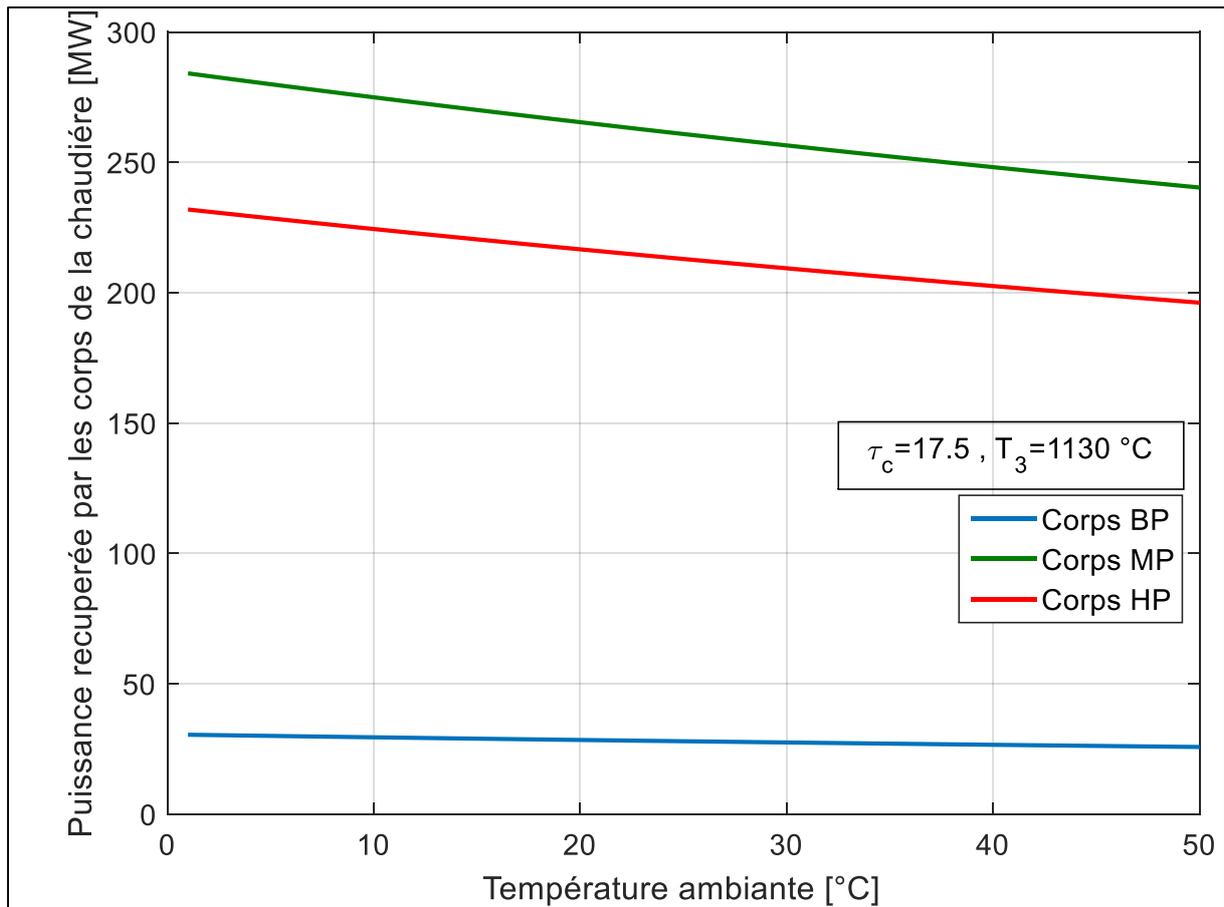


Figure (IV.15) : Effet de la température ambiante sur la puissance récupérée par les corps de la chaudière

La figure **IV.15** montre que la puissance récupérée par les différents corps de la chaudière est inversement proportionnelle à la température ambiante.

Le fait que les corps de la chaudière récupèrent des pourcentages de puissance constants à partir de celle des fumées et que cette dernière diminue avec l'augmentation de la température ambiante explique cette décroissance de puissance récupérée.

IV.4. Effet de la température ambiante sur les performances de la turbine à vapeur

IV.4.1. Le débit de la vapeur d'eau

La vapeur d'eau est produite par la chaudière de récupération afin d'actionner les trois corps de la turbine à vapeur.

La figure IV.16 représente la variation du débit de vapeur d'eau en fonction de la température ambiante variante de 1 à 50 °C pour un taux de compression constant ($\tau_c = 17.5$) et température de chambre de combustion constante ($T_3 = 1130$ °C).

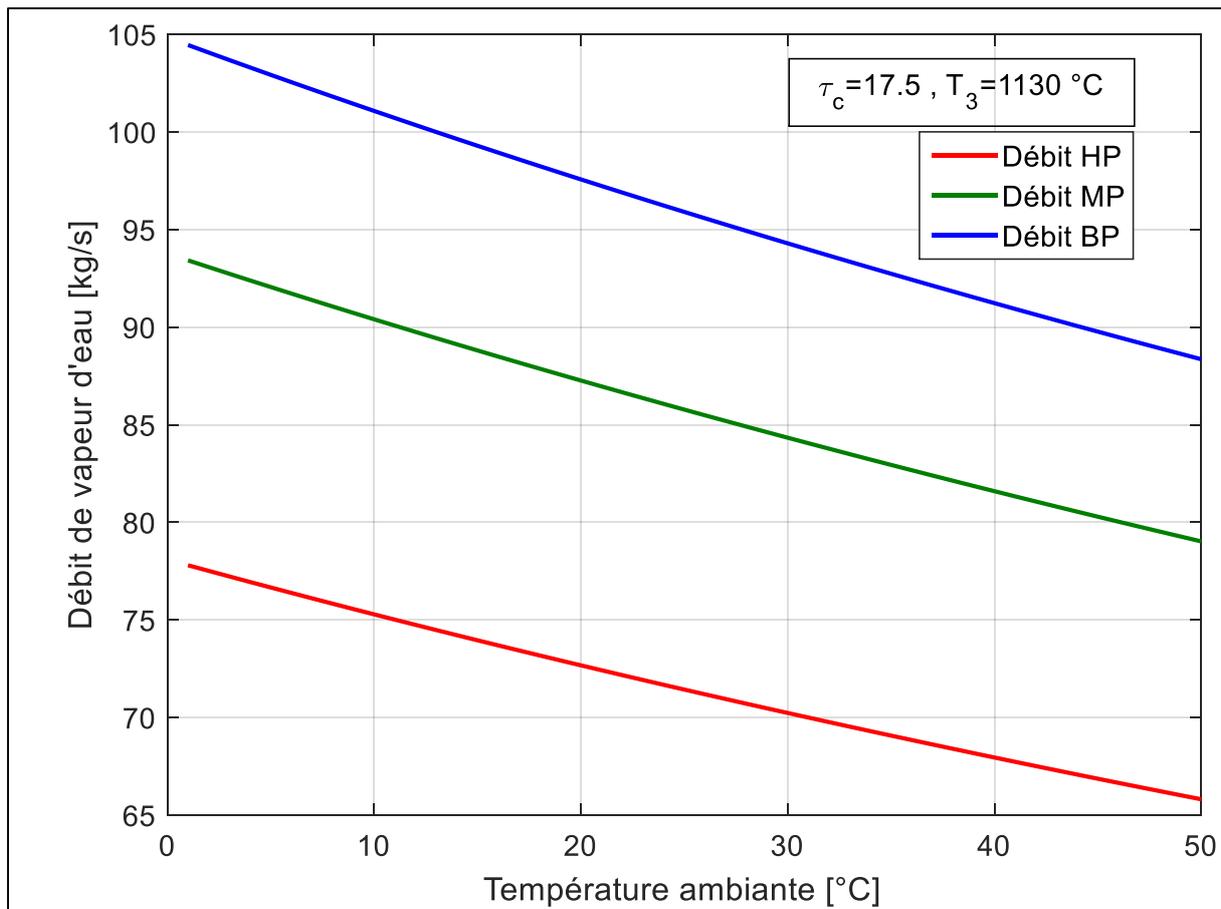


Figure (IV.16) : Effet de la température ambiante sur le débit de vapeur

D'après la figure IV.16 on peut constater que le débit de vapeur d'eau est inversement proportionnel à la température ambiante, car la production de vapeur dépend principalement de la puissance contenue dans les fumées d'échappement et de la chaleur récupérée par la GVRC, qui d'après les figures IV.14 et IV.15 diminuent aussi avec l'augmentation de la température ambiante.

IV.4.2. La puissance produite par la turbine à vapeur

En plus de la turbine à gaz et la chaudière, la turbine à vapeur est un élément très essentiel puisqu'il permet de fournir une puissance supplémentaire à celle de la TAG.

La puissance produite par la turbine à vapeur n'est pas constante, sa variation en fonction de la température ambiante est décrite dans la figure **IV.17** pour un taux de compression constant ($\tau_c = 17.5$) et température de chambre de combustion constante ($T_3 = 1130$ °C).

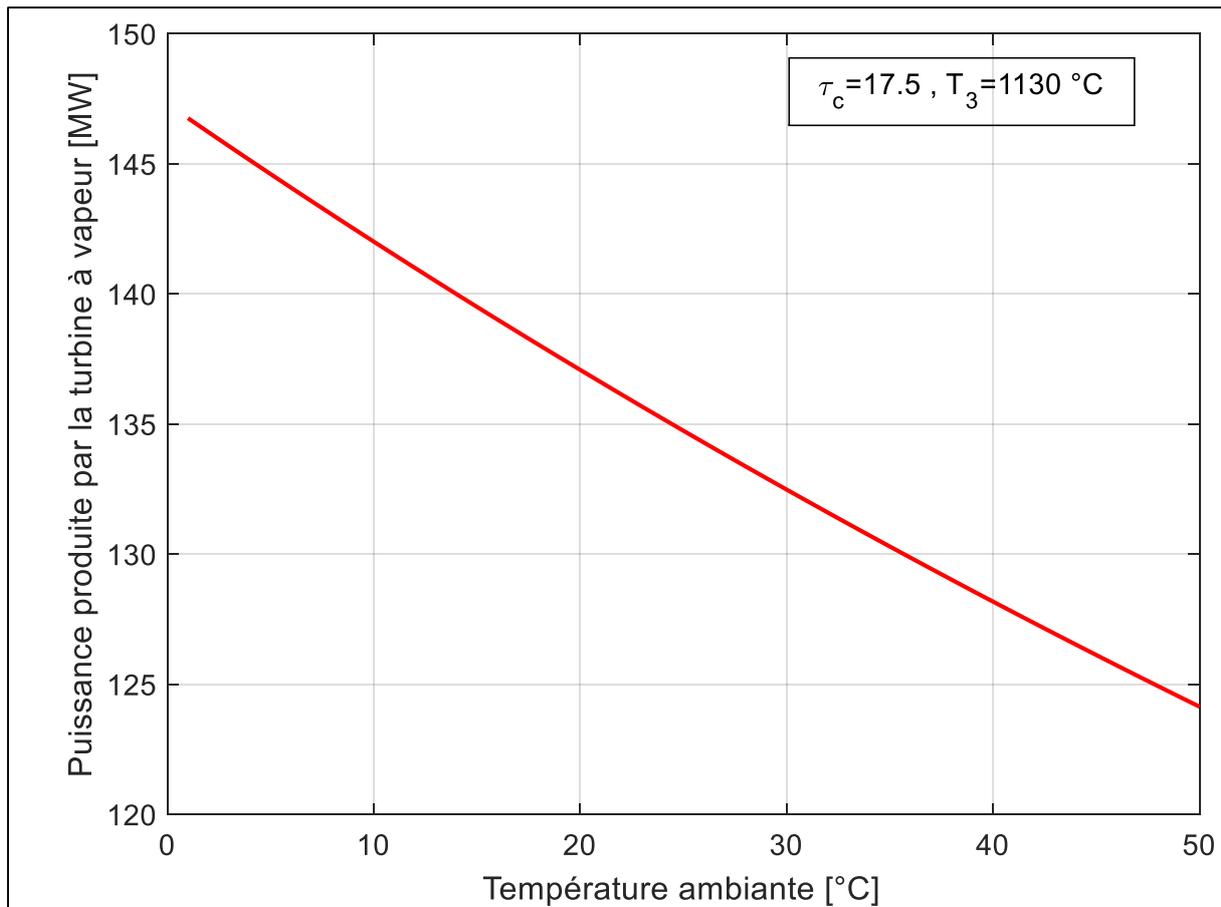


Figure (IV.17) : Effet de la température ambiante sur la puissance produite par la turbine à vapeur

La figure **IV.17** indique que la puissance de la turbine à vapeur décroît quand la température ambiante augmente. A cette variation de T_{amb} de 1 à 50 °C, la puissance produite par la TAV diminue de 15.43%.

Cette puissance est directement liée à la puissance récupérée et au débit de vapeur (figures **IV.15** et **IV.16**) qui sont inversement proportionnels à la température ambiante ce qui explique cette décroissance.

IV.5. Effet de la température ambiante sur les performances du cycle combiné

IV.5.1. La puissance nette du cycle combiné

La puissance nette du cycle combiné est la puissance totale produite par la centrale (turbine à gaz + turbine à vapeur).

La figure **IV.18** montre la variation de cette puissance en fonction de la température ambiante variante de 1 à 50 °C pour un taux de compression constant ($\tau_c = 17.5$) et température de chambre de combustion constante ($T_3 = 1130$ °C).

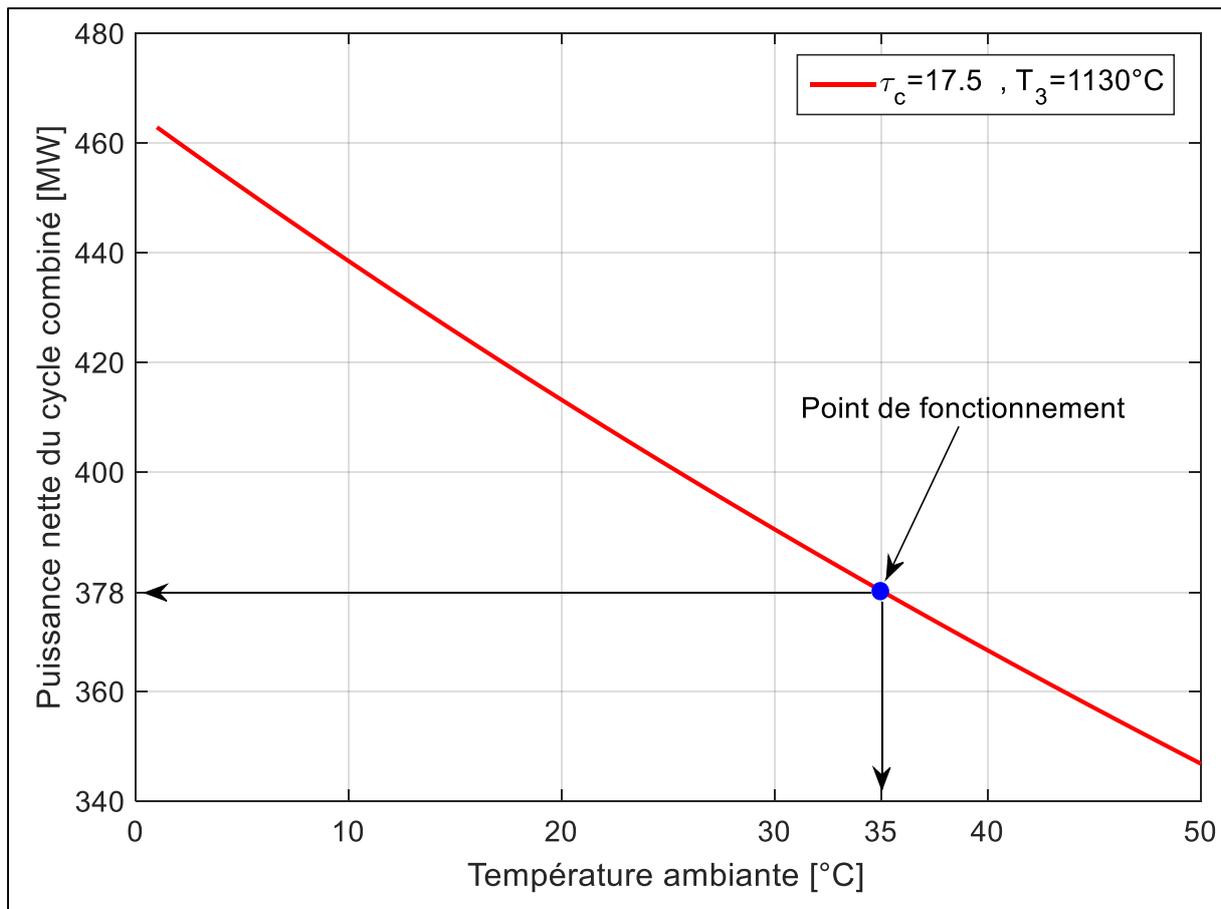


Figure (IV.18) : Effet de la température ambiante sur la puissance nette du cycle combiné

La figure **IV.18** démontre que la puissance produite par le cycle combiné est inversement proportionnelle à la température ambiante, ce qui fait que quand la température ambiante augmente de 1°C à 50°C on aura une chute de 25.08% de puissance produite. Puisqu'elle est la somme de la puissance de la turbine à gaz et la turbine à vapeur et qui à leur tour diminuent quand la température ambiante augmente (figure **IV.11** et figure **IV.17**). avec la comparaison des résultats obtenus et les données du constructeur au point de fonctionnement, on constate qu'ils sont quasiment égaux avec un erreur qui ne dépasse pas 0.3 %.

IV.5.2. Le rendement du cycle combiné

Comme tout rendement thermique, celui du cycle combiné est le rapport des gains qui sont la puissance utile divisé par les dépenses qui représente la puissance de la chambre de combustion.

L'influence de la température ambiante sur ce rendement est représentée dans la figure **IV.19** pour un taux de compression constant ($\tau_c = 17.5$) et température de chambre de combustion constante ($T_3 = 1130 \text{ °C}$).

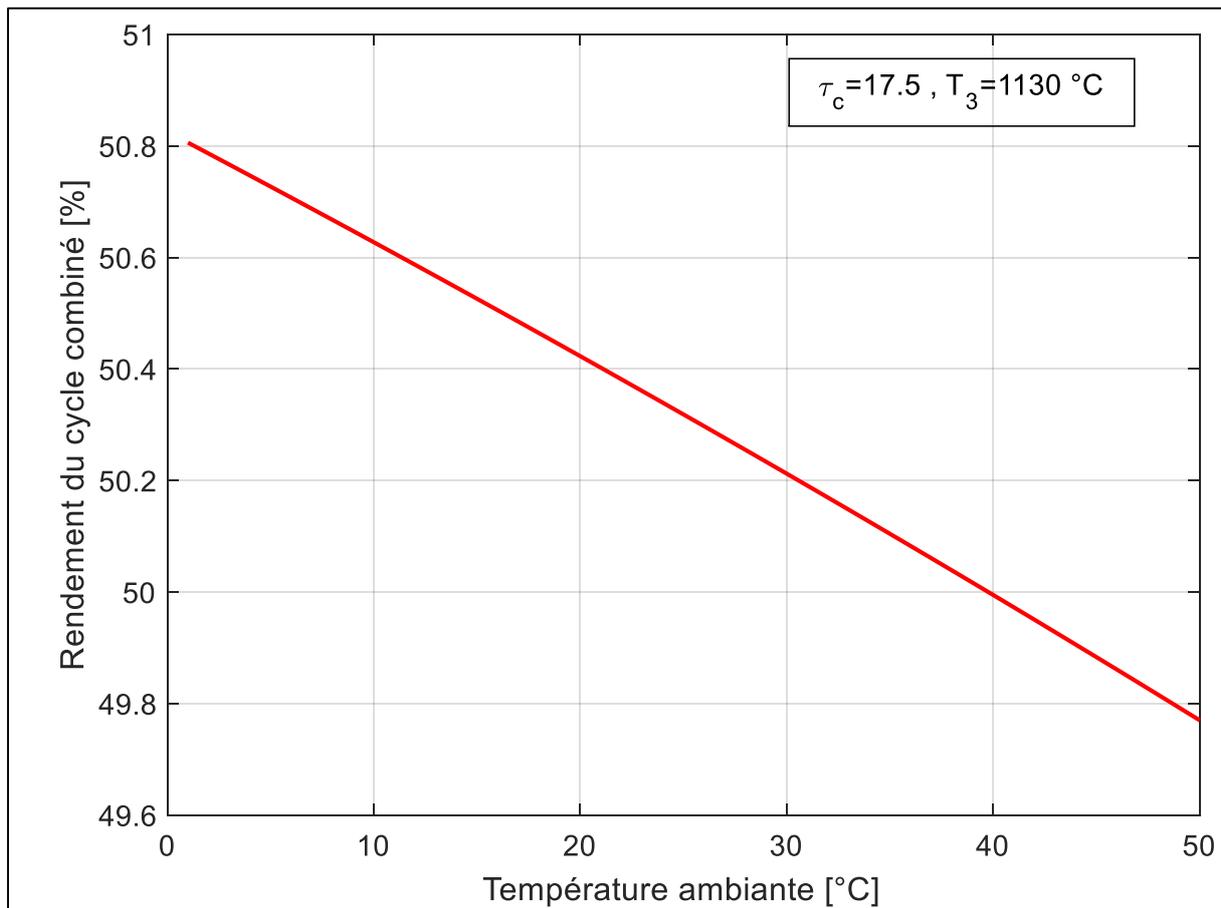


Figure (IV.19) : Effet de la température ambiante sur le rendement du cycle combiné

D'après la figure **IV.19** on peut constater que le rendement de la centrale est inversement proportionnel à la température ambiante, cette variation est faible puisque pour une augmentation de température de 1 °C à 50 °C le rendement diminue de 2%.

Cette faible variation s'explique par le fait que la puissance utile et celle de la chambre de diminuent approximativement avec des pourcentages proches (25% pour le cycle combiné et 23.5 % pour la chambre de combustion).

IV.5.3. La consommation spécifique du cycle combiné

La figure IV.20 illustre la consommation spécifique du cycle combiné en fonction de la température ambiante variant de 1 à 50 °C pour un taux de compression constant ($\tau_c = 17.5$) et température de chambre de combustion constante ($T_3=1130$ °C).

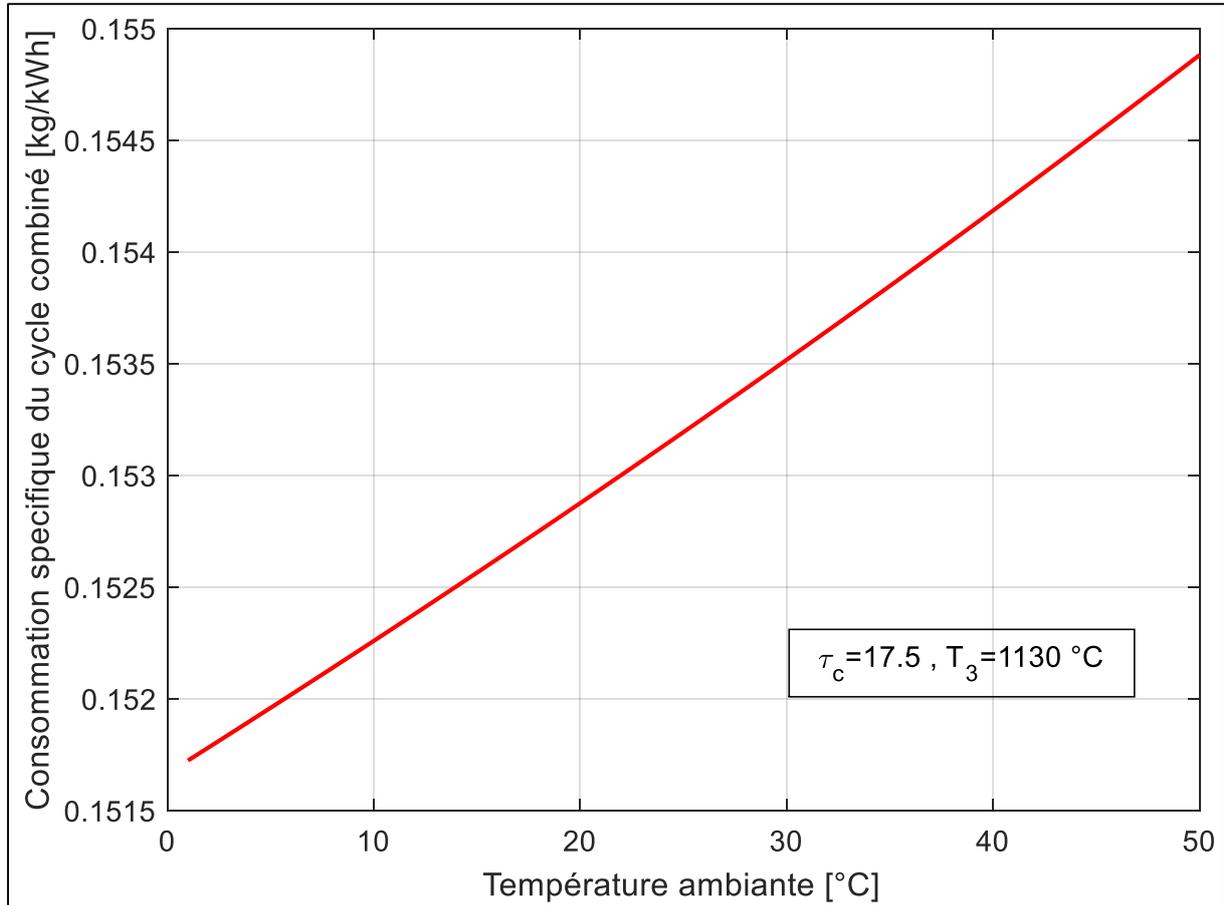


Figure (IV.20) : Effet de la température ambiante sur la consommation spécifique du cycle combiné

La figure IV.20 montre que la consommation spécifique du cycle combiné est proportionnelle à la température ambiante et pour une augmentation de T_{amb} de 1 à 50 °C, la consommation augmente de 2 %.

IV.6. Conclusion

Après cette discussion et interprétation, on a constaté que les résultats obtenus sont quasiment similaires à ceux mesurés au sein de la centrale.

Conclusion générale

Les centrales à cycle combiné sont une nouvelle technologie dans le domaine de la production de l'électricité, l'accouplement des deux types de turbines les plus efficaces dans ce domaine lui permette de produire d'avantage d'électricité. Mais les performances de la centrale sont influencées par de nombreux paramètres, essentiellement la température ambiante. Il est donc primordial de connaître le degré et la nature de cette influence afin de contourner les problèmes causés par cette influence.

Les résultats des études rapportées dans les revues bibliographiques permettent de dire que beaucoup d'amélioration sont possibles afin d'améliorer l'efficacité énergétique et la production électriques des centrales à cycle comme par exemple l'amélioration des sous-installations à gaz et à vapeur.

Les lois thermodynamiques nous permettent de faire une étude adéquate sur tous les composants de la centrale et déterminer les différents bilans énergétiques afin de déterminer les performances du cycle combiné.

L'effet de la température ambiante sur les performances du cycle combiné a été éclairci grâce à des résultats obtenus à l'aide d'une simulation numérique avec le logiciel Matlab accouplé à Refprop, qui nous ont permis de bien déterminer les performances des cycles réels gaz et vapeur.

Les résultats de la simulation nous ont permet de déduire que le cycle combiné est sensible à la variation de la température ambiante, cette dernière influe pratiquement sur tous les sous installation entre turbine à gaz, chaudière de récupération et turbine à vapeur.

Il parait clairement que l'augmentation de la température de l'air ambiant conduit à une chute de production de la centrale, ce qui pose un problème surtout pour la saison estivale ou la température ambiante est élevée et la demande est importante. Ce fait nous pousse à bien méditer à des solutions efficaces afin de répondre aux exigence des consommateurs.

Ce modeste travail nous a permis d'exploiter une nouvelle technologie de la production électrique et ainsi enrichir nos connaissances dans le domaine énergétique avec l'espoir de pouvoir les utiliser dans la vie professionnelle.

Références bibliographiques

- [1] Documentations de la central électrique Ras Djinet
- [2] F. Reale, R. Sannino. Water and steam injection in micro gas turbine supplied by hydrogen enriched fuels: Numerical investigation and performance analysis. *international journal of hydrogen energy* 46(2021)24 366e24381.
- [3] S. H. Cha, S. Na, Y. H. Lee, M. S. Kim. Thermodynamic analysis of a gas turbine inlet air cooling and recovering system in gas turbine and CO₂ combined cycle using cold energy from LNG terminal. *Energy Conversion and Management* 230 (2021) 113802.
- [4] Y. Du, S. Zheng, K. Chen, G. Fan, J. Wang, P. Zhao, Y. Dai. Exergy loss characteristics of a recuperated gas turbine and Kalina combined cycle system using different inlet guide vanes regulation approaches. *Energy Conversion and Management* 230 (2021) 113805.
- [5] K. K. Dubey, R.S. Mishra. Thermo-statistical study of sustainable refrigeration system for stackflow heat recovery of combined gas turbine-steam turbine power Generation. *Materials Today: Proceedings* 43 (2021) 74–83.
- [6] H. Gu, X. Cui, H. Zhu, F. Si, Y. Kong. Multi-objective optimization analysis on gas-steam combined cycle system with exergy theory. *Journal of Cleaner Production* 278 (2021) 123939.
- [7] L. Pattanayak, B. N. Padhi. Liquefied natural gas re-gasification cold energy hybrid system integration in gas-steam combined cycle power plant model: Enhancement in power generation and performance. *Applied Thermal Engineering* 193 (2021) 116985.
- [8] R. Carapellucci, L. Giordano. Regenerative gas turbines and steam injection for repowering combined cycle power plants: Design and part-load performance. *Energy Conversion and Management* 227 (2021) 113519.
- [9] K. Abudu, U. Igie, I. Roumeliotis, R. Hamilton. Impact of gas turbine flexibility improvements on combined cycle gas turbine performance. *Applied Thermal Engineering* 189 (2021) 116703.
- [10] N. Lu, L. Pan, Z. Liu, Y. Song, P. Si. Flexible operation control strategy for thermos-exchanger water level of two-by-one combined cycle gas turbine based on heat network storage utilization. *Energy* 232 (2021) 121077.

- [11] R. Khan, A. K. Shukla, M. Sharma, R. K. Phanden, S. Mishra. Thermodynamic investigation of intercooled reheat gas turbine combined cycle with carbon capture and methanation. *Materials Today: Proceedings* 38 (2021) 449–455.
- [12] K. Fan, C. Yang, Z. Xie, X. Ma. Load-regulation characteristics of gas turbine combined cycle power system controlled with compressor inlet air heating. *Applied Thermal Engineering* 196 (2021) 117285.
- [13] Y. Cao, H. Habibi, M. Zoghi, A. Raise. Waste heat recovery of a combined regenerative gas turbine - recompression supercritical CO₂ Brayton cycle driven by a hybrid solar-biomass heat source for multi-generation purpose: 4E analysis and parametric study. *Energy* 236 (2021) 121432.
- [14] A. M. Abubaker, A. D. Ahmad, B. B. Singh, N. K. Akafuah, K. Saitov. Multi-objective linear-regression-based optimization of a hybrid solar-gas turbine combined cycle with absorption inlet-air cooling unit. *Energy Conversion and Management* 240 (2021) 114266.
- [15] G. Xiao, J. Chen, M. Ni, K. Cen. A solar micro gas turbine system combined with steam injection and ORC bottoming cycle. *Energy Conversion and Management* 243 (2021) 114032.