

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



Faculté de Technologie
Département Génie Mécanique

Mémoire de Master

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

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Installations énergétiques et turbomachines

THEME

Adaptation du cycle de Brayton inversé pour la valorisation des rejets thermiques d'une turbine à gaz

Présenté par :
BELKHOUS hamza

GOUDJIL chaouki

Promoteur :
Dr. Brahimi

Promotion 2019- 2020

REMERCIEMENTS

Nous tenons avant tout à remercier ALLAH tout puissant de nous avoir donné la force et la volonté pour achever ce modeste travail.

Nous tenons à remercier tout particulièrement notre encadreur Dr.Brahimi, non seulement pour la qualité de son encadrement mais aussi pour sa disponibilité. Quelle trouve ici l'expression de notre gratitude la plus sincère.

Nos remerciements s'adressent aux membres du Jury qui nous font l'honneur de participer à la soutenance.

Nous remercions toute l'équipe de notre promotion dans la spécialité mécanique pour leurs esprits de famille durant le cycle d'étude.

Nous remercions Dr.bilel cherabi et ma chère fiancée

Nous remercions également les enseignants du Département Génie Mécanique pour tout le savoir qu'ils ont su nous transmettre durant ces années, et en particulier toutes les personnes qui nous ont guidés volontairement pendant notre cursus de formation.

Nous ne pouvons nous empêcher d'avoir une pensée pour ceux et celles qui ont répondu présent et nous ont offert leur soutien moral dans le moment difficile et qui étaient à nos côtés pour partager avec nous les moments de joie.

Dédicaces

À mes chers parents

À ma sœur et mes frères

À toute ma famille

À tous mes enseignants

À mon encadreur

A mon binôme

À tous mes amis et mes collègues

**À Toute la famille du département de
Génie Mécanique**

Je dédie ce modeste travail

Dédicaces

À mes chers parents

À ma sœur et mes frères

À toute ma famille

À tous mes enseignants

À mon encadreur

A mon binôme

À tous mes amis et mes collègues

À toute la famille du département de

Génie Mécanique

Je dédie ce modeste travail

GOUDJIL CHAOUKI

Résumé

Résumé

Avec l'augmentation remarquable du prix de l'énergie, et l'augmentation brutale des besoins en énergie qui est apparue à cause du développement économique et social mondial, il est devenu nécessaire de chercher à optimiser les moyens d'exploitation et de production. Ceci permettra d'assurer un rendement important et d'améliorer la rentabilité d'une installation de production. La production de l'énergie à grande échelle est possible à partir de la combinaison d'un cycle de turbine à gaz simple avec le cycle de Brayton inversé.

Le travail que nous avons réalisé constitue l'analyse énergétique et exergetique du cycle de Brayton simple et du cycle combiné (en combinant le cycle de Brayton simple avec le cycle Brayton inversé). Par la suite nous avons effectué une comparaison des résultats pour identifier le meilleur cycle. Nous avons aussi analysé l'effet de la variation des conditions de fonctionnement pour retrouver les paramètres optimaux pour le cycle combiné. A la fin de cette étude nous avons trouvé que le cycle combiné est mieux que le cycle simple en terme de performances énergétiques et exergetiques.

Abstract

With the remarkable increase in the price of energy in general, and increase in energy requirements arose due to the global economic and social development resulted in growth in energy demand, It became necessary to seek to optimize the means of operation and production. This permits to ensure high efficiency and to improve the power plant profitability. The large-scale energy production is possible from the combined gas turbine with the inverted Brayton cycle.

The work constitutes the energy and exergy analysis of the simple Brayton cycle and the combined cycle (by combining the simple Brayton cycle with inverted Brayton cycle). Then we perform a comparison of the results to identify the best cycle. We also studied the effect of varying parameters and conditions to find the optimal parameters for the combined cycle. At the end of this study, we find that the combined cycle is better than the simple cycle in terms of energetic and exergetic performances.

ملخص

مع الزيادة الملحوظة في أسعار الطاقة، والزيادة المفاجئة في متطلبات الطاقة التي نشأت نتيجة للتنمية الاقتصادية والاجتماعية العالمية، أصبح من الضروري السعي إلى تحسين وسائل الاستغلال والإنتاج. سيضمن ذلك عائداً مرتفعاً ويحسن ربحية منشأة الإنتاج. يمكن توليد الطاقة على نطاق واسع من خلال الجمع بين دورة توربينات غازية بسيطة ودورة برايتون العكسية.

يشكل العمل الذي قمنا به التحليل النشط والمجهد لدورة برايتون البسيطة والدورة المركبة (من خلال الجمع بين دورة برايتون البسيطة ودورة برايتون المقلوبة). ثم أجرينا مقارنة بين النتائج لتحديد أفضل دورة. قمنا أيضاً بتحليل تأثير ظروف التشغيل المختلفة للعنور على الاعدادات المثلى للدورة المركبة. في نهاية هذه الدراسة وجدنا أن الدورة المركبة أفضل من الدورة البسيطة من حيث الطاقة والأداء المجهد.

Nomenclature

Symbole	Unité	Signification
C_pa	J/kg.K	Capacité calorifique de l'air
C_pg	J/kg.K	Capacité calorifique du gaz
C_s	kg/w.s	Consommation spécifique
Ex	W	L'exergie
I	W	Pertes éxergétiques
P	Pa	Pression
P_c	W	Puissance du compresseur
P_{cal}	W	Puissance calorifique
PCI	kJ/Nm ³	Pouvoir calorifique de chaque constituant
P_{ech}	W	Puissance de l'échangeur
P_{net}	W	Puissance nette
P_t	W	Puissance de la turbine
Q_{in}	W	Energie d'entrée de la turbine
Q_h	KJ/kg	Quantité de chaleur dégagée dans la chambre de combustion
Q_mair	kg/s	Débit massique de l'air
Q_Vair	m ³ /s	Débit volumique de l'air
R_g	/	Constante du gaz
r_c	/	Taux de compression
S	J/kg.K	Entropie
T	K	Température réelle
T_{av}	K	Température moyenne
T_{cool}	K	Température de fluide de refroidissement
T_{is}	K	Température isentropique
W_c	J/kg	Travail du compresseur
W	J/kg	Travail
W_u	J/ kg	Travail utile
ρ_{air}	kg/m ³	Masse volumique de l'air

Nomenclature

Symbole	Unité	Signification
τ_t	/	Rapport de détente
η_t	%	Rendement isentropique de turbine
η_c	%	Rendement isentropique de compresseur
η_c	%	Rendement isentropique de chambre de combustion
η_{th}	%	Rendement thermique
η_{ex}	%	Rendement exégétique
ε	/	Efficacité de l'échangeur
γ	/	Coefficient isentropique de l'air
Δp	%	Perte de pression dans la combustion

Liste des abréviations

Symbole	Signification
IBC	Inverted Brayton Cycle
CO	Compresseur axial
CC	Chambre de combustion
T _u	Turbine
CH	Charge
Tu _{hp}	Turbine à haute pression
Tu _{bp}	Turbin à basse pression
N	Réducteur

LISTE DES TABLEAUX

Tableaux	Titre	Page
Tableaux 1	Paramètres et conditions initiales utilisés	21
Tableaux 2	Résultats de l'analyse énergétique du cycle simple	22
Tableaux 3	Résultats de l'analyse énergétique du cycle combiné	23
Tableaux 4	Résultats de l'analyse exergetique du cycle simple	38
Tableaux 5	Résultats de l'analyse exergetique du cycle combiné	39

LISTE DES FIGURES

FIGURES	TITRE	PAGE
Figure 1	Eléments de la turbine à gaz	3
Figure 2	Classification des turbines à gaz	4
Figure 3	Turbine à gaz mono-arbre	4
Figure 4	Turbine à gaz bi-arbre	5
Figure 5	Turbine à action et a réaction	6
Figure 6	Cycle fermé	6
Figure 7	Cycle ouvert	7
Figure 8	Composants du cycle de Brayton inversé	11
Figure 9	Cycle inverse de Brayton	12
Figure 10	Element s du cycle combiné	13
Figure 11	Cycle combiné	14
Figure 12	Représentation du cycle de Brayton	16
Figure 13	Représentation du cycle combiné	19
Figure 14	Puissance de compresseur dans le cycle simple et le cycle combiné	23
Figure 15	Puissance de turbine dans le cycle simple et le cycle combiné	24
Figure 16	Puissance nette dans le cycle simple et le cycle combiné	24
Figure 17	Rendement thermique obtenu dans le cycle simple et le cycle combiné	25
Figure 18	Evolution de la puissance du compresseur en fonction de la température ambiante	26
Figure 19	Evolution de la puissance de la turbine en fonction de la température ambiante	26
Figure 20	Evolution de la puissance nette en fonction de la température ambiante	27
Figure 21	Evolution du rendement thermique en fonction de la température ambiante	27
Figure 22	Evolution de la puissance du compresseur en fonction du taux de compression	28
Figure 23	Evolution de la puissance de la turbine en fonction du taux de compression	28
Figure 24	Evolution de la puissance nette en fonction du taux de compression	29
Figure 25	Evolution de rendement thermique en fonction du taux de compression	29
Figure 26	Evolution de la puissance du compresseur en fonction de l'efficacité de l'échangeur	30
Figure 27	Evolution de la puissance de la turbine en fonction de l'efficacité de l'échangeur	30
Figure 28	Evolution de la puissance nette en fonction de l'efficacité de l'échangeur	31
Figure 29	Evolution du rendement thermique en fonction de l'efficacité de l'échangeur	31

Figure 30	Pertes exergetiques dans les elements du cycle simple	39
Figure 31	Pertes exergetiques dans les elements du cycle combine	40
Figure 32	Pertes exergetiques totales des cycles simple combine	40
Figure 33	Rendement exergetique du cycle simple et du cycle combine	41
Figure 34	Evolution des pertes exergetiques dans le compresseur 1 en fonction de la temperature ambiante	42
Figure 35	Evolution des pertes exergetiques dans le compresseur 2 en fonction de la temperature ambiante	42
Figure 36	Evolution des pertes exergetiques dans la chambre de combustion en fonction de la temperature ambiante	43
Figure 37	Evolution des pertes exergetiques dans la turbine 1 en fonction de la temperature ambiante	43
Figure 38	Evolution des pertes exergetiques dans la turbine 2 en fonction de la temperature ambiante	44
Figure 39	Evolution des pertes exergetiques dans l'echangeur de chaleur en fonction de la temperature ambiante	44
Figure 40	Evolution des pertes exergetiques totale du cycle en fonction de la temperature ambiante	45
Figure 41	Evolution du rendement exergetique en fonction de la temperature ambiante	45
Figure 42	Evolution des pertes exergetiques dans le compresseur 2 en fonction du taux de compression	46
Figure 43	Evolution des pertes exergetiques dans la turbine 2 en fonction du taux de compression	47
Figure 44	Evolution des pertes exergetiques dans l'echangeur en fonction du taux de compression	47
Figure 45	Evolution des pertes exergetiques totales du cycle en fonction du taux de compression	48
Figure 46	Evolution du rendement exergetique en fonction du taux de compression	48
Figure 47	Evolution des pertes exergetiques au niveau du compression 2 en fonction de l'efficacite de l'echangeur	49
Figure 48	Evolution des pertes exergetiques au niveau de l'echangeur en fonction de l'efficacite de l'echangeur	49
Figure 49	Evolution des pertes exergetiques totales du cycle en fonction de l'efficacite de l'echangeur	50
Figure 50	Evolution du rendement exergetique en fonction de l'efficacite de l'echangeur	50

Sommaire

Remerciements	
Dédicace	
Résumé	
Nomenclature	
Liste des tableaux	
Liste des figures	
Introduction générale	1
Chapitre 1 : Etude théorique de cycle de Brayton, cycle de Brayton inversé, cycle combiné	
I-Généralités sur les turbines à gaz	2
I-1-Éléments d'une turbine à gaz	3
I-2-Classification des turbines à gaz	3
I-2-1-Par le mode de construction	4
I-2-2-Par le mode de travail	5
I-2-3- Par le mode de fonctionnement thermodynamique	6
I-3-Principe de fonctionnement de la turbine à gaz	7
I-4-Domains d'application des turbines à gaz	8
I-5-Avantages et inconvénients des turbines à gaz	8
II- Cycle de Brayton inversé	9
II-1- Analyse bibliographique	9
II-2-Composants	11
II-3-Fonctionnement	11
II-4- Avantages et inconvénients du cycle inversé	12
II-5-Utilisation	12
III-Cycle combiné	13
III-1-Cycle thermodynamique	14
III-2-Principe de fonctionnement	14
III-3-Avantages et inconvénients du cycle	14
Conclusion	15
Chapitre 2 : Analyse énergétique	
I- Analyse énergétique	16
I-1-Cycle de Brayton simple	16
I-2-Cycle combiné	19
I-3-Paramètres et les conditions initiales utilisées	21
I-4-Résultats	22
I-4-1-Les résultats de cycle simple	22
I-4-2-Les résultats de cycle combiné	23
I-4-3-Analyse comparative	23
I-5- Analyse paramétrique	25
Conclusion	32

Sommaire

Chapitre 3 : Analyse éxergétique

III-1-Cycle simple	33
III-2-Cycle combiné	36
III-3-Résultats	38
III-3-1-Résultats du cycle simple	38
III-3-2-Résultats du cycle combiné	39
III-3-3-Analyse comparative	40
III-4- Analyse paramétrique	42
Conclusion générale	53
Références bibliographiques	54

Introduction générale

Introduction générale

Introduction générale

La consommation de l'énergie est restée très longtemps stable lorsque l'homme ne l'utilisait que pour sa survie et ses besoins alimentaires. Une augmentation brutale des besoins en énergie est apparue, celle-ci ne cessait de croître de façon explosive à cause du développement économique et social mondial. Les turbines à gaz jouent un rôle essentiel dans de nombreuses sociétés, et à mesure que les exigences de production d'électricité augmentent, la puissance et l'efficacité des turbines à gaz doivent également augmenter [7].

L'énergie électrique reste toujours un besoin primordial pour le fonctionnement d'une machine ou d'une entreprise d'un pays. Cette énergie est assurée par les centrales thermiques à gaz ou nucléaires. Néanmoins, il faut assurer un rendement important afin d'améliorer la rentabilité d'une installation de production, la production de l'électricité à grande échelle est possible, pour actionner un cycle thermodynamique efficace et produire de l'électricité en faisant tourner une ou des turbines à gaz de cycle simple combinées à une ou des cycles inverse « cycle combiné »[3]. Le cycle de Brayton inversé est un cycle développé à base du cycle de Brayton avec des rapports de pression faibles à modérés.

Notre travail est consacré pour l'analyse énergétique et l'analyse exergetique du cycle de Brayton simple et du cycle combiné (en combinant le cycle de Brayton simple avec le cycle de Brayton inversé). Par la suite nous avons effectué une comparaison des résultats pour identifier le meilleur cycle afin d'améliorer le rendement de la turbine la puissance nette et diminuer des pertes exergetiques. Dans un deuxième lieu nous avons étudié l'effet de la variation des conditions de fonctionnement (température ambiante, taux de compression et efficacité de l'échangeur de chaleur) sur les performances du cycle combiné (la puissance nette, le rendement thermique, les pertes exergetiques et le rendement exergetique) pour voir les paramètres optimaux pour le cycle combiné.

A cet effet, nous avons structuré notre mémoire comme suit :

Dans le premier chapitre, nous présentons des notions de base sur les turbines à gaz avec leurs classifications selon le mode de travail, le mode de fonctionnement thermodynamique et le mode de construction. Ainsi que le cycle simple, le cycle de Brayton inversé et le cycle combiné.

Le chapitre 2 est dédié à la l'analyse énergétique du cycle simple et du cycle combiné ensuite nous allons développer une analyse paramétrique pour déterminer les paramètres optimaux pour le cycle combiné.

Le chapitre 3 est dédié à la l'analyse exergetique du cycle simple et du cycle combiné ensuite nous allons développer une analyse paramétrique pour délimiter les paramètres optimaux pour le cycle combiné

Une conclusion générale, synthétisant l'ensemble des travaux effectués, et les résultats obtenus, ainsi que des perspectives de développement ultérieur, parachèvent ce manuscrit.

CHAPITRE 1 : Etude théorique de Cycle
de Brayton, Cycle de Brayton inversé,
Cycle combiné

CHAPITRE 1 : Etude théorique des cycle de Brayton, cycle de Brayton Inversé, cycle combiné

Ce chapitre comprend des généralités sur les turbines à gaz et l'étude théorique du cycle de Brayton, du cycle de Brayton inversé et du cycle combiné, leurs domaines d'utilisation, modes de fonctionnement et leurs caractéristiques.

I-Généralités sur les turbines à gaz

Les turbines à gaz font partie des TURBOMACHINES définies par râteau comme étant des appareils dans lesquels a lieu un échange d'énergie entre un rotor tournant autour d'un axe à vitesse constante et un fluide en écoulement permanent. Une turbine à gaz, appelée aussi turbine à combustion, est une machine tournante thermodynamique appartenant à la famille des moteurs à combustion interne dont le rôle est de produire de l'énergie mécanique (rotation d'un arbre) à partir de l'énergie contenue dans un hydrocarbure (fuel, gaz...).

Selon le type de fluide utilisé, dit fluide actif ou fluide moteur, on a une turbine hydraulique, une turbine à vapeur ou une turbine à gaz. Dans ce dernier cas, le fluide moteur le plus fréquemment utilisé provient des gaz de combustion d'un combustible liquide ou gazeux [7].

Selon le type d'énergie délivrée, les turbines à gaz se répartissent en deux classes : d'une part, les turbomoteurs fournissant de l'énergie mécanique disponible sur un arbre et, d'autre part, les turbovéhicules fournissant de l'énergie cinétique utilisable pour la propulsion.

C'est dans l'aéronautique que la turbine à gaz s'est imposée en priorité.

Les turbovéhicules sont utilisés de façon quasi universelle pour la propulsion des appareils à voilure fixe : avions et missiles. Seule l'aviation générale (tourisme, affaire) utilise encore les moteurs alternatifs mais leur domaine est sans cesse grignoté par la turbine à gaz. Pour les voilures tournantes, de façon similaire, les turbomoteurs équipent aussi la quasi-totalité des différents types d'hélicoptères.

Parmi les utilisations non aéronautiques, très diversifiées on peut citer :

- Les turboalternateurs, destinés aux centrales de pointe et aux groupes de secours, bénéficient au mieux des qualités fondamentales de la turbine à gaz qui sont la rapidité de démarrage, la facilité de mise en œuvre, la fiabilité élevée ;
- Les machines utilisées dans les stations de pompage et de recompressions des gazoducs et oléoducs ainsi que sur les plates-formes pétrolières off-shore qui bénéficient des mêmes avantages avec en plus l'emploi d'un carburant local bon marché.
- La traction terrestre, qu'elle soit ferroviaire avec les turbotrains ou d'application militaire pour les véhicules blindés, utilise en outre la grande puissance volumique de la turbine à gaz comparée à celle des moteurs diesel ;
- Les installations industrielles dites à énergie totale où le turbomoteur peut fournir simultanément trois formes d'énergie : électrique (alternateur), pneumatique (par prélèvement d'air sur le compresseur), calorifique (récupérateur de chaleur des gaz d'échappement). Le rendement d'ensemble de telles installations est ainsi fortement revalorisé et peut atteindre 50 à 60% ;

CHAPITRE 1 : Etude théorique des cycle de Brayton, cycle de Brayton Inversé, cycle combiné

- Les groupes auxiliaires de puissance ou GAP constituent en fin une classe de machines bien adaptée à la turbine à gaz : les groupes de conditionnement d'air sont utilisés tant sur les avions que sur les turbotrains ; d'autres types de GAP sont employés à des fins militaires (génération d'électricité) ou civiles (groupes de mise en œuvre et de maintenance au sol des avions) [9].

I-1- Éléments d'une turbine à gaz

Dans sa forme la plus simple et la plus répandue, une turbine à gaz est composée de trois éléments:

➤ Un compresseur :

Centrifuge ou plus généralement axial, qui a pour rôle de comprimer de l'air ambiant à une pression comprise aujourd'hui entre 10 et 30 bars environ;

➤ Une chambre de combustion :

Dans laquelle un combustible gazeux ou liquide est injecté sous pression, puis brûlé avec l'air comprimé, avec un fort excès d'air afin de limiter la température des gaz d'échappement;

➤ Une turbine :

Généralement axiale, dans laquelle sont détendus les gaz qui sortent de la chambre de combustion.

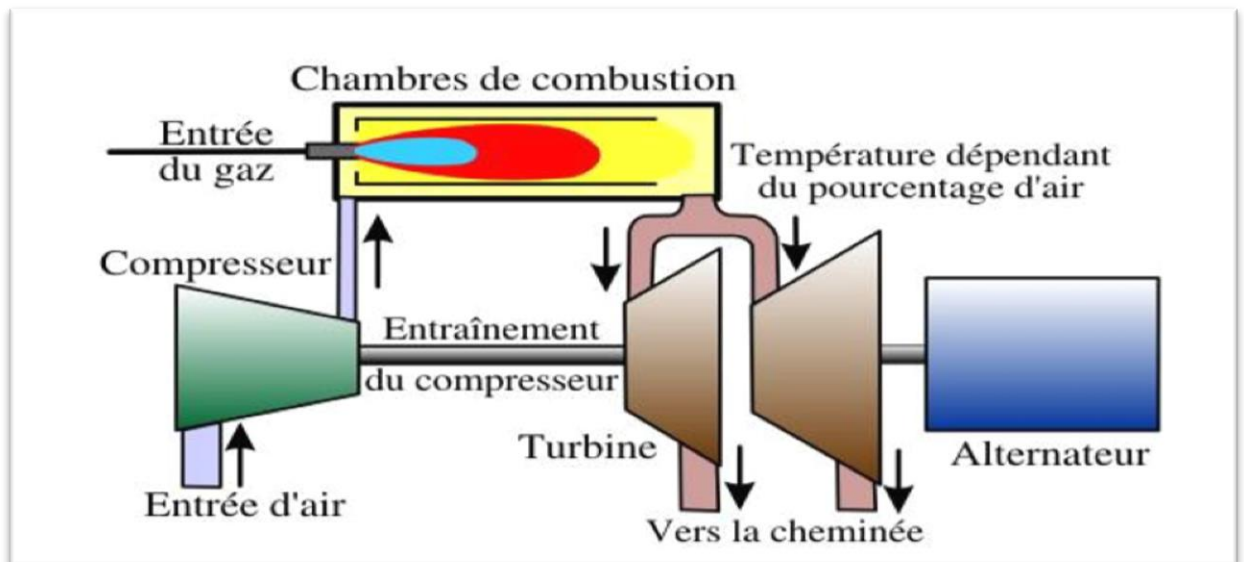


Figure 1: Éléments de la turbine à gaz

CHAPITRE 1 : Etude théorique des cycle de Brayton, cycle de Brayton Inversé, cycle combiné

I-2- Classification des turbines à gaz

On peut classer les turbines selon différents points:

- Par le mode de travail.
- Par le mode de fonctionnement thermodynamique.
- Par le mode de construction.

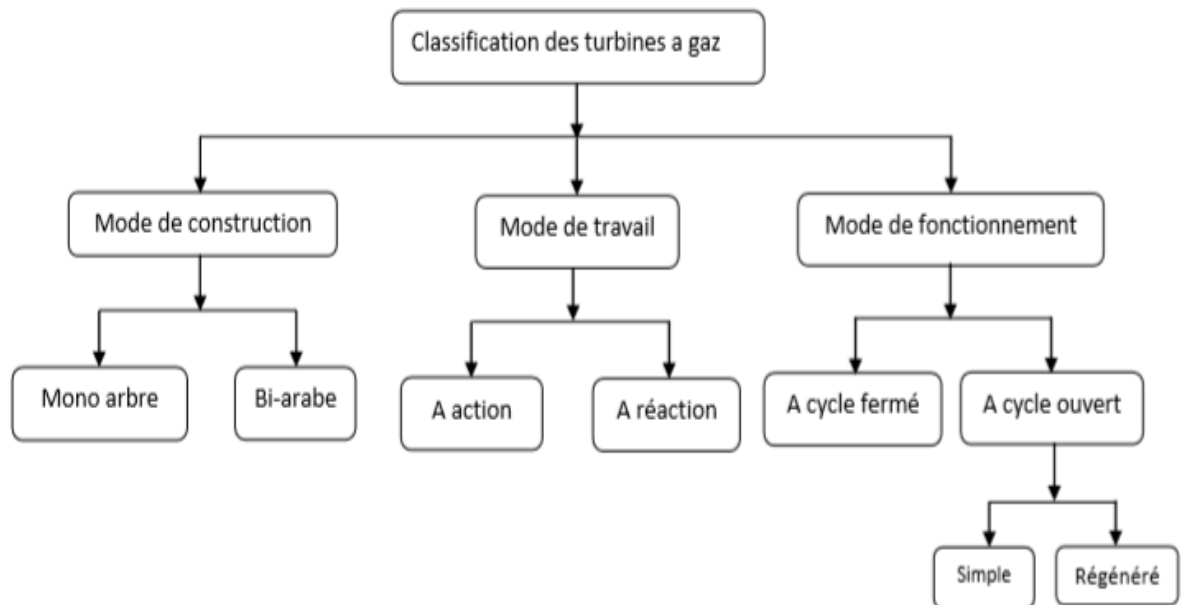


Figure 2: Classification des turbines à gaz

I-2-1- Par le mode de construction

➤ Turbine mono-arbre

Le compresseur et les sections de la turbine de ces machines se composent d'un seul rotor simple, où la turbine produit l'énergie pour entraîner le compresseur ainsi que l'énergie pour entraîner la charge. Les turbines à un seul arbre sont favorables dans le cas où la charge est constante. Les turbines à gaz à un seul arbre sont aptes à l'entraînement des machines qui fonctionnent à vitesse constante telles que les alternateurs et. Pour cette raison, elles sont employées dans la génération d'énergie électrique.

CO : Compresseur axial

CC : Chambre de combustion.

T : Turbine. CH : Charge.

CHAPITRE 1 : Etude théorique des cycle de Brayton, cycle de Brayton Inversé, cycle combiné

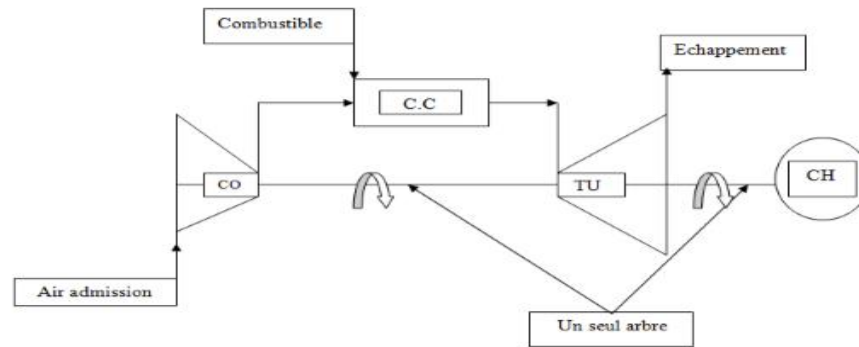


Figure 3 : Schéma d'une turbine à gaz mono-arbre

➤ Turbine bi-arbre

La turbine à gaz se compose de deux roues turbines indépendantes mécaniquement.

La roue turbine HP entraîne le rotor du compresseur axial et les accessoires, tandis que la roue BP deuxième étage sert à entraîner l'organe récepteur (ex : les compresseurs).

Le but des roues turbines non reliés est de permettre aux deux roues de fonctionner à des vitesses différentes pour satisfaire aux exigences de charge variable de l'organe récepteur.

CO : Compresseur axial.

CC : Chambre de combustion.

Thp : Turbine à haute pression.

Tbp : Turbin à basse pression.

N : Réducteur.

CH : Charge

CHAPITRE 1 : Etude théorique des cycle de Brayton, cycle de Brayton Inversé, cycle combiné

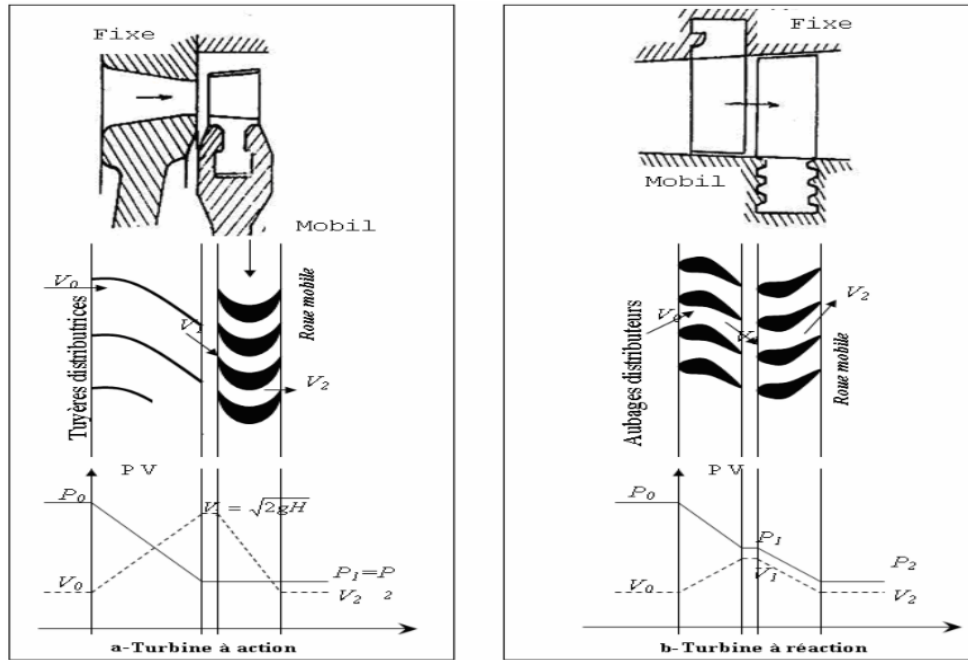


Figure 5 : Turbine (a) à action et (b) à réaction

I-2-3- Par le mode de fonctionnement thermodynamique

Il existe deux cycles thermodynamiques :

- Turbine à gaz à cycle fermé

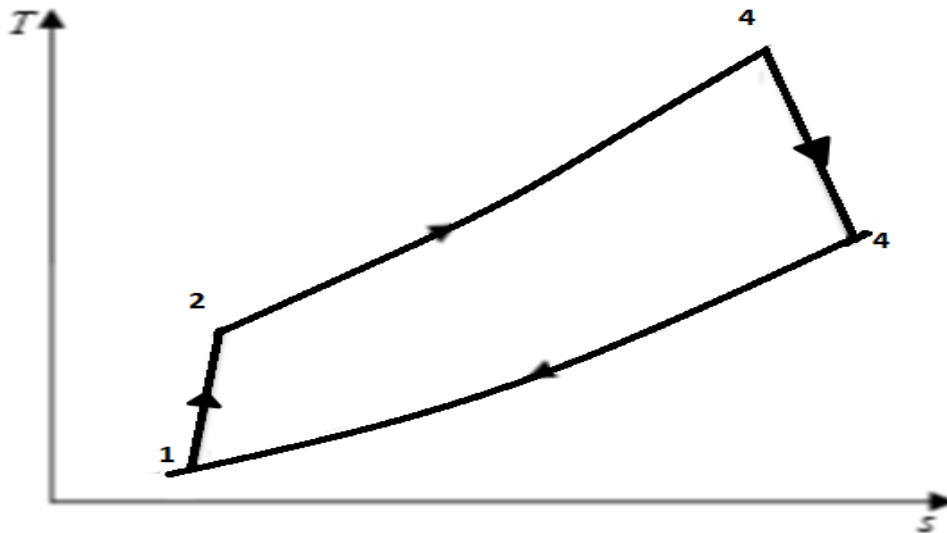


Figure 6 : Cycle fermé

CHAPITRE 1 : Etude théorique des cycle de Brayton, cycle de Brayton Inversé, cycle combiné

Dans laquelle le même fluide est repris après chaque cycle.

➤ Turbine à gaz à cycle ouvert

C'est une turbine dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère.

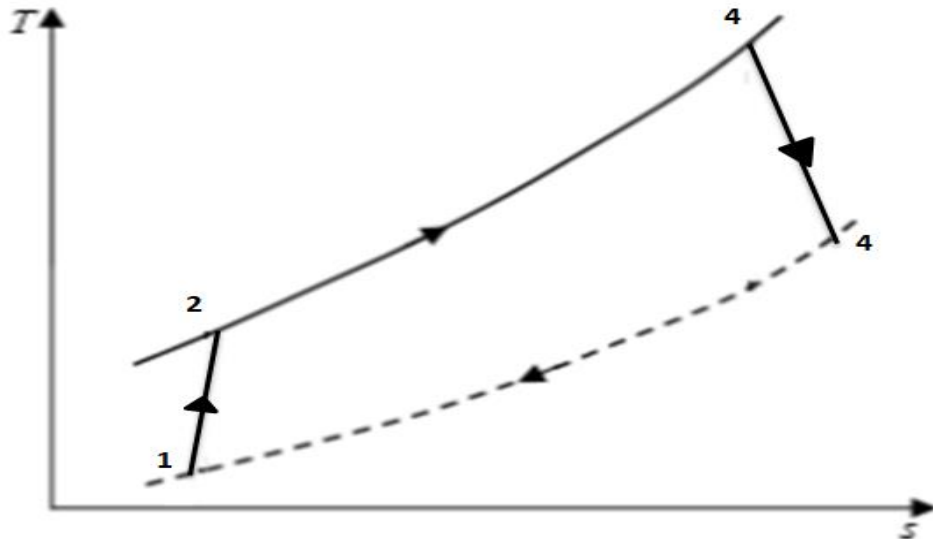


Figure 7 : Cycle ouvert

Ce type de turbine qui est le plus répandu se divise en deux classes :

✓ Turbine à cycle simple

C'est une turbine utilisant un seul fluide pour la production d'énergie mécanique, après la détente les gaz, possédant encore un potentiel énergétique, sont perdus dans l'atmosphère à travers l'échappement.

✓ Turbine à cycle régénéré

C'est une turbine dont le cycle thermodynamique fait intervenir plusieurs fluides moteurs dans le but d'augmenter le rendement de l'installation. De nos jours la turbine à gaz connaît une large utilisation et dans différents domaines et en particulier dans le domaine des hydrocarbures à cause de leur grande gamme de puissance et leurs propres avantages

I-3- Principe de fonctionnement de la turbine à gaz

Une turbine à gaz fonctionne de la façon suivante :

- Elle extrait de l'air du milieu environnant;
- Elle le comprime à une pression plus élevée;
- Elle augmente le niveau d'énergie de l'air comprimé en ajoutant et en brûlant le combustible dans une chambre de combustion;

CHAPITRE 1 : Etude théorique des cycle de Brayton, cycle de Brayton Inversé, cycle combiné

- Elle achemine de l'air à pression et à température élevées vers la section de la turbine, qui convertit l'énergie thermique en énergie mécanique pour faire tourner l'arbre. Ceci sert, d'un côté, à fournir l'énergie utile à la machine conduite, couplée avec la machine au moyen d'un accouplement et, de l'autre coté à fournir l'énergie nécessaire pour la compression de l'air, qui a lieu dans un compresseur relié directement à la section turbine.

I-4- Domaines d'application des turbines à gaz

Les domaines d'application des turbines à gaz se divisent en deux catégories :

➤ Domaines fixes (utilisation industrielle)

- Entraînement des compresseurs.
- Entraînement des pompes.
- Entraînement des alternateurs.

➤ Domaines mobiles

- Pour la traction automobile.
- Pour la traction ferroviaire.
- Pour l'application marine.
- Pour l'aviation (turboréacteur et turbo hélice).

I-5- Avantages et inconvénients des turbines à gaz

➤ Avantages

- Une puissance élevée dans un espace restreint dans lequel un groupe diesel de même puissance ne pourrait pas être logé;
- A l'exception au démarrage et à l'arrêt, la puissance est produite d'une façon continue;
- Démarrage facile même à grand froid;
- Diversité de combustible pour le fonctionnement;
- Possibilité de fonctionnement à faible charge.
- Puissance massique et volumique très élevés du fait du fonctionnement continu,
- Simplicité apparente de construction (un rotor dans un carter et brûleur) et équilibrage (peu de vibrations),
- Pollution limitée en HC et NOx du fait de l'excès d'air et de la température limitée,
- Aptitude à la récupération de chaleur (cogénération),
- Longévité en marche stationnaire [10].

➤ Inconvénients

- Au-dessous d'environ 3000kW, son prix d'installation est supérieur à celui d'un groupe diesel;
- Temps de lancement beaucoup plus long que celui d'un groupe diesel ; à titre indicatif : 30 à 120 s pour une turbine, 8 à 20 s pour un groupe diesel;
- Rendement inférieur à celui d'un moteur diesel (cycle simple). À titre indicatif : 28 à 33 % pour une turbine de 3000 kW, 32 à 38 % pour un groupe diesel [3].

CHAPITRE 1 : Etude théorique des cycle de Brayton, cycle de Brayton Inversé, cycle combiné

La turbine à gaz contribue dans une grande mesure aux motorisations actuelles et un facteur important et efficace dans de nombreux projets futurs. Son avantage de légèreté la rend utilisée dans de nombreux domaines, en particulier dans la production d'énergie électrique et l'aviation.

II- Cycle de Brayton inversé

Parallèlement au développement de la civilisation et au progrès technique, les besoins mondiaux en énergie électrique augmentent, de nombreux problèmes d'électricité apparaissent [12].

A part l'augmentation des coûts pour le transport d'énergie primaire utilisée pour produire l'électricité [21], une grande partie de l'énergie du carburant libérée pendant le processus de combustion est rejetée dans l'environnement sous forme de chaleur par les gaz d'échappement [23].

Il convient d'attirer l'attention sur le fait que des signaux alarmants de l'environnement et des effets météorologiques ont été remarqués récemment. La croissance économique des pays doit être optimisée avec la politique énergétique durable pour se développer dans l'ordre environnemental, économique et social. Et c'est ainsi que nous décrivons la durabilité, dont le principal pilier est la conversion d'énergie à température égale. La solution vers une conversion énergétique propre est par l'utilisation de sources d'énergie renouvelables et également par la technologie du carbone «propre», qui dépend de la récupération de l'énergie thermique des gaz émis par les turbines gaz et de leur utilisation dans la production d'énergie électrique et autres types d'énergies utilisées dans le domaine industriel. Cela aiderait à diversifier les sources d'énergie [27].

Le cycle de Brayton inverse serait une solution idéale pour récupérer l'énergie perdue dans l'atmosphère et la protection de l'environnement contre les gaz d'échappement émis par les turbines avec des températures élevées qui nuisent à la nature. Le cycle de Brayton inverse est caractérisé par plusieurs avantages compatibles avec les gaz d'échappement et leur température élevée car il fonctionne à pression atmosphérique ou inférieure en plus du fait que le carburant utilisé pour fonctionner est généralement des gaz d'échappement.

II-1- Analyse bibliographique

Plusieurs chercheurs se sont intéressés au cycle de Brayton inversé parmi lesquels on retrouve :

-TSUJIKAWA, Y., OHTANI, K., KANEKO, K., et al. Conceptual recovery of exhaust heat from a conventional gas turbine by an inter-cooled inverted Brayton cycle. In : Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. American Society of Mechanical Engineers, 1999. p. V003T03A010.

-IKI, Norihiko, FURUTANI, Hirohide, et TAKAHASHI, Sanyo. Potential of a reheat gas turbine system using inverted Brayton cycle. In : Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. 2005. p. 299-305.

JASSIM, Rahim K., ZAKI, Galal M., et ALHAZMY, Majed M. Energy and exergy analysis of reverse Brayton refrigerator for Gas Turbine power boosting. International Journal of Exergy, 2009, vol. 6, no 2, p. 143-165.

ZHANG, Wanli, CHEN, Lingen, et SUN, Fengrui. Power and efficiency optimization for combined Brayton and inverse Brayton cycles. Applied Thermal Engineering, 2009, vol. 29, no 14-15, p. 2885-2894.

CHAPITRE 1 : Etude théorique des cycle de Brayton, cycle de Brayton Inversé, cycle combiné

-CHEN, Lingen, ZHANG, Zelong, et SUN, Fengrui. Thermodynamic modeling for open combined regenerative Brayton and inverse Brayton cycles with regeneration before the inverse cycle. *Entropy*, 2012, vol. 14, no 1, p. 58-73.

ZHANG, Zelong, CHEN, Lingen, et SUN, Fengrui. Energy performance optimization of combined Brayton and two parallel inverse Brayton cycles with regeneration before the inverse cycles. *ScientiaIranica*, 2012, vol. 19, no 5, p. 1279-1287.

-HENKE, Martin, MONZ, Thomas, et AIGNER, Manfred. Inverted Brayton Cycle With Exhaust Gas Recirculation—A Numerical Investigation. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2013, vol. 135, no 9.

-COPELAND, Colin D. et CHEN, Zhihang. The benefits of an inverted Brayton bottoming cycle as an alternative to turbocompounding. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2016, vol. 138, no 7.

-GOODARZI, M. Comparative energy analysis on a new regenerative Brayton cycle. *Energy Conversion and Management*, 2016, vol. 120, p. 25-31.

-ZHANG, Zelong, CHEN, Lingen, GE, Yanlin, et al. Exergy analysis for combined regenerative Brayton and inverse Brayton cycles with regeneration after the inverse cycle. *International Journal of Energy and Environment*, 2016, vol. 7, no 1, p. 61.

-Betelmal EH, Farhat S, Agnew B (2017) Exergy Analysis for Brayton and Inverse Brayton Cycles with Steam Injection. *J ApplMechEng* 6: 292. doi: 10.4172/2168-9873.1000292 7-Comparative energy analysis on a new regenerative Brayton cycle

-AGELIDOU, Eleni, MONZ, Thomas, HUBER, Andreas, et al. Experimental investigation of an inverted Brayton cycle micro gas turbine for CHP application. In : *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*. American Society of Mechanical Engineers, 2017. p. V008T26A023.

-KENNEDY, Ian, CHEN, Zhihang, CEEN, Bob, et al. Experimental investigation of an inverted Brayton cycle for exhaust gas energy recovery. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2019, vol. 141, no 3.

-KENNEDY, Ian, CHEN, Zhihang, CEEN, Bob, et al. Experimental investigation of an inverted Brayton cycle for exhaust gas energy recovery. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2019, vol. 141, no 3.

SIDDIQUI, Muhammad Ehtishamet ALMITANI, Khalid H. Energy analysis of the S-CO₂ Brayton cycle with improved heat regeneration. *Processes*, 2019, vol. 7, no 1, p. 3.

-KENNEDY, Ian, CHEN, Zhihang, CEEN, Bob, et al. Experimental investigation of an inverted Brayton cycle for exhaust gas energy recovery. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2019, vol. 141, no 3. 16-Power and efficiency optimization for combined Brayton and inverse Brayton cycles

-CHAGNON-LESSARD, Noémie, COPELAND, Colin, MATHIEU-POTVIN, François, et al. Maximizing specific work output extracted from engine exhaust with novel inverted Brayton cycles over a large range of operating conditions. *Energy*, 2020, vol. 191, p. 116350.

CHAPITRE 1 : Etude théorique des cycle de Brayton, cycle de Brayton Inversé, cycle combiné

II-2-Composants

Le cycle de Brayton inversé se compose de trois éléments essentiels :

- **Turbine de détente** : La turbine récupère une partie de l'énergie des gaz chaud. Cette énergie est convertie en énergie mécanique, utilisée pour entretenir la rotation du compresseur et des différents accessoires. Près de trois quarts de l'énergie produite est nécessaire pour alimenter le compresseur.
- **Échangeur de chaleur** : Il sert à refroidir les gaz venant de la turbine à une pression constante
- **Compresseur** : Le rôle du compresseur est d'augmenter la température et la pression des gaz à une pression proche de la pression atmosphérique puis les rejeter dans l'atmosphère.

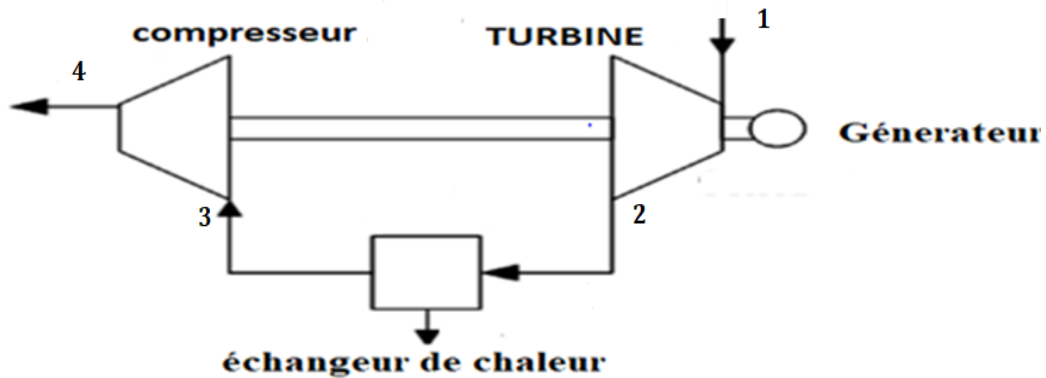


Figure 8: Composants du cycle de Brayton inversé.

II-3-Fonctionnement

Le système reçoit directement les gaz d'échappement d'un moteur ou d'un procédé technologique. Le gaz se dilate dans la turbine de pression autour de l'atmosphère à la sub-atmosphérique,

Le gaz devrait être refroidi dans l'échangeur de chaleur entre la turbine et le compresseur pour fournir la différence dans le travail reçu dans la turbine et le travail nécessaire au compresseur.

Après le compresseur, le gaz est rejeté dans l'atmosphère avec une pression proche de l'atmosphère comme le montre la figure (9) [25].

CHAPITRE 1 : Etude théorique des cycle de Brayton, cycle de Brayton Inversé, cycle combiné

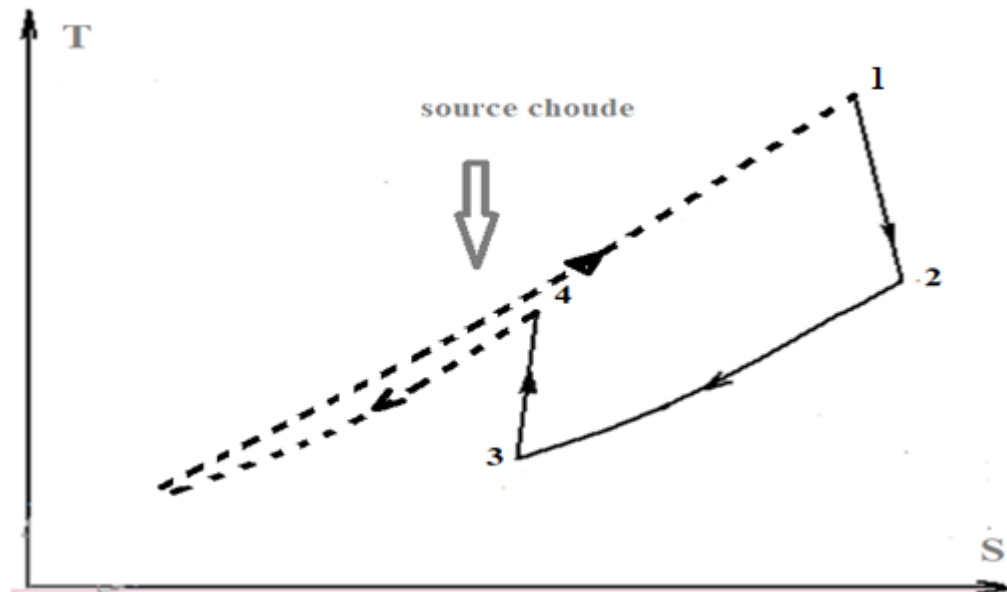


Figure 9: Cycle inverse de Brayton.

II-4-Avantages et inconvénients du cycle:

➤ Avantages

- il fonctionne à la pression atmosphérique.
- aucun carburant n'est nécessaire pour fonctionner, il a besoin d'une source chaude et c'est souvent les gaz d'échappement.

➤ Inconvénients

- le cycle nécessite des composants plus grands en raison du fonctionnement à pression réduite.
- sa puissance est faible par rapport au cycle simple

II-5-Utilisation

- Le cycle de Brayton inversé peut être utilisé comme option pour la récupération d'énergie résiduelle dans un moteur diesel turbocompressé.
- L'utilisation du cycle de Brayton inversé comme moteur thermique. La chaleur reçue dans l'échangeur de chaleur entre la turbine et le compresseur et après le compresseur peut être utilisée pour le chauffage, assurant un mode de fonctionnement du système en cogénération (chauffage des bâtiments, chauffage de l'eau) [25].
- Récupération de l'énergie des gaz d'échappement pour produire l'électricité.
- Il est utilisé pour faire tourner les compresseurs centrifuges qui compriment le gaz pour extraire le pétrole.

Le cycle de Brayton inversé présente des solutions fiables pour la récupération de l'énergie perdue issue des gaz d'échappement de la turbine à gaz en améliorant le rendement de la turbine et la puissance nette et en diminuant la température des gaz d'échappement qui joue un rôle important dans la protection de l'environnement.

CHAPITRE 1 : Etude théorique des cycle de Brayton, cycle de Brayton Inversé, cycle combiné

III-Cycle combiné

Le monde cherche à obtenir la plus grande quantité d'énergie au moindre coût et carburant, zhang a proposé la combinaison entre les deux cycles, le cycle Brayton direct et le cycle de Brayton inverse dans le domaine de la récupération d'énergie et de la préservation de l'environnement. Les performances de ce cycle combiné sont supérieures au cycle de turbine à gaz simple et conviennent aux applications de cogénération de faible qualité, L'analyse exégétique et l'optimisation des cycles combinés de Brayton et de Brayton inverse ont été effectuées par Zhang [15]. Sur la base des cycles combinés de Brayton et de Brayton inverse [16–17] il a proposé des configurations développées, y compris le cycle de régénération et le cycle de réchauffage, et en utilisant deux cycles de Brayton inverses parallèles comme cycles inférieur. Il a constaté que le système avec régénération atteint une efficacité thermique plus élevée que celle du système de base, mais avec un rendement de travail plus faible. Zhang [43].

Ce système, est construit à partir d'un cycle supérieur (cycle de Brayton) et d'un cycle inférieur (cycle de Brayton inverse). Le cycle supérieur est utilisé comme générateur de gaz pour alimenter le cycle inférieur. Le but de la turbine dans le cycle supérieur est d'alimenter le compresseur du cycle supérieur et produire une énergie mécanique. La puissance de sortie du cycle combiné est entièrement produite par les deux turbines (supérieure et inférieure). Dans le cycle combiné le cycle de Brayton inverse récupère l'énergie thermique des gaz d'échappement et l'utilise pour produire plus d'énergie mécanique [14].

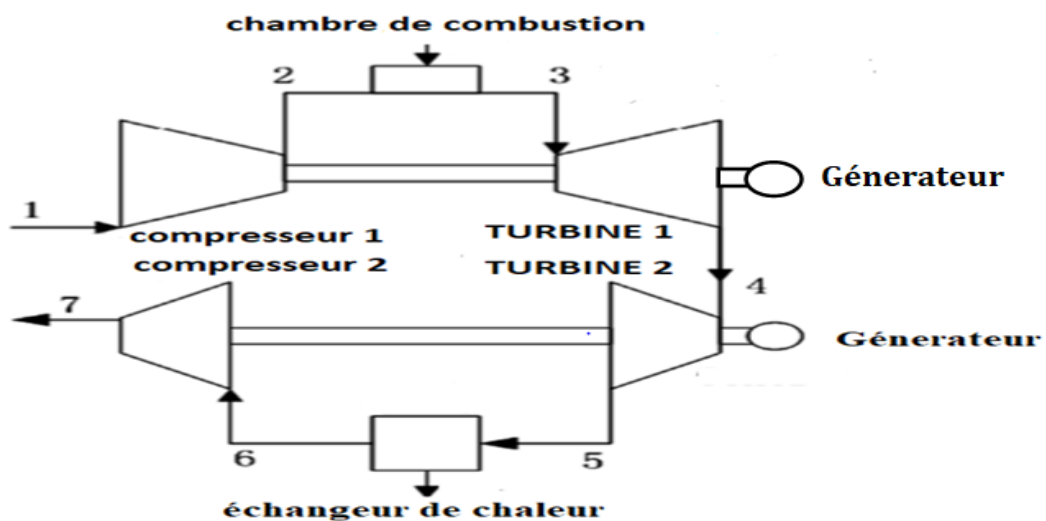


Figure 10: Éléments du cycle combiné

III-1-Cycle thermodynamique

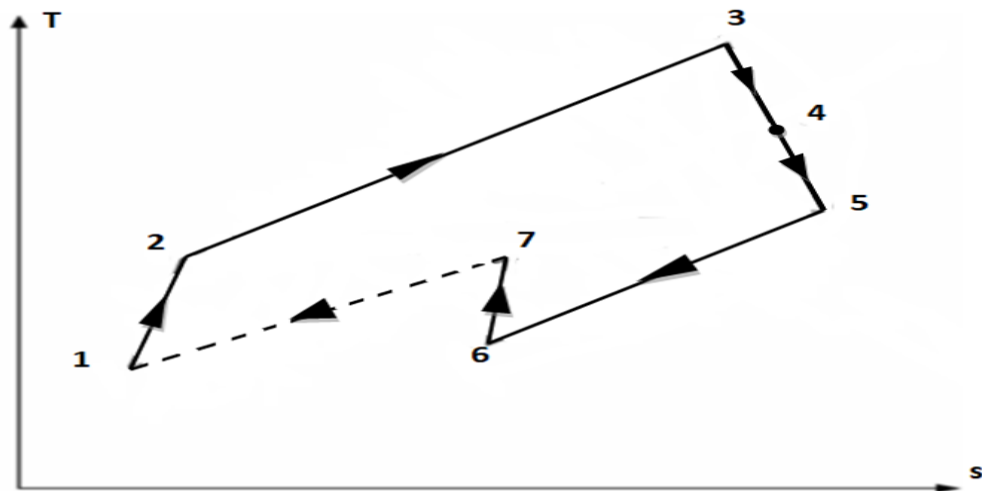


Figure 11 : Cycle combiné.

III-2-Principe de fonctionnement

Le cycle fonctionne de la façon suivante :

L'air est extrait du milieu environnant, après il est comprimé dans le compresseur à une pression plus élevée lorsque l'énergie de l'air augmente il est jeté dans la chambre de combustion avec le carburant pour brûler. Après il est acheminé vers la turbine avec une pression et température très élevée, où l'énergie thermique est convertit en énergie mécanique pour faire tourner l'arbre du compresseur et alimenter la deuxième turbine. Les gaz d'échappement sont acheminés dans la deuxième turbine à une pression atmosphérique et température élevée où l'énergie thermique est convertit en une énergie mécanique et la pression et la température des gaz d'échappement diminuent. Ensuite ils sont dirigés vers l'échangeur de chaleur pour les refroidir à pression constante, enfin ils sont comprimés dans le compresseur pour augmenter leur pression à la pression atmosphérique et ils sont rejetés dans l'atmosphère.

III-3-Avantages et inconvénients de cycle

➤ Avantages

- Obtenir plus d'énergie avec la même quantité de carburant
- rendement plus grand par rapport au cycle simple
- réduire la pollution environnementale

➤ Inconvénients

- La puissance absorbée par le compresseur est élevée
- Il se compose de nombreux éléments, cela nécessite un accord de montant plus élevée

CHAPITRE 1 : Etude théorique des cycle de Brayton, cycle de Brayton Inversé, cycle combiné

Conclusion

D'après tout ce qui a précédé on peut dire que la technologie du cycle combiné est une technologie moderne et sa maîtrise permet d'augmenter le rendement et la puissance nette en conservant des niveaux élevés de disponibilité, de fiabilité et de protection de l'environnement.

Chapitre 2 : Analyse énergétique

Chapitre 2 : Analyse énergétique

Dans ce chapitre nous allons faire l'analyse énergétique du cycle simple et du cycle combiné, avec des paramètres et conditions initiales fixés pour savoir lequel entre les deux cycles est meilleure en termes de : puissance du compresseur, puissance de la turbine, puissance nette et rendement thermique. Après procédons à une analyse paramétrique pour déterminer les paramètres optimaux pour le cycle combiné.

I-Analyse énergétique

L'analyse énergétique est la méthode traditionnelle d'évaluation de la façon dont l'énergie est utilisée dans une opération impliquant des facteurs physiques ou le traitement chimique des matériaux et le transfert et/ou la conversion de l'énergie.

L'analyse des systèmes énergétiques est encore plus souvent réalisée à l'aide du premier principe de la thermodynamique qui met en évidence les pertes dues aux interactions avec l'environnement à travers les frontières du système. Son but est de réduire les quantités d'énergies perdues.

I-1-Cycle de Brayton simple

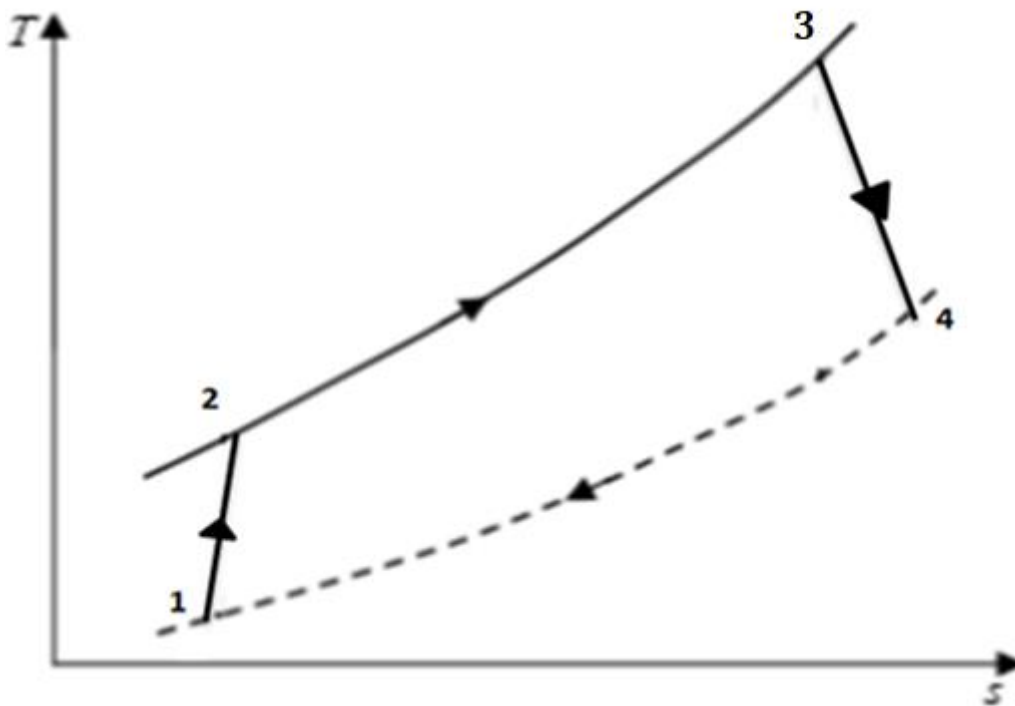


Figure 12 : Cycle de Brayton

➤ Au niveau du compresseur

Les propriétés de l'air à la sortie du compresseur dépendent du taux de compression, du rendement isentropique du compresseur et le débit d'air absorbé. Pour calculer les paramètres T_{2IS} , T_2 et P_2 on utilise les formules suivantes :

Chapitre 2 : Analyse énergétique

D'après le premier principe de thermodynamique

$$\Delta H = W + Q$$

- ✓ Les capacités calorifiques de l'air et du gaz sont calculées par les équations suivantes :

$$C_{P_{air}}(T) = 1.9327 \times 10^{-10} \times T^4 - 7.999 \times 10^{-7} \times T^3 + 1.140 \times 10^{-1} \times T^2 - 4.489 \times 10^{-1} \times T + 1.05775 \times 10^3 \quad (2.1)$$

$$C_{P_g}(T) = 1.8083 \times 10^3 - 2.3127 \times 10^{-3} \times T + 4.045 \times 10^{-6} \times (T)^2 - 1.7363 \times 10^{-9} \times T^3 \quad (2.2)$$

- ✓ Pour la transformation isentropique on a:

$$\frac{T_{2is}}{T_1} = (r_c)^{(\gamma-1/\gamma)} \Leftrightarrow T_{2is} = T_1 \times (r_c)^{(\gamma-1/\gamma)} \quad (2.3)$$

Avec :

r_c : taux de compression

γ : Le coefficient isentropique de l'air

Dans le cas réel, la température à la sortie du compresseur est donnée par l'équation :

$$\eta_c = \frac{T_{2is} - T_1}{T_2 - T_1} \Leftrightarrow T_2 = \frac{T_{2is} - T_1}{\eta_c} + T_1 \quad (2.4)$$

- ✓ La pression à la sortie du compresseur P_2 :

$$r_c = \frac{P_2}{P_1} \Leftrightarrow P_2 = P_1 \times r_c \quad (2.5)$$

- ✓ Le travail fourni à l'air par le compresseur est calculé par la formule suivante :

$$W_C = H_2 - H_1 = C_{P_{air}}(T_2) \times (T_2) - C_{P_{air}}(T_1) \times (T_1) \quad (2.6)$$

Les capacités calorifiques $C_{P_{air}}(T_2)$, $C_{P_{air}}(T_1)$ sont calculées à partir de l'équation (I.1)

- ✓ la masse volumique de l'air :

$$\ell_{air1} = P_1 / r \times T_1 \quad (2.7)$$

Avec :

ℓ_{air1} : la masse volumique de l'air

P_1 : la pression à l'entrée de compresseur

T_1 : la température à l'entrée de compresseur

$$Q_{m_air} = Q_{V_air} \times \ell_{air1} \quad (2.8)$$

Avec :

Q_{m_air} : débit massique de l'air

Q_{V_air} : débit volumique de l'air

- ✓ La puissance nécessaire pour entrainer le compresseur est calculée par l'expression suivante :

$$P_C = Q_{m_air} \times W_C \quad (2.9)$$

➤ au niveau de la chambre de combustion

Les propriétés de la combustion dépendent du pouvoir calorifique inférieur PCI, et du débit de carburant, ainsi que le rendement de la chambre de combustion. Pendant la transformation de 2 à 3, nous injectons à l'air comprimé un débit de carburant pour obtenir la quantité de chaleur nécessaire dans la chambre de combustion pour entrainer la turbine.

- ✓ La puissance calorifique fournie par la chambre de combustion est calculée par l'expression suivante :

$$P_{cc} = \eta_{cc} \times PCI \times m_C = (m_C + Q_{m_air}) \times C_{Pg}(T_3) \times (T_3) - Q_{m_air} \times C_{Pair}(T_2) \times (T_2) \quad (2.10)$$

Donc, le débit massique de carburant m_C :

$$m_C = Q_{m_air} \times [C_{Pg}(T_3) \times (T_3) - C_{Pair}(T_2) \times (T_2)] / [\eta_{cc} \times PCI - C_{Pg}(T_3) \times (T_3)] \quad (2.11)$$

$C_{Pg}(T_3)$: nous la calculons en utilisant l'équation (2)

- ✓ Les pertes de pression au niveau de la chambre de combustion sont considérées par la relation suivante :

$$P_3 = (1 - \Delta_P\%) \times P_2 \quad (2.12)$$

➤ au niveau de la turbine

Pour la détente isentropique :

$$\frac{T_{4is}}{T_3} = (P_4/P_3)^{(\gamma-1)/\gamma} = (\tau_t)^{(\gamma-1)/\gamma} \Leftrightarrow T_{4is} = T_3 \times (P_4/P_3)^{(\gamma-1)/\gamma} \quad (2.13)$$

τ_t : le rapport de détente

- ✓ Dans le cas réel, la température des gaz d'échappement à la sortie de la turbine est égale :

$$\eta_t = \frac{T_4 - T_3}{T_{4is} - T_3} \Leftrightarrow T_4 = \eta_t \times (T_{4is} - T_3) + T_3 \quad (2.14)$$

η_t : rendement isentropique de la turbine

Chapitre 2 : Analyse énergétique

- ✓ Le travail obtenu par la détente des gaz dans la turbine peut être calculé par la formule suivante:

$$W_T = H_3 - H_4 = C_{Pg} (T_3) \times T_3 - C_{Pg} (T_4) \times T_4 \quad (2.15)$$

$C_{Pg} (T_4)$: nous la calculons en utilisant l'équation (2)

- ✓ La puissance produite par la turbine :

$$P_T = W_T \times (\dot{m}_c + Qm_{air}) \quad (2.16)$$

- Rendement thermique

$$P_{nette} = P_T - P_c$$

$$\eta_{th} = \frac{P_{nette}}{p_{cal}} \quad (2.17)$$

- La consommation spécifique

$$C_s = \dot{m}_c / p_{nette} \quad (2.18)$$

I-2-Cycle combiné

Le cycle combiné est différent du cycle simple, il est construit à partir d'un cycle supérieur (cycle de Brayton) et d'un cycle inférieur (cycle de Brayton inverse). Le diagramme (T-S) illustré dans la figure (Fig. 12) montre le cycle combiné et les points de différence.

Cycle de fonctionnement

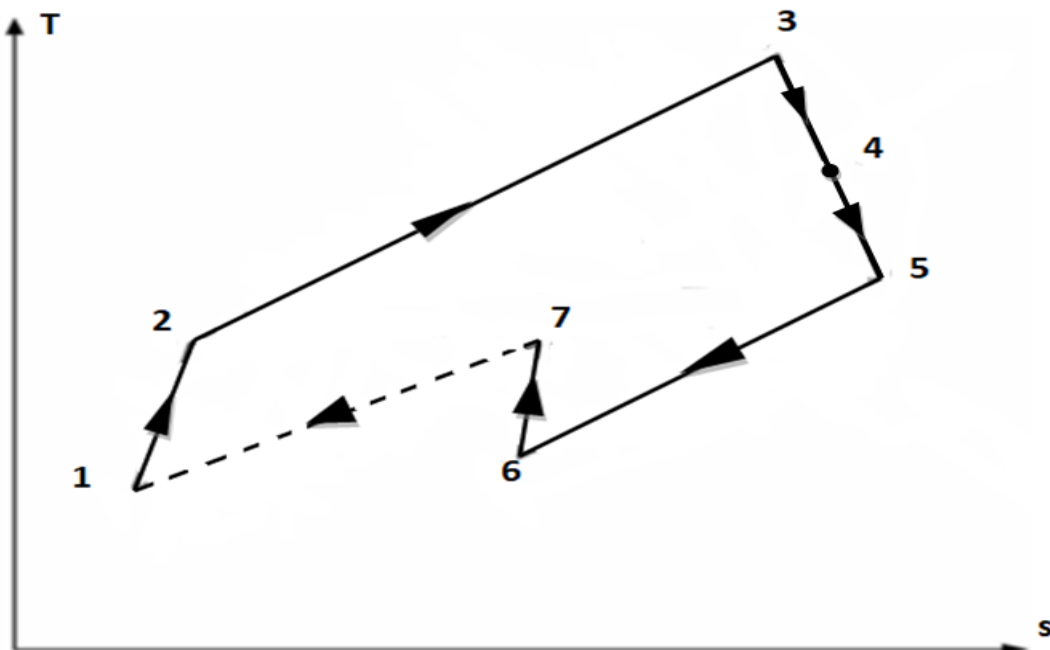


Figure 13 : Représentation du Cycle combiné

Les points du cycle ci-dessus (1 jusqu'à 4) représente le cycle de Brayton simple dans l'analyse a été faite dans la section précédente.

Chapitre 2 : Analyse énergétique

➤ **Au niveau du compresseur du cycle inferieur**

Nous avons : $P_7=P_1$

$$P_6 = P_7 / rc_{67} \quad (2.19)$$

Avec : rc_{67} : le rapport de compression du deuxième compresseur

$P_5=P_6$

$$P_4 = P_5 \times rc_{67} \quad (2.20)$$

✓ Pour la transformation isentropique on utilise les formules suivantes :

$$\frac{T_{5is}}{T_4} = (P_5/P_4)^{(\gamma-1/\gamma)} \Leftrightarrow T_{5is} = T_4 \times (P_5/P_4)^{(\gamma-1/\gamma)} \quad (2.21)$$

$$\eta_t = \frac{T_5 - T_4}{T_{5is} - T_4} \Leftrightarrow T_5 = \eta_t \times (T_{5is} - T_4) + T_4 \quad (2.22)$$

$$T_6 = T_5 - \varepsilon \times (T_5 - T_{cool}) \quad (2.23)$$

$$\frac{T_{7is}}{T_6} = (P_7/P_6)^{(\gamma-1/\gamma)} \Leftrightarrow T_{7is} = T_6 \times (P_7/P_6)^{(\gamma-1/\gamma)} \quad (2.24)$$

$$\eta_c = \frac{T_{7is} - T_6}{T_7 - T_6} \Leftrightarrow T_7 = \frac{T_{7is} - T_6}{\eta_c} + T_6 \quad (2.25)$$

Avec

ε : l'efficacité de l'échangeur

T_{cool} : Température de fluide de refroidissement

Les capacités calorifiques $C_{Pg}(T5)$, $C_{Pg}(T6)$, $C_{Pg}(T7)$ sont calculées par l'équation (2.1)

✓ Le travail fourni aux gaz d'échappement par le 2^{eme} compresseur W_{67} est :

$$W_{C67} = (H_7 - H_6) = C_{Pg}(T_7) \times (T_7) - C_{Pg}(T_6) \times (T_6) \quad (2.26)$$

✓ La puissance nécessaire pour entrainer le deuxième compresseur est calculée par l'expression suivante :

$$P_{C67} = (m_C + Qm_{air}) \times W_{C67} \quad (2.27)$$

✓ La puissance totale des compresseurs du cycle combiné :

$$P_C = P_{C67} + P_{C12} \quad (2.28)$$

➤ **au niveau de la chambre de combustion**

La puissance calorifique dans le cycle combiné est la même que celle du cycle simple.

➤ **au niveau de la turbine**

Chapitre 2 : Analyse énergétique

✓ Le travail obtenu par la 2^{ème} turbine :

$$W_{T45} = H_5 - H_4 = C_{Pg} (T_5) \times T_5 - C_{Pg}(T_4) \times T_4 \quad (2.29)$$

✓ La puissance totale obtenue par les turbines du cycle combiné est:

$$P_T = (W_{T34} + W_{T45}) \times (m_C + Q_{m_{air}}) \quad (2.30)$$

➤ au niveau de l'échangeur de chaleur

Le rôle de l'échangeur de chaleur est de refroidir les gaz d'échappement avant leur entrée dans le compresseur du cycle inférieur

$$Q_{ech} = H_6 - H_5 = (m_C + Q_{m_{air}}) \times [C_{Pg} (T_6) \times T_6 - C_{Pg} (T_5) \times T_5] \quad (2.33)$$

Rendement thermodynamique obtenu par le cycle

$$P_{nette} = |P_T - P_C|$$

$$\eta_{th} = P_{nette} / P_{cal}$$

La consommation spécifique

$$C_S = \dot{m}_C / p_{nette}$$

I-3-Les paramètres et les conditions initiales utilisés

Pouvoir calorifique inférieur	PCI = 39460000 J/ kg
Rendement de compresseur	$\eta_c = 0.8$
Rendement de turbine	$\eta_t = 0.8$
Rendement de la chambre de combustion	$\eta_{cc} = 0.98$
Efficacité de l'échangeur de chaleur	$\varepsilon = 0.95$
T _{cool}	T _{cool} = 288.15 K
Débit volumique de l'air	Q _{vair} = 65.294 m ³ /s
Rapport de pression de compresseur 1	$r_c = 14$
Rapport de pression de compresseur 2	$r_{c67} = 2$
Température ambiante	T ₁ = 288.15 K
Pression ambiante	P ₁ = 101325 Pa
Coefficient isentropique de l'air	$\gamma = 1.4$
Pertes de pression au cours de la combustion	$\Delta P = 0.05$

Tableau 1 : Paramètres et conditions initiales utilisés

I-4-Résultats

Après avoir effectué l'analyse énergétique du cycle simple et du cycle combiné nous obtenons les résultats suivants qui sont présentés dans les deux tableaux ci-dessous.

I-4-1-Résultats du cycle simple

le débit massique d'air	$Q_{m_air} = 79.99 \text{ kg/s}$
la température isentropique	$T_{2iso} = 612.46 \text{ K}$
la température T_2	$T_2 = 693.54 \text{ K}$
la capacité calorifique $CPair(T_1)$	$CPair(T_1) = 1.0050 \times 10^3 \text{ J/kg.K}$
la capacité calorifique $CPair(T_2)$	$CPair(T_2) = 1.0724 \times 10^3 \text{ J/kg.K}$
le travail au niveau du compresseur	$W_c = 4.54 \times 10^5 \text{ J}$
la puissance du compresseur	$P_c = 3.63 \times 10^7 \text{ W}$
la capacité calorifique $CPg(T_3)$	$CPg(T_3) = 1.8083 \times 10^3 \text{ J/kg.K}$
le débit massique du carburant	$m_c = 3.1260 \text{ Kg/s}$
la puissance calorifique de la chambre de combustion	$P_{cal} = 1.23 \times 10^8 \text{ W}$
la pression P_2	$P_2 = 1418550 \text{ Pa}$
la pression P_3	$P_3 = 1.34 \times 10^6 \text{ Pa}$
la pression P_4	$P_4 = 101325 \text{ Pa}$
la température isentropique T_{4iso}	$T_{4iso} = 572.90 \text{ K}$
la température T_4	$T_4 = 698.32 \text{ K}$
la capacité calorifique $CPg(T_4)$	$CPg(T_4) = 1.8081 \times 10^3 \text{ J/Kg.K}$
le travail au niveau de la turbine	$W_t = 9.0741 \times 10^5 \text{ J}$
la puissance de la turbine	$P_t = 7.5429 \times 10^7 \text{ W}$
le rendement thermodynamique du cycle simple	$\eta_{th} = 31.69 \%$
la puissance nette	$p_{nette} = 3.9096 \times 10^7 \text{ W}$
la consommation spécifique	$C_s = 7.9956 \times 10^{-8} \text{ Kg/W.s}$

Tableaux 2 : Résultats de cycle simple

I-4-2-Résultats du cycle combiné

la pression au point 7	$P_7 = 101325 \text{ Pa}$
la pression au point 6	$P_6 = 5.0663 \times 10^4 \text{ Pa}$
la pression au point 5	$P_5 = 5.0663 \times 10^4 \text{ Pa}$
la température isentropique T_{5is}	$T_{5iso} = 572.8583 \text{ K}$
la température au point 5	$T_5 = 597.9510 \text{ K}$
la température au point 6	$T_6 = 303.4976 \text{ K}$
la température isentropique T_{7iso}	$T_{7iso} = 369.9677 \text{ K}$
la température au point 7	$T_7 = 356.6736 \text{ K}$
la capacité calorifique $CPg(T_5)$	$CPg(T_5) = 1.8080 \times 10^3 \text{ J/kg.K}$
la capacité calorifique $CPg(T_6)$	$CPg(T_6) = 1.8079 \times 10^3 \text{ J/kg.K}$
la capacité calorifique $CPg(T_7)$	$CPg(T_7) = 1.8079 \times 10^3 \text{ J/kg.K}$
le travail au niveau de compresseur W_{c67}	$W_{c67} = 9.6134 \times 10^4 \text{ J}$
la puissance de compresseur P_{c67}	$P_{c67} = 7.9912 \times 10^6 \text{ W}$
la puissance de compresseur totale P_c	$P_c = 4.4324 \times 10^7 \text{ W}$
le travail au niveau de la turbine W_{T45}	$W_{T45} = 1.8152 \times 10^5 \text{ J}$
le travail total de la turbine est W_T	$W_T = 1.0889 \times 10^6 \text{ J}$
la puissance de la turbine P_T	$P_t = 9.0518 \times 10^7 \text{ W}$
la puissance nette p_{nette}	$P_{nette} = 4.1745 \times 10^7 \text{ W}$
le rendement thermodynamique du cycle combiné	$\eta_{th} = 37.45 \%$
la puissance de l'échangeur P_{ech}	$P_{ech} = 4.4255 \times 10^7 \text{ W}$
la consommation spécifique Cs	$Cs = 6.7671 \times 10^{10} \text{ Kg/W.S}$

Tableaux 3 : Résultats du cycle combiné

I-4-3-Analyse comparative

les résultats sont représentés sous forme d'histogrammes.

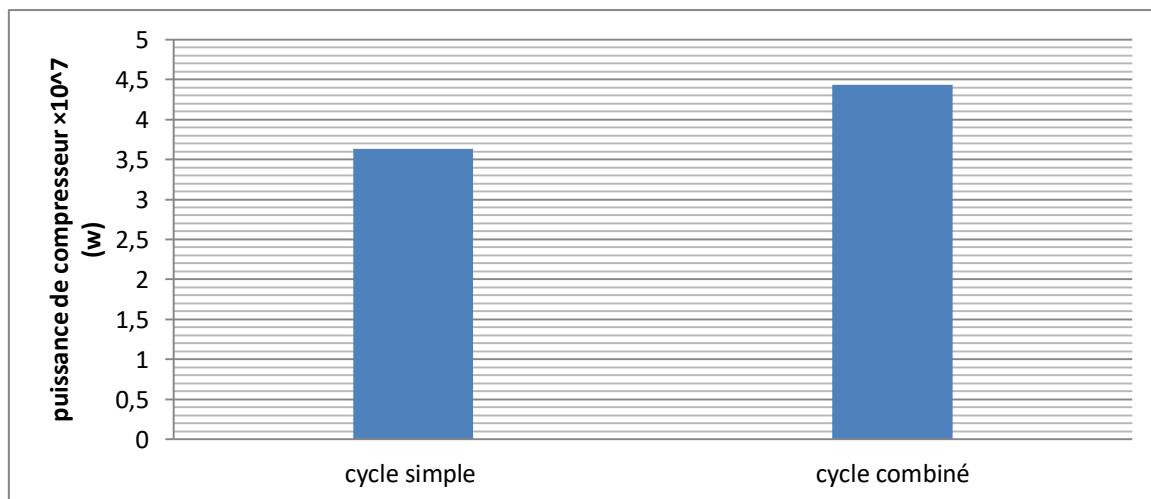


Figure 14 : Puissance du compresseur dans le cycle simple et le cycle combiné

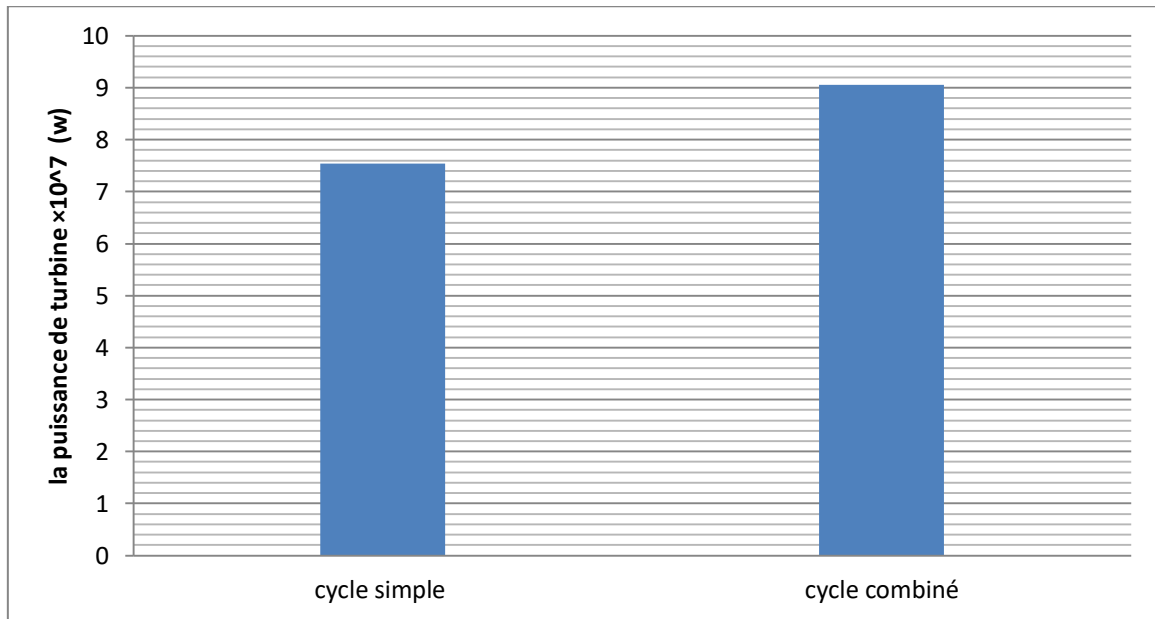


Figure15 : Puissance de la turbine dans le cycle simple et le cycle combiné

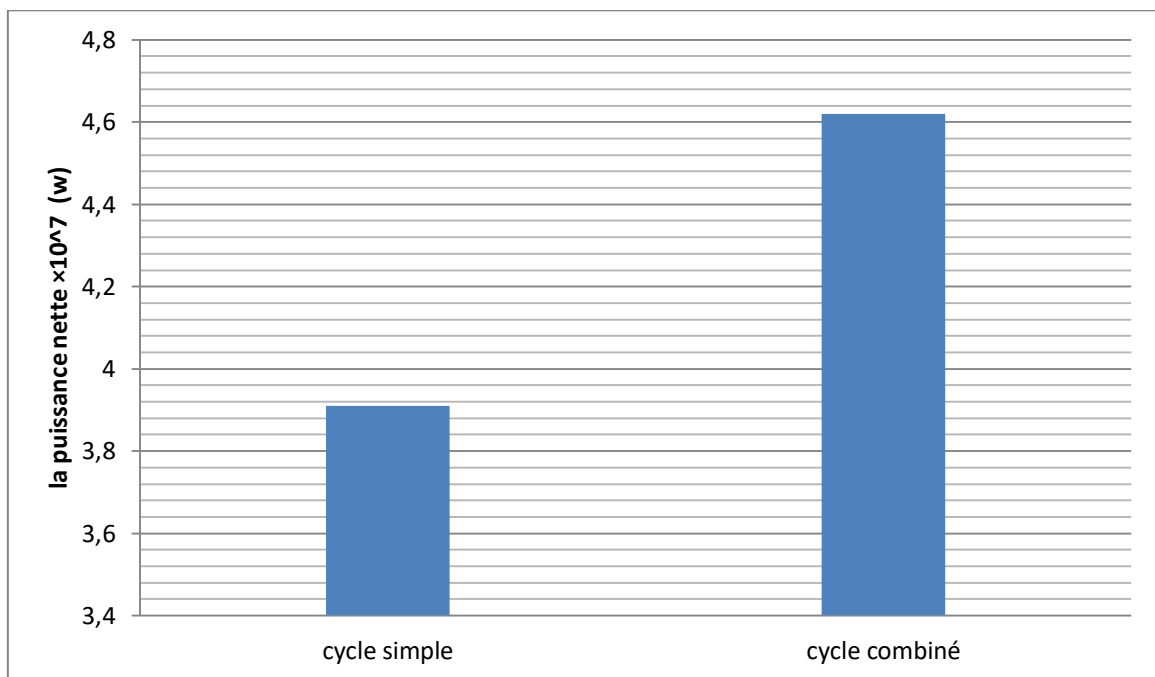


Figure16 : Puissance nette dans le cycle simple et le cycle combiné

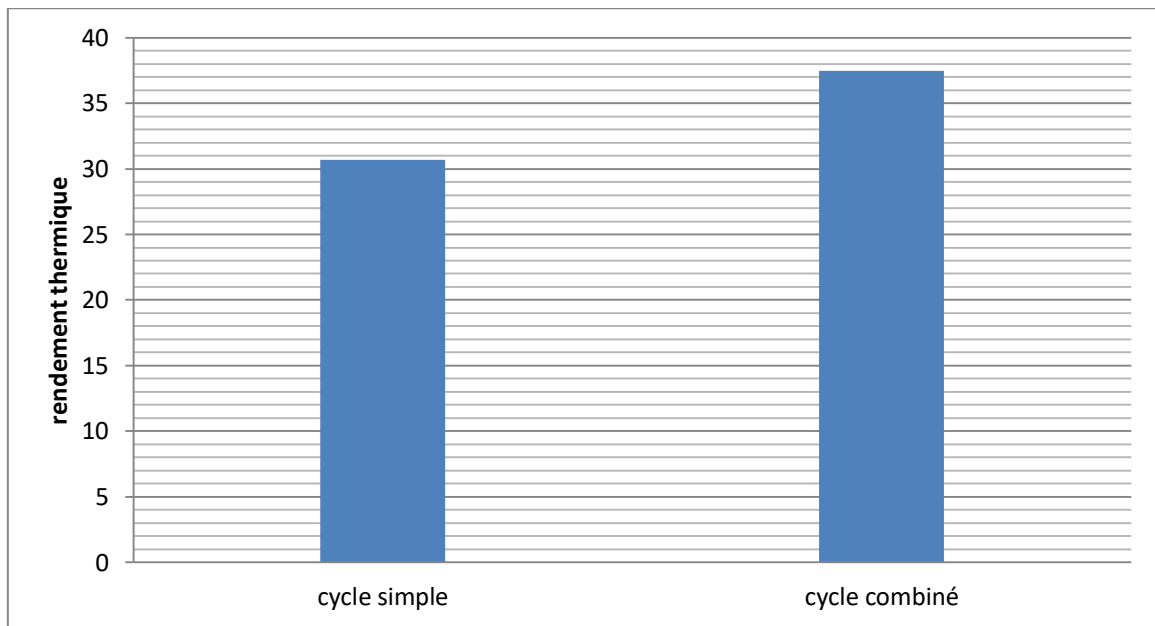


Figure 17 : Rendement thermique du cycle simple et du cycle combiné

La fig.13 montre que la puissance absorbée par les compresseurs du cycle combiné est élevée par rapport à celle absorbée par le compresseur du cycle simple, car le cycle combiné fonctionne avec deux compresseurs.

Par ailleurs les figures 14, 15, 16 et 17 montrent que le cycle combiné est meilleur que le cycle simple en termes de puissance de turbine, de puissance nette et de rendement thermique.

I-5- Analyse paramétrique

Cette partie est accordée à la présentation et l'analyse de nos résultats, les résultats obtenus dans ce qui suit, sont visualisés graphiquement sous forme de courbes pour présenter et analyser les effets des variations de la température ambiante, du taux de compression et de l'efficacité de l'échangeur sur les puissances de la turbine et du compresseur, la puissance nette et le rendement thermique.

➤ Effet de la variation de la température ambiante

Dans cette partie de notre simulation, nous avons fait varier la température d'entrée du compresseur, tout en fixant les autres paramètres tels que le taux de compression ($\tau = 2$), et la température de combustion ($T_3 = 1200$ K). Il convient de souligner qu'en modifiant la température de l'air à l'entrée du compresseur ceci a des effets importants sur les performances du cycle combiné.

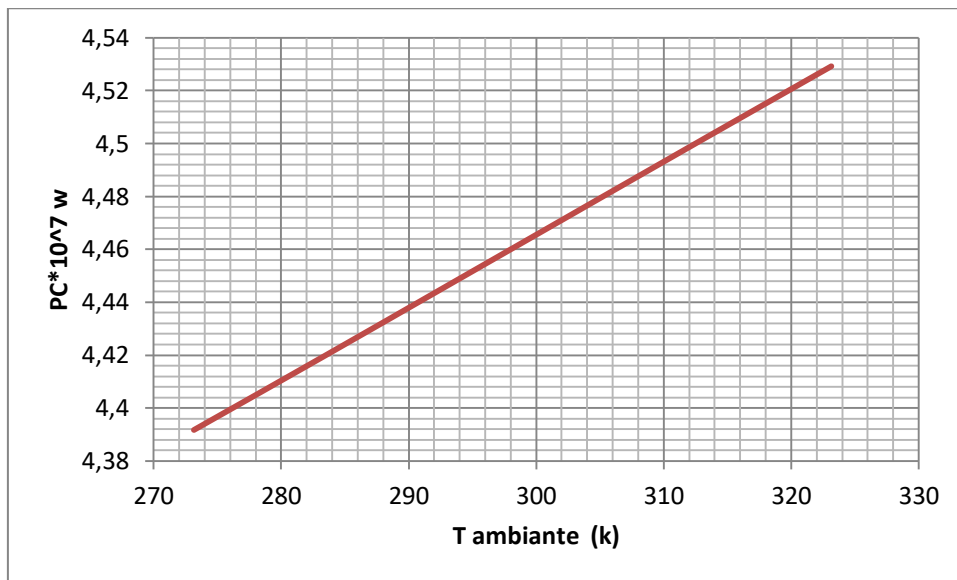


Figure 18 : Evolution de la puissance du compresseur en fonction de la température ambiante

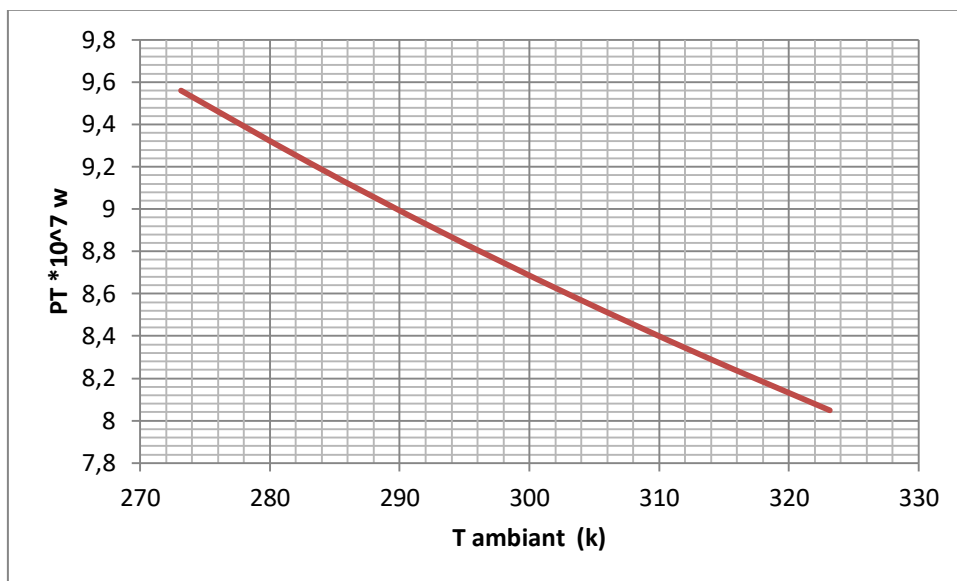


Figure 19: Evolution de la puissance de la turbine en fonction de la température ambiante

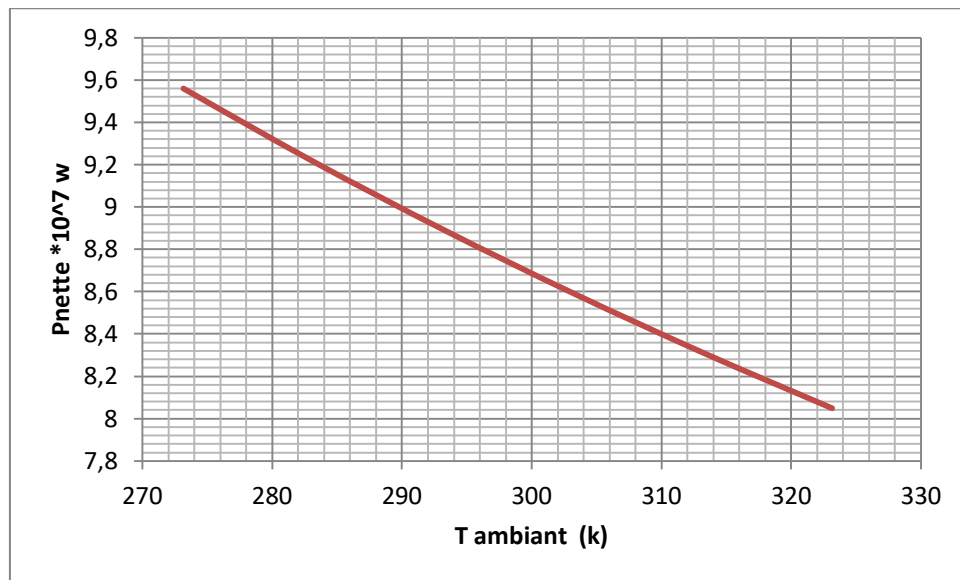


Figure 20: Evolution de la puissance nette en fonction de la température ambiante

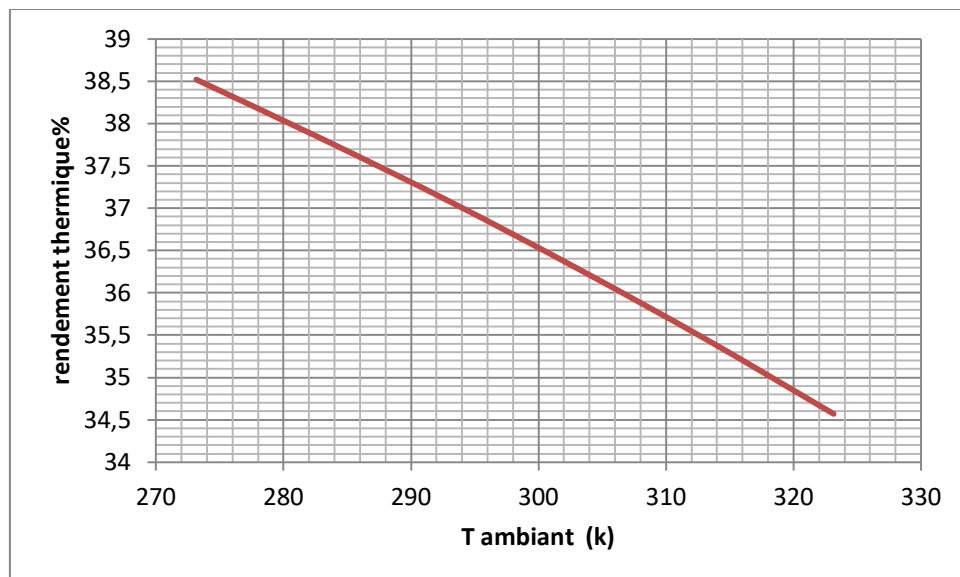


Figure 21 : Evolution du rendement thermique en fonction de la température ambiante

Les figures ci-dessus (17, 18, 19 et 20) représentent l'effet de la variation de la température ambiante sur les puissances du compresseur et de la turbine, la puissance nette et le rendement thermique.

La figure .17 représente l'évolution de la puissance du compresseur en fonction de la température ambiante, où nous voyons que plus la température ambiante est élevée, plus la puissance du compresseur est élevée.

Par ailleurs les figures (18, 19,20) représentent l'évolution de la puissance de la turbine, la puissance nette et le rendement thermique en fonction de la température ambiante, où nous voyons une baisse de la puissance de la turbine, de la puissance nette et du rendement thermique lorsque la

température ambiante augmente, cette diminution est due à la réduction significative de la masse volumétrique de l'air en raison de la température ambiante élevée.

➤ Effet de la variation de taux de compression

Nous avons fixé la valeur de la température d'entrée au niveau du compresseur à $T_1 = 288.15$ K et la valeur de la température $T_3 = 1200$ K, l'efficacité de l'échangeur $\xi=0.95$ et nous avons fait une variation du taux de compression rc_{67} de 2 à 14.

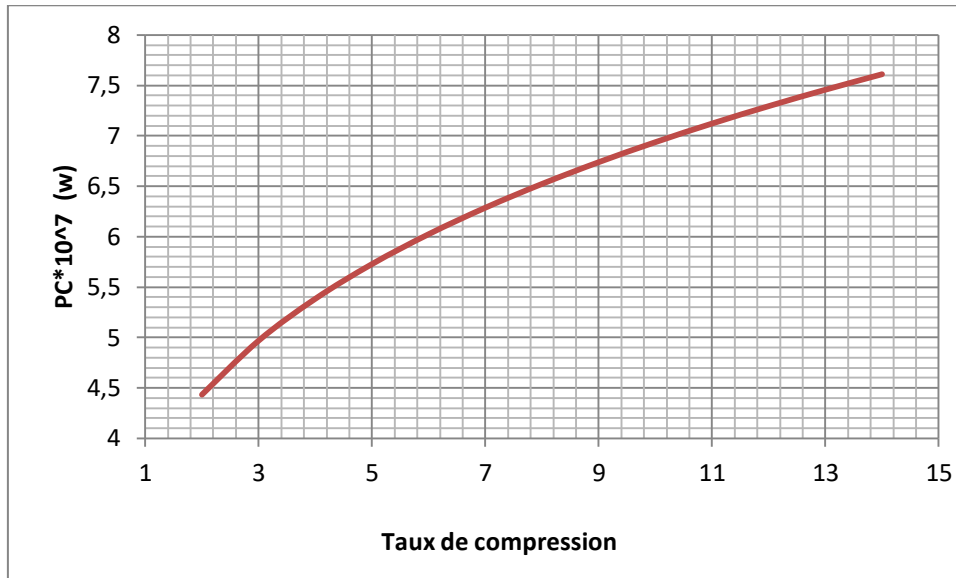


Figure 22: Evolution de la puissance du compresseur en fonction du taux de compression

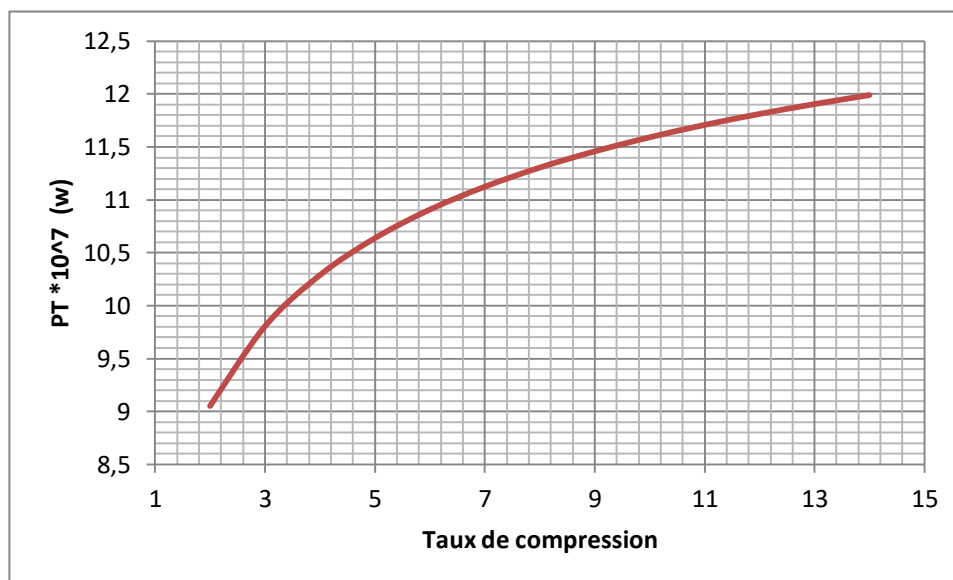


Figure 23 : Evolution de la puissance de la turbine en fonction du taux de compression

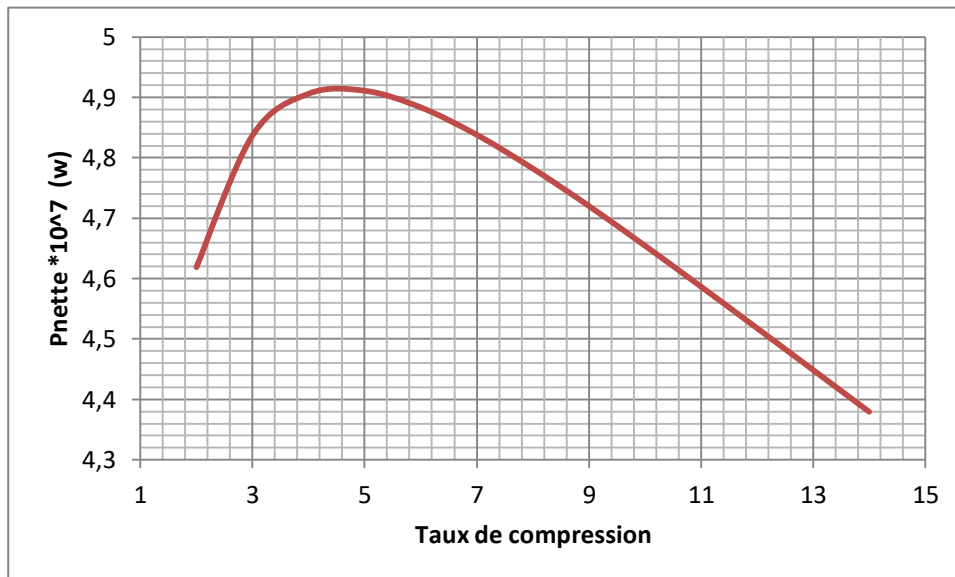


Figure 24 : Evolution de la puissance nette en fonction du taux de compression

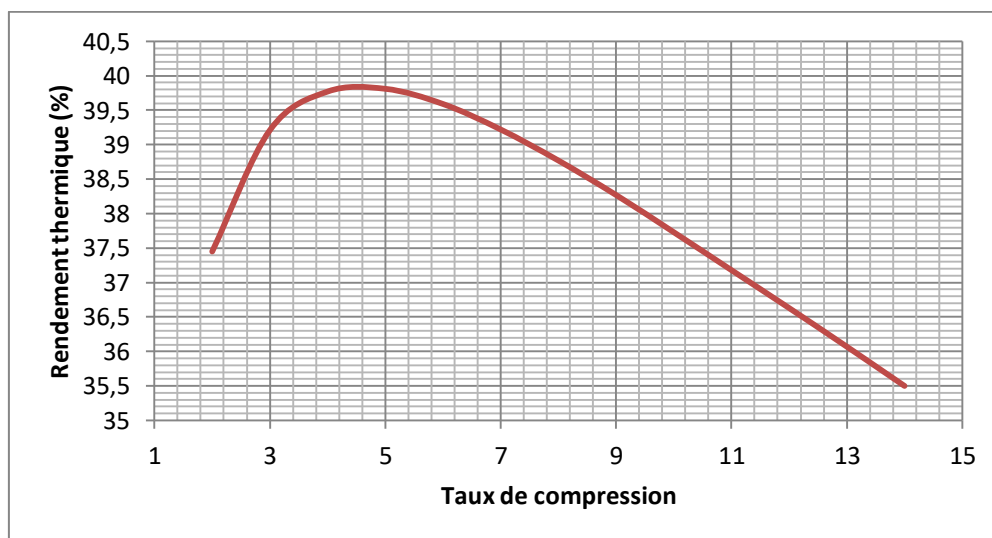


Figure 25: Evolution du rendement thermique en fonction du taux de compression

Les figures ci-dessus (Figs. 21, 22, 23 et 24) représentent l'effet de la variation du taux de compression rc_{67} sur les puissances du compresseur et de la turbine, la puissance nette et le rendement thermique.

Les figures 21 et 22 montrent que plus le taux de compression est élevé plus les puissances du compresseur et de la turbine sont élevées.

Par ailleurs nous remarquons sur les figures 23 et 24 que la puissance nette et le rendement augmentent lorsque le taux de compression est plus élevé, mais lorsque le taux de compression augmente de plus en plus nous remarquons une diminution significative du rendement thermique et de la puissance nette, car la vitesse d'augmentation de la puissance du compresseur est plus grande que celle de l'augmentation de la puissance de la turbine.

➤ Effet de la variation de l'efficacité de l'échangeur:

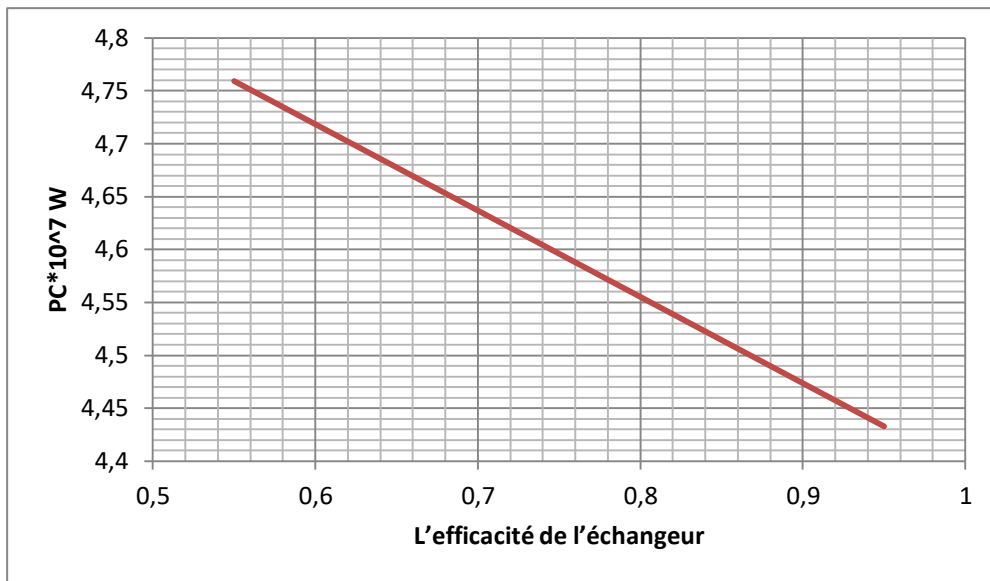


Figure 26 : Evolution de la puissance du compresseur en fonction de l'efficacité de l'échangeur

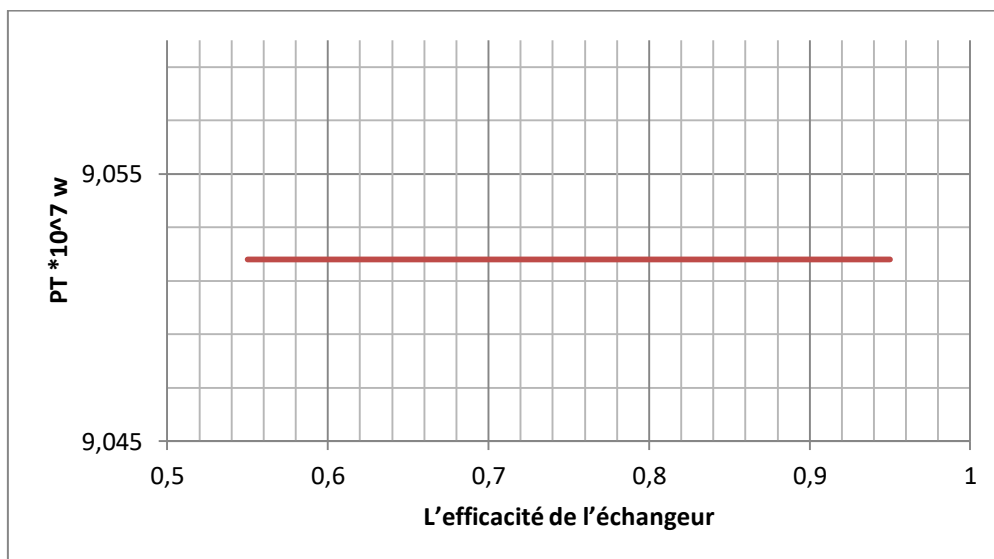


Figure 27 : Evolution de la puissance de la turbine en fonction de l'efficacité de l'échangeur

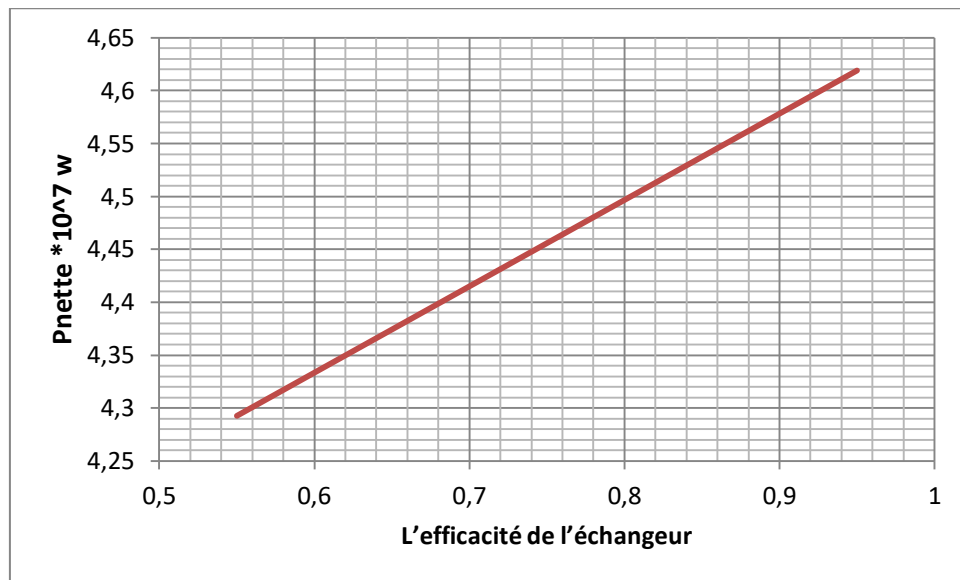


Figure 28: Evolution de la puissance nette en fonction de l'efficacité de l'échangeur

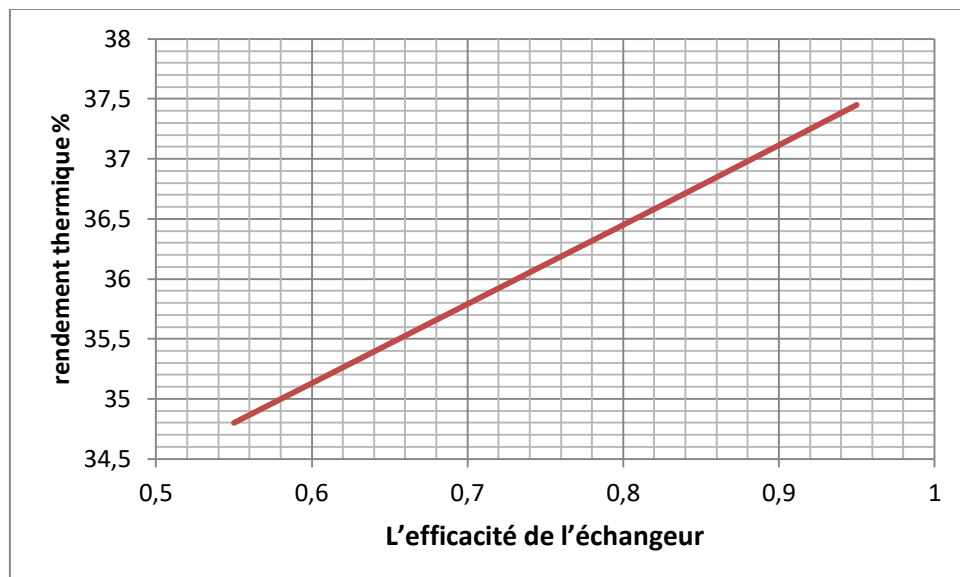


Figure 29 : Evolution du rendement thermique en fonction de l'efficacité de l'échangeur

D'après les figures 25, 26, 27 et 28 qui représentent les variations des performances du cycle combiné en fonction de l'efficacité de l'échangeur, nous voyons que l'augmentation de l'efficacité de l'échangeur a un impact important sur ces performances.

Nous constatons que l'augmentation de l'efficacité de l'échangeur conduit à une chute de puissance du compresseur car ce dernier est relié avec l'échangeur de chaleur lorsque l'efficacité est plus élevée, la température à la sortie de l'échangeur est plus basse.

Par ailleurs, avec l'augmentation de l'efficacité de l'échangeur il en résulte une puissance de turbine constante et une augmentation de la puissance nette et du rendement thermique.

Conclusion

Dans cette partie de travail, l'analyse paramétrique a été faite pour avoir les meilleurs paramètres de cycle combiné.

Les résultats indiquent que le changement des paramètres tels que : la température ambiante, le taux de compression et l'efficacité de l'échangeur de chaleur, affecte les performances du cycle combiné, où nous avons constaté que :

-les conditions ambiantes (température) jouent un rôle important sur les performances de la turbine à gaz. Plus la température ambiante est faible et l'efficacité de l'échangeur de chaleur est élevée, plus le rendement thermique et la puissance nette sont grands.

- le taux de compression est un facteur qui améliore le rendement thermique. De l'augmentation du taux de compression résulte une augmentation du rendement thermique et de la puissance nette jusqu'à une certaine valeur, puis commence à baisser, c'est-à-dire que les paramètres optimaux pour le cycle combiné sont:

- Une efficacité d'échangeur maximale.
- Une très basse température ambiante.
- Un rapport de compression $rc_{67} = 5$.

CHAPITRE 3 : Analyse exergetique

Dans ce chapitre nous allons faire l'analyse éxergétique du cycle simple et du cycle combiné, avec des paramètres et conditions fixes pour montrer lequel entre des deux cycles est le meilleur en termes de pertes éxergétiques et de rendement éxergétique.

Après ça nous allons faire une analyse paramétrique pour déterminer les paramètres optimaux pour le cycle combiné.

L'étude éxergétique a pour but d'évaluer l'exergie détruite. La minimisation de l'exergie détruite pour améliorer le rendement des composants en agissant sur les débits et les variables d'état ou sur la création liée à ces composants.

I-Cycle simple

L'expression générale de la variation de l'exergie Ex s'écrit comme suite :

$$Ex = \Delta h - T_0 \times \Delta S \quad (3.1)$$

➤ Au niveau du compresseur

$$R_a(T) = C_{\text{Pair}}(T) \times \frac{\gamma - 1}{\gamma} \quad (3.2)$$

La variation de l'entropie dans le compresseur:

$$S_2 - S_1 = C_{\text{Pair}} \times \ln \frac{T_2}{T_1} - R_a \times \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (3.3)$$

$$S_2 - S_1 = C_{\text{Pair}}(T_2) \times \ln(T_2) - C_{\text{Pair}}(T_1) \times \ln(T_1) - [R_a(T_2) \times \ln(P_2) - R_a(T_1) \times \ln(P_1)]$$

- ✓ Dans le compresseur d'air, la variation de l'exergie est exprimée par la relation suivante:

$$E_{X1} + P_C = E_{X2} + I_C \quad (3.4)$$

$$I_C = E_{X1} + P_C - E_{X2}$$

$$E_{X12} = Q_{\text{mair}} \times [C_{\text{Pair}}(T_1) \times (T_1) - C_{\text{Pair}}(T_2) \times (T_2)] - T_0 \times Q_{\text{mair}} \times (S_{12}) \quad (3.5)$$

- ✓ Les pertes éxergétiques au niveau du compresseur :

$$I_{C12} = T_0 \times Q_{\text{mair}} \times (S_2 - S_1) \quad (3.6)$$

- ✓ Le rendement éxergétique du compresseur comme suite:

$$\eta_{C12} = 1 - \frac{I_{C12}}{P_{C12}} \quad (3.7)$$

❖ Chambre de combustion

$$E_{X2} + E_X P_{CC} + E_{XF} = E_{X3} + I_{CC} \quad (3.8)$$

-Les pertes éxergétiques au niveau de la chambre de combustion:

$$I_{CC} = E_{X2} + E_X P_{CC} + E_{XF} - E_{X3} \quad (3.9)$$

-Rendement éxergétique de la chambre de combustion

$$\eta_{CC} = \frac{E_{X3}}{E_{X2} + E_X P_{CC} + E_{XF}} \quad (3.10)$$

$$\eta_{CC} = \frac{E_{X3}}{E_{X2} + \left(1 - \frac{T_1}{T_3}\right) P_{CC}}$$

❖ Au niveau de la turbine

$$E_{X3} = E_{X4} + P_T + I_T \quad (3.11)$$

$$R_g(T) = C P_g(T) \times \frac{\gamma - 1}{\gamma} \quad (3.12)$$

✓ La variation de l'entropie dans la turbine:

$$S_4 - S_3 = c p_g \times \ln \frac{T_4}{T_3} - R_g \times \ln \frac{P_4}{P_3}$$

$$S_{43} = C P_g(T_4) \times \ln(T_4) - C P_g(T_3) \times \ln(T_3) - [R_g(T_4) \times \ln(P_4) - R_g(T_3) \times \ln(P_3)]$$

✓ Dans la turbine, la variation d'éxergie s'exprime par la relation suivante:

$$E_{X_{t34}} = (m_c + Q m_{air}) \times (h_3 - h_4) - T_0 \times (m_c + Q m_{air}) \times (S_3 - S_4)$$

✓ Les pertes éxergétiques au niveau de la turbine :

$$I_{T34} = E_{X3} - E_{X4} - P_{T34} \quad (3.13)$$

$$I_{T34} = T_0 \times (m_c + Qm_{air}) \times (S_4 - S_3)$$

- ✓ Rendement éxergétique de la turbine :

$$\eta_T = \frac{E_{X4} - P_T}{E_{X3}} \quad (3.14)$$

- ✓ Le rendement éxergétique η_{Ex} du cycle de Brayton s'écrit par l'expression suivante :

$$\eta_{Ex} = \frac{\eta_{th}}{\tau_{carnot}} \quad (3.15)$$

$$\tau_{ex} = \frac{\eta_{th}}{1 - \frac{T_F}{T_C}}$$

Avec :

$$T_F = T_1$$

$$T_C = T_3$$

III-2-Cycle combiné

Les points de cycle au-dessus (1 jusqu'à 4) représentent le cycle de Brayton simple avec les mêmes paramètres et les mêmes étapes, mêmes équations et les mêmes conditions initiales mentionnées au-dessus.

➤ Au niveau du compresseur

- ✓ La variation d'entropie au niveau du deuxième compresseur :

$$S_7 - S_6 = C_{p_a} \times \ln \frac{T_7}{T_6} - R_a \times \ln \frac{P_7}{P_6}$$

$$S_7 - S_6 = C_{P_g}(T_7) \times \ln(T_7) - C_{P_g}(T_6) \times \ln(T_6) - [R_a(T_7) \times \ln(P_7) - R_a(T_6) \times \ln(P_6)]$$

- ✓ Dans le compresseur d'air, la variation de l'éxergie Ex_C est donnée par la relation suivante:

$$Ex_{C_67} = (m_c + Qm_{air}) \times (h_6 - h_7) - T_0 \times (m_c + Qm_{air}) \times (S_6 - S_7)$$

- ✓ Les pertes éxergétiques au niveau du deuxième compresseur:

$$I_{C_{67}} = T_0 \times (m_C + Qm_{air}) \times (S_7 - S_6)$$

- ✓ Rendement éxergétique du compresseur :

$$\eta_{ex} = \frac{E_{X7}}{E_{X6} + P_{C67}} \quad (3.16)$$

➤ **Au niveau de la turbine**

- ✓ La variation d'entropie au niveau de la deuxième turbine :

$$S_5 - S_4 = CP_g \times \ln \frac{T_5}{T_4} - R_g \times \ln \frac{P_5}{P_4}$$

$$S_5 - S_4 = CP_g (T_5) \times \ln(T_5) - CP_g (T_4) \times \ln(T_4) - [R_g(T_5) \times \ln(P_5) - R_g(T_4) \times \ln(P_4)]$$

- ✓ la variation de l'exergie au niveau de la turbine E_{X_T} s'exprime par la relation suivante:

$$E_{X_{T45}} = (m_C + Qm_{air}) \times (h_4 - h_5) - T_0 \times (m_C + Qm_{air}) \times (S_4 - S_5)$$

- ✓ les pertes éxergétiques dans la deuxième turbine :

$$I_{T45} = T_0 \times (m_C + Qm_{air}) \times (S_{54})$$

- ✓ Rendement éxergétique de la turbine :

$$\eta_{T45} = \frac{E_{X5} - P_{T45}}{E_{X4}}$$

➤ **au niveau de l'échangeur de chaleur**

$$E_{X5} + E_{X_{PECH}} = E_{X6} + I_{ech} \quad (3.17)$$

- ✓ la variation d'entropie :

$$S_{56} = CP_g \times \ln \frac{T_5}{T_6} - R_g \times \ln \frac{P_5}{P_6}$$

$$S_{56} = CP_g (T_5) \times \ln(T_5) - CP_g (T_6) \times \ln(T_6) - [R_g(T_5) \times \ln(P_5) - R_g(T_6) \times \ln(P_6)]$$

- ✓ Les pertes éxergétiques de l'échangeur de chaleur :

$$I_{ech} = E_{X5} + E_{X_{PECH}} - E_{X6} \quad (3.18)$$

$$I_{ech} = (m_C + Qm_{air}) \times T_0 \times [S_{56} + (CP_g (T_5) \times (T_5) - CP_g (T_6) \times (T_6)) / T_6]$$

- ✓ Rendement éxergétique de l'échangeur de chaleur

$$\eta_{\text{ex ech}} = \frac{E_{X6}}{E_{X5} + E_X P_{\text{ech}}} \quad (3.19)$$

$$\eta_{\text{ex ech}} = \frac{E_{X6}}{E_{X5} + \left(1 - \frac{T_1}{T_{5,6}}\right) \times P_{\text{ech}}}$$

- ✓ Le rendement éxergétique η_{ex} du cycle combiné s'écrit par l'expression suivante :

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{\eta_{\text{th}}}{\tau_{\text{carnot}}} \quad (3.20)$$

III-3-Les résultats

Après avoir effectuer l'analyse éxergétique du cycle simple et du cycle combiné nous obtenons les résultats suivants qui sont présentés dans les deux tableaux ci-dessous.

III-3-1-Résultats de cycle simple

la constante du gaz parfait au point 1	$R_a(T_1) = 287.1425 \text{ J/ kg.K}$
la constante du gaz parfait au point 2	$R_a(T_2) = 306.3955 \text{ J/ kg.K}$
la différence d'entropie au niveau du compresseur	$S_{21} = 293.0471 \text{ J/kg.K}$
la variation d'exergie au niveau du compresseur	$Exc_{12} = 2.9577 \times 10^7 \text{ W}$
les pertes éxergétiques du compresseur	$I_{c_{12}} = 6.7553 \times 10^6 \text{ W}$
le rendement éxergétique du compresseur	$\eta_{c12} = 84.32 \%$
la variation d'entropie dans la chambre de combustion	$S_{34} = 4.0384 \times 10^5 \text{ J/kg.K}$
la variation d'exergie dans la chambre de combustion	$E_{X_{cc}} = 1.5504 \times 10^8 \text{ W}$
les pertes éxergétiques dans la chambre de combustion	$I_{cc} = 1.1637 \times 10^8 \text{ W}$
le rendement éxergétique de la chambre de combustion	$\eta_{\text{ex}_{cc}} = 74.32 \%$
la constante du gaz parfait au point 3	$R_g(T_3) = 516.6712 \text{ J/ kg.K}$

CHAPITRE 3 : Analyse éxergétique

la constante du gaz parfait au point 4	$R_g(T_4) = 516.5904 \text{ J/ kg.K}$
La différence d'entropie au niveau de la turbine	$S_{43} = 357.0682 \text{ J/kg.K}$
la variation de l'exergie dans la turbine	$Ex_{t34} = 6.7198 \times 10^7 \text{ W}$
les pertes éxergétiques au niveau de la turbine	$I_{t_{34}} = 8.5528 \times 10^6 \text{ W}$
le rendement éxergétique de la turbine	$\eta_{ex_t} = 90.16 \%$
les pertes éxergétiques totales	$I_{totale} = 1.4261 \times 10^8 \text{ W}$
le rendement éxergétique du cycle simple	$\eta_{EX} = 41,71 \%$

Tableaux 4 : Résultats du cycle simple

III-3-2-Résultats du cycle combiné

la constante du gaz parfait au point 6	$R_g(T_6) = 516.5492 \text{ J/ kg.K}$
la constante du gaz parfait au point 7	$R_g(T_7) = 516.546 \text{ J/ kg.K}$
la variation d'entropie dans le compresseur 2	$S_{76} = 79.4311 \text{ J.k}^{-1} \text{ J/kg.K}$
la variation de l'exergie au niveau du compresseur 2	$Ex_{67} = 1.4317 \times 10^7 \text{ W}$
les pertes éxergétiques au niveau du compresseur 2	$I_{c_{67}} = 1.9026 \times 10^6 \text{ W}$
le rendement éxergétique du compresseur 1	$\eta_{c12} = 84.32 \%$
le rendement éxergétique du compresseur 2	$\eta_{c67} = 87.21 \%$
la constante du gaz parfait au point 5	$R_g(T_5) = 516.5692 \text{ J/ kg.K}$
la variation d'entropie dans la turbine 2	$S_{54} = 77.2683 \text{ J/ kg.K}$
la variation d'exergie dans la turbine 2	$Ex_{t45} = 1.6870 \times 10^7 \text{ W}$

CHAPITRE 3 : Analyse éxergétique

les pertes éxergétiques au niveau de la turbine 2	$I_{t_45} = 1.8508 \times 10^6 \text{ W}$
le rendement éxergétique de la turbine 1	$\eta_{T34} = 90.16 \%$
le rendement éxergétique de la turbine 2	$\eta_{T45} = 89.44 \%$
la quantité de chaleur cédée par le fluide chaud	$P_{cède} = 4.4255 \times 10^6 \text{ W}$
la variation d'entropie au niveau de l'échangeur	$S_{56} = 1.2262 \times 10^3 \text{ J/kg.K}$
les pertes éxergétiques dans l'échangeur de chaleur	$I_{ech} = 1.2646 \times 10^7 \text{ W}$
les pertes éxergétiques totales	$I_{totale} = 2.8631 \times 10^8 \text{ W}$
le rendement éxergétique du cycle combiné	$\eta_{ex} = 49.28 \%$

Tableaux 5 : Résultats du cycle combiné

III-3-3-Analyse comparative

Les résultats des pertes éxergétiques du cycle simple et du cycle combiné sont représentés sous forme d'histogrammes

➤ cycle simple

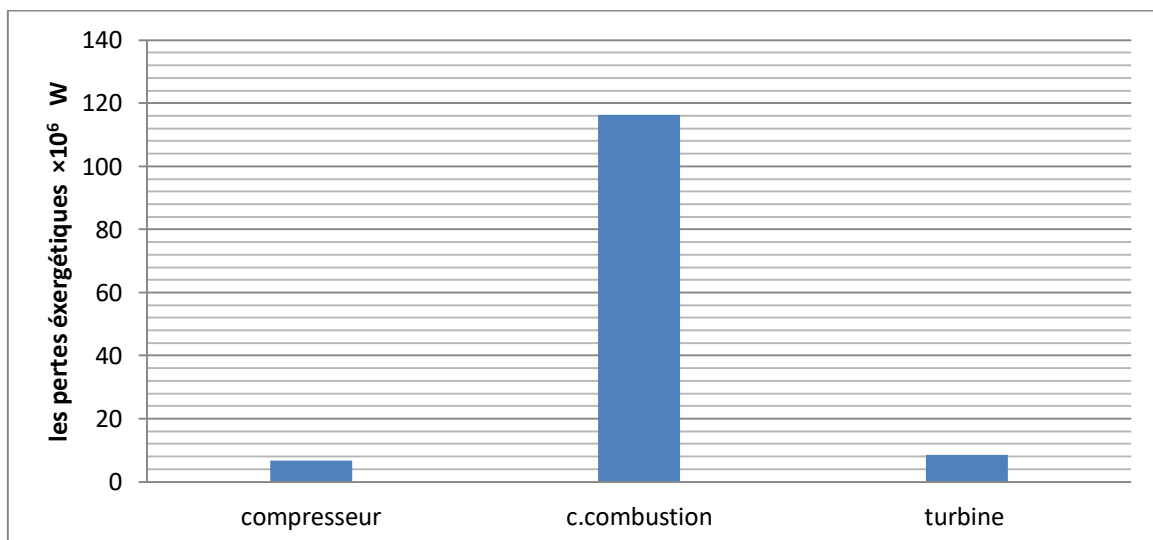


Figure30 : Pertes éxergétiques dans les éléments du cycle simple

➤ cycle combiné

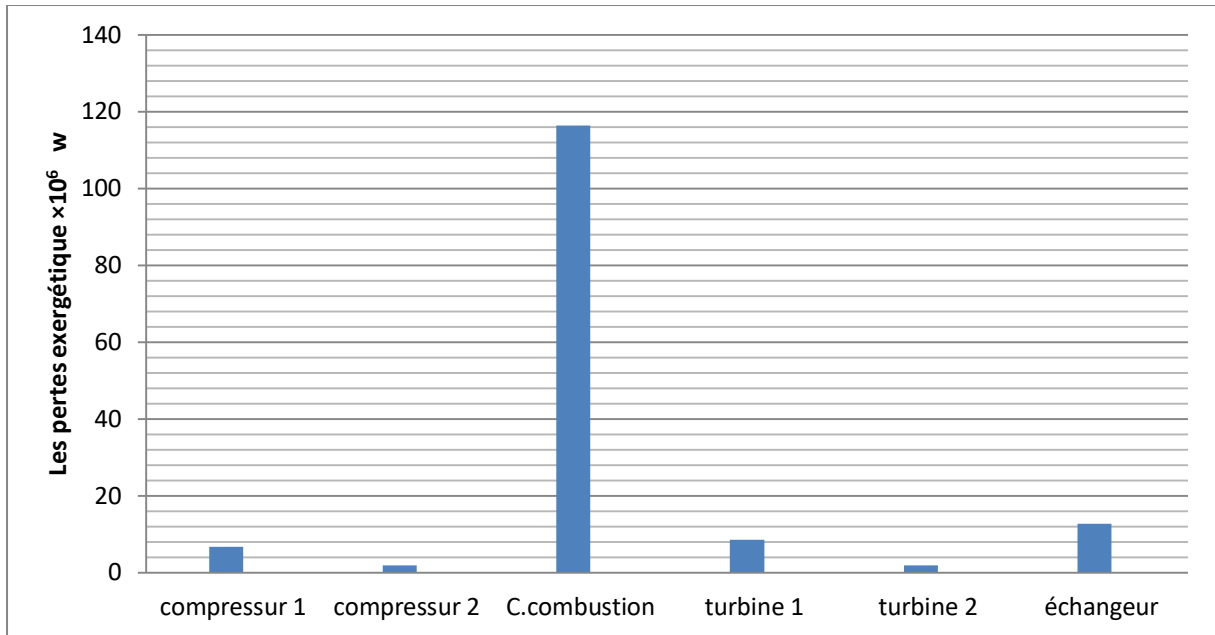


Figure31: Pertes éxergétiques dans les éléments du cycle combiné

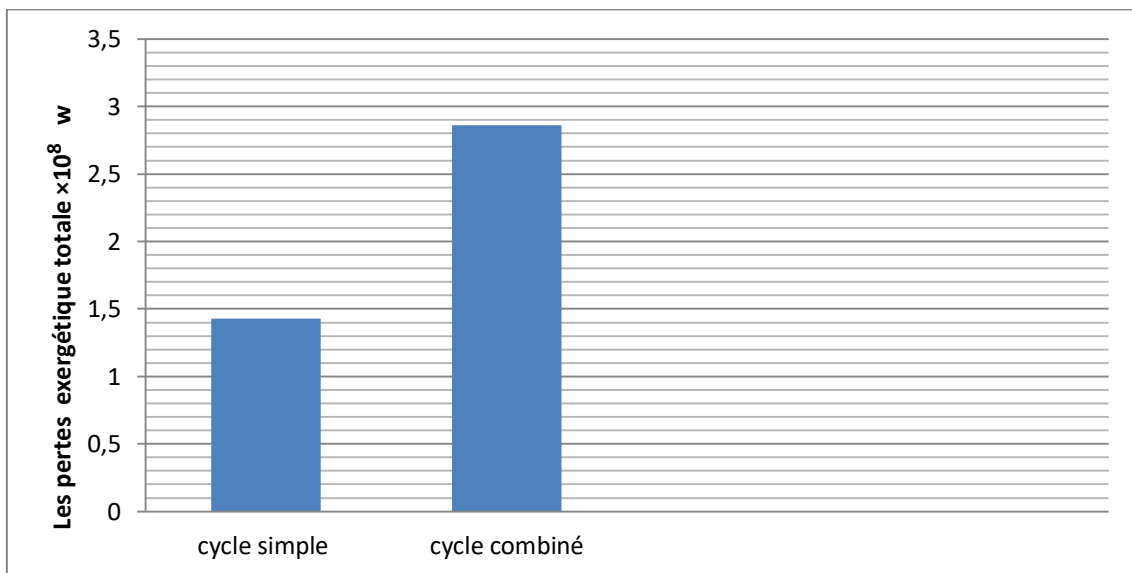


Figure32: Pertes éxergétiques totale du cycle simple et combiné

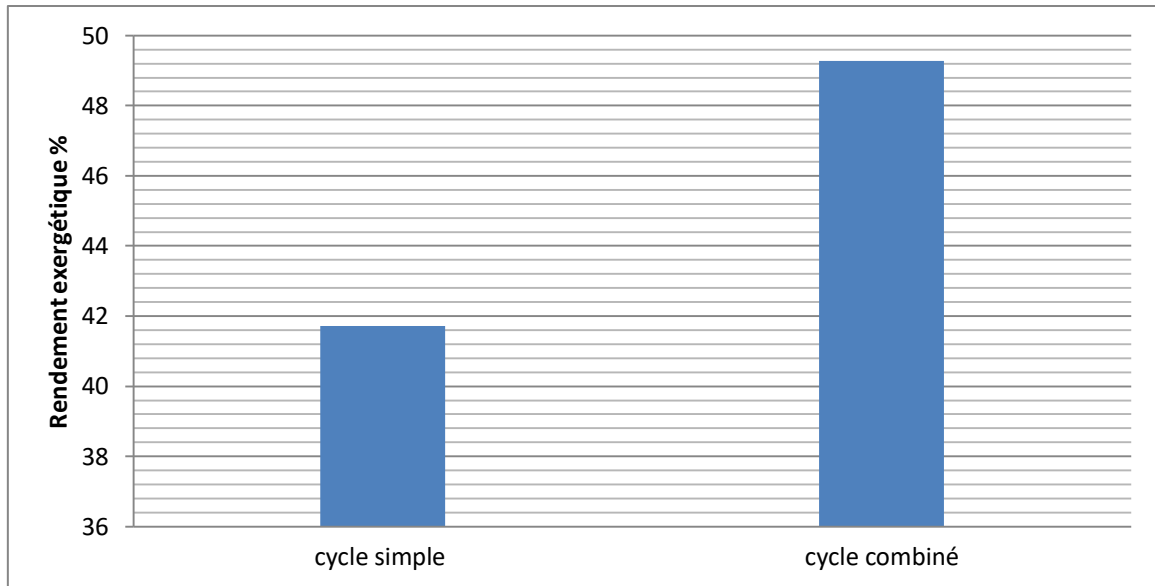


Figure33: Rendement éxergétique du cycle simple et du cycle combiné

Après avoir fait l'analyse éxergétique représentée par les pertes éxergétiques au niveau des composants des deux cycles et leurs rendements éxergétiques, les résultats représentés sous forme d'histogrammes ci-dessus, nous montre que :

- Les pertes éxergétiques du cycle combiné sont plus grandes que celles du cycle simple, car le cycle combiné fonctionne avec plus de composants que le cycle simple.
- Les pertes éxergétiques sont plus élevées au niveau de la chambre de combustion et l'échangeur de chaleur à cause de la grande différence de température entre l'entrée et la sortie. Par ailleurs les pertes éxergétiques dans les autres composants restent faibles.

D'autre part le rendement éxergétique du cycle combiné est supérieur au rendement du cycle simple.

III-4- Analyse paramétrique

Dans cette partie nous avons étudié les effets des variations de la température ambiante, du taux de compression et de l'efficacité de l'échangeur sur les pertes éxergétiques dans les différents éléments du cycle combiné et sur le rendement éxergétique.

➤ Effet de la variation de la température ambiante

Nous avons varié la température d'entrée du compresseur, tout en fixant les autres paramètres tels que le taux de compression ($\tau = 2$), et la température de combustion ($T_3 = 1200 \text{ K}$). Il convient de souligner qu'en modifiant la température de l'air à l'entrée du compresseur ceci a des effets importants sur les pertes éxergétiques du cycle combiné.

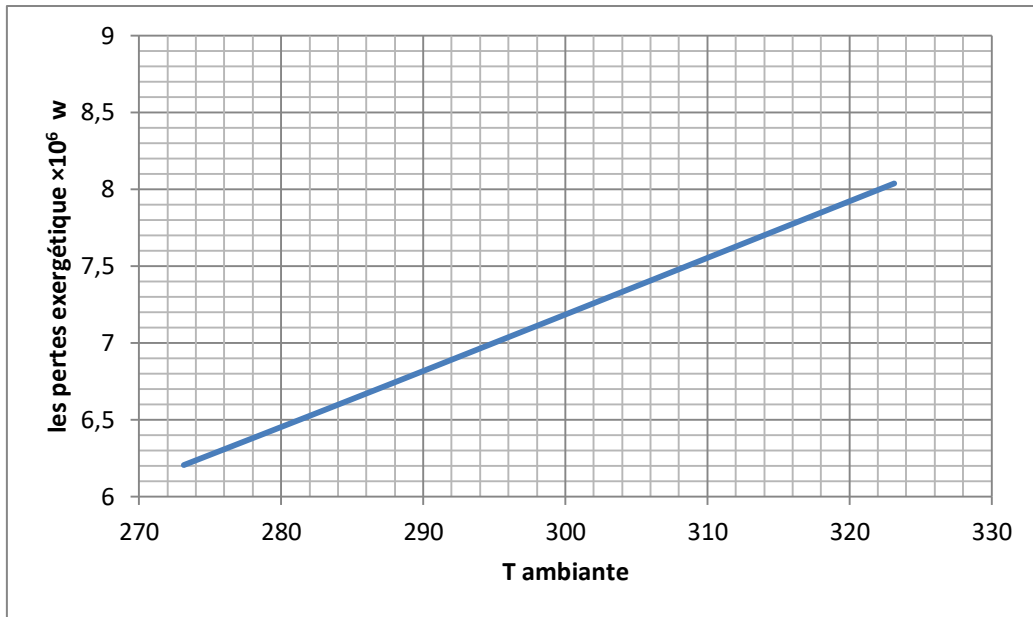


Figure 34 : Evolution des pertes éxergétiques dans le compresseur 1 en fonction de la température ambiante

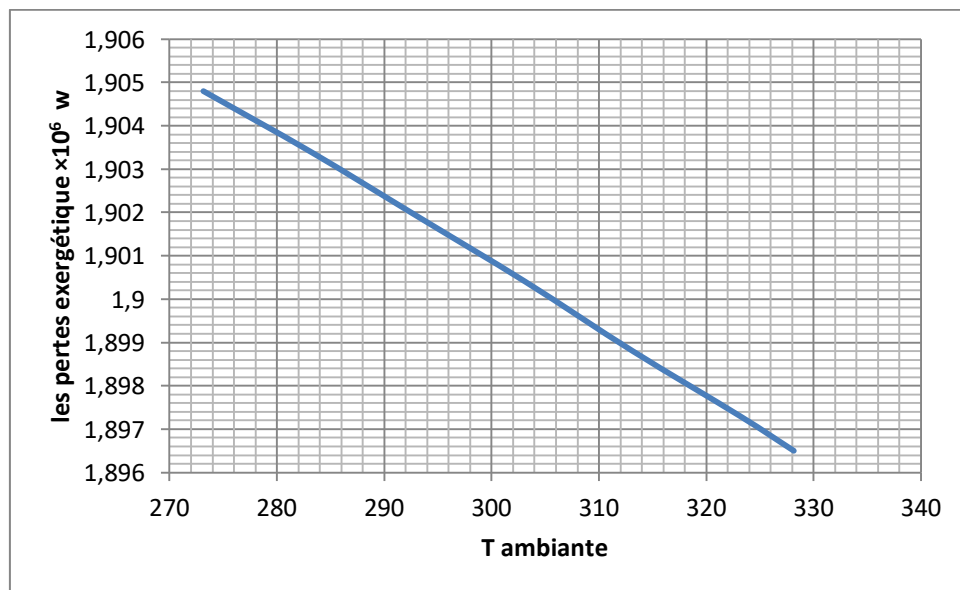


Figure35: Evolution des pertes éxergétiques dans le compresseur 2 en fonction de la température ambiante

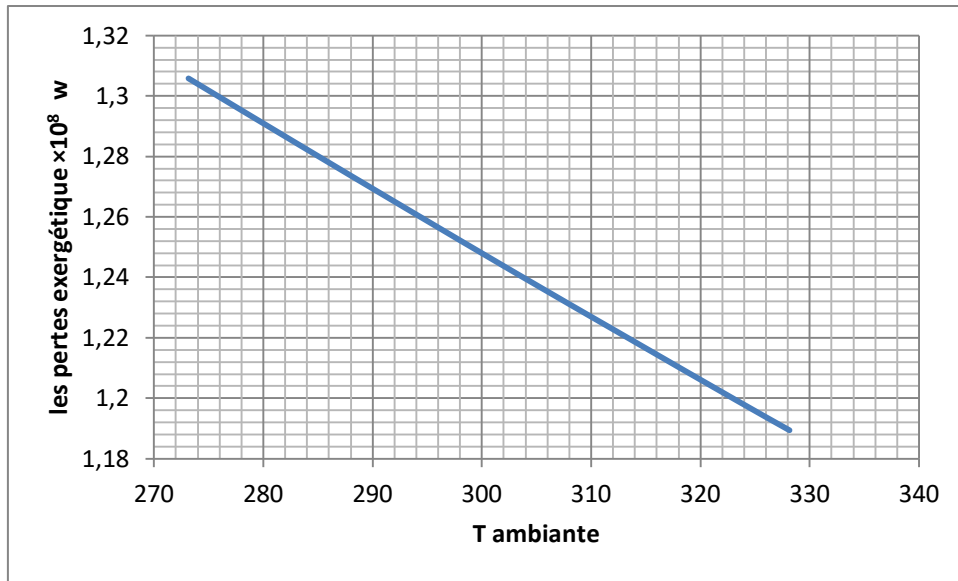


Figure36 : Evolution des pertes éxergétiques dans la chambre de combustion en fonction de la température ambiante

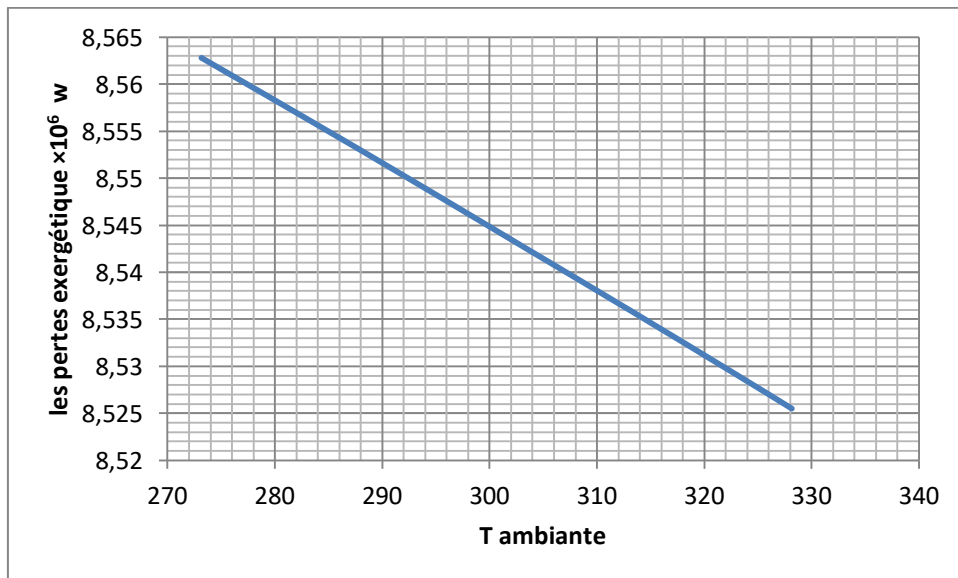


Figure 37: Evolution des pertes éxergétiques dans la turbine 1 en fonction de la température ambiante

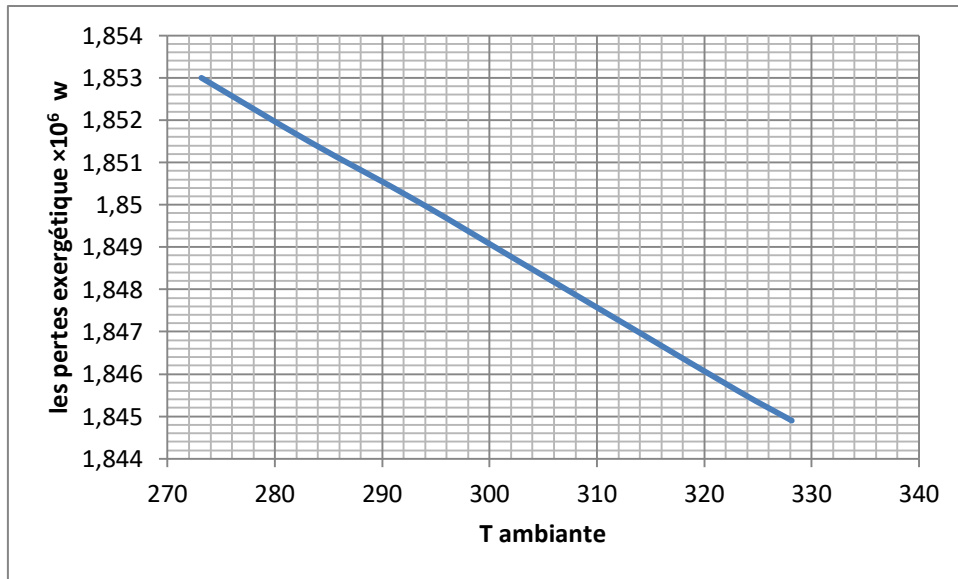


Figure38 : Evolution des pertes éxergétiques dans la turbine 2 en fonction de la température ambiante

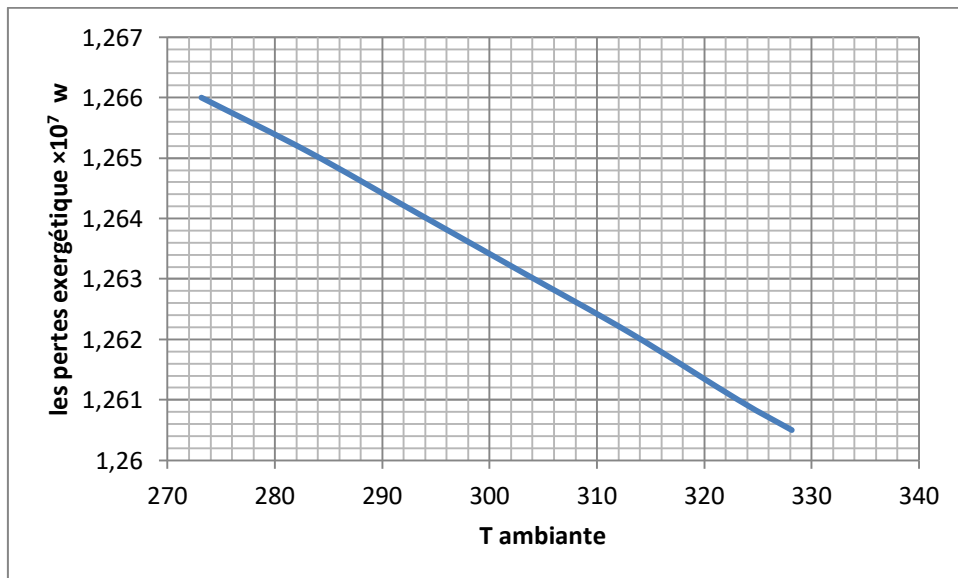


Figure 39 : Evolution des pertes éxergétiques dans l'échangeur de chaleur en fonction de la température ambiante

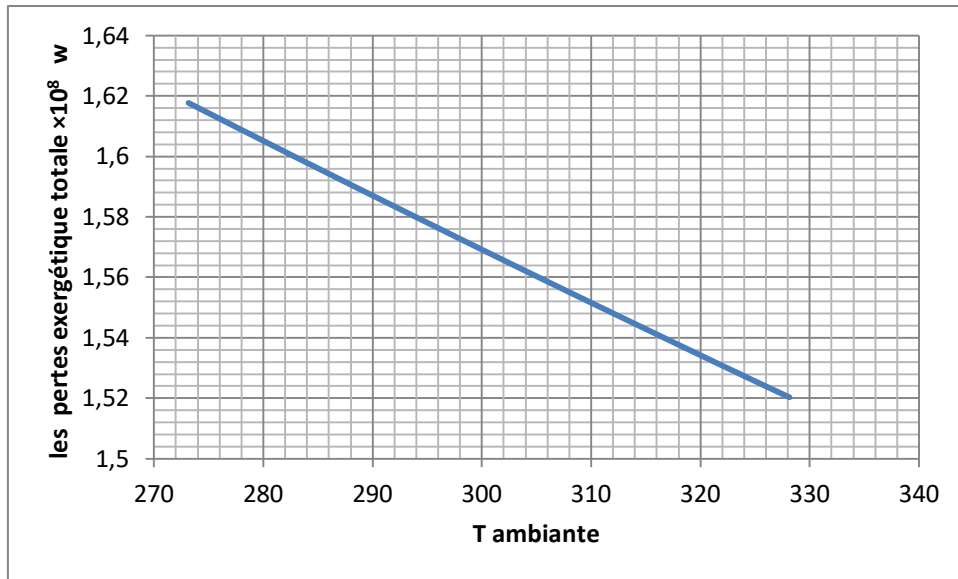


Figure 40: Evolution des pertes éxergétiques totales du cycle en fonction de la température ambiante

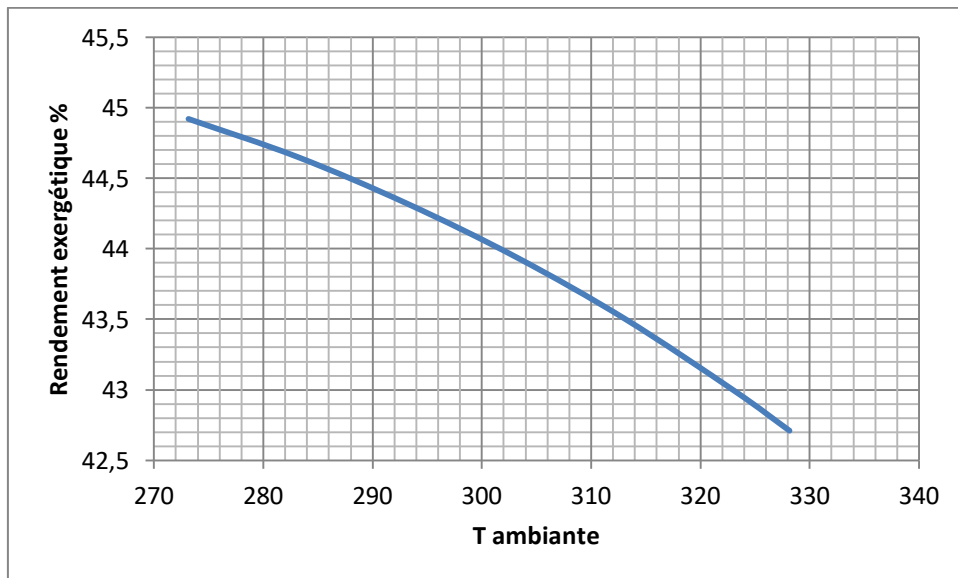


Figure 41: Evolution du rendement éxergétique en fonction de la température ambiante

Les figures 33-41 représentent l'effet de la variation de la température ambiante sur les pertes éxergétiques des différents éléments du cycle combiné.

Sur la figure 33 représentant l'évolution des pertes éxergétiques dans le compresseur en fonction de la température ambiante, nous voyons que plus la température ambiante est élevée plus les pertes éxergétiques dans le compresseur sont élevées.

Par ailleurs, sur les figures 34-41 représentant les pertes éxergétiques dans les autres composants du cycle et le rendement éxergétique, nous remarquons que plus la température

est élevée, il y a moins de pertes éxergétiques, mais le rendement éxergétique subit une réduction.

➤ Effet de la variation du taux de compression

Nous avons fixé la valeur de la température d'entrée au niveau du compresseur à $T_1 = 288.15$ K et la valeur de la température $T_3 = 1200$ K, l'efficacité de l'échangeur $\xi=0.95$ et nous avons fait une variation du taux de compression r_{c67} de 2 à 14 pour voir l'effet de ce dernier sur les pertes éxergétiques et le rendement éxergétique du cycle.

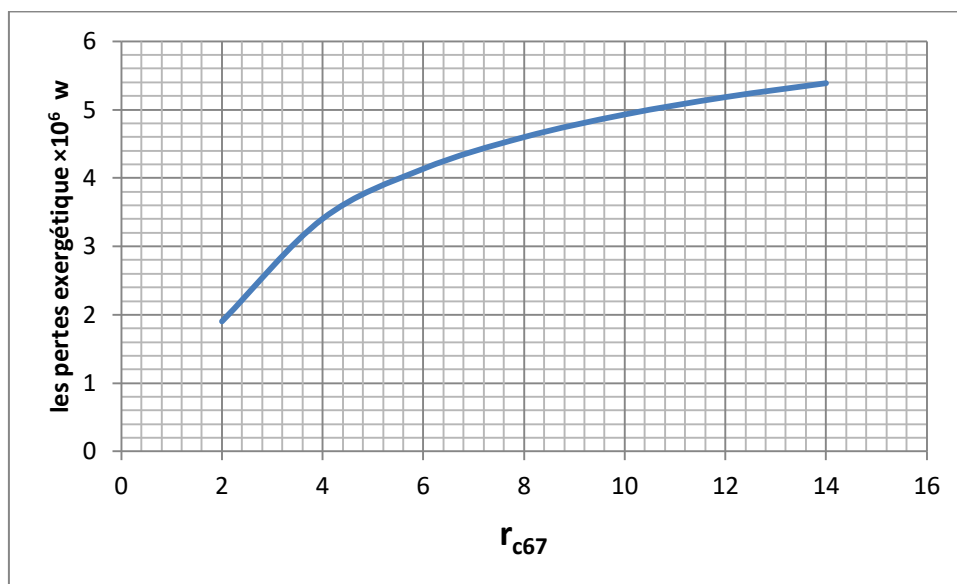


Figure 42: Evolution des pertes éxergétiques dans le compresseur 2 en fonction du taux de compression

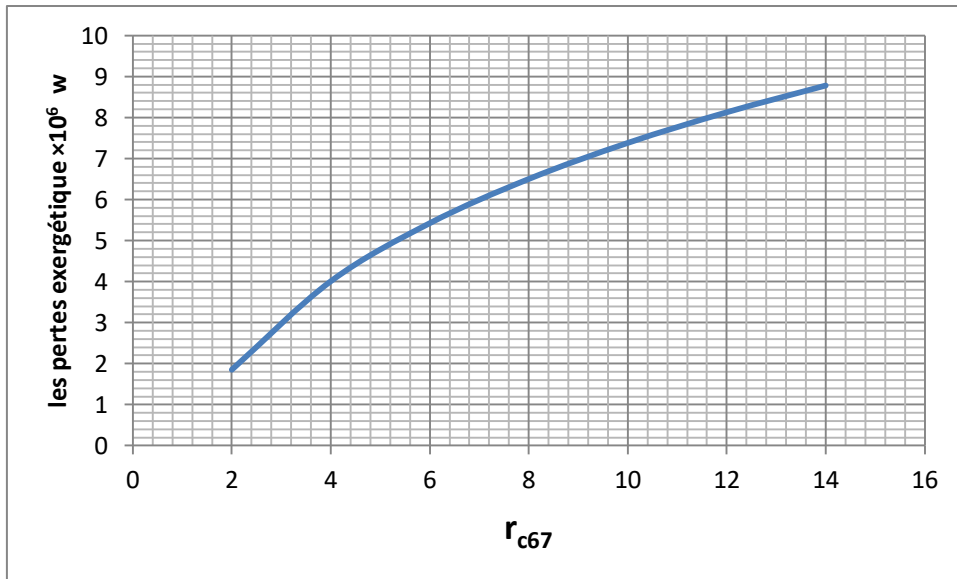


Figure 43: Evolution de pertes éxergétiques dans la turbine 2 en fonction du taux de compression

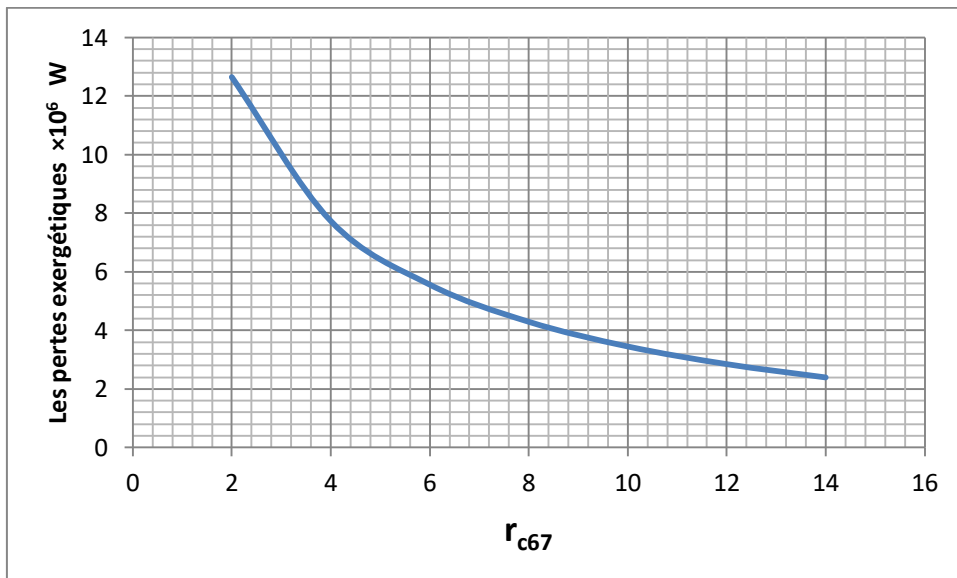


Figure 44: Evolution des pertes éxergétiques dans l'échangeur en fonction du taux de compression

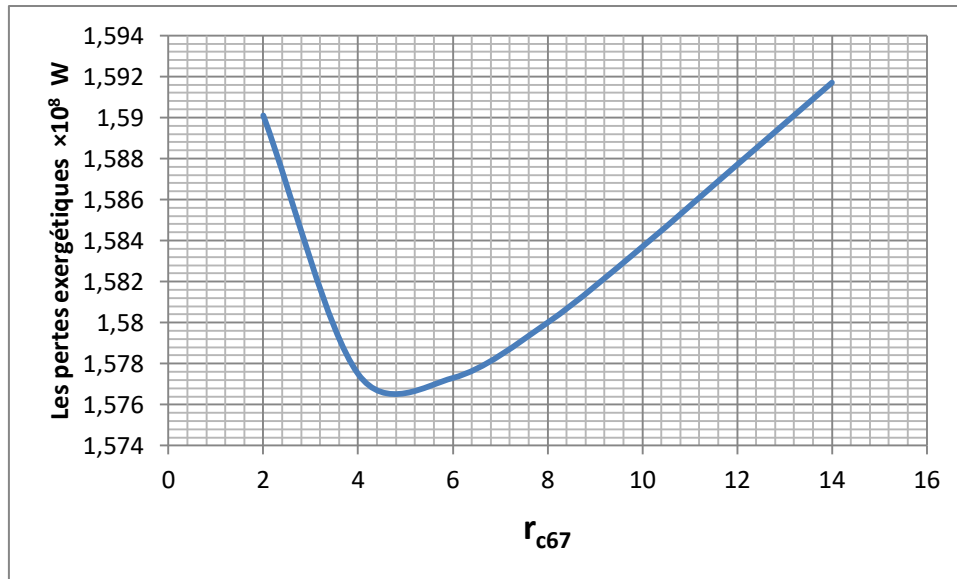


Figure 45: Evolution des pertes éxergétiques totales du cycle en fonction du taux de compression

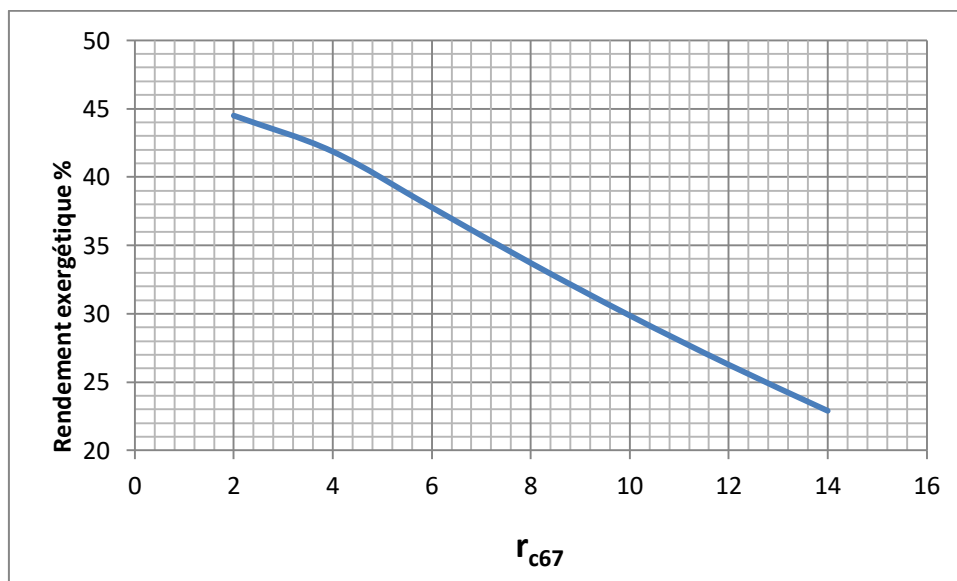


Figure 46: Evolution du rendement éxergétique en fonction du taux de compression

Après avoir fait la variation du taux de compression nous remarquons que :

Le taux de compression r_{c67} n'affecte pas les éléments du cycle supérieur. En revanche, cela affecte le cycle inférieur (cycle de Brayton inversé), l'augmentation du taux de compression a un impact négatif sur le compresseur et la turbine, où nous voyons que plus le rapport est grand plus les pertes éxergétiques sont importantes, ainsi qu'une diminution significative du rendement éxergétique. D'autre part au niveau de l'échangeur de chaleur nous voyons que l'augmentation du taux de compression affecte positivement l'échangeur.

➤ Effet de la variation de l'efficacité de l'échangeur de chaleur

Nous avons fixé la valeur de la température d'entrée au niveau du compresseur à $T_1 = 288.15 \text{ K}$, la valeur de la température $T_3 = 1200 \text{ K}$ et le taux de compression et nous avons fait une variation l'efficacité de l'échangeur de 0.55 à 0.95 pour voir l'effet de ce dernier sur les pertes éxergétiques et le rendement éxergétique du cycle.

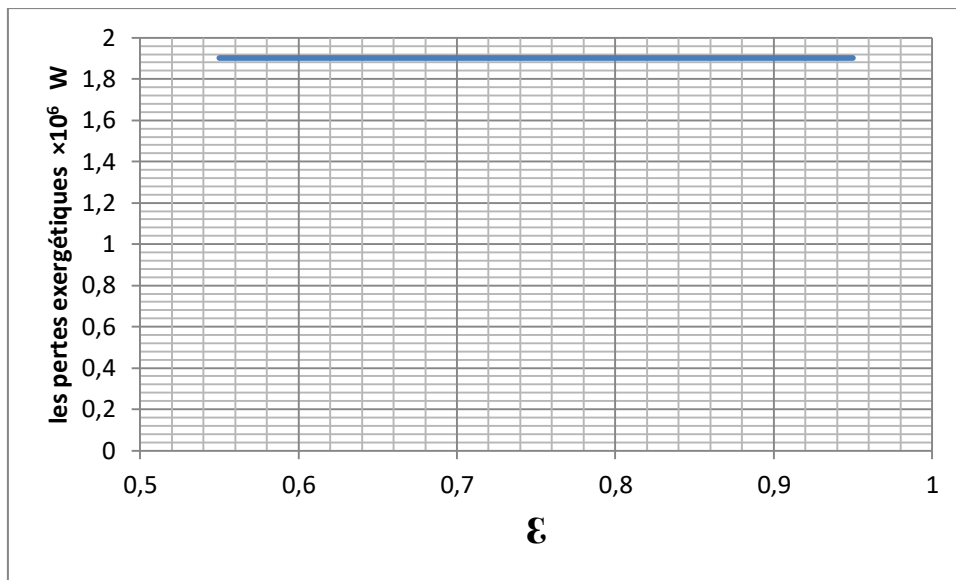


Figure 47: Evolution des pertes éxergétiques au niveau du compression 2 en fonction de l'efficacité de l'échangeur

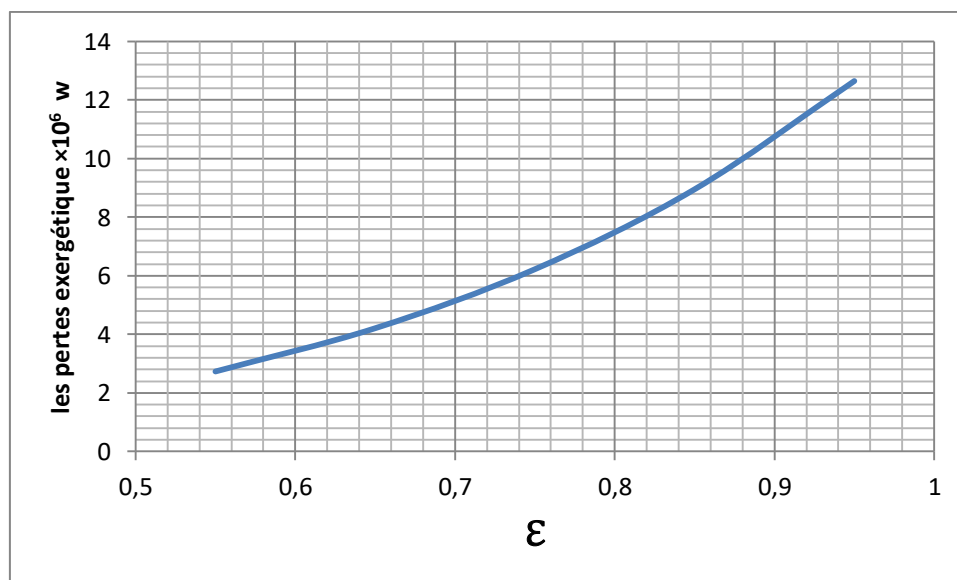


Figure 48: Evolution des pertes éxergétiques au niveau de l'échangeur en fonction de l'efficacité de l'échangeur

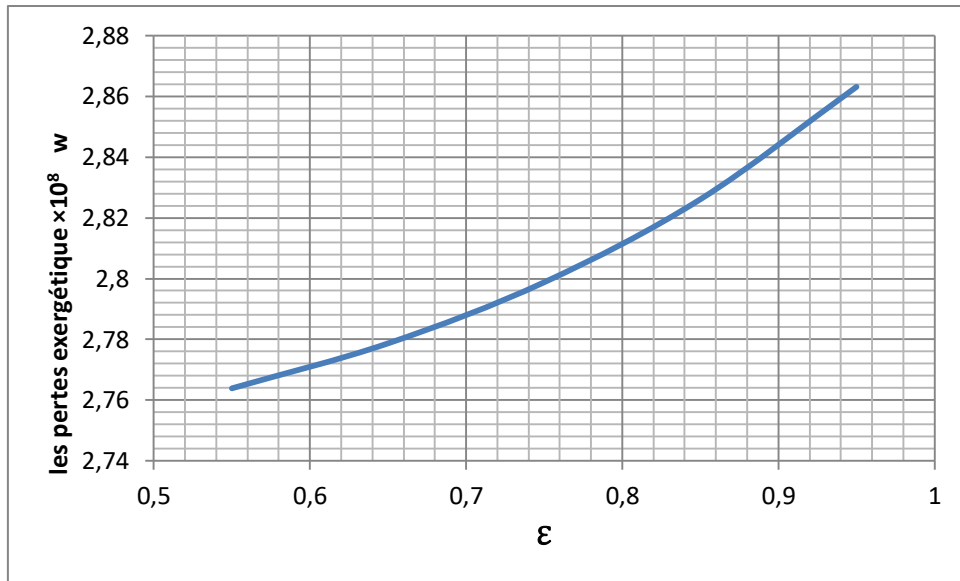


Figure 49: Evolution des pertes éxergétiques totales du cycle en fonction de l'efficacité de l'échangeur

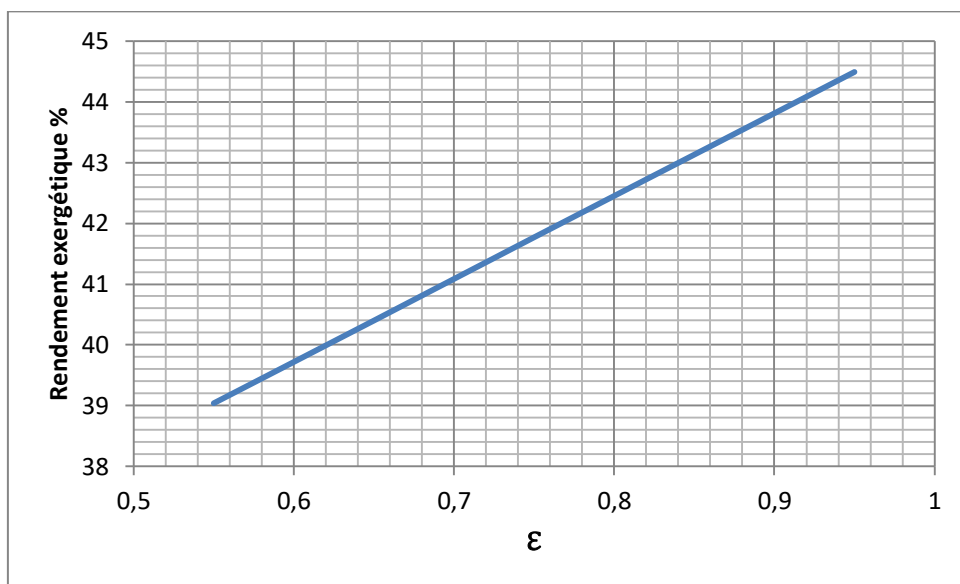


Figure 50: Evolution du rendement éxergétique en fonction de l'efficacité de l'échangeur

Les figures 49-57 représentent l'effet de la variation de l'efficacité de l'échangeur sur les pertes éxergétiques des différents éléments du cycle combiné.

Nous avons noté que l'efficacité n'affecte pas le cycle supérieur car l'échangeur de chaleur est situé dans le plan du cycle inférieur. Ceci maintient la valeur des pertes éxergétiques constante, il en va de même pour la deuxième turbine car elle est située avant l'échangeur de chaleur.

CHAPITRE 3 : Analyse éxergétique

D'autre part l'augmentation de l'efficacité, l'impact est négatif car nous avons une augmentation significative des pertes éxergétiques au niveau de l'échangeur de chaleur.

En conclusion, les résultats issus des différentes simulations indiquent que le changement de paramètres tels que la température ambiante, le taux de compression et l'efficacité de l'échangeur de chaleur, affecte les pertes et le rendement éxergétiques du cycle combiné.

Conclusion générale

Conclusion générale

Conclusion générale

Notre travail vise d'une part à réduire la consommation de ressources énergétiques fossiles non renouvelables et maximiser l'énergie produite à partir de ces ressources d'autre part, à protéger l'environnement contre les gaz à haute température émise par les usines. D'après notre analyse et les résultats obtenus nous pouvons déduire que le cycle de Brayton inversé présente une solution idéale pour la récupération de l'énergie perdue dans les gaz d'échappement à haute température

L'application numérique a été faite avec les paramètres de la turbine GT-600 qui a pour rôle de faire tourner des compresseurs centrifuges.

Les résultats obtenus à partir de l'analyse énergétique prouve que la technique des cycles Brayton simple et Brayton inversé combinés est meilleur en termes de puissance nette et rendement thermique par rapport au cycle classique simple. D'autre part le rendement du compresseur centrifuge entraîné va augmenter car la puissance délivrée par la turbine augmente.

L'analyse exergetique montre que malgré qu'il y'a des pertes exergetiques supplémentaires dans le cycle combiné comparativement au cycle simple, le rendement exergetique du cycle combiné est nettement supérieur à celui du cycle simple.

D'autre part, nous obtenons une quantité de chaleur au niveau de l'échangeur qui peut être utilisée pour le chauffage des bâtiments ou/et chauffage d'eau.

Sur le plan environnemental, l'utilisation du cycle combiné permet de diminuer la température des gaz d'échappement émis dans l'air qui a un effet positif sur l'environnement et la couche d'ozone.

Références bibliographiques

- [1] BELKHAMSA, S. ABD ESSELAM, S., "Contribution à l'étude et au calcul des cycles thermodynamiques des turbines à gaz", mémoire d'ingénieur, Université Ouargla, 2008.
- [2] HERZALLAH, A., "Étude thermodynamique Maintenance et Fiabilité d'une turbine à gaz MS 5002", mémoire d'ingénieur, Université de Boumerdes, 2006.
- [3] Jean Marie Monteil, Techniques de l'ingénieur, Centrale à cycle combiné, théorie, performances, modularité BE 8905.
- [4] BEN AMOR, Y. REZIG, T., "Calcul énergétique d'une turbine à gaz à cycle combiné", mémoire d'ingénieur (Université Mohamed Khider –Biskra, 2010.
- [5] BELKHAMSA, S. ABD ESSELAM, S., "Contribution à l'étude et au calcul des cycles thermodynamiques des turbines à gaz", mémoire d'ingénieur, Université Ouargla, 2008.
- [6] SHARIKET KAHRABA SKIKDA, Notions de base du cycle combine et vue d'ensemble de l'installation-Phase II, Révision: b, fichier: Overview.
- [7] Mustfa B, Reilly JM, Jacoby HD (2000) The Kyoto Protocol and developing countries. Energy Policy 28: 525-536
- [8] André LALLEMAND, 1195, "Production d'énergie électrique par centrales thermiques", Techniques de l'Ingénieur, D 4 002, pp.1-11.
- [9] Cours de Formation -Centrale de Récupération de la Chaleur Résiduelle « skikda » .ppsx
- [10] Boissenin, Y., Moliere, M., et Remy, P., 1994, "Les atouts de la turbine à gaz MS6001 B en cogénération –exemple de l'usine d'électricité de Metz", Revue technique GE Alsthom N°15.
- [11] BOUHERAOUA Nouredine. HAMIDANE Samir 'Etude et analyse de la fiabilité d'une turbine Solar Saturn20' UNIVERSITE Larbi Tébessi TEBESSA
- [12] Carapellucci R., Milazzo A.: Repowering combined cycle power plants by a modified STIG configuration. Energ Convers. Manage. 48(2007), 1590–1600.
- [13] Di Battista, D., Cipollone, R., et Carapellucci, R., «Inverted Brayton Cycle as an Option for Waste Energy Recovery in Turbocharged Diesel Engine», SAE Technical Paper 2019-24-0060, 2019, <https://doi.org/10.4271/2019-24-0060> .
- [14]. Alabdoadaim, M.A.; Agnew, B.; Potts, I. Performance analysis of combined Brayton and inverse Brayton cycles and developed configurations. Appl. Therm. Eng.2006,26, 1448–1454.
- [15]. Zhang, W.; Chen, L.; Sun, F.; Wu, C. Second-law analysis and optimization for combined Brayton and inverse Brayton cycles. Int. J. Ambient Energy2007,28, 15–26.

Références bibliographiques

- [16]. Alabdoadaim, M.A.; Agnew, B.; Alaktiwi, A. Examination of the performance envelope of combined Rankine, Brayton and two parallel inverse Brayton cycles. *Proc. IMechE Part A: J. Power Energy*2004,218, 377–386.
- [17]. Alabdoadaim, M.A.; Agnew, B.; Potts, I. Performance analysis of combined Brayton and inverse Brayton cycles and developed configurations. *Appl. Therm. Eng.*2006,26, 1448–1454. 43. Zhang, W.; Chen, L.; Sun, F.; Wu, C. Second law analysis and parametric study for combined Brayton and two parallel inverse Brayton cycles. *Int. J. Ambient Energy*2009,30, 179–192.
- [18] Kohler, C., 1919, “VerfahrenzumBetriebe von VerbrennungsturbinenmitmehrerenDruckstufen,” Deutsches Pat. 339590 (Filed 4 October 1919; Publ. 29 July 1921).
- [19] Hingst, R., 1944, “VerfahrenzurEnergieerzeugungausGasen und GasdampfgemischenniedererenDruckes, z. B. Abgasen von Brennkraftmaschinen,” Deutsches Pat. 852015 (Filed 12 May 1944; Publ. 9 October 1952).
- [20] Hodge, J., 1955, *Cycles and Performance Estimation*, Butterworths Scientific Publications, London, England.
- [21] U.S. DOE and U.S. EPA, 2012, "Combined Heat and Power: A Clean Energy Solution," CHP Report DOE/EE-0779, August.
- [22] Taylor, C., 1998, “Automobile Engine Tribology—Design Considerations for Efficiency and Durability,” *Wear*, 221(1), pp. 1–8.
- [23] Fu, J., Liu, J., Yang, Y., and Yang, H., 2011, “A Study on the Prospect of Engine Exhaust Gas Energy Recovery,” 2011 International Conference on Electric Information and Control Engineering (ICEICE), Apr. 15–17, IEEE, New York, pp. 1960–1963.
- [24] Bianchi, M .; Monténégro, Galo; Peretto, A. (2002-07-01). "[Emploi inversé de cycle de Brayton pour des applications de cogénération à basse température](#)". *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. Récupéré le 14/11/2019
- [25] Abrosimov, Kirill A.; Baccioli, Andrea; Bischi, Aldo (2019-09-01). "Techno-economic analysis of combined inverted Brayton – Organic Rankine cycle for high-temperature waste heat recovery". *Energy Conversion and Management: X*. [Science Direct](#)
- [26] Ziółkowski P., Zakrzewski W., Sławiński D., Badur J.: Clean gas technology – opportunity for Pomerania. *RynekEnergii* 104(2013), 79–85 (in Polish).
- [27] Directive 2010/75/Eu of the European Parliament and of the Council of 24 November 2010 on industrial emissions (integrated pollution prevention and control).