

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE
ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE



Université M'Hamed Bougara Boumerdés

Faculté de Technologie

Département de génie mécanique

Mémoire de fin d'études

En vue d'obtention de diplôme De Master en Génie Mécanique

OPTION : Énergétique

Thème

**Etude des performances du cycle combiné
(gaz-vapeur) : de la Centrale Thermique de CAP- DJINET.**

Réalisé par :

M^r. CHABI Aymen.

M^r. MAMMERIE Oussama.

Encadré par :

K.DAHMANI.

Promotion 2020-2021

Remerciements

Nous tenons ,tout d'abord,à remercier notre encadreur Mme.DAHMANI qui nous a aidé pour accomplir notre travail et pour sa patience et son encouragement pendant cette période.

Nous voudrions aussi exprimer notre gratitude aux membres de jury qui nous ont fait l'honneur de juger notre travail.

Nous tenons également à exprimer notre gratitude à toute l'équipe de la faculté de TECHNOLOGIE et spécialement nos professeurs de département de Génie Mécanique et Energétique.

Sans oublié de saluer toute l'équipe de la centrale Thermique de CAP-DJINET
Specialement les Ingénieurs
et notre encadreur dans la centrale
Mr.BOULAHIA Merouane pour son aide
et sa patience.

Dédicaces

***Je dédie ce travail à la personne
la plus chère dans ma vie qui a
consacré sa vie pour qu'il assure
mon avenir pour son sacrifice
et pour l'aide qu'il m'a réservé***

***pour m'a appris à prendre la
responsabilité que dieu vous garde
et vous protège
Mon très chère père***

***A la personne la plus proche à
mon coeur qui a consacré sa vie
afin que je puisse devenir qui je suis
et pour le soutien qui m'a donné
et pour leur prières au long
de mes études
pour l'amour qui m'a donné
Ma très chère Mère***

***A ma petite et adorable soeur
et mes frères Abdelouahed ,
Makhlouf et Djaoued qui m'ont
encouragé toujours à suivre
le chemin de réussite,
Sans oublier mon chère Oncle
qui m'a toujours aider***

***A tous mes amies et mes proches
qui m'aiment et que j'aime***

A mon Binome et frère OUSSAMA

Dédicaces

***A ma très chère Mère SAMIRA Harkati
autant de phrases aussi expressives
soient-elles ne sauraient montrer le degré
d'amour et d'affection que j'éprouve pour vous***

***En ce jour mémorable recoit
ce travail en signe de ma vive
reconnaissance et mon profond
estime puisse le tout puissant
te donner santé et longue vie***

***A mon très chère AYACHE Mammeri
autant de phrases et d'expressions
aussi éloquentes soit-elles ne sauraient
exprimé ma gratitude et ma reconnaissance
vous avez m'inculquer le sens de la
responsabilité de la confiance
je vous dois ce que je suis aujourd'hui
et ce que je serai demain et je ferai toujours
de mon mieux pour rester ta fierté***

***A ma petite soeur Meriem
et mon frère Aymen
que je vous aime beaucoup***

***A tous mes amies et mes proches
qui m'aiment et que j'aime***

A mon Binome Aymen

SOMMAIRE

LISTE DES FIGURES.

LISTES DES TABLEUX.

NOMENCLATURE.

INTRODUCTION GENERALE.

CHAPITRE I ETUDE BIBLIOGRAPHIE SUR L'INFLUENCE DES CONDITIONS AMBIANTES SUR LES PERFORMANCES DE CYCLE A GAZ ET LE CYCLE COMBINE (GAZ-VAPEUR).

CHAPITRE II PRESENTATION DE LA CENTRALE THERMIQUE DE CAP DJINET.

1.	Introduction	8
2.	Présentation de la centrale de CAP DJINET.....	9
3.	Historique sûr l'ancienne centrale thermique (cycle eau-vapeur)	9
4.	Description de la nouvelle centrale thermique (cycle gaz-vapeur).....	10
4.1.	Les principaux organes de la centrale de CAP-DJINET.....	13
5.	TURBINE À GAZ (SGT5-4000F)	17
5.1.	Fonctionnement de la turbine à gaz dans une centrale à cycle combiné	17
5.2.	Caractéristiques de la turbine à gaz au cycle combiné	17
6.	CHAUDIÈRE DE RECUPERATION (HRSG)	18
7.	TURBINE À VAPEUR (ST) : (modèle Siemens SST5-3000).....	22
7.1.	Composants de la turbine à vapeur et Les différents circuits auxiliaires de la centrale	
	Conclusion	27

CHAPITRE III CYCLE THERMODYNAMIQUES

1.	Introduction	28
2.	Cycle thermodynamique de l'installation de la centrale thermique	28
2.1.	Partie Turbine à gaz.....	28
2.1.1.	Cycle de Brayton	28
2.1.2.	Principe de fonctionnement.....	28
2.1.2.	Cycle Idéale (Isentropique de Brayton)	30
2.1.3.	Cycle de Brayton réel (irréversible)	32
2.2.	Les performances de la turbine à gaz	33
3.	Partie Turbine à vapeur.....	34
3.1.	Cycle de Rankine et cycle de Hirn	34

SOMMAIRE

3.2. Calcul des travaux des turbines et Pompes	35
3.2.2. Calcul des travaux dans les turbines	35
3.3. Calcul des travaux des Pompes	36
3.4. Calcul des Rendements	36
3.5. Calcul de puissances des turbines.....	37
3.6. Calcul de puissances des pompes	37
3.7. Puissance utile de cycle vapeur.....	37
4. Cycle Combiné.....	37
4.1. Puissance Nette de cycle combiné.....	37
4.2. Rendement total de cycle combiné.....	37

CHAPITRE V COMPORTEMENT DE CYCLE TURBINE A GAZ PAR RAPPORT LA TEMPERATURE AMBIANTE

1. Introduction	56
2. Influence de la température ambiante sur les performances de la turbine à gaz.....	56
2.1. Influence de la température ambiante sur le compresseur dans le cycle idéal.....	56
2.1.1. Introduction	56
2.1.2. Influence de la température ambiante sur la température de sortie du compresseur....	56
2.1.3. Influence de la température ambiante sur le travail isentropique du compresseur.....	59
2.1.4. Influence de la température ambiante sur le travail massique d'air du compresseur.....	60
2.1.5. Influence de la température ambiante sur la puissance fournie par le compresseur.....	61
2.1.6. Influence de la température ambiante sur le rendement du compresseur.....	62
2.1.7. Influence de la température ambiante sur le travail utile isentropique du cycle.....	63
2.1.8. Influence de la température ambiante sur le travail Réel du compresseur.....	64
2.1.9. L'effet de la température ambiante sur le cycle de la turbine à gaz.....	66
2.1.11. L'effet sur la puissance de cycle gaz.....	67
2.1.12. L'effet sur le rendement du cycle gaz.....	68
Conclusion	71
CONCLUSION GENERALE	72

SOMMAIRE

BIBLIOGRAPHIE.....	74
--------------------	----

LISTE DES FIGURES

CHAPITRE II

Figure. II.2.1. Schéma de la turbine à vapeur

Figure. II.2.2. Schéma de la turbine à vapeur

Figure. II.2.3. Schéma d'une turbine à vapeur

Figure. II.3.1. Configuration d'une installation cycle combiné mono-arbre

Figure. II.3.2. Configuration d'une installation cycle combiné bi-arbre

Figure .II.3.3. Les principaux composants mécaniques de cycle combiné

Figure .II.3.4. schéma de cycle combine (GAZ –VAPEUR)

Figure. II.4.1. Chaudière de Récupération (HRSG)

Figure II.4.2. Schéma explicatif sur le rôle de la centrale thermique

Figure II.4.3. Plan descriptif de la centrale de CAP-DJINET

Figure II.5.1. Schéma Descriptif sur l'emplacement des composants dans la centrale

Figure .II.6.1. Schéma de la turbine à Gaz (SGT5-4000F)

CHAPITRE III

Figure .III.5.1. Corps haute pression (HP)

Figure .III.5.2. Corps moyenne pression (MP)

Figure .III.5.3. Corps basse pression (BP)

Figure. III.2.1. Cycle de Brayton

Figure. III.2.2. Diagramme de cycle théorique de Turbine à GAZ à combustion Isobare en (P, V) et (T, S)

Figure .III.2.3. Diagramme T – S du cycle réel de Brayton

Figure .III.2.4. Cycle réel et cycle Idéale de Brayton

Figure .III.3.1.1. Diagramme T-S du cycle Rankine

Figure .III.3.1.2. L'installation motrice a vapeur fonctionnant sure la base d'un cycle de Hirn

Figure III.3.1.3 cycle de Hirn

Figure .III.3.1.4. Schéma dune IMV fonctionnant sure la base d'un cycle de Hirn avec surchauffe

Figure.III 3.1.5. cycle de Hirn a resurchauffe

Figure.III.3.1.7. Cycle de Hirn à resurchauffe

Figure .III.3.1.8. IMV à cycle de Hirn avec quatre soutirages de vapeur

Figure .III.3.1.9. Cycle de Hirn avec soutirages de vapeur

Figure III.3.1.10. IMV à cycle supercritique à deux resurchauffes

LISTE DES FIGURES

CHAPITRE V

Figure. V.2.1.2. Variation de la masse volumique d'air en fonction de la température ambiante

Figure. V.2.1.3. Variation du débit massique d'air en fonction de la température ambiante

Figure. V.2.1.4. Variation de la consommation des gaz en fonction de la température ambiante

Figure. V.2.1.5. Variation de la température isentropique à la sortie de compresseur par rapport la température ambiante

Figure. V.2.1.6. Variation du travail isentropique du compresseur par rapport la température ambiante

Figure. V.2.1.7. Variation du travail Massique d'air du compresseur par rapport la température ambiante

Figure. V.2.1.8. Variation de la puissance fournie par le compresseur par rapport la température ambiante

Figure. V.2.1.9. Variation du Rendement isentropique du compresseur par rapport la température ambiante

Figure. V.2.1.10. Variation du travail utile isentropique du cycle par rapport la température ambiante

Figure. V.2.1.11. Variation du Rendement Réel du compresseur par rapport la température ambiante

Figure. V.2.2.1. Variation du Travail Utile de cycle en fonction de la température ambiante

Figure. V.2.2.2. Variation de la puissance de Cycle en fonction de la température ambiante

Figure. V.2.2.3. Variation du Rendement de Cycle en fonction de la température ambiante

Figure. V.2.3. Variation de la puissance de cycle combiné en fonction de la température ambiante

Figure. V.2.4. Variation du rendement de cycle combiné en fonction de la température ambiante

LISTE DES TABLEAUX

Tableau II.1. Les paramètres de la turbine à gaz et la turbine à vapeur à charge de base

Tableau II.2.2. Les paramètres de gaz naturel et le carburant liquide à charge de base

Tableau IV.1.1.1. Les paramètres thermodynamiques du compresseur, de la chambre de combustion et de la turbine

Tableau Récapitulatif IV.1.1.2. Les données de la turbine à gaz

Tableau IV.2. Les Paramètres thermodynamiques du compresseur, de la chambre de combustion et de la turbine

Tableau V.3.3. Résume les caractéristiques de tous les points du cycle thermodynamique de l'installation de la centrale

RESUME

RESUME

Les turbines à gaz ont connu ces dernières années un rythme de développement accéléré dans l'industrie des hydrocarbures ; la production d'énergie électrique et les turbo réacteurs..Etc.

Une turbine à gaz est une machine productrice de puissance mécanique mais ses performances sont considérablement dépendantes des conditions telles que la température de l'air ambiant et sa pression ,l'humidité et la poussière puisque la turbine à gaz une machine à volume constant ,sa puissance proportionnelle au débit d'air passant qui directement proportionnelle à la densité qui diminue avec l'augmentation de la température ambiante .Cette machine perd une partie significative de sa production quand elle est installée dans des climats chauds ,une température élevée d'air augmente également le travail du compresseur .

L'industrie énergétique en Algérie repose sur les turbines à gaz dans des stations qui sont installées au sud du pays ou dans une région où la température est élevée .dans ce contexte, nous avons décidé de faire une étude sur l'influence de la température ambiante sur les performances de la turbine à gaz qui en cycle combiné avec un cycle vapeur d'une turbine à vapeur pour déterminer si il y'a une influence sur ce cycle combiné.

ABSTRACT

Gas turbines have experienced an accelerating pace of development in the hydrocarbon industry in recent years; electric power generation and turbojet engines ... etc.

A gas turbine is a machine producing mechanical power but its performance is greatly dependent on conditions such as the ambient air temperature and its pressure, humidity and dust since the gas turbine is a constant volume machine, its power proportional to the air flow passing which is directly proportional to the density which decreases with the increase of the ambient temperature. This machine loses a significant part of its production when it is installed in hot climates, a high air temperature increases also the work of the compressor.

The energy industry in Algeria is based on gas turbines in stations that are installed in the south of the country or in a region where the temperature is high. In this context, we decided to do a study on the influence of ambient temperature on the performance of the gas turbine which in combined cycle with a steam cycle of a steam turbine to determine if there is an influence on this combined cycle.

RESUME

ملخص البحث

شهدت توربينات الغاز تسارع وثيرة التطور في صناعة الهيدروكربون في السنوات الأخيرة ؛ إنتاج الكهرباء والمحركات النفاثة ... إلخ

توربينات الغاز عبارة عن آلة تنتج طاقة ميكانيكية ولكن أداءها يعتمد بشدة على ظروف مثل درجة حرارة الهواء المحيط وضغطه ورطوبته وغيابه لأن التوربينات الغازية هي آلة ذات حجم ثابت ، وتناسب قوتها مع تدفق الهواء المار. يتناسب طرديًا مع الكثافة التي تتناقص مع زيادة درجة الحرارة المحيطة. تفقد هذه الآلة جزءًا كبيرًا من ناتجها عند تركيبها في المناخات الحارة ، كما تزيد درجة حرارة الهواء المرتفعة من عمل الضاغط

تعتمد صناعة الطاقة في الجزائر على التوربينات الغازية في محطات مثبتة في جنوب البلاد أو في منطقة ترتفع فيها درجة الحرارة. في هذا السياق ، قررنا إجراء دراسة حول تأثير درجة الحرارة المحيطة على أداء توربينات الغاز التي تتحد في . دورة مع دورة بخارية لتوربين بخاري من أجل تحديد ما إذا كان هناك تأثير. على هذه الدورة المركبة

NOMENCLATURE

Symboles	Significations	Unité
p	Pression	bar
ρ	Masse volumique	kg/m³
H	Enthalpie massique	kJ/kg
T	Température	K
γ	Constante des gaz	/
C_p	Capacité calorifique	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \text{K}$
C_v	Capacité volumique	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \text{K}$
T_{is}	Température des points isentropiques	K
W_{is comp}	Travail Isentropique du compresseur	kJ/kg
\dot{P} comp	Puissance du compresseur	MW
η is comp	Rendement Isentropique de Compression	%
Q_{chambre comb}	Chaleur massique fournie par la combustion	kJ/kg
W_{is tur}	Travail Isentropique de la turbine	kJ/kg
\dot{P} tur	Puissance de la turbine	MW
η t	Rendement Isentropique de la Détente	%
W_{utile}	Travail Utile de Cycle	kJ/kg
\dot{P} utile cycle	Puissance Utile de Cycle	kJ/kg
η th	Rendement thermique du cycle	kJ/kg
W_{comp}	Travail Réel du compresseur	kJ/kg
W_{tur}	Travail Réel de la Turbine	kJ/kg
W_{utile}	Travail utile du cycle	kJ/kg
\dot{P} comp	Puissance du compresseur	MW
\dot{P} tur	Puissance de la turbine	MW
\dot{P} utile cycle	Puissance Utile de Cycle	MW
η th	Rendement thermique du cycle	%

NOMENCLATURE

Qc Econ. BP	Quantité de chaleur reçue dans l'Economiseur BP	kJ/kg
Qc Evap. BP	Quantité de chaleur reçue dans l'Evaporateur BP	kJ/kg
Qc Surch. BP	Quantité de chaleur reçue dans Le Surchauffeur BP	kJ/kg
Qc Econ. MP	Quantité de chaleur reçue dans l'Economiseur MP	kJ/kg
Qc Evap MP	Quantité de chaleur reçue dans l'Evaporateur MP	kJ/kg
Qc Surch. 1. MP	Quantité de chaleur reçue dans Le premier Surchauffeur MP	kJ/kg
Qc Surch. 2. MP	Quantité de chaleur reçue dans Le second Surchauffeur MP	kJ/kg
Qc Désurch. MP	Quantité de chaleur cédée dans le Désurchauffeur MP	kJ/kg
Qc Econ. HP	Quantité de chaleur cédée dans l'Economiseur HP	kJ/kg
Qc Evap. HP	Quantité de chaleur cédée dans l'Evaporateur HP	kJ/kg
Qc Surch. 1. HP	Quantité de chaleur cédée dans le premier Surchauffeur HP	kJ/kg
Qc Surch. 2. HP	Quantité de chaleur cédée dans le second Surchauffeur HP	kJ/kg
Qc Désurch MP	Quantité de chaleur cédée dans le Désurchauffeur HP	kJ/kg
Qc Cond	Quantité de chaleur Cédée au niveau du Condenseur	kJ/kg
 W tur HP 	le travail produit par la turbine(HP)	kJ/kg
 W tur MP 	Travail produit par la turbine (MP)	kJ/kg
 W tur BP 	Travail produit par la turbine (BP)	kJ/kg

NOMENCLATURE

W tot TAV	Travail totale produit par la turbine à VAPEUR	kJ/kg
 W pompe BP 	Travail de la pompe du condensat (BP)	kJ/kg
 W pompe MP 	Travail de la pompe (MP)	kJ/kg
 W pompe H	Travail de la pompe (HP)	kJ/kg
 W net cycle 	Travail net du cycle vapeur	kJ/kg
P tur HP	Puissance de la turbine (HP)	kW
P tur MP	Puissance de la turbine (MP)	kW
P tur BP	Puissance de la turbine (BP)	kW
P pompe HP	Puissance de la pompe (HP)	kW
P pompe MP	Puissance de la pompe (MP)	kW
P pompe BP	Puissance de la pompe (BP)	kW
P utile cycle vapeur	Puissance utile de notre cycle à vapeur	kW
η is tur HP	Rendements (is) Au niveau de la turbine (corps HP)	%
η is tur MP	Rendements (is) Au niveau de la turbine (Corps MP)	%
η is tur BP	Rendements (is) Au niveau de la turbine (Corps BP)	%
η réel tur HP	Rendements Réel Au niveau de la turbine (corps HP)	%
η réel tur MP	Rendements Réel Au niveau de la turbine (Corps MP)	%
η réel tur BP	Rendements Réel Au niveau de la turbine (Corps BP)	%
η réel cycle	Rendement de cycle VAPEUR Réel	%



**INTRODUCTION
GENERALE**

INTRODUCTION GENERALE

INTRODUCTION GENERALE

L'électricité thermique est importante principalement en raison de la nécessité d'une production d'électricité diversifiée et de la disponibilité du gaz naturel, le principal combustible utilisé dans ce type de système de production d'électricité.

Une turbine à gaz est une installation thermique dont le rôle est de produire de l'énergie électrique à partir de la combustion d'un hydrocarbure (fuel, gaz,...). La turbine à gaz est le plus souvent à cycle ouvert et à combustion interne, dans ce genre d'installations l'échappement de la turbine à gaz se fait directement dans l'atmosphère. Si l'échappement de la turbine à gaz se fait vers une chaudière de récupération (HRSG) et si la vapeur produite sert au fonctionnement d'une turbine à vapeur, on parle alors de centrale à cycle combiné. Lorsque la vapeur est utilisée pour d'autres processus, au lieu de la turbine à vapeur, on utilise le terme de cogénération (production d'électricité et de vapeur) pour décrire cette installation. L'Algérie est un pays côtier caractérisé par un climat qui change avec le changement de saison et d'heure, donc nous avons mené une étude dont le but de savoir s'il existe une relation entre le changement climatique et la production d'électricité, c'est-à-dire si le changement de la température a un impact sur l'installation chargés de produire de l'électricité.

Après la recherche sur notre thème intitulé, nous avons fait une étude bibliographie sur l'influence de la température ambiante sur les caractéristiques de la turbine à gaz ainsi que sur le cycle combiné (gaz-vapeur) que nous avons présenté dans le premier chapitre.

Dans le deuxième chapitre, nous avons fait une description de la centrale de production d'électricité centre de CAP-DJINET, sa situation géographique ainsi que sa capacité de production a été présentée, ainsi que sur les caractéristiques de la turbine à gaz, la turbine à vapeur en détaillant leurs fonctionnalités et leurs caractéristiques.

Dans le troisième chapitre nous avons traité les différents cycles thermodynamiques appartenant à chaque organe de cycle combiné dont le cycle à gaz (cycle de Brayton) et le cycle vapeur (cycle de Rankine et le cycle de Hirn), leurs fonctionnements et ainsi que les équations de calcul utilisés pour déterminer les caractéristiques de chacun d'eux.

Un analyse thermodynamique a été réalisé pour calculer les différents paramètres appartenant a chaque composant de cycle combiné dans le quatrième chapitre.

Dans le cinquième chapitre qui est considéré comme le dernier chapitre, nous avons fait une étude en utilisant le programme MATLAB pour connaître l'effet de la température sur les performances de la turbine à gaz et sur le cycle Combiné (gaz-vapeur).

Chapitre I

ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE
SUR L'INFLUENCE DES CONDITIONS
AMBIANTES SUR LE
CYCLE COIMBINE

CHAPITRE I ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE SUR L'INFLUENCE DES CONDITIONS AMBIANTES.

1. Introduction

Les facteurs climatiques diffèrent d'une région à l'autre et d'une saison à l'autre, car on constate également qu'ils changent d'heure en heure. Nous avons donc mené une recherche à fin de savoir si l'évolution de ces facteurs comme la température a un effet sur les performances du cycle GAZ et aussi que sur le cycle combiné (GAZ-VAPEUR) qui produit de l'électricité.

2. Etude Bibliographique sur l'influence des conditions ambiantes sur les performances de cycle à gaz et le cycle combiné (gaz-vapeur)

- ✚ **METALLAOUI. N** a fait une étude sur l'influence de la température sur le travail de compresseur ; la quantité de chaleur et le travail de la turbine à gaz MS7001EA au niveau du complexe GNL1K de Skikda, il conclue que le travail de compresseur augmente en fonction de la température ambiante. Ainsi qu'une diminution de la quantité de chaleur en fonction de la température ambiante. A la fin de cette étude il conclue que le rendement du cycle est diminué. [1]
- ✚ **CHEKCHEK.B** a fait une étude sur l'effet de la température de l'air ambiant sur la Puissance Electrique d'une Centrale Thermique Hybride Solaire /GAZ à Hassi R'Mel il conclue que l'air chaud a un effet négatif sur les performances de la centrale de Hassi R'Mel. Plus la température de l'air admis dans le compresseur augmente, sur une gamme de 10°C à 45°C, plus la puissance diminue de 176 MW à 148 MW. A la moyenne, la puissance électrique totale de la centrale de Hassi R'Mel diminue de 0,8 MW par 1 °C d'augmentation de la température de l'air ambiant. [2]
- ✚ **CHABOU. A et MASLEK. A** ont fait une étude l'influence des conditions ambiantes sur les performances d'un cycle combiné dans la centrale de HADJRET ENNOS à TIPAZA. Ils concluent que le travail consommé par le compresseur a augmenté, le travail net produit par le TG et la puissance produite par la TG diminuent avec l'augmentation de la température ambiante ; également une efficacité réduite et une consommation spécifique accrue. L'étude d'influence de la pression atmosphérique sur les performances de la TG a montré que plus la pression atmosphérique augmente, plus la puissance produite par le TG est élevée. Ils concluent à la fin que si la température de la chambre de combustion est

CHAPITRE I ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE SUR L'INFLUENCE DES CONDITIONS AMBIANTES.

très élevée, le taux de compression augmente, ce sont les paramètres les plus importants pour augmenter la puissance produite par la TG. [3]

✚ **F.ARREIETA et E.LORA** à l'Université fédérale d'Itajubá Av BPS 1303 ont fait une étude sur l'influence des conditions ambiantes sur les performances d'un cycle combiné dans une centrale de production d'électricité au Brésil. Ils ont conclu qu'une centrale thermique à cycle combiné est influencée par les conditions présentes à l'endroit où elle est installée, principalement la température ambiante, la pression atmosphérique et l'humidité relative de l'air. Ces paramètres affectent la puissance électrique générée et le taux de chaleur pendant le fonctionnement. Parmi ces variables, la température ambiante provoque la plus grande variation de performance pendant le fonctionnement. C'est la raison pour laquelle l'influence de cette variable sur ce type de groupe électrogène a été étudiée. [4]

✚ **FELIPE R. PONCE ARREITA** a fait une étude sur l'influence de la température ambiante sur les performances des centrales à cycle combiné au **MEXIQUE**, les résultats principaux ont été : Pour une température ambiante variant de -5 °C à 45 °C, variation de température typique dans le nord du Mexique, l'efficacité du NGCC avec captage du CO₂ passe de 50,95 % à 48,01 % lorsque la température passe de 15 °C (conception condition ISO) à 45 °C, et diminue de 50,95 % à 50,78 % lorsque la température diminue de 15 °C à -5 °C. La puissance produite passe de 676,3 MW à 15 °C à 530 MW à 45 °C. [5]

✚ **Umit Unve ; Muhsin Kilic** ont étudié le comportement de cycle combiné par rapport à la température ambiante sur les paramètres suivants : la puissance de cycle et la consommation spécifique de carburant et ils ont arrivés à Les résultats ont indiqué que la diminution de la température ambiante augmente la performance énergétique du cycle combiné d'environ 53 % à 56 % et améliore la performance exergétique d'environ 51 % à 56 %. Cependant, l'augmentation via la diminution de la température n'est pas continue. Il est démontré que la diminution de la température ambiante entraîne une réduction d'environ 5% de la consommation spécifique de carburant. Et aussi que provoque la diminution de la puissance de cycle. [6]

✚ **G. Sen, Mustafa Nil, H. Mamur**, ont fait une étude sur l'effet de la température ambiante sur la production d'électricité dans une centrale électrique à cycle combiné au gaz naturel, qui est située à Aliğa, Izmir, Turquie. Ils ont démontré que le changement de

CHAPITRE I ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE SUR L'INFLUENCE DES CONDITIONS AMBIANTES.

température ambiante ayant le plus grand influence sur la production électrique. La centrale a produit de l'électricité pendant quatorze ans et a été installée à 240 MW à Aliğa, Izmir, Turquie. En fonction des changements de température saisonniers, les données de l'étude ont été obtenues pour chaque turbine à gaz (TG), turbine à vapeur (TV) et blocs à cycle combiné (CC) dans la plage de température ambiante de 8 à 23 °C. Dans la production d'énergie électrique, une diminution importante a été dans les TG en raison de l'augmentation de la température. Cette diminution a affecté indirectement la production d'énergie électrique des TV. En conséquence, l'efficacité de chaque TG, TV et CC a diminué, bien que la quantité de carburant consommée par les contrôleurs de l'usine ait été réduite. [7]

✚ **Umit Unve ; Muhsin Kilic** ont traité un thème sur l'effet des conditions de fonctionnement, en particulier le rapport de pression pour le cycle de la turbine à gaz et la température d'entrée de la turbine sur les performances du cycle combiné et du cycle de la turbine à gaz ont été étudié et discuté. Le résultat montre que le rendement de la turbine à gaz et de la turbine à vapeur ainsi que de cycle combine sont augmentées avec l'augmentation de la température qui été provoquée par l'injection de vapeur ; en plus la puissance de sortie augmente d'environ 21 % avec des augmentations du rapport de pression de 5 à 35 et augmente la fraction d'injection de vapeur de 0 à 10 %.[8]

✚ **Alberto Ansuategi ET Mohammed Sadeck Boulahya** . Cette étude a démontré que la densité et le débit massique de l'air à l'entrée du compresseur diminuent à mesure que la température ambiante augmente. De plus, lorsque le rapport de pression est maintenu constant, une baisse de la puissance nette et du rendement de l'unité de turbine à gaz se produit. [9]

✚ **ABBAS FADHIL et ALI ADEL HAMZA**. Les résultats montrent que la température ambiante affecte l'efficacité du HRSG pour tous les cycles combinés d'Alstom considérés avec les turbines à gaz GT24, GT26 et KA24. L'efficacité du HRSG est réduite de 5,0 à 5,5 % lorsque la température ambiante augmente de 288 K à 323 K (15 à 50°C). Le rendement des turbines à gaz est réduit à 30 % à une température ambiante de 323 K. Ceci conduit à une diminution du rendement du cycle combiné d'Alstom à 20 %. Une telle diminution de l'efficacité globale du cycle combiné d'Alstom pendant les périodes chaudes de l'année entraîne des pertes économiques substantielles dans la production d'électricité. [10]

CHAPITRE I ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE SUR L'INFLUENCE DES CONDITIONS AMBIANTES.

- ✚ **Umit Unver et Muhsin Kılıç** ont fait une étude sur Influence de la température ambiante sur les paramètres exergetiques d'une centrale solaire à cycle combiné en Turquie ; ils ont montré que les conditions ambiantes ont un effet significatif sur les centrales à cycle combiné (CCPP). Des paramètres tels que l'efficacité, la consommation de carburant, la production d'électricité et même les coûts d'exploitation diffèrent selon les conditions ambiantes. Les résultats ont indiqué que la diminution de la température ambiante augmente la performance énergétique du cycle combiné de 53 % à 56 % et améliore la performance exergetique de 51 % à 56 %. Cependant, l'augmentation via la diminution de la température n'est pas continue. Il est montré que la diminution de la température ambiante provoque une réduction d'environ 5%. [11]

- ✚ **DAOUED S.** étudia la possibilité d'améliorer des performances des turbines à gaz par le refroidissement de l'air à l'entrée du compresseur axial. Il conclue qu'il ya une augmentation significative de la température de la sortie du compresseur avec l'augmentation du taux de pression et de la température ambiante. Les températures de sortie de la turbine restent les mêmes car celles-ci ne dépendent que de la température de la chambre de combustion qui est constante, mais elles diminuent avec l'augmentation du taux de pression. Ainsi il observe que la puissance utile est très influencée par la variation de la température ambiante. A fin de ce travail il constate que le rendement thermique est inversement proportionnel à la température ambiante, à cause de l'augmentation de la puissance absorbée par le compresseur lorsque la température de l'air ambiant augmente. [18]

- ✚ **BENDJAMA F.** a fait une étude sur l'effet des conditions ambiantes les performances d'une turbine à GAZ, il constate que la température d'admission du compresseur augmente, le travail spécifique de compression augmente, tandis que le débit massique d'air diminue (en raison d'une diminution de la masse spécifique γ) avec l'augmentation de la température ambiante. En conséquence, le rendement de la turbine et le travail utile (la puissance) diminuent. Si la température diminue, le phénomène inverse se produit. Tandis que si la pression atmosphérique diminue par rapport à la pression de référence ISO, le débit massique de l'air diminue (en raison d'une réduction de sa masse spécifique) et la puissance utile est proportionnellement réduite parce qu'elle est proportionnelle au débit massique du gaz. En effet, l'air humide est moins dense que l'air sec, donc si l'humidité

CHAPITRE I ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE SUR L'INFLUENCE DES CONDITIONS AMBIANTES.

relative augmente, la puissance débitée diminue et la consommation spécifique (HR) augmente. [19]

Chapitre II

PRESENTATION DE LA
CENTRALE THERMIQUE
DE CAP-DJINET

CHAPITRE II PRESENTATION DE LA CENTRALE THERMIQUE DE CAP-DJINET

1. Introduction

La recherche de l'énergie a toujours été un problème préoccupant l'antiquité la première tentative de production d'énergie mettait en jeu de petites puissances.

Il apparaît rapidement qu'il était possible de réduire le prix de revient de l'énergie ,en concentrant la production dans une seule station et en établissant un réseau de distribution électrique qui étaient faite en courant continu a la tension même des machines génératrices et tel fut l'origine a appellation de centrale thermique donne aux usines productrices de l'énergie électrique .

Comme les centrales thermiques à vapeur demandent d'énormes quantités d'eau, donc elles sont en général implantées à proximité des rivières ou des lacs. La centrale thermique de Cap-Djinet a été conçue pour fonctionner à base d'eau de mer qui reste intarissable, ce qui est très appréciable car notre pays est en grandes difficultés en termes d'infrastructures de ressources hydrauliques.

L'énergie électrique ne se trouve pas dans la nature sous forme directement exploitable à l'échelle des besoins industriels, donc il est nécessaire de partir d'une autre source que l'on appelle « énergie primaire » telles que l'énergie hydraulique, l'énergie solaire, l'énergie nucléaire, thermique, l'énergie éolienne, etc...

La centrale de Cap-Djinet est du type thermique à vapeur. Elle a pour rôle de produire de l'électricité à partir de la transformation de l'énergie calorifique en énergie mécanique qui sera par la suite transformée en énergie électrique par l'intermédiaire de l'alternateur.

2. Présentation de la centrale de RAS-DJINET

2.1.Implantation de la centrale (situation géographique)

La centrale est située au bord de la mer à l'est d'Alger près de la ville de RAS-DJINET (1KM avant) dans la Wilaya de Boumerdés (30KM à l'est de Wilaya). [12]

Superficie : 35 hectares

Le choix de site c'est fait sur la base des critères suivants :

- Proximité de la mer.
- Proximité des consommateurs importants situés notamment dans la zone industrielle **Rouïba –Réghaia.**
- Possibilité d'extension.

CHAPITRE II PRESENTATION DE LA CENTRALE THERMIQUE DE CAP-DJINET

- Condition de sous-sol favorable ne nécessitant pas de fondation profonde.

3. Historique sûr l'ancienne centrale thermique (cycle eau-vapeur)

En 1986 la centrale thermique de **RAS-DJINET** est venue renforcer le parc de production d'énergie électrique de l'entreprise avec une puissance de **672MW**. Elle se compose de quatre groupes monoblocs du type thermique vapeur d'une puissance de **176MW** chacun aux bornes alternateur. [13]

- Les principaux contrats ayant été signés en **1980**, les travaux de terrassement ont démarré en **1981**, et les travaux de montage ont commencé en **Mars 1984**.
- La première fourniture d'énergie électrique au réseau s'est effectuée le **17 juin 1986**.
- Calendrier de réalisation des principales opérations se présente comme suit :

- **Travaux de génie civil**

- Début : juin 1981.

- Fin : Mars 1985.

- **Montage mécanique**

- Début : Mars 1984

- Fin : Septembre 1986

- **Montage électrique**

- Début : Mars 1984

- Fin : Septembre 1986

La mise en service des groupes de production d'électricité :

- GROUPE 1..... Décembre 1985.
- GROUPE 2..... Avril 1986.
- GROUPE 3..... Septembre 1986.
- GROUPE 4..... Décembre 1986.

4. Description de la nouvelle centrale thermique (gaz-vapeur)

- ❖ La Centrale de Cap Djinet (relevant de la Sonelgaz) est formée de trois turbines fonctionnant en cycle combiné (30% vapeur et 70 % gaz), dotée chacune d'une capacité de production de 400 mwt d'électricité/Heure, soit un total de 1113mwt pour les trois.

CHAPITRE II PRÉSENTATION DE LA CENTRALE THERMIQUE DE CAP-DJINET

- ❖ La première turbine est entrée en production en mai 2018, la 2ème au mois d'octobre 2018 et la 3ème mi 2019.
- ❖ L'infrastructure est, par ailleurs, équipée de nombreux systèmes "amis de l'environnement", dont particulièrement celui du dessalement de l'eau de mer exploitée dans la production de la vapeur, et la production d'hydrogène exploité dans le refroidissement des générateurs électriques.
- ❖ l'énergie électrique produite au niveau de cette Centrale est transférée respectivement vers deux transformateurs (400 vlt 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.
- ❖ La centrale de RAS DJINET se compose principalement de trois (3) modules de centrale électrique à cycle combiné à arbre-simple (CCPP) ainsi que les systèmes qui supportent l'équilibre de la centrale (BOP). [12]

La centrale de production d'électricité de RAS- DJINET est une centrale composée de Trois groupes d'une puissance unitaire de 400 MW comprenant des installations Communes :

- 1.. Station de pompage d'eau de mer.
- 2.. Poste de détente gaz naturel.
- 3.. Poste fuel.
- 4.. Station de dessalement et de déminéralisation d'eau de mer.
- 5.. Station d'électro-chloration.
- 6.. Salle de compresseurs d'air comprimé de travail et de régulation.

Chaque module de la CCPP a

- une (1) **turbine à gaz** (modèle : **SIEMENS SGT5-4000F**),
- un (1) **HRSG** associé,
- une (1) **turbine à vapeur** (Modèle : **SIEMENS SST5-3000 H-IL**)
- un générateur commun refroidi par hydrogène (Modèle : **SIEMENS GEN 5-2000 H**)
situé sur le même arbre entre la turbine à gaz (**GT**) et la turbine à vapeur (**ST**).

Les turbines à gaz sont conçues pour brûler le gaz naturel comme le combustible de base et le carburant diesel comme le combustible de secours [12]

CHAPITRE II PRESENTATION DE LA CENTRALE THERMIQUE DE CAP-DJINET



Figure II.4.1. Vue de la centrale Thermique de CAP-DJINET.

4.1. Rôle de la centrale thermique

Le rôle d'une centrale thermique est de transformer l'énergie chimique contenue dans un combustible, en énergie électrique en passant par l'intermédiaire de l'énergie thermique et mécanique.

Cette transformation s'opère dans divers appareils en utilisant les propriétés physiques de l'eau sous ses diverses formes liquides et vapeur. [12]



Figure II.4.2. Schéma explicatif sur le rôle de la centrale thermique.

CHAPITRE II PRESENTATION DE LA CENTRALE THERMIQUE DE CAP-DJINET

4.2. Les principaux organes de la centrale de CAP-DJINET

- Turbine à GAZ.
- Chaudière de récupération HRSG.
- Turbine à VAPEUR.
- Condenseur.
- Bâche alimentaire.
- Pompes d'extraction.
- Pompes d'alimentation.
- Réchauffeur haute pression.
- Réchauffeur basse pression.
- Alternateur.

4.3. Description générale de la centrale VUE DE RDPP

- Centrale électrique existante (EXISTING POWER PLANT).
- Structure de turbine ((TURBINE BUILDING).
- (3) Chaudières de récupération (HRSG).
- (3) Cheminées.
- GIS d'une fréquence de (400 KV).
- (3) unités de productions (UNIT 50 ; UNIT 60 ; UNIT 70) .[12]

CHAPITRE II PRESENTATION DE LA CENTRALE THERMIQUE DE CAP-DJINET



Figure II.4.3. Plan descriptif de la centrale de CAP-DJINET [12]

5. Emplacement des composants dans la centrale

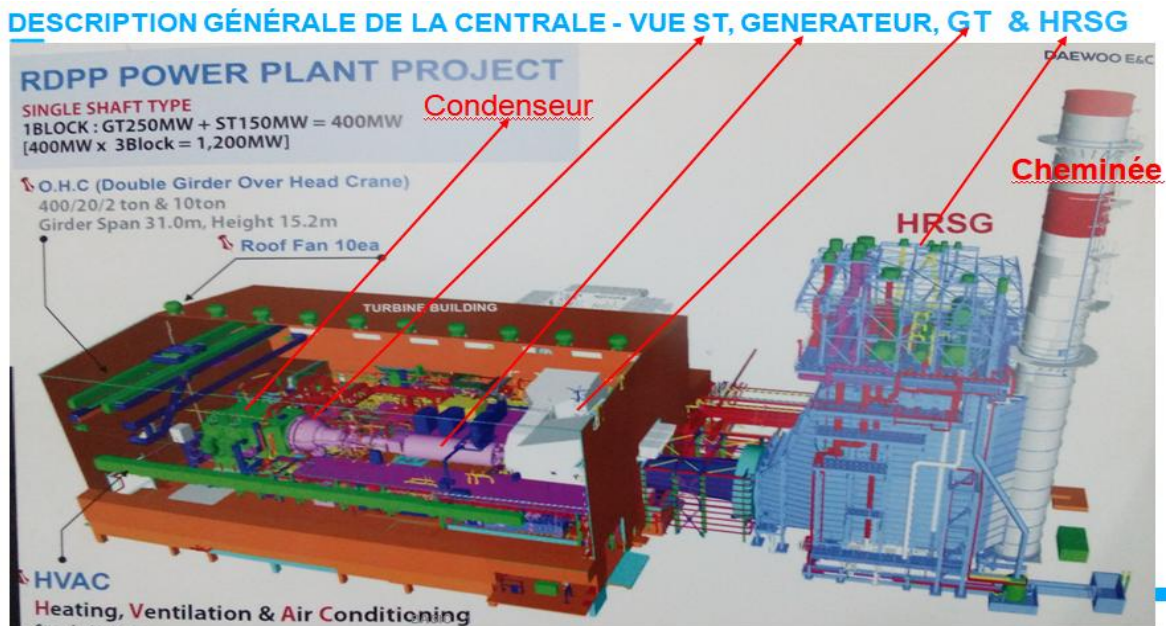


Figure II.5.1. Schéma Descriptif sur l'emplacement des composants dans la centrale [12]

CHAPITRE II PRESENTATION DE LA CENTRALE THERMIQUE DE CAP-DJINET

6. Les différents paramètres de fonctionnement aux conditions de référence et à 100% de charge sont les suivants [12]

Tableau II.1. Les paramètres de la turbine à GAZ et la turbine à VAPEUR à charge de base [12]

Puissance nette de chaque bloc	MW	377	311.3
Taux de chaleur net	KJ/Kwh	6165	6599
Puissance de sortie - GT	MW	249.2	210.5
Puissance de sortie - ST	MW	127.8	100.8
Consommation de carburant	kg/s	14.3	13.24
Température des gaz d'échappement	⁰C	607.6	557.4
Débit de gaz à la sortie GT	kg/s	616.2	610.9
Pression de sortie du super-chauffage HP	Bar (a)	120.81	101.81
Température de sortie du surchauffeur HP	⁰C	566.50	530.10
Pression d'entrée de turbine à vapeur HP	Bar (a)	117.92	99.39
Température d'entrée de la turbine à vapeur HP	⁰C	565.02	528.27

CHAPITRE II PRÉSENTATION DE LA CENTRALE THERMIQUE DE CAP-DJINET

Tableau II.2.2. Les paramètres de gaz naturel et le carburant liquide à charge de base. [12]

La description	Units	Gaz naturel	Carburant liquide
HP Steam Flow	kg/s	71.99	61.66
Pression de sortie du réchauffeur	Bar (a)	29.91	25.91
Température de sortie du réchauffeur	0C	565.70	526.20
Pression d'entrée de turbine à vapeur IP	Bar (a)	29.10	25.20
Température d'entrée de vapeur de la turbine IP	0C	564.94	524.99
IP Steam Flow	kg/s	71.99	76.02
Pression de sortie du surchauffeur IP	Bar (a)	31.31	27.11
Température de sortie du surchauffeur IP	0C	337.50	324.30
Pression de sortie du surchauffeur LP	Bar (a)	4.51	4.21
Température de sortie du surchauffeur LP	0C	232.60	237.70
Débit de vapeur du surchauffeur LP	kg/s	10.14	2.58
Débit d'échappement de la turbine LP	kg/s	98.25	80.31
Débit d'échappement de la turbine LP	0C	33.35	31.56
	Kg/s	71.99	61.66
Débit d'entrée de l'économiseur IP	Kg/s	23.57	17.03
Pression du condenseur	Bar (a)	0.0514	0.0464
Température d'entrée d'eau de refroidissement du condenseur	0C	24	24
Température de sortie de l'eau de refroidissement du condenseur	0C	30	28.63

CHAPITRE II PRESENTATION DE LA CENTRALE THERMIQUE DE CAP-DJINET

7. **TURBINE À GAZ (SGT5-4000F)** Chaque module de la centrale à cycle combiné (CCPP) est fourni avec une turbine à gaz (Siemens modèle SGT5-4000F) ainsi que tous les accessoires nécessaires.

Les turbines à gaz à chambre de combustion annulaire Siemens AG sont des turbines à arbre unique. Il s'agit d'une turbine à gaz mono-arbre avec un rotor commun utilisé par le compresseur et la turbine. Le rotor est supporté par deux paliers qui se trouvent à l'extérieur de la zone sous pression.

La turbine à gaz est conçue pour en double allumage. Le gaz naturel (NG) doit être utilisé comme combustible primaire et le mazout doit être utilisé comme combustible de secours.

[12]

7.1.Fonctionnement de la turbine à gaz dans une centrale à cycle combiné

- **Reference Conditions**

- Température ambiante	35 °C
- Humidité relative	76%
- Pression barométrique	1.018 bar
- La fréquence	50 Hz
- Gaz Carburant – LHV	43100.0 KJ/Kg
- Carburant liquide - LHV	43100.0 KJ/Kg
- Facteur de puissance du générateur	Lagging 0.9
- Compenser de Cycle	0%
- Eau de chaudière périodiquement purgée	0%

7.2.Caractéristiques de la turbine à gaz au cycle combiné

Paramètres pour charge de base:	Gaz	Mazout
• Sortie nominale aux bornes du générateur :	249.2 MW	210.5 MW
• Efficacité nominale aux bornes du générateur :	38.4%	36.9%
• Consommation de combustible :	14.3 kg/s	13.2 kg/s

CHAPITRE II PRESENTATION DE LA CENTRALE THERMIQUE DE CAP-DJINET

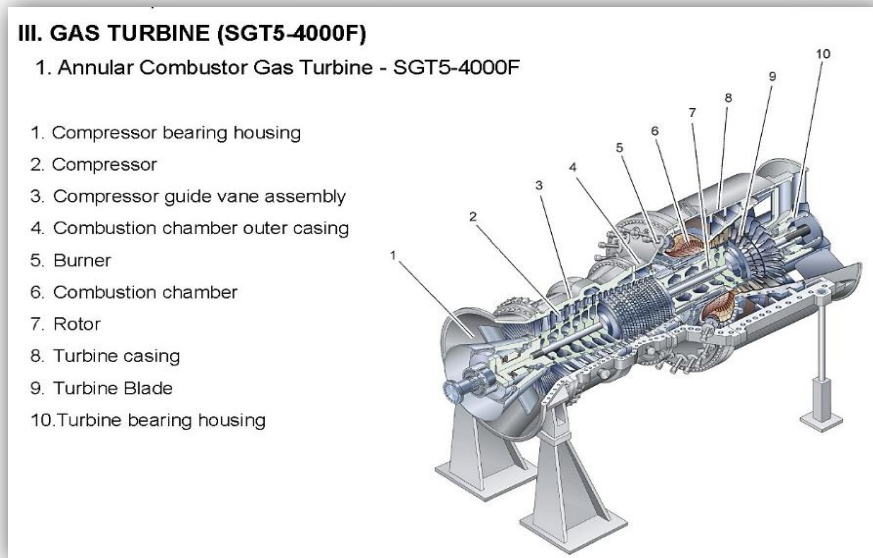


Figure .II.6.1. Schéma de la turbine à Gaz (SGT5-4000F). [12]

8. CHAUDIERE DE RECUPERATION (HRSG)

8.1. Ballons de vapeur

8.1.1. Ballon vapeur haute pression (HP) (50HAD50BB001)

Le Ballon vapeur HP est conçu pour séparer le mélange de vapeur et d'eau pour fournir de la vapeur saturée de haute pureté au surchauffeur HP 1 et pour absorber les à coups de l'évaporateur pendant les transitoires de démarrage et de fonctionnement. [12]

- Nombre d'unités : Un pour chaque module
- Pression nominale : 139.6 Bar (g)
- Température nominale : 341°C

8.1.2. Ballon vapeur pression intermédiaire (IP) (50HAD60BB001)

Il est conçu pour séparer le mélangeur de vapeur et d'eau et pour fournir de la vapeur saturée de haute pureté au surchauffeur IP 1.

- Nombre d'unités : Un pour chaque module
- Pression nominale : 35 Bar (g)
- Température nominale : 249°C

CHAPITRE II PRESENTATION DE LA CENTRALE THERMIQUE DE CAP-DJINET

8.1.3. Ballon vapeur basse pression (LP) (50HAD80BB001)

Le Ballon vapeur LP est conçu pour séparer le mélange de vapeur et d'eau et pour fournir de la vapeur saturée de haute pureté au surchauffeur.

- Nombre d'unités : Un pour chaque module
- Pression nominale : 8 Bar (g)
- Température de nominale : 180°C

8.2. Sections économiseur

8.2.1. Fonction de la section économiseur LP

La fonction principale de la section économiseur LP du HSRG est de préchauffer l'eau de condensation. Le débit de condensats traversant l'économiseur LP est à contre-courant du débit des gaz d'échappement, de l'entrée au collecteur de sortie à travers les tubes à ailettes. Le débit de sortie de l'économiseur LP est évacué directement vers le dégazeur par l'intermédiaire d'une vanne de régulation. [12]

8.2.2. Fonction de la section économiseur IP

La fonction principale de la section économiseur IP du HRSG est de préchauffer l'eau d'alimentation. Le débit d'eau d'alimentation traversant l'économiseur d'IP est à contre-courant du débit des gaz d'échappement, de l'entrée au collecteur de sortie à travers les tubes à ailettes. Le débit d'eau provenant des pompes d'alimentation en eau de la chaudière est fourni à l'économiseur IP. Le débit de sortie de l'économiseur IP est déchargé directement dans le Ballon vapeur IP par l'intermédiaire de la vanne de régulation d'eau d'alimentation.

8.2.3. Fonction de la section économiseur HP

La fonction principale de la section économiseur HP du HRSG est de préchauffer l'eau d'alimentation. Le débit d'eau d'alimentation traversant l'économiseur HP est à contre-courant du débit des gaz d'échappement, de l'entrée au collecteur de sortie à travers les tubes à ailettes. Le débit d'eau d'alimentation provenant des pompes d'alimentation en eau est fourni à sections économiseur HP. Le débit de sortie de l'économiseur HP est évacué directement dans le Ballon de vapeur HP par l'intermédiaire de la vanne de régulation d'eau d'alimentation.

CHAPITRE II PRESENTATION DE LA CENTRALE THERMIQUE DE CAP-DJINET

8.3. Sections évaporateur :

8.3.1. Fonction de la section évaporateur LP

L'eau de condensation traversant la section économiseur LP entre dans le Ballon vapeur LP et est répartie sur toute la longueur du Ballon LP par un collecteur de distribution où il se mélange à l'eau saturée revenant de la section évaporateur. L'eau saturée est extraite du fond du Ballon vapeur LP et traverse la section de l'évaporateur par le processus de circulation naturelle. L'eau saturée entre dans le collecteur situé au fond de l'évaporateur et s'écoule vers le haut par évaporation dans les tubes de l'évaporateur.

La section évaporateur fonctionne essentiellement à température constante, absorbant la chaleur provenant des gaz d'échappement dans une quantité égale à la chaleur latente de vaporisation pour la pression nominale du Ballon vapeur LP. Le mélange vapeur/eau quitte le collecteur supérieur de l'évaporateur à travers la colonne montante qui est reliée au Ballon vapeur LP et est dirigée vers un séparateur primaire où se produit la première étape de séparation vapeur/eau. L'eau saturée dans le ballon vapeur LP se décharge vers le bas tandis que la vapeur monte vers un deuxième séparateur d'humidité où la pureté finale de la vapeur est atteinte avant de quitter le Ballon vapeur LP. [12]

8.3.2. Fonction de la section évaporateur HP/IP

L'eau d'alimentation provenant de la section économiseur HP / IP entre dans le Ballon vapeur HP/IP et est distribuée le long du Ballon vapeur HP/IP par un collecteur de distribution où elle se mélange avec l'eau saturée revenant de la section évaporateur. L'eau saturée est extraite du fond du Ballon vapeur HP/IP et traverse la section évaporateur par le processus de circulation naturelle. L'eau saturée entre dans le collecteur du fond de l'évaporateur et s'écoule vers le haut par évaporation dans les tubes de l'évaporateur.

La section d'évaporateur fonctionne essentiellement à température constante, absorbant la chaleur provenant des gaz d'échappement dans une quantité égale à la chaleur latente de vaporisation pour la pression nominale du Ballon vapeur HP/IP. Le mélange vapeur/eau quitte le collecteur supérieur de l'évaporateur à travers la colonne montante qui est reliée au Ballon vapeur HP/IP et est dirigée vers un séparateur primaire où se produit la première étape de séparation vapeur/eau. L'eau saturée dans le Ballon vapeur HP/IP se décharge vers le bas tandis que la vapeur monte vers un deuxième séparateur d'humidité où la pureté finale de la vapeur est atteinte avant de quitter le Ballon vapeur HP/IP.

CHAPITRE II PRESENTATION DE LA CENTRALE THERMIQUE DE CAP-DJINET

8.4. Sections surchauffeur

8.4.1. Fonction de la section surchauffeur LP

La vapeur saturée est extraite du Ballon vapeur LP vers le collecteur d'entrée du surchauffeur LP, puis s'écoule à travers la structure grillagée des tubes à ailettes vers le collecteur de sortie. Le débit de vapeur est à contre courant du débit des gaz d'échappement. La section surchauffeur élève la température de la vapeur depuis la température de saturation jusqu'à une température de surchauffe conforme aux exigences de la turbine à vapeur basse pression (LP).

8.4.2. Fonction de la section surchauffeur IP

La vapeur saturée est extraite du Ballon vapeur IP vers le collecteur d'entrée de la section surchauffeur IP. Le débit de vapeur est à contre courant du débit des gaz d'échappement. La section surchauffeur élève la température de la vapeur depuis la température de saturation jusqu'à une température de surchauffe correspondant à la température de la vapeur revenant de l'échappement de la turbine à vapeur haute pression (HP). [12]

8.4.3. Fonction de la section surchauffeur HP

La vapeur saturée est extraite du Ballon vapeur HP vers la section surchauffeur HP. Le débit de vapeur est à contre courant du débit des gaz d'échappement. La section surchauffeur élève la température de la vapeur depuis la température de saturation jusqu'à une température de surchauffe conforme aux exigences de la turbine à vapeur haute pression (HP). Un désurchauffeur intermédiaire installé en aval du surchauffeur HP 1 permet de contrôler la température de la vapeur d'entrée du surchauffeur HP 2 en fournissant de l'eau pulvérisée provenant des pompes d'alimentation en eau HP.

8.5. Section réchauffeur

La fonction principale de la section réchauffeur est de chauffer la vapeur de réchauffage à froid (CRH) jusqu'à la température de vapeur de réchauffage à chaud (HRH).

La vapeur surchauffée provenant du collecteur de sortie du surchauffeur-2 pression intermédiaire (IP) est combinée à la vapeur revenant de l'échappement de la turbine à vapeur haute pression (HP). Ce débit de vapeur combiné est acheminé vers le collecteur d'entrée de la section réchauffeur-1 (primaire) et passe ensuite à travers l'arrangement de mailles des tubes à ailettes vers le collecteur d'admission de la section réchauffeur-2 (secondaire) puis vers le collecteur de sortie. Le débit de vapeur est à contre courant du débit de gaz d'échappement. La section réchauffeur élève la température de la vapeur depuis la température de saturation

CHAPITRE II PRESENTATION DE LA CENTRALE THERMIQUE DE CAP-DJINET

jusqu'à une température de surchauffe pour satisfaire aux exigences de température de la turbine à vapeur à pression intermédiaire (IP). [12]

8.6. Dégazeur (50LAA80BB001)

Le dégazeur a pour fonction 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 l'installation. Il fait partie intégrante du Ballon basse pression (LP). Le Ballon LP agit comme un réservoir de stockage pour le dégazeur. [12]

8.7. Cheminée du HSRG

La cheminée du HRSG et son silencieux sont fournis pour acheminer les gaz d'échappement de la turbine à gaz depuis la sortie du HRSG vers l'atmosphère. Des ports d'échantillonnage sont fournis dans la cheminée pour les contrôles d'émission. Les gaz d'échappement chauds de la turbine à gaz font du bruit. De ce fait, un silencieux est fourni afin de réduire le bruit en sortie de cheminée. [12]

9. TURBINE À VAPEUR (ST) : (modèle Siemens SST5-3000)

Chaque module de la centrale à cycle combiné (CCPP) est fourni avec une turbine à vapeur (modèle Siemens SST5-3000) ainsi que tous les accessoires nécessaires.

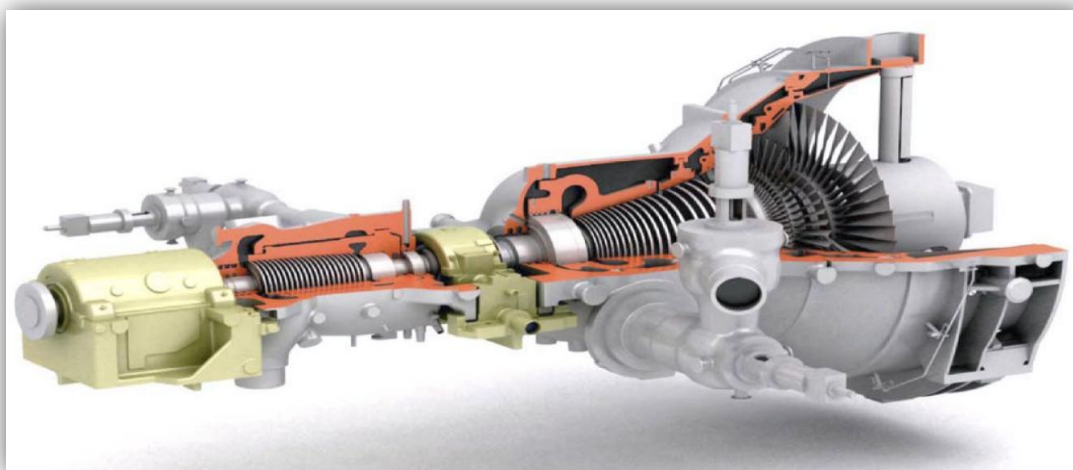


Figure .II.8. TURBINE À VAPEUR (ST) : (modèle Siemens SST5-3000) [12]

La turbine à vapeur se compose d'un cylindre HP de type cylindrique et d'un cylindre IP/LP à écoulement direct. La vapeur d'échappement sortant de la turbine à vapeur sera condensée dans le condenseur refroidi à eau.

CHAPITRE II PRESENTATION DE LA CENTRALE THERMIQUE DE CAP-DJINET

La turbine HP est de construction à simple flux et à double paroi avec un porte-lame fixe et un carter externe. Elle est munie d'une vanne d'arrêt et de contrôle de vapeur principale, soudée, soutenue par des supports supplémentaires. Le carter extérieure est de type cylindrique.

Le carter extérieur IP/LP est divisé en deux sections, la section du carter d'entrée moulé et la section du carter d'échappement soudé. Les deux sections sont divisées horizontalement. Les demi-carter sont boulonnés ensemble par des boulons d'assemblage. Les sections d'entrée et d'échappement sont également boulonnées ensemble. [12]

■ **Vanne d'arrêt et vanne de régulation Vapeur Principale :** La turbine à vapeur haute pression (HP) a une vanne d'arrêt de vapeur principale et une vanne de régulation. La vapeur principale (vapeur HP) est admise à travers les conduites de vapeur, en passant d'abord par la vanne d'arrêt puis par la vanne de régulation.

➤ Les vannes sont fermées (en position de sécurité) par la force d'un ressort en cas de perte de courant.

➤ La vanne d'arrêt de vapeur principale HP permet d'isoler la turbine de la conduite de vapeur principale et peut rapidement interrompre l'alimentation en vapeur de la turbine. La vanne de régulation HP contrôle le débit de vapeur vers la turbine en fonction de la charge.

■ **Vanne d'arrêt et vanne de régulation Réchauffement Vapeur :** La turbine à vapeur à pression intermédiaire (IP) possède une vanne d'arrêt de réchauffement vapeur et une vanne de régulation. La vapeur de réchauffage à chaud (HRH) est admise à travers les conduites de vapeur, en passant d'abord par la vanne d'arrêt puis par la vanne de régulation.

Les vannes sont fermées (en position de sécurité) par la force d'un ressort en cas de perte de courant. La vanne d'arrêt IP est conçue pour interrompre rapidement l'alimentation en vapeur de la tuyauterie de réchauffage à chaud. La vanne de régulation IP contrôle le débit de vapeur vers la turbine en fonction de la charge. [12]

9.1. Composants de la turbine à vapeur

9.1.1. Corps haute pression (HP)

9.1.1.1. Caractéristiques du corps HP

- ✓ Etage de réglage à action : 1
- ✓ Etage à réaction : 23
- ✓ Poids : 4910 kg.

CHAPITRE II PRESENTATION DE LA CENTRALE THERMIQUE DE CAP-DJINET

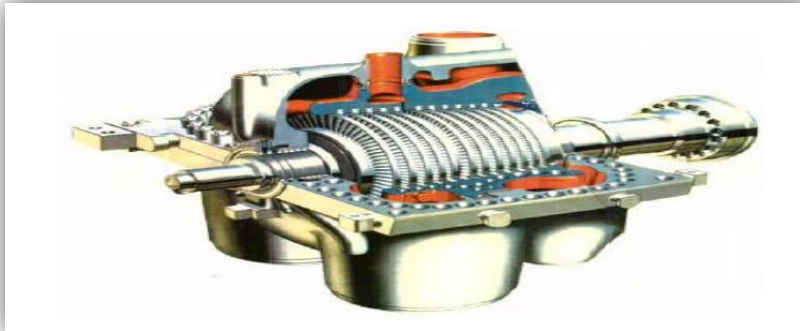


Figure .III.5.1. Corps haute pression (HP) [14].

9.1.2. Corps moyenne pression (MP)

9.1.2.1. Caractéristiques du corps MP

- ✓ Nombre d'étage à réaction : 2x19

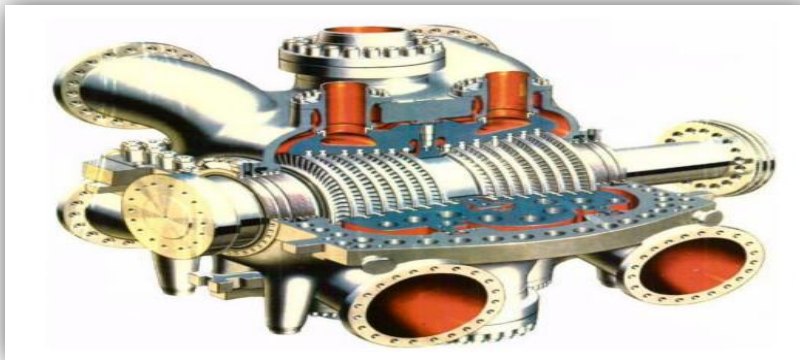


Figure .III.5.2. Corps moyenne pression (MP). [14]

9.1.3. Corps basse pression (BP)

9.1.3.1. Caractéristiques du corps BP

- ✓ Nombre d'étage : 2x8
- ✓ Poids du corps BP équipé : 168103Kg

CHAPITRE II PRESENTATION DE LA CENTRALE THERMIQUE DE CAP-DJINET



Figure .III.5.3. Corps basse pression (BP). [14]

10. Les différents circuits auxiliaires de la centrale

10.1. Station de l'eau de mer

L'exploitation d'une Centrale Thermique de grande puissance demande pour réduire la chaleur résiduelle, d'importantes quantités d'eau de refroidissement. Les besoins de la Centrale de Cap-Djinet s'élèvent à 30 m³/s. environ. [13]

10.2. Station de pompage et de filtration d'eau de mer

La position de la station de pompage et de filtration d'eau de mer est basse sur une profondeur de 7 m environ de profondeur dans la mer méditerranée, la prise d'eau est située à 900 mètres de la côte, L'arrivée de l'eau à la station de pompage se fait par trois tubes en béton d'un diamètre de 2,70 m. [13]

10.3. Système traitement des eaux

10.3.1. Station d'électro-chloration

La chloration de l'eau de mer permet de protéger le circuit d'eau de mer (condenseur, conduite d'amenée d'eau de mer..) contre tout encrassement pouvant être causé par les micro-organismes marins. Elle se fait par injection d'hypochlorite de sodium.

L'installation est prévue pour produire (2x150 Kg/h) de chlore avec deux unités. En condition de chloration continue, 104000 m³/h d'eau de circulation sont continuellement chlorés. [13]

10.3.2. Station de dessalement de l'eau de mer

La station de dessalement a pour rôle la production d'eau dessalée à partir de l'eau de mer.

Quatre unités de dessalement produisant 500 m³/jour chacune, assurent la production

CHAPITRE II PRESENTATION DE LA CENTRALE THERMIQUE DE CAP-DJINET

en eau dessalée, stockée dans deux bâches (2 x 2700 m³).

Type de l'installation : **Multi-flash** qui sert à vaporiser l'eau de mer pour lui enlever le sel puis la condensée pour obtenir de l'eau dessalée. [13]

Trois produits chimiques sont injectés pour le traitement de l'eau qui est les suivants:

- **Le belgard EVN** : Inhibiteur d'incrustation utilisé pour éviter l'entartrage.
- **La belite (M33)**: Produit anti-mousse utilisé pour éviter la formation de la mousse au niveau des évaporateurs.
- **Le bissulfite de sodium (NA₂SO₃)**: Produit permettant l'élimination du chlore dans l'eau pour diminuer la conductivité.

10.3.3. Station de déminéralisation

L'installation de déminéralisation sert au traitement de l'eau d'appoint d'alimentation pour les 4 chaudières.

Deux chaînes de déminéralisation de 40 m³/h chacune, parachèvent le traitement de l'eau avant son utilisation dans le cycle eau vapeur. [13]

Le stockage d'eau déminéralisée se fait dans deux (02) réservoirs de 1500 m³ chacun.

10.4. Un poste de dépotage et transfert fuel

Deux (02) bâche de stockage de capacité : 2x10000 m³. [13]

10.5. Evacuation de l'énergie

L'énergie électrique produite est évacuée par l'intermédiaire de lignes 225 KV sur le poste BOUDOUAOU et le poste de SI-MUSTAPHA. [13]

10.6. Commande et contrôle:

La centrale de Cap-Djinet se caractérise par un degré élevé d'automatisme et de centralisation, on de nombre une quarantaine de chaînes de régulation par groupe de production qui permet un pilotage automatique du groupe. [13]

10.7. Système de surveillance, d'alarme et d'analyse

CHAPITRE II PRESENTATION DE LA CENTRALE THERMIQUE DE CAP-DJINET

Pour permettre une bonne conduite du groupe de production des paramètres d'exploitation (température, pression, niveau d'eau, vibrations..), des différents équipements du groupe, sont indiqués, enregistrés en permanence en salle de commande et signalés en cas de dépassement de seuil. [9]

Pour une meilleure analyse en cas d'incident un consigneur d'état est installé, il permet d'enregistrer les alarmes dans un ordre chronologique. [13]

Conclusion

Dans le ce deuxième chapitre nous avons fait une présentation de la centrale thermique de CAP DJINET, nous avons cité tous les organes principales de la centrale.

Chapitre III

Chapitre III

CYCLES
THERMODYNAMIQUES
(GAZ-VAPEUR)

CHAPITRE III CYCLES THERMODYNAMIQUES (GAZ-VAPEUR)

1. Introduction

Les travaux de recherche dans le domaine des Tàg se sont toujours focalisés sur le développement de cycles de fonctionnement dans le but de réduire la facture énergétique consommée par ces machines, tout en maximisant son rendement, c'est-à-dire, sa production de puissance mécanique.

Nous exposons dans ce chapitre, les différents cycles de fonctionnement de la turbine à gaz, la turbine à vapeur.

2. Cycle thermodynamique de l'installation de la centrale thermique

2.2. Partie Turbine à gaz

2.2.1. Cycle de Brayton

Le cycle thermodynamique sur lequel toutes les turbines à gaz fonctionnent s'appelle le cycle de Brayton.

Il est appelé aussi cycle théorique simplifié, la forme idéale se compose de deux processus isobares et de deux processus isentropiques. Les isobares comprennent le système de chambre de combustion de la TAG et le côté de gaz d'échappement. Les isentropiques représentent la compression (compresseur) et la détente (extenseur de turbine). [15]

2.2.2. Principe de fonctionnement

L'air à basse pression est aspiré par un compresseur (état 1) où il est comprimé à une pression plus élevée (état 2), le combustible est ajouté à l'air comprimé et le mélange est brûlé dans une chambre de combustion, les gaz chauds entrent dans la turbine (état 3) ou se produit la détente (état 4).

Le cycle de Brayton est composé de quatre processus fondamentaux :

- a) 1 à 2 : Compression isentropique
- b) 2 à 3 : Apport de chaleur à pression constante (combustion isobare)
- c) 3 à 4 : Détente isentropique des gaz dans la turbine
- d) 4 à 1 : Rejet des gaz de combustion vers l'atmosphère à pression constante (gaz d'échappement et d'admission dans le cycle ouvert) [15]

CHAPITRE III CYCLES THERMODYNAMIQUES (GAZ-VAPEUR)

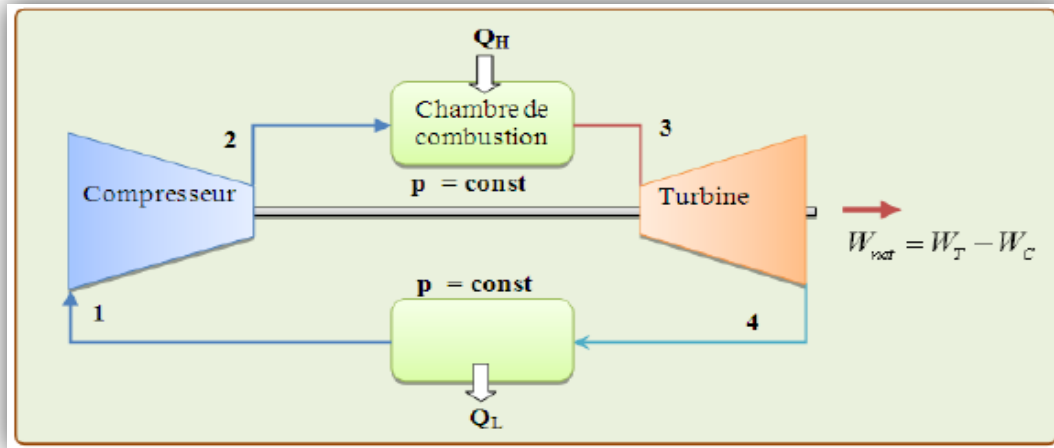


Figure. III.2.1. Cycle de Brayton. [15]

Chaque cycle de Brayton peut être caractérisé par deux paramètres significatifs:

- Le rapport de pression et la température de combustion. Le rapport de pression du cycle est la pression au point 2 (pression à la sortie du compresseur) divisée par la pression au point 1 (pression d'admission du compresseur).

Dans un cycle idéal, ce rapport de pression est également égal à la pression au point 3 divisé par la pression au point 4.

- L'autre paramètre significatif, la température de la combustion, est considérée comme étant la température la plus élevée du cycle. [15]

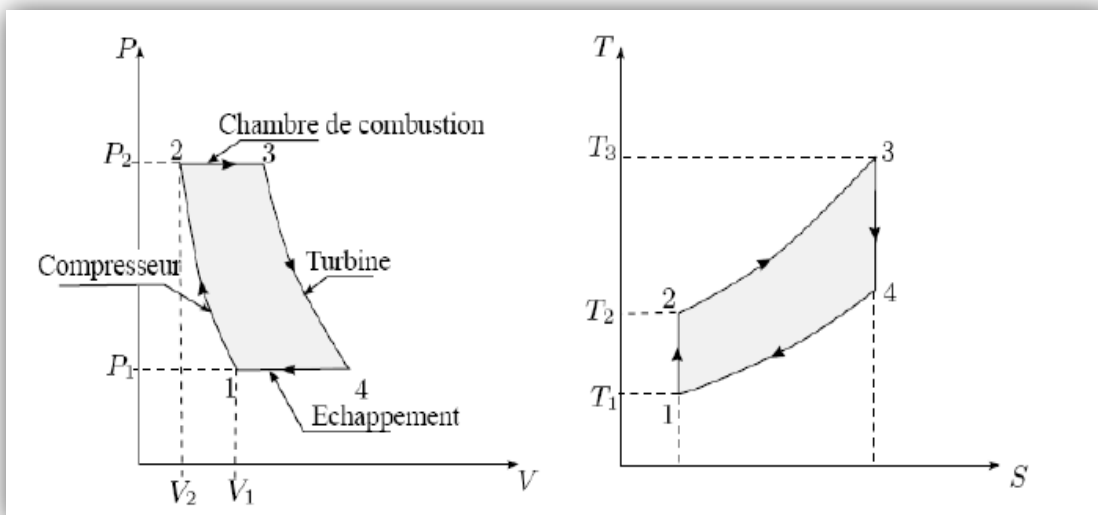


Figure. III.2.2. Diagramme de cycle théorique de Turbine à gaz à combustion

Isobare en (P, V) et (T, S). [12]

CHAPITRE III CYCLES THERMODYNAMIQUES (GAZ-VAPEUR)

2.2.3. Cycle Idéale (Isentropique de Brayton)

Après l'application de la première loi de la thermodynamique, nous constatons:

Transformation de 1 à 2 :

➤ **Travail Isentropique du compresseur :**

$$W_{is\ comp} = H_{2is} - H_1 = C_p * (T_{2is} - T_1) \quad \dots (2.1)$$

Avec:

- **T1:** Température ambiante (K).
- **T2 :** Température de l'air à la sortie du compresseur (K).
- **T2 is :** Température isentropique des gaz chauds (K).

➤ **Température Isentropique au point 2 isentropique (Sortie compresseur)**

$$\frac{T_{2is}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad \dots (2.2)$$

$$\color{blue}{\oplus} \quad T_{2is} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} * T_1 \quad \dots (2.3)$$

➤ **Puissance du compresseur :**

$$\dot{P}_{\text{comp}} = \dot{m}_a * (H_2 - H_1) \quad \dots (2.4)$$

Avec :

- **\dot{P}_{comp} :** Puissance du compresseur (MW).
- **\dot{m}_a :** Débit de l'air (Kg/s).
- **H1 :** Enthalpie aux point 1 entrées de compresseur (KJ/Kg).
- **H2 :** Enthalpie au point 2 sorties de compresseur (KJ/Kg).

➤ **Rendement Isentropique de Compression:**

$$\eta_{is\ comp} = \frac{H_{2is} - H_1}{H_2 - H_1} = \frac{T_{2is} - T_1}{T_2 - T_1} \quad \dots (2.5)$$

Avec:

- **$\eta_{is\ comp}$:** Rendement Isentropique de Compresseur.
- **H2 is :** Enthalpie isentropique au point 2 dans le cycle idéale (KJ/Kg).

■ **Transformation de 2 à 3 :**

➤ **Chaleur massique fournie par la combustion**

$$Q_{\text{chambre comb.}} = C_p * (T_3 - T_2) \quad \dots (2.6)$$

CHAPITRE III CYCLES THERMODYNAMIQUES (GAZ-VAPEUR)

➤ **Temperature à la sortie de la chambre de combustion point 3**

$$T_3 = \frac{PCI \cdot \dot{m}_c}{\dot{m}_a + \dot{m}_c \cdot C_p} + T_2 \quad \dots (2.7)$$

➤ **Rendement de la chambre de combustion**

$$\eta_{\text{chambre comb.}} = \frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_c) \cdot C_p \cdot (T_3 - T_2)}{PCI \cdot \dot{m}_c} \quad \dots (2.8)$$

■ **Transformation de 3 à 4 :**

➤ **Travail Isentropique de la turbine :**

$$W_{\text{is tur}} = H_3 - H_{4\text{is}} = C_p \cdot (T_3 - T_{4\text{is}}) \quad \dots (2.9)$$

➤ **Température Isentropique au point 4 (Sortie Turbine)**

$$\frac{T_3}{T_{4\text{is}}} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$T_{4\text{is}} = T_3 / \left[\left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right] \quad \dots (2.10)$$

➤ **Puissance de la turbine**

$$\dot{P}_{\text{tur}} = C_p \cdot (\dot{m}_a + \dot{m}_c) \cdot (H_3 - H_4) \quad \dots (2.11)$$

➤ **Rendement Isentropique de la Détente**

$$\eta_t = \frac{H_3 - H_{4\text{is}}}{H_3 - H_4} = \frac{T_3 - T_{4\text{is}}}{T_3 - T_4} \quad \dots (2.12)$$

❖ **Travail Utile de Cycle :**

$$W_{\text{utile}} = W_{\text{is tur}} - W_{\text{is comp}} \quad \dots (2.13)$$

❖ **Puissance Utile de Cycle :**

$$\dot{P}_{\text{utile cycle}} = \dot{P}_{\text{tur}} - \dot{P}_{\text{comp}} \quad \dots (2.14)$$

$$\dot{P}_{\text{utile cycle}} = (\dot{m}_c \cdot C_p) \cdot \left[(T_3 - T_{4\text{is}}) \cdot \eta_t - \left(\frac{T_{2\text{is}} - T_1}{\eta_c}\right) \right] \quad \dots (2.15)$$

❖ **Rendement thermique du cycle:**

$$\eta_{\text{th}} = \frac{W_{\text{utile}}}{Q_{\text{fournie}}} = \frac{W_t - W_c}{Q_2} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad \dots (2.16)$$

2.2.4. Cycle de Brayton réel (irréversible)

Le cycle réel de Brayton diffère du cycle théorique dû à l'irréversibilité des transformations réelles. Suite d'existence des forces de frottement interne dans le compresseur et la turbine,

CHAPITRE III CYCLES THERMODYNAMIQUES (GAZ-VAPEUR)

qui se manifeste par un accroissement d'entropie, la compression et la détente ne sont pas isentropiques. D'autre part, la combustion et l'échappement des gaz brûlés eux-mêmes sont accompagnés d'une légère chute de pression. La Figure , montre le diagramme (T – S) du cycle de Brayton. [16]

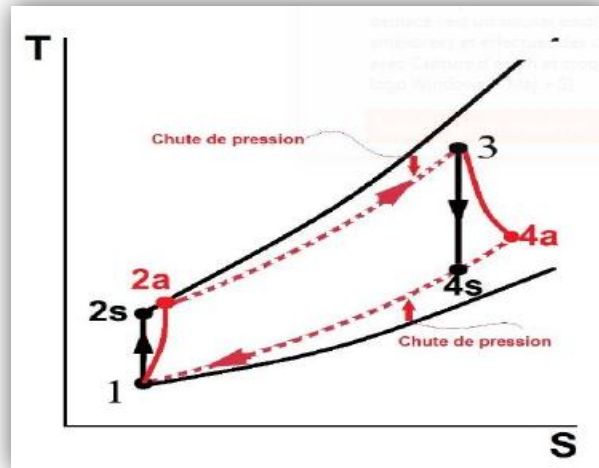


Figure .III.2.3. Diagramme T – S du cycle réel de Brayton. [16]

2.3. La différence entre le cycle réel et le cycle Idéale de Brayton :

Le cycle réel se différencie du cycle idéal de la manière suivante :

La compression est adiabatique, de rendement isentropique η_c : en raison des travaux de frottement, la température réelle est plus élevée que la température théorique, et la transformation de compression n'est plus isentropique 1-2s mais 1-2, tel que $T_2 > T_{2s}$. La détente dans la turbine est adiabatique, de rendement isentropique en raison des travaux de frottement, la transformation de la détente ne s'effectue pas suivant un arc d'isentrope, mais suivant un arc tel que $T_4 > T_{4s}$. [15]

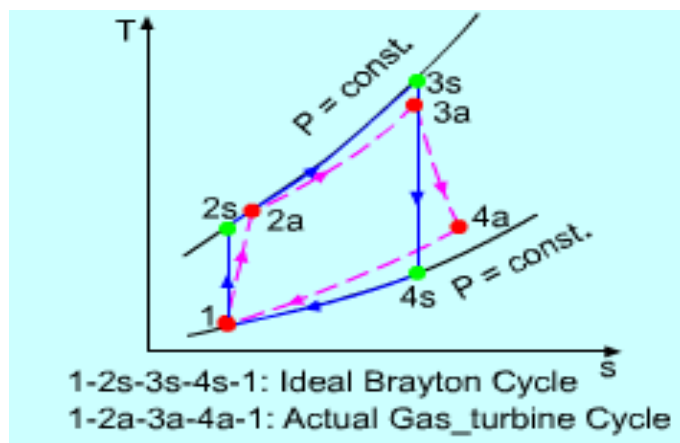


Figure .III.2.4. Cycle réel et cycle Idéale de Brayton. [15]

➤ **Travail Réel du compresseur**

$$W_{\text{comp}} = C_p * (T_2 - T_1) \quad \dots (2.17)$$

➤ **Travail Réel de la Turbine**

$$W_{\text{tur}} = C_p * (T_3 - T_4) \quad \dots (2.18)$$

2.4. Les performances de la turbine à gaz

❖ **Travail utile du cycle**

$$W_{\text{utile}} = W_{\text{tur}} - W_{\text{comp}} \quad \dots (2.19)$$

❖ **Puissance du compresseur**

$$\dot{P}_{\text{comp}} = W_{\text{comp}} * \dot{m}_a \quad \dots (2.20)$$

❖ **Puissance de la turbine**

$$\dot{P}_{\text{tur}} = W_{\text{tur}} * \dot{m}_{\text{gaz}} \quad \dots (2.21)$$

❖ **Puissance Utile de Cycle :**

$$\dot{P}_{\text{utile cycle}} = \dot{P}_{\text{tur}} - \dot{P}_{\text{comp}} \quad \dots (2.22)$$

❖ **Rendement thermique du cycle:**

$$\eta_{\text{th}} = \frac{W_{\text{utile}}}{Q_{\text{fournie}}} = \frac{W_t - W_c}{Q_2} \quad \dots (2.23)$$

■ Ou on calcul le rendement de l'installation par la méthode suivante

$$\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad \dots (2.24)$$

3. Partie Turbine à vapeur

3.1. Cycle de Rankine et cycle de Hirn

3.1.1. Description

La comparaison des aires de ce cycle et de celle du cycle de Carnot associé (mêmes températures extrêmes) met en évidence la perte du rendement du cycle de Rankine par rapport à celui du cycle de Carnot,

Dans un fonctionnement selon un cycle de Rankine, la détente du fluide a lieu dans la zone diphasique, Une telle situation est dommageable pour le fonctionnement de la turbine (l'humidité entraîne l'érosion de la turbine). [17]

CHAPITRE III CYCLES THERMODYNAMIQUES (GAZ-VAPEUR)

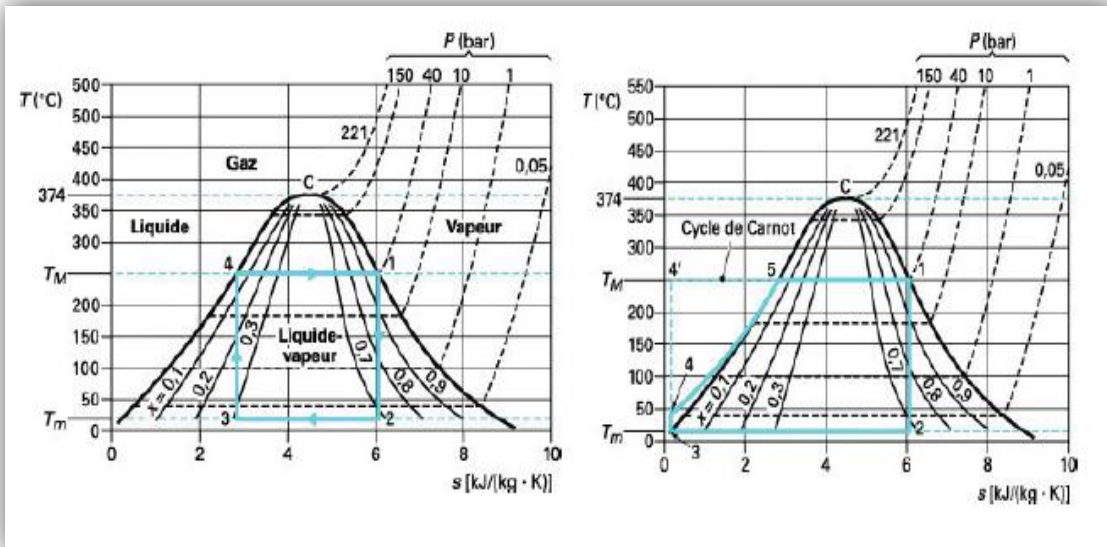


Figure .III.3.1.2. Diagramme T-S du cycle Rankine [17]

Il faut que la surchauffe soit suffisante pour que la majeure partie de la détente ait lieu dans la zone de vapeur surchauffée. En pratique cette surchauffe est limitée par le niveau maximal de températures admissible (jusqu'à 600 °C) dans les installations classiques, ce qui permet d'utiliser des matériaux peu onéreux). Ce fonctionnement utilisé dans les IMV de puissance moyenne (5à20 MW), correspond au cycle de Hirn.

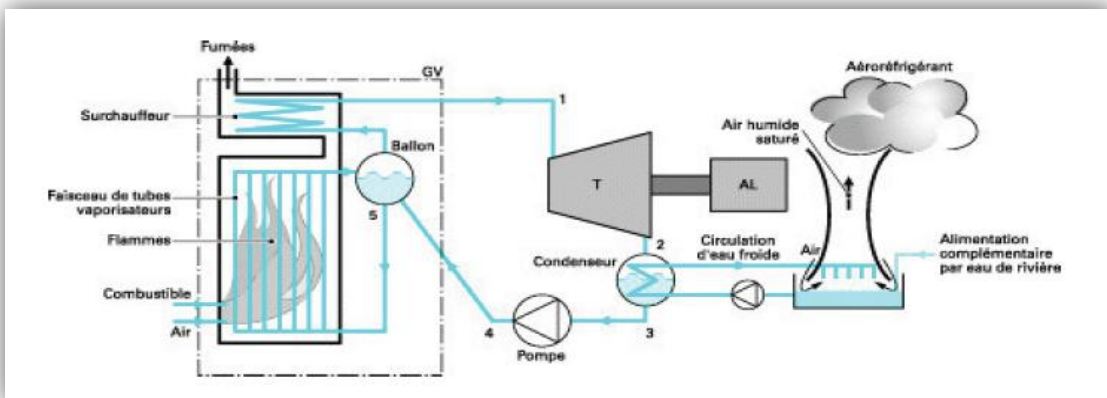


Figure .III.3.1.3. L'installation motrice a vapeur fonctionnant sure la base d'un cycle de Hirn [17]

CHAPITRE III CYCLES THERMODYNAMIQUES (GAZ-VAPEUR)

$$W_{net} = (W_{tur HP} + W_{tur MP} + W_{tur BP}) - (W_{pompe HP} + W_{pompe MP} + W_{pompe BP}) \quad \dots (3.31)$$

3.4. Calcul des Rendements

➤ Au niveau de la turbine (corps HP)

$$\eta_{tur HP} = \frac{W_{tur HP}}{H_{11} - H_{12 is}} \quad \dots (3.32)$$

➤ Au niveau de la turbine (Corps MP)

$$\eta_{tur MP} = \frac{W_{tur MP}}{H_{15} - H_{16 is}} \quad \dots (3.33)$$

➤ Au niveau de la turbine (Corps BP)

$$\eta_{tur BP} = \frac{W_{tur BP}}{H_{16} - H_{17 is}} \quad \dots (3.34)$$

3.5. Calcul de puissances des turbines

➤ Puissance de la turbine (HP)

$$\dot{P}_{tur HP} = \frac{Q_{tur HP}}{Q_{vapeur}} \cdot W_{tur HP} \quad \dots (3.35)$$

➤ Puissance de la turbine (MP)

$$\dot{P}_{tur MP} = \frac{Q_{tur MP}}{Q_{vapeur}} \cdot W_{tur MP} \quad \dots (3.36)$$

3.6. Calcul de puissances des pompes

➤ Puissance de la pompe (HP)

$$\dot{P}_{pompe HP} = \frac{Q_{pompe HP}}{Q_{eau}} \cdot W_{pompe HP} \quad \dots (3.37)$$

➤ Puissance de la pompe (MP)

$$\dot{P}_{pompe BP} = \frac{Q_{pompe BP}}{Q_{eau}} \cdot W_{pompe BP} \quad \dots (3.38)$$

➤ Puissance de la pompe (BP) est :

$$\dot{P}_{pompe BP} = \frac{Q_{pompe BP}}{Q_{eau}} \cdot W_{pompe BP} \quad \dots (3.39)$$

3.7. Puissance utile de cycle VAPEUR

$$\dot{P}_{utile cycle vapeur} = (\dot{P}_{tur HP} + \dot{P}_{tur MP} + \dot{P}_{tur BP}) - (\dot{P}_{pompe HP} + \dot{P}_{pompe MP} + \dot{P}_{pompe BP}) \quad \dots (3.40)$$

4. Cycle Combiné

CHAPITRE III CYCLES THERMODYNAMIQUES (GAZ-VAPEUR)

4.1. Puissance Nette de cycle combiné

$$\dot{P}_{\text{cycle Combiné}} = \dot{P}_{\text{cycle gaz}} + \dot{P}_{\text{cycle vapeur}}. \quad \dots (4.41)$$

4.2. Rendement total de cycle combiné

$$\eta_{\text{cycle Combiné}} = \frac{\dot{P}_{\text{cycle Combiné}}}{PCI.\dot{m}_{\text{combustible}}} \quad \dots (4.42)$$

Chapitre IV

ANALYSE THERMODYNAMIQUE
DU CYCLE COMBINE
DE LA CENTRALE

CHAPITRE IV ANALYSE THERMODYNAMIQUE DU CYCLE COMBINE DE LA CENTRALE.

1. Calcul Thermodynamique de cycle Combine (GAZ-VAPEUR)

1.1. Partie Turbine à GAZ

1.1.1. Cycle Idéale de Brayton

Tableau IV.1.1.1. Résume les paramètres thermodynamiques du compresseur, de la chambre de combustion et de la turbine.

Parametres	Pression (bar)	Temperature (K)		Cp (KJ/Kg.K)	Cv (KJ/Kg.K)	γ	
		Réel	Isentropique				
entrée compresseus	1	1.018	299.49	---	1.0064	0.7179	1.4017
sortie compresseur	2	17.78	717.7	?	1.0826	0.7928	1.3656
Entrée chambre combustion	2	17.78	717.7	---	1.0826	0.7928	1.3656
Sortie chambre combustion	3	17.78	?	---	1.2233	0.9360	1.3069
Entrée Turbine	3	17.78	?	---	1.2233	0.9360	1.3069
Sortie Turbine	4	1.018	865.95	?	1.1135	0.8264	1.3475

- Débit d'air $\dot{m}_a=658.9177$ kg/s .
- Débit de carburant $\dot{m}_{carburant}=51200$ kg/h = 14.22 kg/s.
-
- Transformation de 1 à 2 :

$$\Rightarrow C_p = \frac{C_p \text{ entrée comp} + C_p \text{ sortie comp}}{2} = \frac{1.0064 + 1.0826}{2} = 1.0045 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \text{K}$$

$$\Rightarrow C_v = \frac{C_v \text{ entrée comp} + C_v \text{ sortie comp}}{2} = \frac{0.7179 + 0.7928}{2} = 0.7553 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \text{K}$$

$$\Rightarrow \gamma = \frac{C_p}{C_v} = \frac{1.0445}{0.7553} = 1.382$$

$$\Rightarrow \frac{T_{2is}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} ;$$

CHAPITRE IV ANALYSE THERMODYNAMIQUE DU CYCLE COMBINE DE LA CENTRALE.

$$T_{2is} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} * T_1 ;$$

$$T_{2is} = \left(\frac{17.78}{1.018}\right)^{\frac{1.38-1}{1.38}} * 299.49 ;$$

$$T_{2is} = 658.313 \text{ K.}$$

➤ Travail isentropique de compresseur

$$W_{is\ comp} = H_{2is} - H_1 = C_p * (T_{2is} - T_1) ;$$

$$W_{is\ comp} = 1.0445 * (658.313 - 299.49) ;$$

$$W_{is\ comp} = 374.790 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

➤ Rendement isentropique de compresseur

$$\eta_{is\ comp} = \frac{H_{2is} - H_1}{H_2 - H_1} = \frac{T_{2is} - T_1}{T_2 - T_1} ;$$

$$\eta_{is\ comp} = \frac{658.313 - 299.49}{717.7 - 299.49} ;$$

$$\eta_{is\ comp} = 0.857 = 85.7\%$$

■ Transformation de 2 à 3 :

$$\blacksquare C_p = \frac{C_p \text{ entrée cc} + C_p \text{ sortie cc}}{2} = \frac{1.0826 + 1.2233}{2} = 1.1529 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \text{K}$$

$$\blacksquare C_v = \frac{C_v \text{ entrée cc} + C_v \text{ sortie cc}}{2} = \frac{0.7928 + 0.9360}{2} = 0.8644 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \text{K}$$

$$\blacksquare \gamma = \frac{C_p}{C_v} = \frac{1.1529}{0.8644} = 1.33$$

➤ Chaleur massique fournie par la combustion

$$Q_{\text{chambre comb.}} = C_p * (T_3 - T_2)$$

➤ Temperature à la sortie de la chambre de combustion point 3

$$T_3 = \frac{PCI * \dot{m}_c}{\dot{m}_a + \dot{m}_c * C_p} + T_2 ;$$

$$T_3 = \frac{45903.5 * 14.22}{(658.9177 + 14.22) * 1.1529} + 717.7 ;$$

$$T_3 = 1558.804 \text{ K}$$

Donc la quantité de chaleur est :

$$Q_{\text{chambre comb.}} = C_p * (T_3 - T_2) ;$$

$$Q_{\text{chambre comb.}} = 1.1529 * (1558.804 - 717.7) ;$$

$$Q_{\text{chambre comb.}} = 969.708 \text{ KJ/Kg.}$$

CHAPITRE IV ANALYSE THERMODYNAMIQUE DU CYCLE COMBINE DE LA CENTRALE.

$$Q \text{ chambre comb.} = 969.708 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

➤ Rendement de la chambre de combustion

$$\eta \text{ chambre c.} = \frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_c) \cdot C_p \cdot (T_3 - T_2)}{PCI \cdot \dot{m}_c} \quad ;$$

$$\eta \text{ chambre c.} = \frac{(658.9177 + 14.22) \cdot 1.1529 \cdot (1558.804 - 717.7)}{(45903.5 \cdot 14.22)} \quad ;$$

$$\eta \text{ chambre c} = 0.98 = 98 \%$$

■ Transformation de 3 à 4 :

$$\blacksquare \quad C_p = \frac{C_p \text{ entrée tur} + C_p \text{ sortie tur}}{2} = \frac{1.2233 + 1.1135}{2} = 1.1684 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \text{K}$$

➤

$$\blacksquare \quad C_v = \frac{C_v \text{ entrée tur} + C_v \text{ sortie tur}}{2} = \frac{0.9360 + 0.8264}{2} = 0.8812 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \text{K}$$

➤

$$\blacksquare \quad \gamma = \frac{C_p}{C_v} = \frac{1.1684}{0.8812} = 1.325$$

$$\frac{T_{2is}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

➤ Pression à la sortie de la turbine au point 4

$$\frac{P_3}{P_4} = \frac{P_2}{P_1} \quad ;$$

$$P_4 = \frac{P_3}{\frac{P_2}{P_1}} \quad ;$$

$$P_4 = \frac{17.78}{\frac{17.78}{1.018}} = 1.018 \text{ bar} \quad .$$

➤ Température isentropique à la sortie de la turbine au point 4

$$\frac{T_3}{T_{4is}} = \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad ;$$

$$T_{4is} = \frac{T_3}{\left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad ;$$

$$T_{4is} = \frac{1558.804}{\left(\frac{17.78}{1.018} \right)^{\frac{1.32-1}{1.32}}} \quad ;$$

$$T_{4is} = 779.285 \text{ K} \quad .$$

➤ Travail Isentropique de la turbine :

$$W_{is \text{ tur}} = H_3 - H_{4is} = C_p \cdot (T_3 - T_{4is}) \quad ;$$

$$W_{is \text{ tur}} = C_p \cdot (T_3 - T_{4is}) \quad ;$$

CHAPITRE IV ANALYSE THERMODYNAMIQUE DU CYCLE COMBINE DE LA CENTRALE.

$$W_{is\ tur} = 1.1684 * (1558.804 - 779.285) ;$$

$$W_{is\ tur} = 910.790 \frac{kJ}{kg}$$

➤ Rendement isentropique de la turbine

$$\eta_{tur} = \frac{H3-H4_{is}}{H3-H4} = \frac{T3-T4}{T3-T4_{is}} ;$$

$$\eta_{tur} = \frac{T3-T4}{T3-T4_{is}} ;$$

$$\eta_{tur} = \frac{1558.804-865.95}{1558.804-779.285} ;$$

$$\eta_{tur} = 0.885 = 88.5\%$$

❖ Travail Utile de Cycle :

$$W_{utile} = W_{is\ tur} - W_{is\ comp}$$

$$W_{utile} = 910.790 - 374.790$$

$$W_{utile} = 536 \frac{kJ}{kg}$$

1.1.2. Cycle Réel de Brayton

➤ Travail de compresseur

$$W_{comp} = C_p * (T2 - T1)$$

$$W_{comp} = 1.0445 * (717.7 - 299.49)$$

$$W_{comp} = 436.820 \frac{kJ}{kg}$$

➤ Travail de compresseur

$$W_{tur} = C_p * (T3 - T4)$$

$$W_{tur} = 1.1684 * (1558.804 - 865.95)$$

$$W_{tur} = 809.530 \frac{kJ}{kg}$$

Les performances de la turbine à GAZ

❖ Travail utile du cycle

$$W_{utile} = W_{tur} - W_{comp}$$

$$W_{utile} = 809.530 - 436.820$$

CHAPITRE IV ANALYSE THERMODYNAMIQUE DU CYCLE COMBINE DE LA CENTRALE.

$$W_{\text{utile}} = 372.710 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

❖ Puissance du compresseur

$$\dot{P}_{\text{comp}} = W_{\text{comp}} * \dot{m}_a$$

$$\dot{P}_{\text{comp}} = 436.820 * 658.917$$

$$\dot{P}_{\text{comp}} = 287.828 \text{ MW}$$

❖ Puissance de la turbine

$$\dot{P}_{\text{tur}} = W_{\text{tur}} * \dot{m}_{\text{gaz}}$$

$$\dot{P}_{\text{tur}} = 809.530 * 673.1377$$

$$\dot{P}_{\text{tur}} = 542.232 \text{ MW}$$

❖ Puissance Utile de Cycle :

$$\dot{P}_{\text{utile cycle}} = \dot{P}_{\text{tur}} - \dot{P}_{\text{comp}}$$

$$\dot{P}_{\text{utile cycle}} = 542.232 - 287.828$$

$$\dot{P}_{\text{utile cycle}} = 254.404 \text{ MW}$$

❖ Rendement thermique du cycle:

$$\eta_{\text{th}} = \frac{W_{\text{utile}}}{Q_{\text{fournie}}} = \frac{W_t - W_c}{Q_2}$$

$$\eta_{\text{th}} = \frac{W_{\text{utile}}}{Q_{\text{fournie}}} = \frac{W_t - W_c}{Q_2}$$

$$\eta_{\text{th}} = \frac{372.710}{969.708}$$

$$\eta_{\text{th}} = 0.384 = 38.4\%$$

■ Ou on calcul le rendement de l'installation par la méthode suivante

$$\eta_{\text{th}} = \frac{c_{pt}(T_3 - T_4) - c_{pc}(T_2 - T_1)}{c_{pcc}(T_3 - T_2)}$$

$$\eta_{\text{th}} = \frac{1.1684(1558.804 - 865.95) - 1.0445(717.7 - 299.49)}{1.1529(1558.804 - 717.7)}$$

$$\eta_{\text{th}} = 0.384 = 38.4\%$$

CHAPITRE IV ANALYSE THERMODYNAMIQUE DU CYCLE COMBINÉ DE LA CENTRALE.

Tableau Récapitulatif IV.1.1.2. Sur les données de la turbine à GAZ

Paramètres	Compresseur			Chambre de combustion		Turbine		
	Entre.	Sort.	Isent	Entré	Sort.	Entré.	Sort.	Isent.
Pression (Bar)	1.018	17.78	----	17.78	17.78	17.78	1.018	----
Température (K)	299.49	717.7	658.31	717.7	1558.80 4	1558.80 4	865.95	779.285
$C_p \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \text{K}$	1.0064	1.0628	----	1.0826	1.2233	1.2233	1.1135	----
$C_v \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \text{K}$	0.7179	0.7928	----	0.9360	0.7928	0.9360	0.8264	----
$C_p/C_v = \gamma$		1.38		1.33			1.32	
$Q \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$		-----		969.708			-----	
$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ W Isent.		374.790		-----			910.790	
$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ W Réel		436.820		-----			809.530	
η Isent.		0.857=85.7 %		0.98=98 %			0.885=88.5%	
\dot{P} (MW)		287.828		-----			542.232	
\dot{P} Cycle(MW)				254.404				
$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ W Cycle				372.710				
η Cycle				0.384=38.4 %				

CHAPITRE IV ANALYSE THERMODYNAMIQUE DU CYCLE COMBINÉ DE LA CENTRALE.

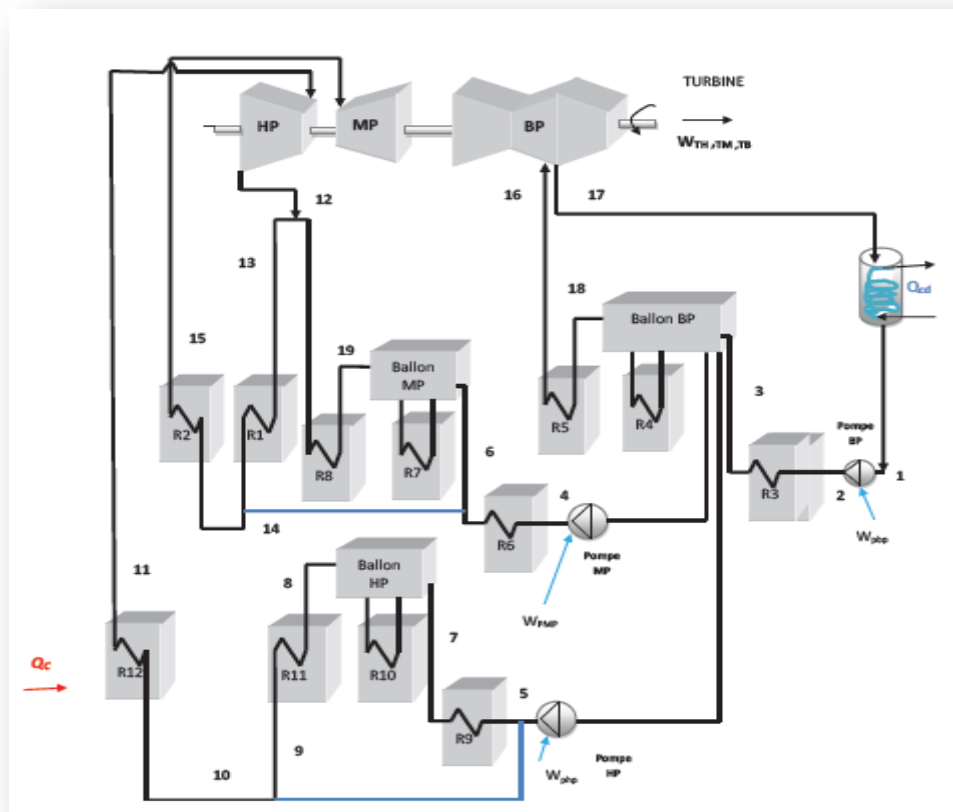
2. Partie turbine à vapeur

2.1. Cycle idéal de la turbine

La vapeur d'eau surchauffée point (11) entre dans la turbine (HP). Après une détente isentropique jusqu'au point (12s). La vapeur est extraite et pénètre dans le réchauffeur à surface (R1) en se mélangeant avec la vapeur surchauffée MP. Et elle subit une désurchauffe jusqu'au point (14) puis une deuxième resurchauffe dans le réchauffeur jusqu'au point (15) et en suite est détendue dans une turbine à moyenne pression (MP) jusqu'au point (16s). La vapeur humide restante point 17s est condensée dans un condenseur jusqu'au point (1). Ce condensat est pompé dans l'économiseur (R3) puis entre dans le ballon BP (Bâche d'alimentation), avant de le faire passer par les réchauffeurs (R4, R5) pour augmenter sa température jusqu'au point (16). Notons que la pression du liquide pompé n'atteint pas la pression de la chaudière, mais seulement une pression intermédiaire.

On doit donc utiliser trois pompes, une pompe pour chaque niveau de pression **pompe HP**, **pompe MP** et **pompe BP** pour augmenter la pression du liquide jusqu'à la pression de la chaudière point (7) avant de le faire passer par les réchauffeurs à surface (R1, R2).

Le schéma de l'installation est donné par la figure 1



CHAPITRE IV ANALYSE THERMODYNAMIQUE DU CYCLE COMBINE DE LA CENTRALE.

Figure IV.2.1. Schéma de l'installation motrice à vapeur.

Le cycle thermodynamique idéal correspondant à l'installation est donné par la figure IV.2.2

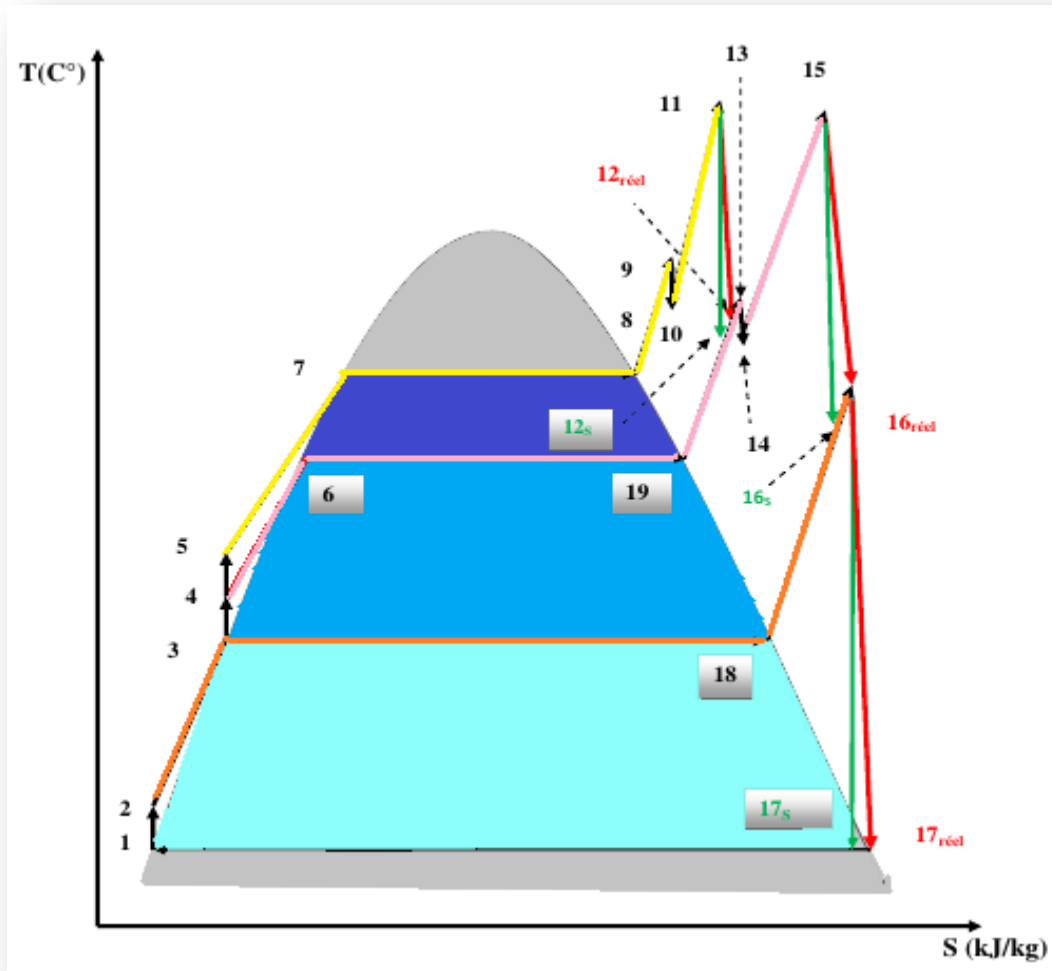


Figure IV.2.2. Cycle thermodynamique idéal de l'installation motrice à vapeur dans le Diagramme (T-S) de l'eau.

CHAPITRE IV ANALYSE THERMODYNAMIQUE DU CYCLE COMBINE DE LA CENTRALE.

Tableau IV.2.3. Résume les caractéristiques de tous les points du cycle thermodynamique de l'installation de la centrale.

POINT	PRESSION (bar)	ENTALPIE (kj/kg)
1	0.039	121
2	24.08	128
3	2.56	536
4	63.4	640
5	180.1	660
6	23.44	946
7	101.1	1410
8	101.1	2680
9	101.1	3680
10	95.35	3620
11	94.33	3640
12	23.47	3220
12 is	23.44	3140
13	23.47	3220
14	23.14	3180
15	22.22	3640
16	2.26	3079
16 is	2.56	2980
17	0.039	2553.2
17 is	0.039	2327.85
18	2.56	2716.2
19	23.44	2790

Les rendements isentropiques pour les corps Basse Pression et Moyenne Pression sont respectivement 70 % et 85%

CHAPITRE IV ANALYSE THERMODYNAMIQUE DU CYCLE COMBINE DE LA CENTRALE.

2.2. Calcul de travaux dans les turbines

- $\eta_{\text{tur MP is}} = 85 \%$

$$\eta_{\text{tur BP is}} = 70 \%$$

Calcul de H17 is

$$\eta_{\text{tur BP}} = \frac{W_{\text{turBP}}}{H_{16} - H_{17 \text{ is}}}$$

$$H_{17 \text{ is}} = H_{16} - \frac{H_{16} - H_{17}}{\eta_{\text{tur BP}}}$$

$$H_{17 \text{ is}} = 3079 - \frac{3079 - 2553.2}{0.70}$$

$$H_{17 \text{ is}} = 2327.857 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

➤ **le travail produit par la turbine (HP)**

- $|W_{\text{tur HP}}| = H_{11} - H_{13}$

$$|W_{\text{tur HP}}| = 3640 - 3220$$

$$|W_{\text{tur HP}}| = 420 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

H11 : Enthalpie à l'entrée de turbine HP.

H12 : Enthalpie à la sortie de turbine HP.

➤ **Travail produit par la turbine (MP)**

$$\eta_{\text{tur MP is}} = \frac{W_{\text{turMP}}}{H_{15} - H_{16 \text{ is}}}$$

$$H_{16} = H_{15} - \eta_{\text{tur MP is}} * (H_{15} - H_{16 \text{ is}})$$

$$H_{16} = 3640 - 0.85 * (3640 - 2980)$$

$$H_{16} = 3079 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

- $|W_{\text{tur MP}}| = H_{16} - H_{15}$

$$|W_{\text{tur MP}}| = 3079 - 3640$$

$$|W_{\text{tur MP}}| = 561 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Avec :

H15 : Enthalpie a l'entrée de turbine MP.

H16 : Enthalpie a la sortie de turbine MP.

➤ **Travail produit par la turbine (BP)**

- $|W_{\text{tur BP}}| = H_{16} - H_{17}$

$$|W_{\text{tur BP}}| = 3079 - 2553.2$$

CHAPITRE IV ANALYSE THERMODYNAMIQUE DU CYCLE COMBINE DE LA CENTRALE.

$$|W \text{ tur BP}| = 525.8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Avec :

H17 : Enthalpie a l'entrée de turbine BP.

H16 : Enthalpie a la sortie de turbine BP.

➤ **Travail totale produit par la turbine à VAPEUR**

$$W \text{ tot TAV} = |W \text{ tur BP}| + |W \text{ tur BP}| + |W \text{ tur BP}|$$

$$W \text{ tot TAV} = 420 + 561 + 525.8$$

$$W \text{ tot TAV} = 1506.8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

2.3.Calcul de travaux des Pompes

➤ **Travail de la pompe du condensat (BP)**

- $|W \text{ pompe BP}| = H2 - H1$

$$|W \text{ pompe BP}| = 128 - 121$$

$$|W \text{ pompe BP}| = 7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

➤ **Travail de la pompe (MP)**

- $|W \text{ pompe MP}| = H4 - H3$

$$|W \text{ pompe MP}| = 640 - 536$$

$$|W \text{ pompe MP}| = 104 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

➤ **Travail de la pompe (HP)**

- $|W \text{ pompe HP}| = H5 - H4$

$$|W \text{ pompe HP}| = 660 - 640$$

$$|W \text{ pompe HP}| = 20 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

❖ **Travail net du cycle**

$$W \text{ Net cycle} = |W \text{ tur HP}| + |W \text{ tur MP}| + |W \text{ tur BP}| - (|W \text{ pompe HP}| + |W \text{ pompe MP}| + |W \text{ pompe BP}|)$$

$$W \text{ Net cycle} = (420 + 561 + 525.8) - (20 + 104 + 7)$$

CHAPITRE IV ANALYSE THERMODYNAMIQUE DU CYCLE COMBINE DE LA CENTRALE.

$$W_{Net\ cycle} = 1375.8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

2.4. Calcul de puissances des turbines et des pompes

2.4.1. Débits de vapeur dans chaque corps

- $\dot{m}_{tur\ HP} = \dot{m}_{pompe\ HP} = 320324 \text{ kg/h} = 88.97 \text{ Kg/s.}$
- $\dot{m}_{tur\ MP} = \dot{m}_{pompe\ MP} + \dot{m}_{tur\ HP} = 364188 \text{ kg/h} = 101.163 \text{ Kg/s.}$
- $\dot{m}_{tur\ BP} = \dot{m}_{pompe\ BP} = 405539 \text{ kg/h} = 112.649 \text{ Kg/s.}$

➤ Puissance de la turbine (HP)

$$P_{tur\ HP} = \dot{m}_{tur\ HP} \cdot W_{tur\ HP}$$

$$P_{tur\ HP} = \frac{320324}{3600} \cdot 420$$

$$P_{tur\ HP} = 37371.133 \text{ kW}$$

➤ Puissance de la turbine (MP)

$$P_{tur\ MP} = \dot{m}_{tur\ MP} \cdot W_{tur\ MP}$$

$$P_{tur\ MP} = \frac{364188}{3600} \cdot 561$$

$$P_{tur\ MP} = 56752.63 \text{ kW}$$

➤ Puissance de la turbine (BP)

$$P_{tur\ BP} = \dot{m}_{tur\ BP} \cdot W_{tur\ BP}$$

$$P_{tur\ BP} = \frac{405539}{3600} \cdot 525.8$$

$$P_{tur\ BP} = 59231.223 \text{ kW}$$

➤ Puissance de la pompe (HP)

$$P_{pompe\ HP} = \dot{m}_{pompe\ HP} \cdot W_{pompe\ HP}$$

$$P_{pompe\ MP} = \frac{320324}{3600} \cdot 20$$

$$P_{pompe\ HP} = 1779.577 \text{ kW}$$

➤ Puissance de la pompe (MP)

CHAPITRE IV ANALYSE THERMODYNAMIQUE DU CYCLE COMBINE DE LA CENTRALE.

$$P \text{ pompe MP} = \dot{m} \text{ pompe MP} \cdot W \text{ pompe MP}$$

$$P \text{ pompe MP} = \frac{364188}{3600} \cdot 104$$

$$P \text{ pompe MP} = 10520.986 \text{ kW}$$

➤ **Puissance de la pompe (BP) est :**

$$P \text{ pompe BP} = \dot{m} \text{ pompe BP} \cdot W \text{ pompe BP}$$

$$P \text{ pompe BP} = \frac{405539}{3600} \cdot 7$$

$$P \text{ pompe BP} = 788.548 \text{ kW}$$

2.5. La puissance utile de cycle à vapeur

$$P \text{ utile cycle vapeur} = \sum P \text{ tur (BP + MP + HP)} - \sum P \text{ pompe (BP + MP + HP)}$$

$$P \text{ utile cycle vapeur}$$

$$= (P \text{ tur HP} + P \text{ tur MP} + P \text{ tur BP}) - (P \text{ pompe HP} + P \text{ pompe MP} + P \text{ pompe BP})$$

$$P \text{ utile cycle vapeur} = (37371.133 + 56752.63 + 59231.223) - (1779.577 + 10520.986 + 788.542)$$

$$P \text{ utile cycle vapeur} = 140265.652 \text{ kW}$$

3. Partie chaudière de Récupération (HRSG)

3.1. Calcul de quantité de chaleur

La quantité de chaleur reçue par le fluide Moteur au cours de son passage dans la chaudière de récupération

3.1.1. Niveau Basse Pression BP

❖ **Quantité de chaleur reçue dans**

➤ **l'Economiseur BP**

- $Q_c \text{ Econ. BP} = H3 - H2$

$$Q_c \text{ Econ. BP} = 536 - 128$$

$$Q_c \text{ Econ. BP} = 408 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

CHAPITRE IV ANALYSE THERMODYNAMIQUE DU CYCLE COMBINE DE LA CENTRALE.

➤ l'Evaporateur BP

- $Q_c \text{ Evap. BP} = H_{18} - H_3$

$$Q_c \text{ Evap. BP} = 2716 - 536$$

$$Q_c \text{ Evap. BP} = 2180.2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

➤ Le Surchauffeur BP

- $Q_c \text{ Surch. BP} = H_{16} - H_{18}$

$$Q_c \text{ Surch. BP} = 3079 - 2716.2$$

$$Q_c \text{ Surch. BP} = 359.8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

✚ Quantité de Chaleur reçue par le corps Basse Pression BP

$$Q_c \text{ BP} = \sum Q_c \text{ BP} = Q_c \text{ Econ. BP} + Q_c \text{ Evap. BP} + Q_c \text{ Surch. BP}$$

$$Q_c = 408 + 2180.2 - 359.8$$

$$Q_c = 2948 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

3.1.2. Niveau Moyenne Pression MP

➤ l'Economiseur MP

- $Q_c \text{ Econ. MP} = H_6 - H_4$

$$Q_c \text{ Econ. MP} = 946 - 640$$

$$Q_c \text{ Econ. MP} = 306 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

➤ l'Evaporateur MP

- $Q_c \text{ Evap MP} = H_{19} - H_6$

$$Q_c \text{ Evap MP} = 2790 - 946$$

$$Q_c \text{ Evap MP} = 1844 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

➤ Le premier Surchauffeur MP

- $Q_c \text{ Surch. 1. MP} = H_{13} - H_{19}$

$$Q_c \text{ Surch. 1. MP} = 3220 - 2790$$

CHAPITRE IV ANALYSE THERMODYNAMIQUE DU CYCLE COMBINÉ DE LA CENTRALE.

$$Q_c \text{ Surch. 1. MP} = 430 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

➤ Désurchauffeur MP

- $Q_c \text{ Désurch. MP} = H_{14} - H_{13}$

$$Q_c \text{ Désurch. MP} = 3180 - 3220$$

$$Q_c \text{ Désurch. MP} = -40 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

➤ Le second Surchauffeur MP

- $Q_c \text{ Surch. 2. MP} = H_{15} - H_{14}$

$$Q_c \text{ Surch. 2. MP} = 3640 - 3180$$

$$Q_c \text{ Surch. 2. MP} = 460 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

✚ Quantité de Chaleur reçue par le corps Moyenne Pression MP

$$Q_c \text{ MP} =$$

$$\sum Q_c \text{ MP} = Q_c \text{ Econ. MP} + Q_c \text{ Evap. MP} + Q_c \text{ Surch. 1. MP} + Q_c \text{ Désurch. MP} + Q_c \text{ Surch. 2. MP}$$

$$Q_c \text{ MP} = 306 + 1844 + 430 - 40 + 460$$

$$Q_c \text{ MP} = 3000 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

3.1.3. Niveau Haute Pression HP

➤ l'Economiseur HP

- $Q_c \text{ Econ. HP} = H_7 - H_5$

$$Q_c \text{ Econ. HP} = 1410 - 660$$

$$Q_c \text{ Econ. HP} = 750 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

➤ l'Evaporateur HP

- $Q_c \text{ Econ. HP} = H_8 - H_7$

$$Q_c \text{ Econ. HP} = 2680 - 1410$$

$$Q_c \text{ Econ. HP} = 1270 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

➤ Le premier surchauffeur HP

$$Q_c \text{ Surch. 1. HP} = H_9 - H_8$$

CHAPITRE IV ANALYSE THERMODYNAMIQUE DU CYCLE COMBINÉ DE LA CENTRALE.

$$Q_c \text{ Surch. 1. HP} = 3680 - 2680$$

$$Q_c \text{ Surch. 1. HP} = 1000 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

➤ **Le Désurchauffeur HP**

$$Q_c \text{ Désurch. . HP} = H_{10} - H_9$$

$$Q_c \text{ Désurch. . HP} = 3620 - 3680$$

$$Q_c \text{ Désurch. HP} = -60 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

➤ **Le second surchauffeur HP**

$$Q_c \text{ Surch. 2. HP} = H_{11} - H_{10}$$

$$Q_c \text{ Surch. 2. HP} = 3640 - 3620$$

$$Q_c \text{ Surch. 2. HP} = 20 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

✚ **Quantité de chaleur reçue par le corps Haute Pression HP**

$$Q_c \text{ HP} = Q_c \text{ Econ. HP} + Q_c \text{ Evap. HP} + Q_c \text{ Surchau. 1. HP} + Q_c \text{ Désurch. HP} + Q_c \text{ Surchau. 2. HP}$$

$$Q_c \text{ HP} = 750 + 1270 + 1000 - 60 + 20$$

$$Q_c \text{ HP} = 2980 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

La quantité de chaleur reçue par le fluide caloporteur au cours de son passage dans la Chaudière de Récupération

$$\begin{aligned} Q_c = & (Q_c \text{ Econ. HP} + Q_c \text{ Evap. HP} + Q_c \text{ Surchau. 1. HP} + Q_c \text{ Désurch. HP} \\ & + Q_c \text{ Surchau. 2. HP}) \\ & + (Q_c \text{ Econ. MP} + Q_c \text{ Evap. MP} + Q_c \text{ Surchau. 1. MP} + Q_c \text{ Désurch. MP} \\ & + Q_c \text{ Surchau. 2. MP}) + (Q_c \text{ Econ. BP} + Q_c \text{ Evap. BP} + Q_c \text{ Surchau. 1. BP}) \end{aligned}$$

$$Q_c = (750 + 1270 + 1000 - 60 + 20) + (306 + 1844 + 430 - 40 + 460) + (408 + 2180 + 359.8)$$

$$Q_c = 8928 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

✚ **Quantité de chaleur cédée par le condenseur**

$$Q_c \text{ condenseur} = H_{17} - H_1$$

CHAPITRE IV ANALYSE THERMODYNAMIQUE DU CYCLE COMBINÉ DE LA CENTRALE.

$$Q_c \text{ condenseur} = 121 - 2553.2$$

$$Q_c \text{ condenseur} = -2432.2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

✚ Quantité de chaleur cédée par l'installation

$$Q_c \text{ total} = Q_c - Q_c \text{ condenseur}$$

$$Q_c \text{ total} = 8928 - 2432$$

$$Q_c \text{ total} = 6495.8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

4. Cycle combiné

4.1. Puissance nette de Cycle Combiné

$$\dot{P} \text{ cycle Combiné} = \dot{P} \text{ cycle gaz} + \dot{P} \text{ cycle vapeur}$$

$$\dot{P} \text{ cycle Combiné} = 254.404 + 140.265$$

$$\dot{P} \text{ cycle Combiné} = 394.969 \text{ MW}$$

4.2. Rendement total de cycle Combiné

$$\eta \text{ cycle Combiné} = \frac{\dot{P} \text{ cycle Combiné}}{\text{PCI} \cdot \dot{m} \text{ combustible}}$$

$$\eta \text{ cycle Combiné} = \frac{394.969}{45903.5 \cdot 14.22}$$

$$\eta \text{ cycle Combiné} = 0.604 = 60.4\%$$

Chapitre V

COMPOURTEMENT DU CYCLE GAZ
PAR RAPPORT
LA TEMPERATURE AMBIANTE

CHAPITRE V COMPOURTEMENT DU CYCLE GAZ PAR RAPPORT LA TEMPERATURE AMBIANTE.

1. Introduction

Les facteurs climatiques diffèrent d'une région à l'autre, d'une saison à l'autre et également changent d'heure en heure. Nous avons donc fait une étude à fin de savoir si l'évolution de ces facteurs comme la température a un effet sur les performances du cycle gaz qui produit de l'électricité.

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

2.1. Influence de la température ambiante sur le compresseur dans le cycle idéal

2.1.1. Introduction

L'Algérie est caractérisée par un climat dans lequel la température change selon la saison et le temps entre 0 et 50 degré Celsius, alors nous allons voir l'effet de variation de cette dernière à l'entrée du compresseur sur les caractéristiques de la turbine à gaz.

2.1.2. Variation de la masse volumique d'air en fonction de la température ambiante

D'après la relation des gaz parfait nous avons :

$$P * V = n * R * T$$

$$P * V = \left(\frac{m}{M}\right) * R * T$$

$$\frac{P * M}{R * T} = \frac{m}{V} = \rho$$

$$\rho = \frac{P * M}{R * T}$$

CHAPITRE V COMPORTEMENT DU CYCLE GAZ PAR RAPPORT LA TEMPERATURE AMBIANTE.

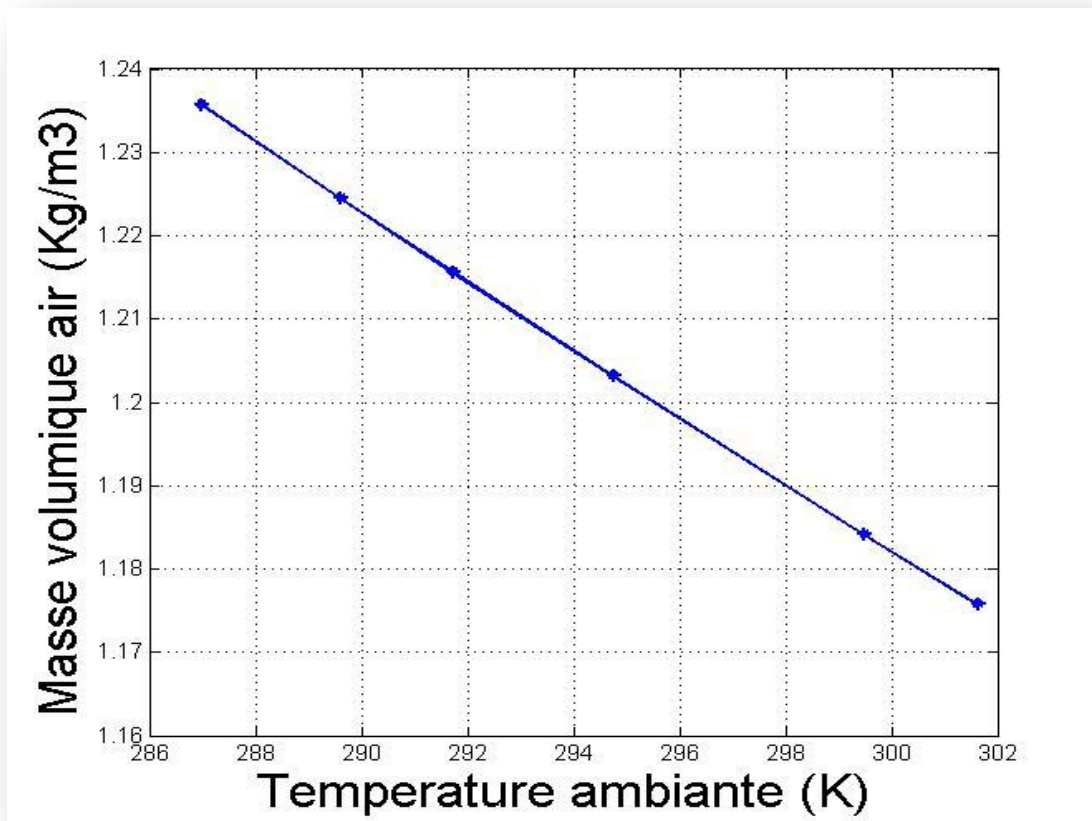


Figure. V.2.1.2. Variation de la masse volumique d'air en fonction de la température ambiante.

La masse volumique d'air est calculé par l'équation précédente et représenté sur la **figure (V.2.1.2.)**. La figure montre que le débit massique d'air diminue avec l'augmentation de la température ambiante, donc l'air ambiant devient moins dense avec l'augmentation de la température.

CHAPITRE V COMPOTEMENT DU CYCLE GAZ PAR RAPPORT LA TEMPERATURE AMBIANTE.

■ Variation du débit massique d'air en fonction de la température ambiante

$$P * V = n * R * T$$

$$P * V = \left(\frac{m}{M}\right) * R * T$$

$$\frac{P * M}{R * T} = \frac{m}{V} = \rho$$

$$\rho = \frac{P * M}{R * T}$$

$$\dot{m} \text{ massique} = \rho * \dot{m} \text{ volumique} ;$$

Avec :

- $\dot{m} \text{ volumique} = 19.09 \text{ kg/m}^3$
- $R=8314 \text{ J/mol.K}$
- $M=28.9644 \text{ g/mol}$.

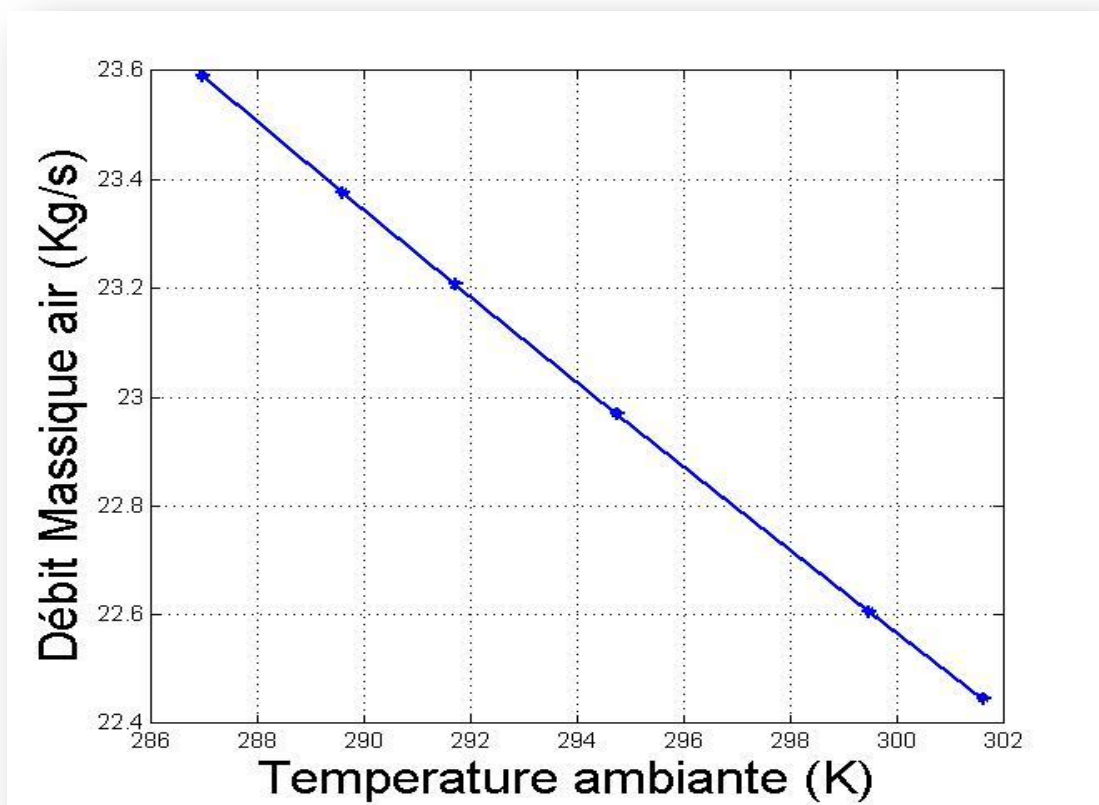


Figure. V.2.1.3.Variation du débit massique d'air en fonction de la température ambiante.

Le débit massique d'air calculé par l'équation précédente et sa variation en fonction de la température ambiante est présenté sur la figure (V.2.1.3.). On constate que le débit massique

CHAPITRE V COMPORTEMENT DU CYCLE GAZ PAR RAPPORT LA TEMPERATURE AMBIANTE.

d'air diminue avec l'augmentation de la température car ce dernier est influencé par la masse volumique d'air à l'entrée de compresseur.

2.1.3. Influence de la température ambiante sur la température isentropique à la sortie du compresseur

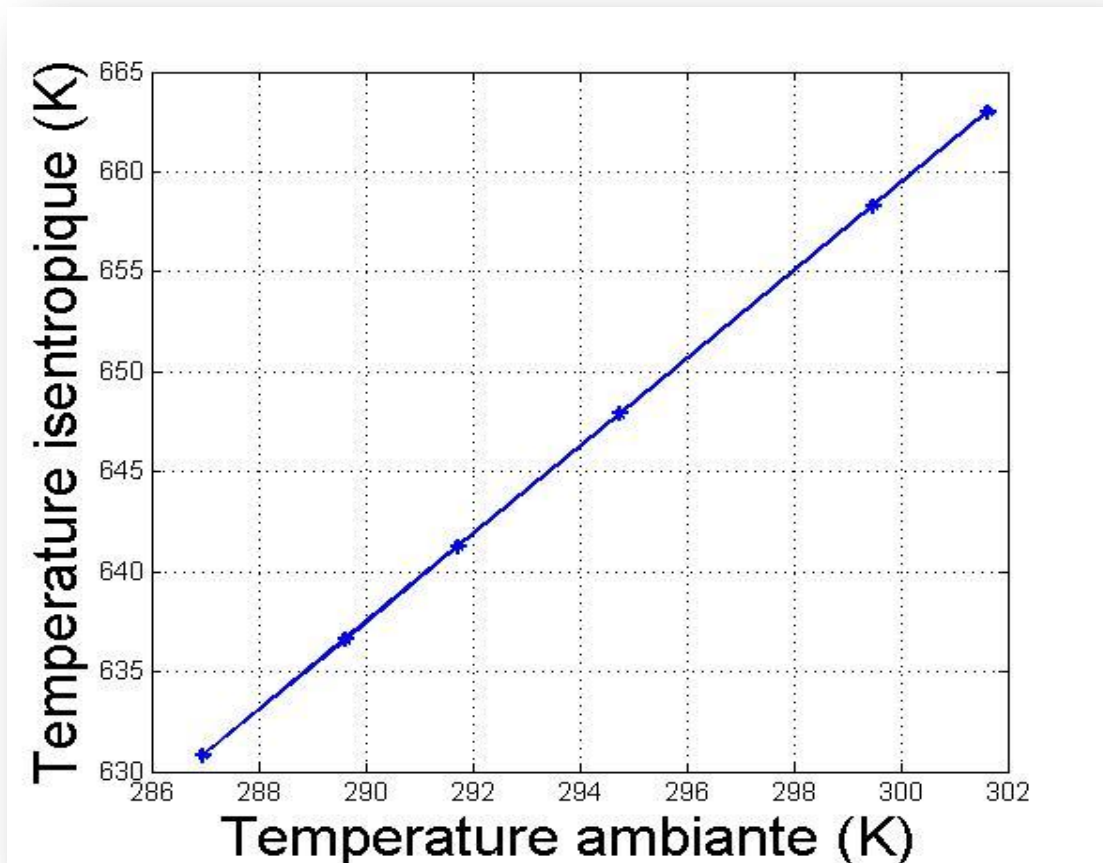


Figure. V.2.1.5. Variation de la température isentropique à la sortie de compresseur par rapport la température ambiante

L'analyse de la figure ci dessus montre que la température isentropique à la sortie de compresseur T_{2is} , est influée par la température à l'entrée qui augmente avec l'augmentation de la température d'entrée de compresseur.

CHAPITRE V COMPORTEMENT DU CYCLE GAZ PAR RAPPORT LA TEMPERATURE AMBIANTE.

2.1.4. Influence de la température ambiante sur le travail isentropique du compresseur

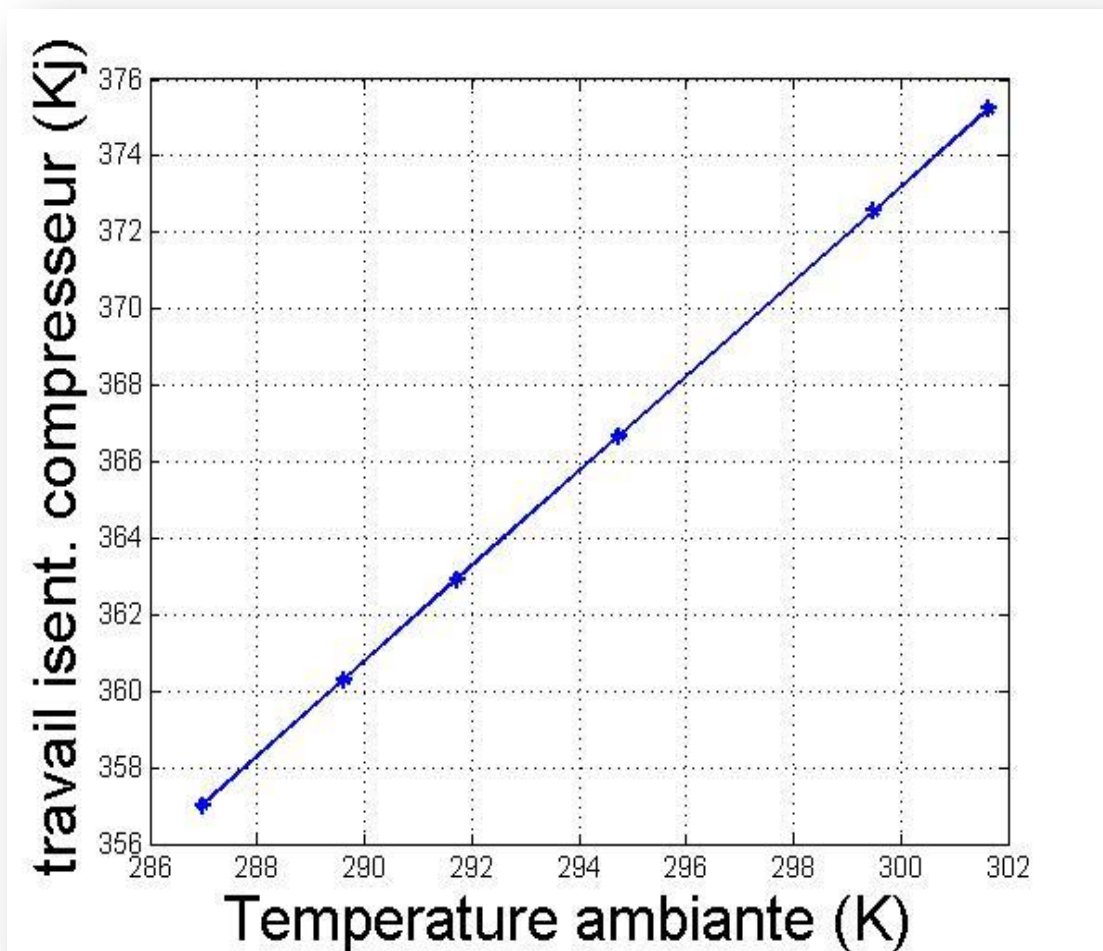


Figure. V.2.1.6. Variation du travail isentropique du compresseur par rapport la température ambiante.

A partir des résultats de la **figure (V.2.1.6.)** montrant la variation de travail isentropique du compresseur par rapport à la température d'entrée, on constate que le travail consommé est devenue plus important lorsque la température d'entrée a augmenté.

CHAPITRE V COMPORTEMENT DU CYCLE GAZ PAR RAPPORT LA TEMPERATURE AMBIANTE.

2.1.5. Influence de la température ambiante sur le travail massique d'air du compresseur

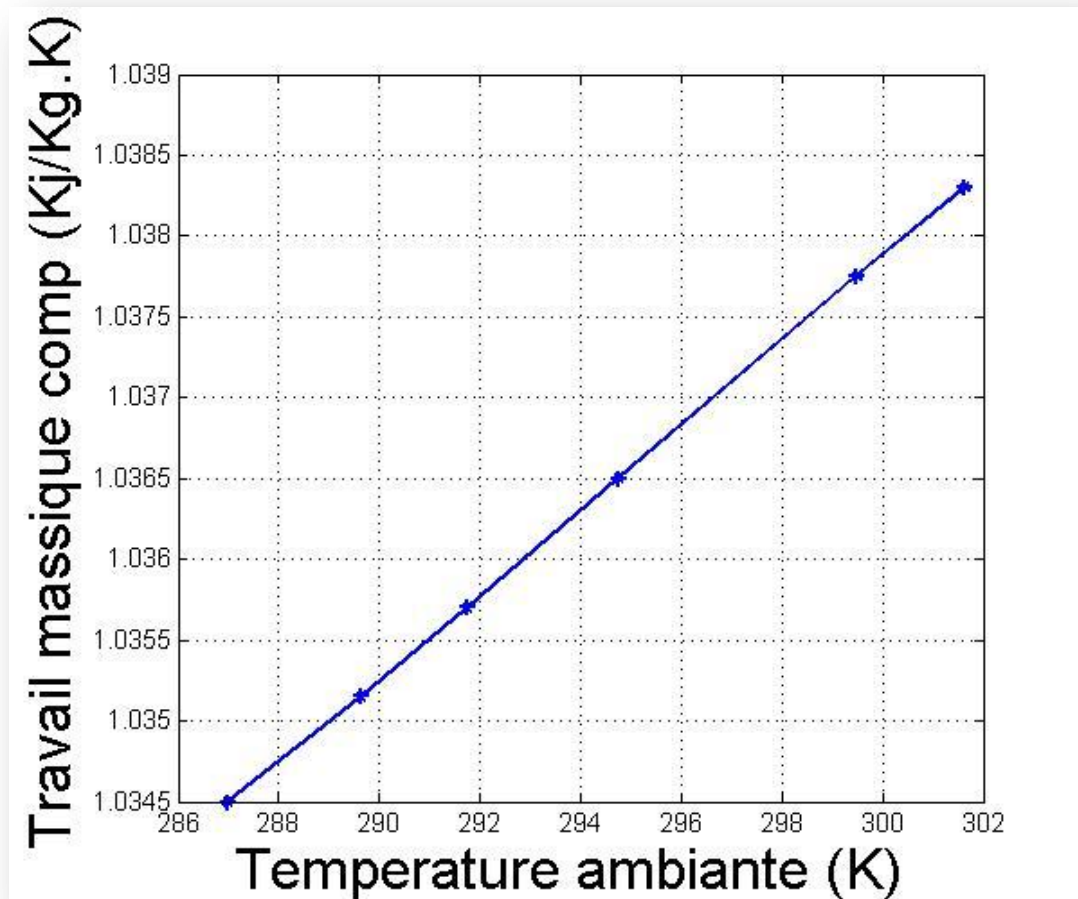


Figure. V.2.1.7. Variation du travail Massique d'air du compresseur par rapport la température ambiante.

L'analyse de la **figure (V.2.1.7)** montre que la chaleur massique d'air à l'entrée de compresseur augmente avec l'augmentation de la température à l'entrée du compresseur.

CHAPITRE V COMPORTEMENT DU CYCLE GAZ PAR RAPPORT LA TEMPERATURE AMBIANTE.

2.1.6. Influence de la température ambiante sur la puissance fournie par le compresseur

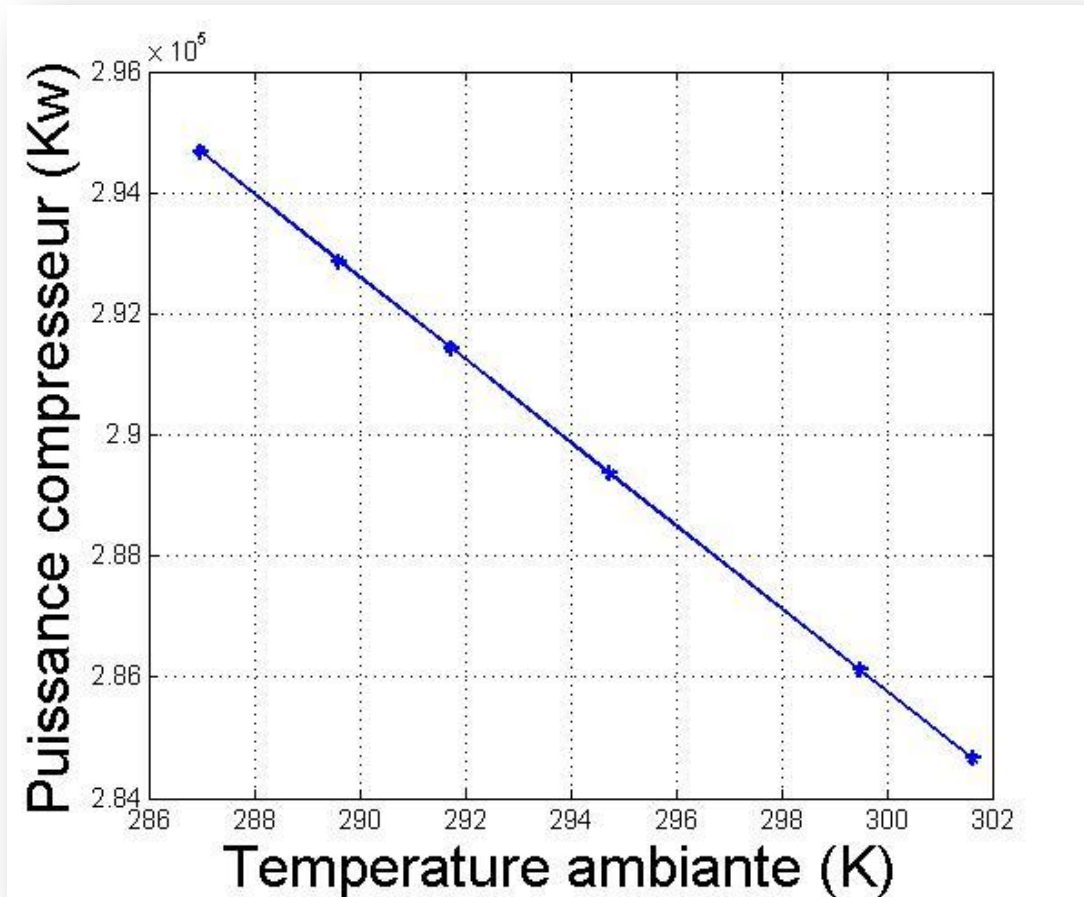


Figure. V.2.1.8. Variation de la puissance fournie par le compresseur par rapport la température ambiante.

D'après la **figure (V.2.1.8)** on remarque qu'en augmentant la température à l'entrée du compresseur, la valeur de puissance fournie va diminuer.

CHAPITRE V COMPORTEMENT DU CYCLE GAZ PAR RAPPORT LA TEMPERATURE AMBIANTE.

2.1.7. Influence de la température ambiante sur le rendement du compresseur

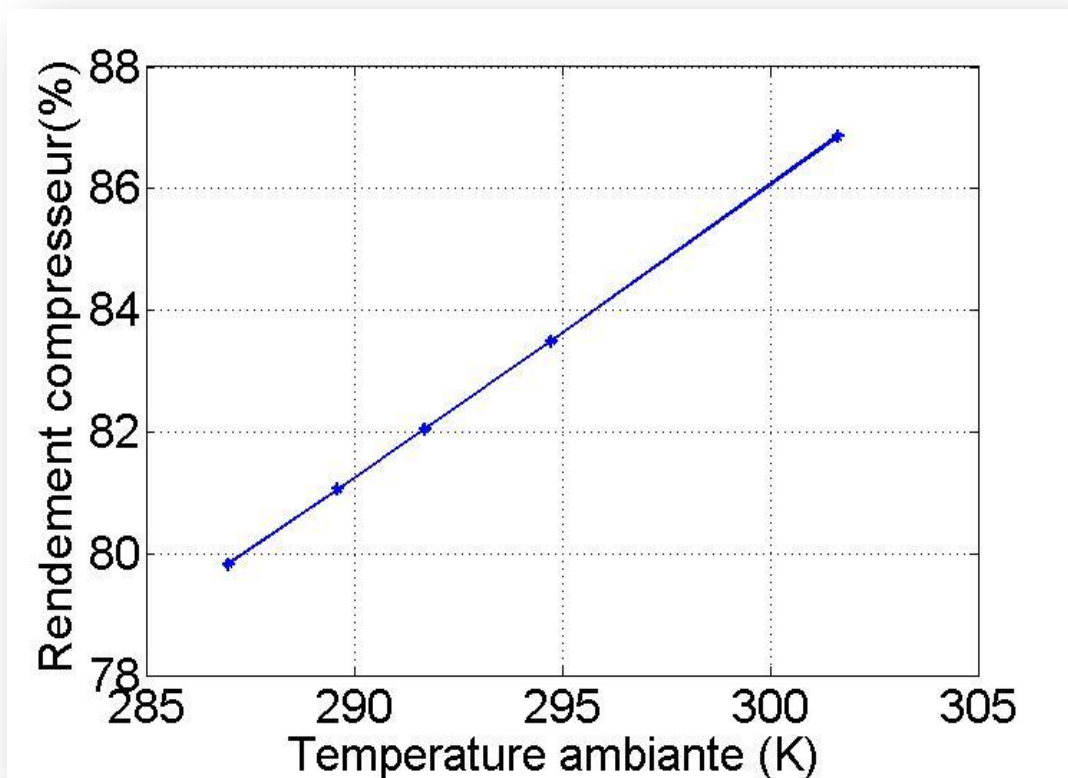


Figure. V.2.1.9. Variation du Rendement isentropique du compresseur par rapport la température ambiante

A partir du calcul de rendement et la **figure (V.2.1.9)** si dessus on conclue que l'augmentation de la température ambiante influe d'une façon directe sur le rendement isentropique du compresseur de sorte que son rapport augmente.

CHAPITRE V COMPORTEMENT DU CYCLE GAZ PAR RAPPORT LA TEMPERATURE AMBIANTE.

2.1.8. Influence de la température ambiante sur le travail utile isentropique du cycle

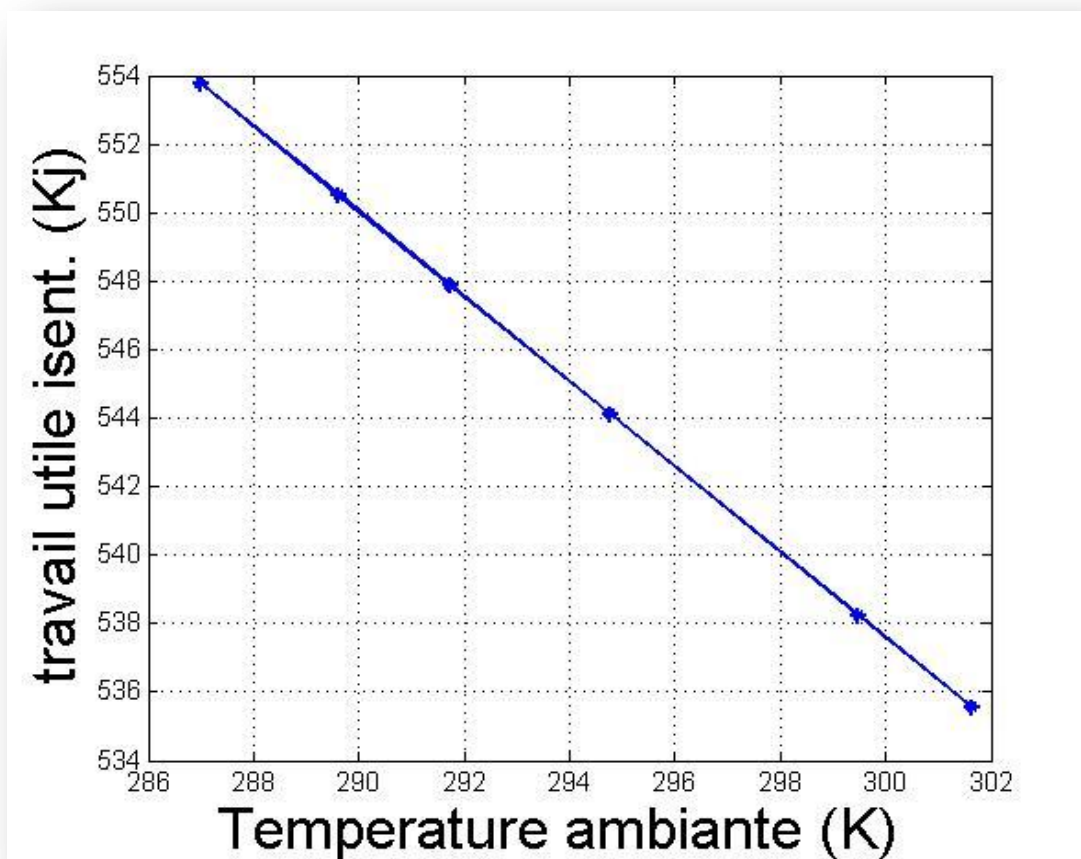


Figure. V.2.1.10. Variation du travail utile isentropique du cycle par rapport la température ambiante

Le travail utile de cycle isentropique est diminué quand la valeur de la température à l'entrée de compresseur est augmentée, donc la valeur de travail est influée par cette température.

CHAPITRE V COMPORTEMENT DU CYCLE GAZ PAR RAPPORT LA TEMPERATURE AMBIANTE.

2.2.L'effet de la température ambiante sur le cycle de la turbine à gaz

2.2.1. L'effet sur le travail utile fourni par le cycle gaz

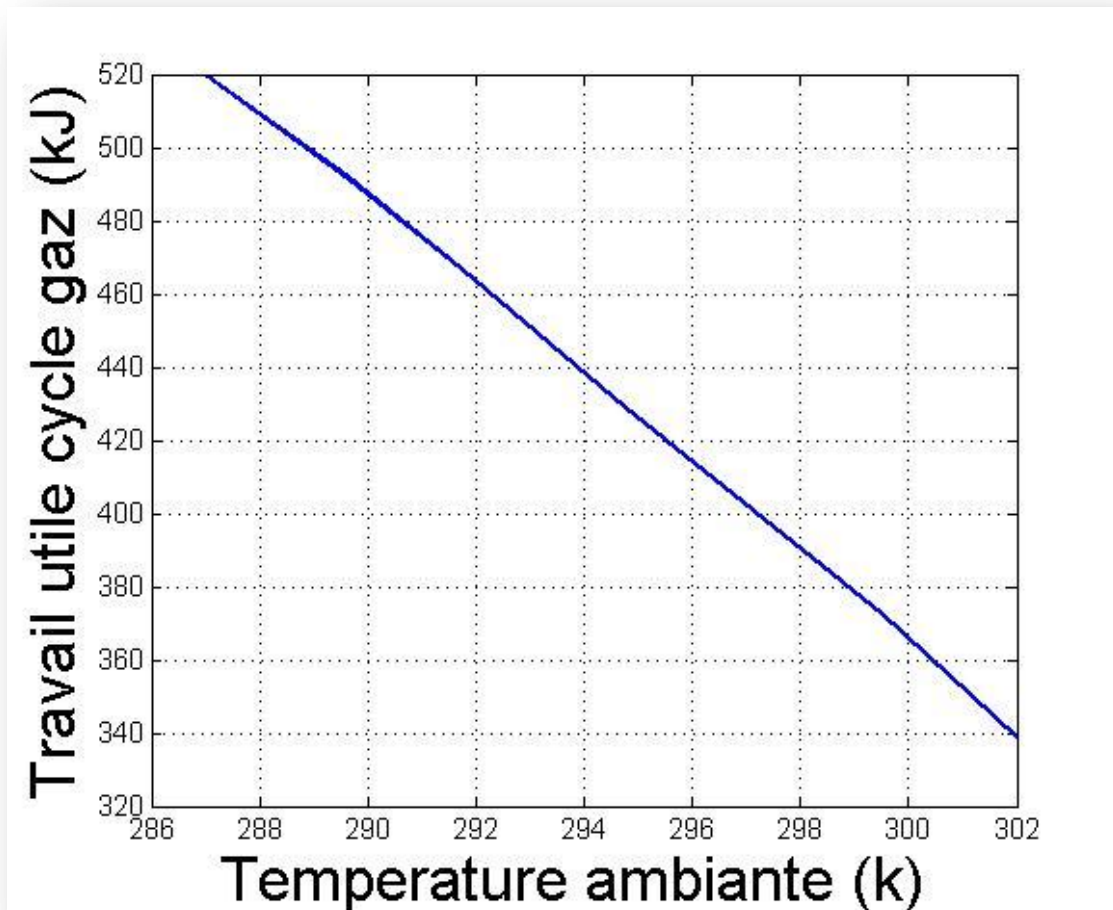


Figure. V.2.2.1.Variation du Travail Utile de cycle en fonction de la température ambiante.

D'après la figure (V.2.2.1) ci dessus on constate qu'il existe une relation directe entre le travail utile produit par le cycle et la température à l'entrée de compresseur de sorte que l'augmentation de cette dernière provoque une diminution de travail récupéré.

CHAPITRE V COMPORTEMENT DU CYCLE GAZ PAR RAPPORT LA TEMPERATURE AMBIANTE.

2.2.2. L'effet sur la puissance du cycle gaz

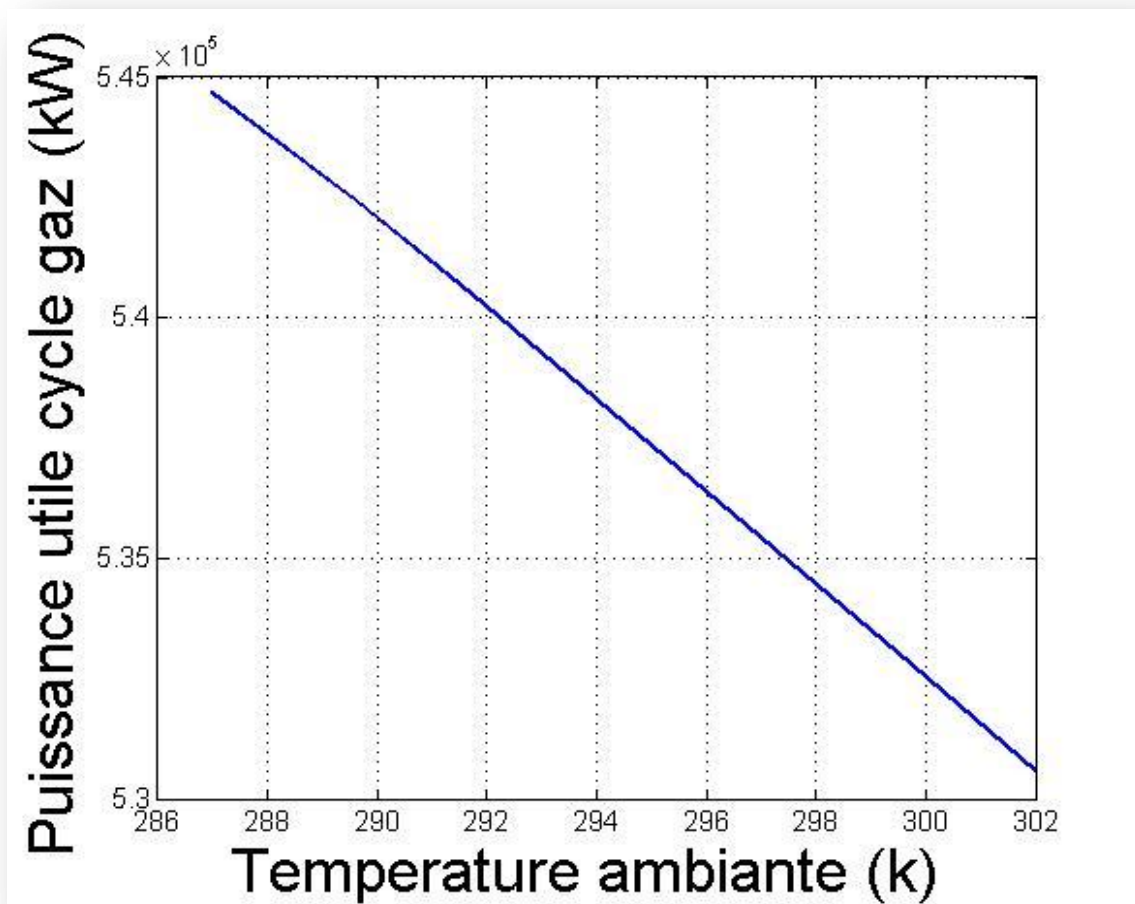


Figure. V.2.2.2. Variation de la puissance de Cycle en fonction de la température ambiante.

Les résultats donnés par le calcul et la **figure (V.2.2.2.)** montrent que, en augmentant la température ambiante, la puissance fournie par le cycle diminue.

CHAPITRE V COMPORTEMENT DU CYCLE GAZ PAR RAPPORT LA TEMPERATURE AMBIANTE.

2.2.3. L'effet sur le rendement du cycle gaz

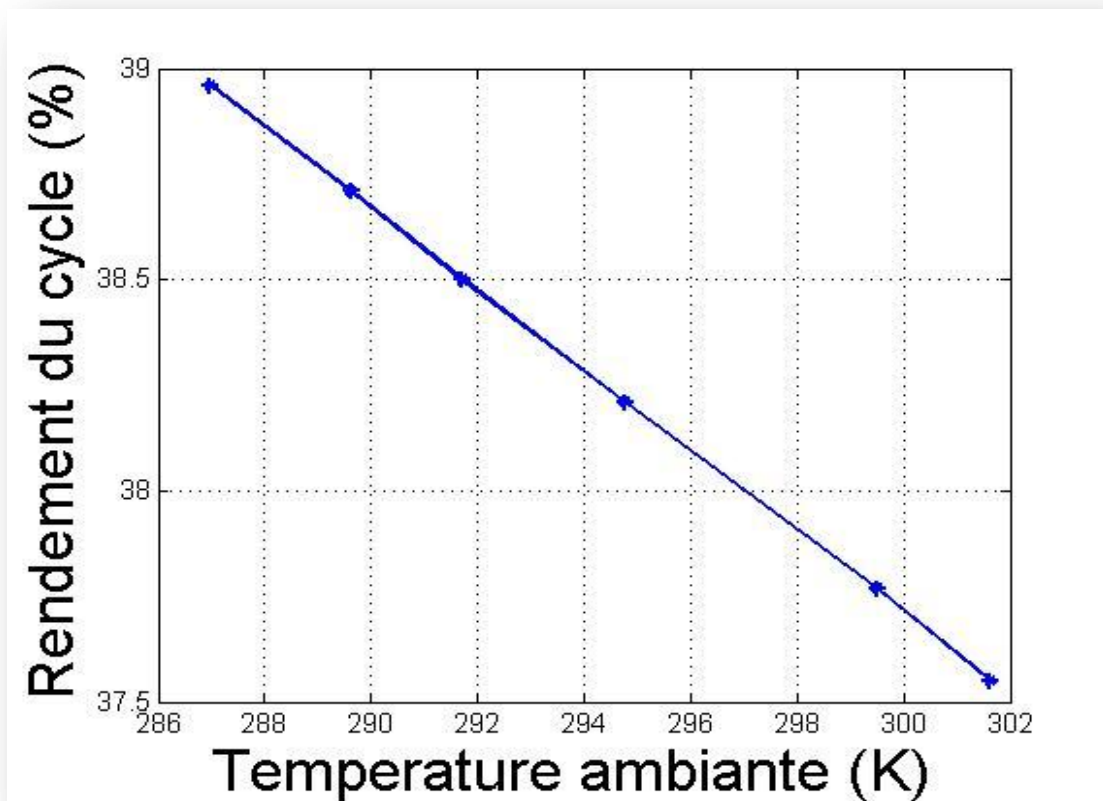


Figure. V.2.2.3. Variation du Rendement de Cycle en fonction de la température ambiante.


La variation de rendement de cycle est influée par la variation de la température, en effet sa valeur diminue avec l'augmentation de la valeur de cette dernière.

CHAPITRE V COMPOTEMENT DU CYCLE GAZ PAR RAPPORT LA TEMPERATURE AMBIANTE.

Conclusion

Après l'analyse thermodynamique et les figures obtenues par le programme MATLAB on conclure que le cycle à gaz est influe par le changement de paramètres de base la température ambiante en sorte que l'augmentation de cette dernière augmente la valeur de température isentropique à la sortie du compresseur, le travail isentropique, le travail massique et le rendement du compresseur, aussi que le travail utile.

Ensuite cette augmentation de température provoque la diminution de quelques paramètres tel que la masse volumique et le débit massique d'air, la puissance, le travail réel du compresseur et ainsi que le rendement du cycle gaz.



**CONCLUSION
GENERALE**

CONCLUSION GÉNÉRALE

Devant l'utilisation croissante des turbines à gaz dans différents domaines de l'industrie (pétrolière ,gazière ;production d'électricité ...), et compte tenu en facteur le cout d'énergie ,qui est très élevée ;le développement des moyens d'amélioration de leurs performance est devenu nécessaire tant sur le plan scientifique que technologique .En effet ,l'optimisation du rendement de ces machines est liée à la maitrise de plusieurs facteurs essentiels que sont :la connaissance précise des caractéristiques de la turbine ,de ses performances , compte tenu de l'endroit géographique et des conditions climatiques du lieu d'installation.

Au terme de notre mémoire de fin d'étude qui est intitulé [**Etude des Performances du cycle combiné (gaz-vapeur) : cas de la Centrale Thermique de CAP- DJINET**] à la centrale thermique de CAP DJINET, nous avons effectué une étude d'influence de la température d'entrée de compresseur sur les performances de la turbine à gaz .

Basé sur la revue bibliographie que nous avons fait, nous avons constaté que toutes les turbines à gaz sont affectées par le changement des paramètres de base tel que

- La Température ambiante.
- La pression
- L'Humidité Relative.

La variation de la température à l'entée du compresseur influe sur les paramètres de ce dernier tel que la température isentropique à la sortie, le travail isentropique, le travail massique et le rendement isentropique du compresseur dans lequel leurs valeurs augmentent avec l'augmentation de la température ambiante.

Ainsi nous avons constaté que l'effet de la température ambiante ne se limite pas au compresseur seulement, mais affecte également les performances du cycle gaz. Alors que le travail utile de cycle et le rendement de ce dernier diminuent avec l'augmentation de la température.

En outre, ce changement de la température influe négativement sur d'autres paramètres tels que le travail réel, la masse volumique et le débit massique d'air et la puissance du compresseur et ainsi que pour le cycle à gaz sur le travail utile isentropique, tous ses paramètres leurs valeurs diminuent avec l'augmentation de la température d'entrée.



BIBLIOGRAPHIE

BIBLIOGRAPHIE

- [1] SHARIKET KAHRABA SKIKDA, Notions de base du cycle combine et vue d'ensemble de l'installation-Phase II, Révision: b, fichier: Overview.
- [2] Notions de base de la Centrale Thermique Hybride Solaire /GAZ à Hassi R'Mel.
- [3] Etude sur Les performances d'un cycle combiné dans la centrale de HADJRET ENNOS à TIPAZA.
- [4] World Bank Editor: Jane Ebinger, Walter Vergara ISBN: 978-0-8213-8697-2 Project: [Weather data and energy](#)
- [5] Felipe R. Ponce Arrieta Electro Lora. Université dade Federal de Itajubá (UNIFEI). [Applied Energy](#) 80(3):261-272 DOI:[10.1016/j.apenergy.2004.04.007](#)
- [6] Umit Unve Université de Yalova ; Muhsin Kilic Université Bursa Uludag. Janvier 2017 [International Journal of Exergy](#) 22(1):73-87.
- [7] <https://www.semanticscholar.org/author/G.-%C5%9Een/51917192>
- [8] Influence of Steam Injection on the Performance of Combined Cycle Power Plant. January 2011 DOI:[10.3923/jeasci.2011.390.396](#).
- [9] [Alberto Ansuategi](#) et [Mohammed Sadeck Boulahya](#) March 2010 [Journal of Engineering Research](#) jer.edu.ly(13):35b Project: [Exergy and thermoeconomic analysis](#) .
- [10] ABBAS FADHIL et ALI ADEL HAMZA Iraqi Ministry of Electricity General Company for Energy Production Central Region
- [11] Ümit Ünver; Muhsin Kılıç [Influence of environmental temperature on exergetic parameters of a combined cycle power plant](#) : *Published online: 26 Dec 2016* DOI: [10.1504/IJEX.2017.081202](#) : [International Journal of Exergy](#), 2017.
- [12] Documentation de la nouvelle central thermique de CAP-DJINET (Cycle Combiné : gaz-vapeur).

BIBLIOGRAPHIE

[13] Documentation de la centrale thermique de CAP-DJINET (cycle vapeur).

[14]<https://www.directindustry.com/prod/ansaldoenergia/steamturbine29641232047.html>

[15] BEN AMOR, Y. REZIG, T., "Calcul énergétique d'un e turbine à gaz, mémoire D'ingénieur (Université Mohamed Khider – Biskra, 2010).

[16] Çengel Y.A, et Boles M.A. Thermodynamics an Engineering Approach. 5th Edition. McGraw-Hill, New York USA, 2004.

[17] <http://www.thermodynamique.com/spip.php?article75>.

[18] André LALLEMAND, 1195, "Production d'énergie électrique par centrales thermiques", Techniques de l'Ingénieur, D 4 002, pp.1-11.

[19] G. Danieus, "Energétique et turbomachines (691/IGM)".

[20]<https://fr.wikipedia.org/wiki/Turbine>; Mémoire de Fin d'Etudes : Calcul optimal des soutirages dans une turbine à vapeur d'un cycle hybride (Hassi R'emel).

[21] <https://fr.wikipedia.org/wiki/cycle> combiné (gaz-vapeur).