

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITÉ ABDERRAHMANE.MIRA BEJAIA

FACULTÉ DE TECHNOLOGIE
DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

MEMOIRE
PRÉSENTÉ POUR L'OBTENTION DU DIPLÔME DE
MASTER

FILIÈRE : GÉNIE MÉCANIQUE
SPÉCIALITÉ : ÉNERGÉTIQUE

par :
ATMANI Asma
ALOUI Mohand Seghir



Thème :

Étude thermodynamique du cycle régénératif de Brayton pour turbine à gaz

Soutenu le 06/10/2021 devant le jury composé de :

Mr. HAMDI	Président
Mr. MENDIL	Promoteur
Mr. ADNANI	Rapporteur

Année Universitaire 2020-2021

REMERCIEMENTS

Nous tenons à remercier nos chères parents pour leurs soutient au long de nos études.

Toutes non infinies gratitude à notre promoteur **Mr. Mendil** pour son encadrement.

Nous remercions les membres du jury qui nous fait l'honneur d'accepter le jugement de notre travail.

DÉDICACE

Je dédie ce travail à tous ceux qui m'ont soutenus de près ou de loins.

À mes parents, mes soeurs **Aini, Nesrine**, mon oncle, ma tante, mes chères amies **Dihia, Touha, Hacem, Nacer, Katia, Salim, Houcine, Célia**, mon partenaire de travail **Mnd Sghir**

ATMANI Asma

DÉDICACE

À ma famille, mes amis.

ALOUI Mohand Seghir

TABLE DES FIGURES

I.1	Schéma d'une turbine mono arbre.	4
I.2	Schéma de principe Turbine a action et réaction.	5
I.3	Turbine à gaz à cycle régénéré.	6
I.4	Turbine à gaz à cycle fermé.	6
II.1	Diagrammes P-V et T-S du cycle de Brayton.	14
II.2	Turbine à gaz à cycle régénéré.	15
II.3	Diagramme T-S du cycle de Brayton avec régénération.	16
II.4	Schéma de principe de cycle de Brayton avec refroidissement intermédiaire, réchauffage intermédiaire et régénération.	21
II.5	Diagramme T-S de cycle régénérative de Brayton avec refroidissement et réchauffage intermédiaires.	22
III.1	Comparaison entre le cycle simple de Brayton le régénératif et l'amélioré.	27
III.2	Courbe de variation de rendement thermique de cycle de Brayton avec régénération en fonction du taux de compression et de temperature.	29
III.3	Courbe de rendement thermique du cycle de Brayton avec régénération en fonction du taux de compression et l'efficacité de régénération.	30
III.4	Variation du rendement thermique en fonction du taux de compression et du rendement de la turbine.	31
III.5	Variation du rendement thermique en fonction du taux de compression et et du rendement du compresseur.	32
III.6	Variation du rendement thermique en fonction du taux de compression et du fluide de fonctionnement.	33

III.7	Variation du travail mécanique du cycle fonctionnant à l'hélium en fonction du taux de compression et de la température T_{\max} .	34
III.8	Variation du travail mécanique du cycle fonctionnant au CO_2 en fonction du taux de compression et de la température T_{\max} .	34
III.9	Variation du travail mécanique du cycle fonctionnant à l'air en fonction du taux de compression et de la température T_{\max} .	35
III.10	La variation du rendement thermique cycle régénératif avec refroidissement et réchauffages intermédiaires en fonction des rapports de pression et de température.	36
III.11	la variation de rendement thermique du cycle amélioré en fonction de l'efficacité de régénérateur et le rapport de compression.	37
III.12	Variation de rendement thermique du cycle amélioré en fonction du rendement de la turbine et le taux de compression.	38
III.13	La variation de rendement thermique du cycle amélioré en fonction du taux de compression et du rendement de compresseur.	39
III.14	Variation du rendement thermique de cycle amélioré en fonction du taux de compression avec les différents fluides de travail.	40
III.15	Variation du travail mécanique du cycle fonctionnant à l'hélium en fonction du taux de compression et de température T_{\max} .	41
III.16	Variation du travail mécanique du cycle fonctionnant au CO_2 en fonction du taux de compression et de température T_{\max} .	42
III.17	Variation du travail mécanique du cycle fonctionnant à l'air en fonction du taux de compression et de température T_{\max} .	43

NOMENCLATURE

Symbole	Désignation	Unité SI
C_p	Capacité thermique spécifique	$kJkg^{-1}K^{-1}$
H	Enthalpie spécifique	$KJKg^{-1}$
h_{tot}	Enthalpie totale	$KJKg^{-1}$
S	Entropie	$KJKg^{-1}$
T	Température	K
P	Pression	$[Pa]$
W	Le travail mécanique spécifique	$KJKg^{-1}$
$1 \dots 10, 10_s$	Points caractéristique du cycle thermodynamique	$[-]$
q	La quantité de Chaleur	$KJKg^{-1}$
C	Compresseur	$[-]$
τ	taux de compression	$[-]$
η	Rendement	%
ε	Efficacité	%
γ	Coefficient isentropique	$[-]$
C	Source chaude	$[-]$
F	Source froide	$[-]$
reg	Régénérateur	$[-]$

TABLE DES MATIÈRES

Remerciements	I
Dédicace	II
Liste des figures	IV
Nomenclature	VI
Introduction générale	1
I ÉTUDE BIBLIOGRAPHIQUE	3
I.1 Introduction	3
I.2 Définition	3
I.3 Description fonctionnelle	3
I.4 Classification des turbines à gaz	4
I.4.1 En fonction du mode de construction	4
I.4.2 En fonction du mode de travail	5
I.4.3 Par mode de fonctionnement thermodynamique	5
I.5 Domaines d'application	6
I.5.1 Appareils fixes	6
I.5.2 Appareils mobiles	7
I.6 Synthèse bibliographique	7
I.7 Conclusion	12
II Étude Thermodynamique du cycle de Brayton	13
II.1 Introduction	13

II.2	Cycle de Brayton	13
II.3	Rappelle théorique	14
II.3.1	1 ^{er} principe de la thermodynamique	14
II.3.2	Énergie interne	14
II.3.3	Deuxième principe de la thermodynamique	14
II.3.4	Régénération	15
II.4	Cycle de Brayton régénératif	15
II.4.1	Le rendement de cycle de baryton avec régénération	16
II.4.2	Travail mécanique net	19
II.5	Cycle de Brayton régénérative avec refroidissement et réchauffage intermédiaires	20
II.5.1	Le rendement de ce cycle amélioré	22
II.5.2	Travail mécanique	26
II.6	Conclusion	26
III	Résultats et discussions	27
III.1	Introduction	27
III.2	Cycle régénératif	27
III.2.1	Rendement thermique	27
III.2.2	Travail mécanique	33
III.3	Cycle régénératif avec refroidissement et réchauffage intermédiaires.	36
III.3.1	Rendement thermique	36
III.3.2	Travail mécanique	40
III.4	Conclusion	43
	Conclusion générale	44
	Bibliographie	46

INTRODUCTION GÉNÉRALE

La consommation d'énergie est l'un des indicateurs les plus importants montrant les stades de développement des pays et les niveaux de vie des communautés. La croissance démographique, l'urbanisation, l'industrialisation et le développement technologique entraînent directement une augmentation de la consommation d'énergie. Pour répondre au besoin urgent de la consommation d'énergie, la technologie à base de turbine à gaz joue un rôle important pour exploiter les ressources.

Les centrales à turbine à gaz sont de plus en plus populaires en raison des rendements de conversion d'énergie plus élevés et des faibles émissions. De plus, le faible coût en capital, les avantages environnementaux, les délais de construction courts et une réponse rapide à la demande. Les turbines à gaz sont utilisées dans une très large gamme de services.

Malgré ses avantages ces machines présentent aussi des inconvénients sévères. Elles sont très sensibles aux conditions climatiques, c'est-à-dire, à la température de l'air ambiant et à l'humidité, en plus des méthodes de leur utilisation et de leur emplacement. Une température élevée conduit à une diminution de la densité de l'air, ce qui réduit l'intensité de la combustion ; tous ces facteurs ont un impact direct sur leur rendement.

Dans cette présente étude, l'intérêt est porté sur l'impact des améliorations apportées au cycle de Brayton sur le rendement thermique et le travail mécanique, tel que la régénération ou encore l'utilisation de compressions et détentes étagées avec refroidissement et réchauffages intermédiaires sous l'influence des différents paramètres opératoire.

Ce document est réparti principalement en trois chapitres :
Un premier chapitre qui contient essentiellement une revue bibliographique sur les turbines à gaz,

leurs particularités de fonctionnement, leurs domaines d'applications et leurs avantages et inconvénients.

Un deuxième chapitre qui repose sur une étude thermodynamique du cycle de Brayton avec régénération ainsi que de celui doté d'un refroidissement et réchauffage intermédiaires, de sorte que les équations du rendement thermique ou encore du travail mécanique sont développées en fonction des paramètres influant sur les performances des cycles notamment, les rapports de pressions et de températures, l'efficacité du régénérateur et les rendements des turbines et compresseurs.

Un troisième et dernier chapitre qui traite des discussions sur des résultats obtenus sous formes de graphes. Ce qui permet de voir et analyser l'impact des différents paramètres et améliorations apportées sur l'évolution du rendement et du travail mécanique.

Enfin on termine par une conclusion générale.

CHAPITRE I

ÉTUDE BIBLIOGRAPHIQUE

I.1 Introduction

Depuis des années les turbines à gaz occupent une place importante dans plusieurs domaines tels que l'industrie des hydrocarbures, la production de l'électricité, et la propulsion aérodynamique. Dans un premiers lieu la turbine à gaz a servie presque exclusivement l'apanage de l'industrie aéronautique, avant de commencer à y trouver faveur en tant qu'unités de puissance de secours et de pointe dans le domaine terrestre en raison de leur facilité de démarrage rapide grâce aux améliorations apportées par les ingénieurs du domaine au cours des années, jusqu'à ce que cette machine devienne l'un des principaux moteurs les plus largement utilisés pour les applications de production d'énergie.

I.2 Définition

La turbine à gaz est une machine thermique qui appartient à la famille des moteurs à combustion interne, dont le rôle principal est de convertir de l'énergie thermique en énergie mécanique, en passant par plusieurs procédés. Elle aspire et comprime de l'air atmosphérique dans son propre compresseur, augmente la puissance énergétique de l'air comprimé par la chaleur dégagé dans la chambre de combustion, et convertie cette puissance thermique en énergie mécanique utile durant le processus de détente dans la turbine.

La turbine à gaz présente une double particularité, comparées aux autres moteurs thermiques, c'est une machine a écoulement continue' c'est à dire elle ne comporte pas de variation périodique de l'état de fluide. Elle est le siège de l'ensemble de transformation thermodynamique décrit par le fluide. De ce fait, la turbine à gaz est assimilée aux moteurs à combustion interne dont les transformations s'effectuent dans des enceintes séparés et juxtaposées dans l'espace.

I.3 Description fonctionnelle

La turbine à gaz est Composée principalement de quatre éléments essentiels ;

- Un compresseur, qui peut être centrifuge ou axial, qui aspire et comprime l'air atmosphérique, avant de rejoindre la chambre de combustion. Cette opération a lieu grâce à une quantité d'énergie soustraite de l'énergie fournie par la turbine et véhiculée par l'arbre de transmission.
- Une chambre de combustion, dans laquelle l'air comprimé provenant du compresseur est mélangé à un combustible cela provoque des réactions chimiques qui induit à l'augmentation du mélange tout en gardant relativement la pression constante.

- Une turbine de détente où les gaz chauds se détendent jusqu'à la pression ambiante et en conséquence leur température diminue durant cette phase une grande quantité d'énergie se produit, une partie est utilisée pour l'entraînement du compresseur, l'autre partie.
- Un système d'échappement qui sert à l'expulsion des gaz provenant de la détente dans la turbine vers l'atmosphère. Il doit assurer certaines exigences telle qu'un niveau de bruit minimal, une bonne isolation thermique pour assurer la sécurité du personnel, etc.

I.4 Classification des turbines à gaz

On peut classer les turbines à gaz selon plusieurs critères :

I.4.1 En fonction du mode de construction

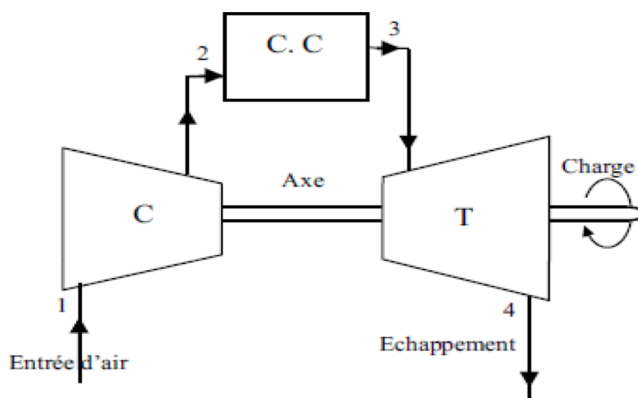


FIGURE I.1 – Schéma d'une turbine mono arbre.

• Turbine mono arbre

C'est une turbine à gaz dans laquelle les composants rotatifs sont couplés mécaniquement sur un arbre commun. Elle est généralement utilisée dans le cas où on cherche un fonctionnement avec une charge constante comme l'entraînement des générateurs pour production d'électricité.

• Turbine bi arbres

Composé de deux parties, la première comprends une turbine à haute pression qui a pour rôle de génératrice, permettant l'entraînement du compresseur ainsi assurer l'autonomie de la machine. La seconde partie comporte une turbine basse pression lié directement à la charge. Ce type de machine est utilisé pour assurer les exigences des organes récepteurs qui fonctionnent à charge variable tel que les compresseurs et les pompes.

I.4.2 En fonction du mode de travail

• Turbine à action

L'énergie thermique est transformée complètement en énergie cinétique dans la directrice. L'évolution des gaz dans la roue se fait sans variation de pression statique $P_1 > P_2 = P_3$

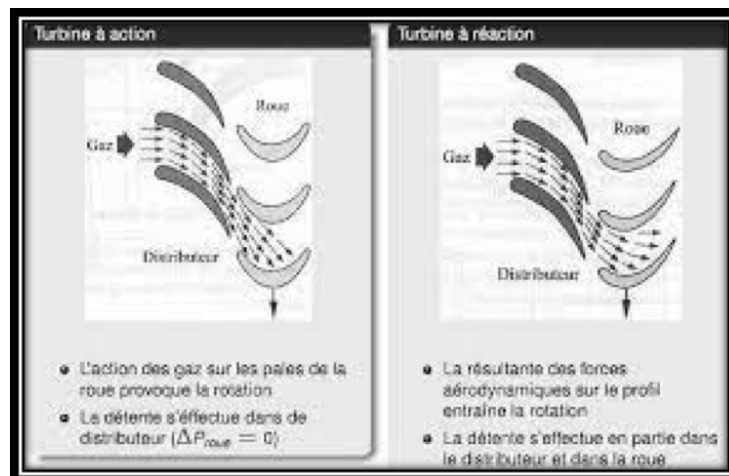


FIGURE I.2 – Schéma de principe Turbine à action et réaction.

• Turbine à réaction

Une partie de l'énergie thermique est transformée dans la roue en énergie cinétique et mécanique. L'évolution des gaz dans la roue se fait avec variation de la pression statique $P_1 > P_2 > P_3$. Le taux de réaction caractérise le pourcentage d'énergie totale. Avec :

P_1 : pression des gaz à l'entrée de l'aube directrice.

P_2 : pressions des gaz à la sortie de l'aube directrice.

P_3 : pression des gaz à la sortie de la roue de la turbine.

I.4.3 Par mode de fonctionnement thermodynamique

• Turbine à gaz à cycle ouvert

caractérisé par une aspiration et un échappement qui s'effectuent directement dans l'atmosphère, elle se divise en deux classes :

Turbine à cycle régénéré

Dans ce mode de fonctionnement les gaz d'échappement sont utilisés pour augmenter la température de l'air après sa sortie de compresseur à travers un échangeur de chaleur ce qui permet d'améliorer les performances du cycle.

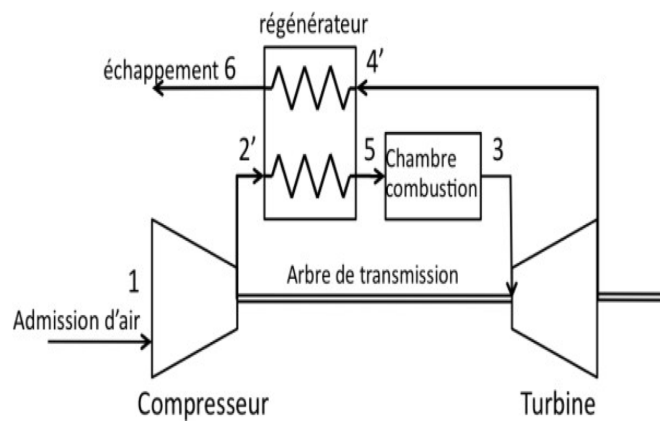


FIGURE I.3 – Turbine à gaz à cycle régénéré.

Turbine à gaz à cycle fermé

Ce genre d'installation utilise un procédé de recyclage, de sorte que le fluide moteur reste indépendant de l'atmosphère car il est continuellement recyclé.

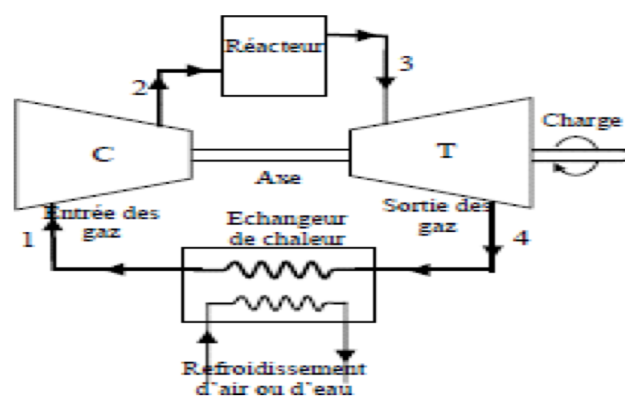


FIGURE I.4 – Turbine à gaz à cycle fermé.

I.5 Domaines d'application

Les turbines à gaz ont une très grande utilité dans l'industrie, du fait qu'elles sont des appareils pour la production de l'énergie mécanique. Elles peuvent être utilisées pour l'entraînement des :

I.5.1 Appareils fixes

Ces appareils font l'objet d'un stage de formation. Ils sont destinés aux services industriels suivants :

- Transmission électrique, pour la production d'énergie électrique.

- Entraînement des compresseurs.
- Entraînement des pompes.
- Procédés industriels particuliers.

I.5.2 Appareils mobiles

Du point de vue historique, ces appareils ont été introduits en premier. Ils comprennent les domaines suivants :

- Chemins de fer.
- Propulsion maritime.
- Aviation.
- Traction routière.

I.6 Synthèse bibliographie

Ching yang chang et al [2] ont étudié un cycle de Brayton endoréversible inter refroidi couplé a deux réservoirs de chaleur. Ils ont examiné les effets des refroidissements sur la puissance maximale avec des rapports de températures appropriés des turbines et des compresseurs utilisés. Ils ont constaté qu'un cycle de Brayton endoréversible avec un refroidissement génère plus de puissance qu'un cycle endoréversible simple. Des diagrammes pour la puissance maximale, l'efficacité thermique ainsi que le rapport des températures optimaux des turbines et des compresseurs sont présentés dans les résultats.

Goodarzi [3] a présenté une étude comparative entre un cycle de Brayton régénératif de base et un cycle régénératif amélioré. les analyses comparatives ont conduit à constater que le cycle amélioré présente bien des avantages , notamment que pour un même rapport de pression, le cycle amélioré a un rendement thermique plus élevé que le cycle régénératif de base , l'efficacité thermique peut être amélioré de 12% à 26%, le régénérateur peut être utile même avec des rapports de pression plus élevés.

Sanchez-Oragaz et al [4] ont présenté une étude d'un modèle générale du cycle de Brayton irréversible a plusieurs étapes sur une base thermodynamique, Le modèle incorpore un nombre arbitraire de compresseurs et de turbines qui comprennent des processus de réchauffage et de refroidissement intermédiaires. Tout en considérant les irréversibilités qui puisse être présentes, le but de cette étude et de comparer les résultats théoriques obtenus avec d'autres résultats trouvés dans des simulations informatique dans la littérature pour des centrales a déférents nombre de compresseurs et de turbines ainsi qu'analyser les régimes de fonctionnement a puissance et a ren-

dements maximaux en termes d'irréversibilité.

Mohaned et al [5] ont présenté une étude d'une centrale à turbine à gaz avec la mise en œuvre d'un réchauffage et d'un refroidissement intermédiaires ainsi que d'un régénérateur. En tenant compte de divers paramètres notamment le taux de compression, les efficacités du refroidisseur intermédiaires et du régénérateur, la température de réchauffage, l'efficacité thermique a été évalué, et les résultats ont démontré que celle si augmente avec l'augmentation de l'efficacité du refroidisseur et du régénérateur, l'augmentation de la température de réchauffage, la diminution de la température ambiante l'augmentation de l'efficacité de la turbine et du compresseur. Le rendement thermique augmente avec le taux de compression jusqu'à 2,2, au-delà de cette valeur il commence à diminuer. Les résultats ont démontré aussi que l'efficacité thermique du modèle est supérieure à celle d'un cycle simple de 16 à 20% et ceci a n'importe quelle température ambiante.

L. B. Erbay et al [6] ont présenté une étude sur L'effet de deux ajouts de chaleur, au lieu d'un seul, dans un moteur à turbine à gaz analysé à l'aide d'un modèle de cycle de Brayton régénératif, où toutes les pertes par frottement du fluide dans le compresseur et la turbine sont quantifiées par un terme d'efficacité isentropique et où toutes les irréversibilités globales dans le régénérateur sont prises en compte au moyen d'une efficacité effective. Il a été établi que l'application d'un processus d'addition de chaleur isotherme dans les moteurs à turbine à gaz à régénération peut entraîner des améliorations significatives de l'efficacité de plus de 10% par rapport aux moteurs conventionnels. En outre, des réductions substantielles des des émissions polluantes sont attendues.

Q. Wang et al [7] ont publié un article dont ils traitent une étude paramétrique d'une turbine à gaz fonctionnant au cycle de Brayton régénératif avec refroidissement et réchauffage intermédiaires. La puissance de sortie et le rendement sont optimisés par rapport aux températures de cycle pour un ensemble typique de conditions de fonctionnement. Il est trouvé qu'il existe des valeurs optimales de la température de sortie de la turbine, du refroidissement intermédiaire, du réchauffage et des rapports de pression de cycle auxquels le cycle atteint la puissance et l'efficacité maximales. Mais les valeurs optimales de ces paramètres correspondant à la puissance de sortie maximale sont différentes de celles correspondant au rendement maximal pour un même ensemble de conditions de fonctionnement. Les maximas de la puissance et de l'efficacité changent à nouveau à mesure que l'un des paramètres du cycle est modifié. Le point de puissance maximale et le point d'efficacité maximale existent mais la puissance le rendement correspondant au rendement maximal s'avère inférieur à celui qui peut être atteint. Les paramètres de fonctionnement optimaux, correspondant à la puissance de sortie maximale et correspondant à l'efficacité maximales sont obtenus et discutés en détail.

Ziółkowski [8]. Dans cet article, une modification d'une simple turbine à gaz dans le cycle de Brayton avec chauffage régénératif, utilisant l'extraction par turbine à pression intermédiaire, est présenté. Le concept principal de la modification est basé sur le transfert de chaleur des gaz d'échappement de la turbine à l'air entrant dans la chambre de combustion. Le gaz extrait transfère la chaleur à l'air via l'échangeur de chaleur régénératif divisé et est ensuite comprimé et mélangé avec de l'air supplémentaire. Le gain d'efficacité dépend de la pression d'extraction intermédiaire et le débit massique d'extraction. Un modèle mathématique du cycle est proposé et mis en œuvre dans un code interne appelé COM-GAS, permettant la prédiction des paramètres de base tels que les températures, la composition de la combustion, l'efficacité et d'autres facteurs connexes. Des Simulations numériques du modèle régénératif classique et du modèle couplé à la régénération selon l'idée de Szewalski ont été faites, et démontrent que coupler la régénération classique.

Lingen chen et al [9] ont présenté une étude sur la densité de puissance qui est définie comme le rapport entre la puissance de sortie et le volume spécifique maximal dans le cycle est optimiser du rapport de pression totale, le rapport de pression de refroidissement intermédiaire, les composants (le régénérateur, le refroidisseur intermédiaire, les côtés chaud et froid ,échangeurs de chaleur), l'efficacité du compresseur et de la turbine, le rapport de température du réservoir de chaleur et la température rapport du fluide de refroidissement dans le refroidisseur intermédiaire et le réservoir de chaleur côté froid, sont dérivés. La densité de puissance optimale sans dimension est obtenue en optimisant le rapport de pression de refroidissement intermédiaire, Ces derniers sont analysés par des exemples numériques ; dans l'analyse les pertes de résistance thermique dans les quatre échangeurs de chaleur d'irréversibilité les pertes de compresseur et la détente dans le compresseur et la turbine sont prises en compte.

Mohamed A .Habib , et al [10] ont fait une étude d'une turbine à gaz alimentée au gaz naturelle et intégrée au cycle de Brayton inversé pour le refroidissement de l'air d'admission puis l'évaporation après l'étude de la performance du cycle propose puis une évaluation théorique des aspects énergétique et environnementaux pour déterminer la plage de paramètre de fonctionnement à laquelle la turbine à gaz pourrait être exploitée qui peut fournir une réduction considérablement des émissions tout en maintenant une performances plus élevée ; d'abord une réalisation basée sur l'analyse de la température et des émissions d'un modèle de la turbine à gaz deuxièmement une analyse énergétique détaillée a été menée pour identifier les causes et les localisations de l'imperfection thermodynamique en terme de 1^{er} loi efficacité troisièmement des relations analytiques pour la mesure théorique de deux émissions clés à savoir ; Azote les oxydes et des monoxydes de Carbone après une étude et application.

J. Vecchiarelli et al [11] ont détaillés dans cet article l'analyse d'un projet d'une chambre

de combustion dans laquelle une addition de chaleur isotherme est approximée. La chambre de combustion serait constituée d'un conduit comportant des sites de combustion discrets positionnés dans le sens du cours d'eau. Une analyse numérique développée pour évaluer l'écart par rapport à l'écoulement isotherme dans la chambre de combustion montre qu'une approximation raisonnable de ces ajouts de chaleur peut être possible avec deux ou plusieurs sites de combustion. De plus, un traitement simplifié de la combustion implique que la stabilisation de la flamme sur ces sites est faisable; Une étude thermodynamique indique que la modification hypothétique des moteurs à turbine à gaz pour inclure deux ajouts de chaleur plutôt qu'un seul peut entraîner des améliorations significatives de la signcacité de plus de 4% par rapport aux moteurs conventionnels. Plus précisément, l'ajout de chaleur à pression constante habituel serait contraint à une température donnée, puis à la chaleur supplémentaire addition effectuée d'une manière se rapprochant d'un processus isotherme. En raison de la température de combustion maximale limitée du processus global d'ajout de chaleur, les émissions de NO_x peuvent être réduites jusqu'à 50%, offrant ainsi un avantage environnemental ainsi qu'un avantage d'efficacité.

Saboora Khatoon, et al [12] ont fait une étude sur l'évaluation des cycles de Brayton super-critiques mondialement connus ont été évalués pour leur capacité à s'adapter au refroidissement à sec. Le refroidissement à sec est le choix le plus favorable pour les centrales solaires à concentration, car ces plantes sont plus productives dans les zones de sécheresse. Les performances de six schémas de cycle de Brayton (régénération, compression, refroidissement intermédiaire, refroidissement partiel, pré-compression et expansion fractionnée) ont été déterminées en développant des modèles mathématiques complets. Paramètres clés, tels que l'efficacité du cycle, les exigences de travail spécifiques et la capacité d'incorporation du cycle avec le récepteur solaire ont été étudiées pour des conditions climatiques arides. De plus, un effort a été fait pour améliorer les performances du cycle en augmentant la température critique du fluide de travail en utilisant un mélange de dioxyde de carbone et de benzène. Les résultats calculés ont révélé que les cycles utilisant mélange binaire offre une efficacité élevée dans les zones de sécheresse en combinaison avec le refroidissement par air. De plus, le mélange binaire a montré une plus grande capacité d'intégration avec la centrale solaire en raison de la différence de température élargie à travers le récepteur solaire.

V. Zare [13]. Dans cet article, a étudié une nouvelle approche pour améliorer les performances des turbines à gaz fonctionnant dans des climats chauds est enquêté. Le refroidissement de l'air d'admission au niveau de la cloche du compresseur est assuré par un réfrigérateur à air (cycle Joule Brayton inversé) entraîné par la turbine à gaz et utilise l'air comme fluide de travail. Fraction de l'air est extraite du compresseur à une pression intermédiaire, refroidi puis se détend pour obtenir un air froid courant, qui se mélange à l'apport ambiant. Analyse du bilan massique et énergétique de la turbine à gaz et du réfrigérateur Brayton couplé sont effectués. Les relations sont dérivées

pour une simple turbine à gaz ouverte couplé au cycle de réfrigération de Brayton, la chaleur rejetée du cycle de refroidissement peut être utilisée par un processus industriel tel qu'une usine de dessalement. L'amélioration des performances en termes de rapport de gain de puissance (PGR) et le facteur de changement d'efficacité thermique (TEC) est calculée. Les résultats montrent que pour une pression fixe rapport et les conditions ambiantes, les améliorations de puissance et d'efficacité sont des fonctions de la pression d'extraction rapport et la fraction de masse extraite du compresseur d'air. L'amélioration des performances est calculée pour une température ambiante de 458°C et 43,4% par rapport humidité. Les résultats ont indiqué que la température d'admission pouvait être abaissée en dessous de la norme ISO avec augmentation de la puissance jusqu'à 19,58% et diminution sensible du rendement thermique (5,76% de la valeur du site). De plus, la présente approche a amélioré à la fois le gain de puissance et les facteurs d'efficacité thermique si l'air est extrait à 2 bars, ce qui est différent de toutes les autres méthodes de refroidissement mécanique.

M. Mostafavi a et al [14] ont dans cet article explore l'utilisation de gaz d'échappement d'une turbine à gaz à cycle ouvert à double arbre. Un cycle standard d'air est supposé pour le gaz turbine, d'abord à l'aide de lois thermodynamiques le réseau spécifique et l'efficacité du cycle en tant que fonction du rapport de température et du rapport de pression du cycle sont calculés, et les limites réalistes placé sur le cycle par l'analyse thermodynamique est représenté. Ensuite, la température des gaz d'échappement et la chaleur pouvant être mise à profit pour le prérefroidissement en termes de rapport de température et de pression rapport du cycle sont déterminés. Le réseau spécifique et l'efficacité d'un cycle prérefroidi ont été calculés et comparés aux systèmes conventionnels. Il a été conclu que le prérefroidissement a une et marqué sur le réseau spécifique et efficacité à basse température. Aussi sans augmenter la température maximale du cycle, le cycle prérefroidi peut fonctionner à un rapport de pression de compresseur plus élevé et à un rapport de température plus élevé.

Lingen Chena et al [15]. Le cycle Maisotsenko est l'une des technologies de récupération de chaleur les plus prometteuses pour améliorer le cycle thermodynamique l'efficacité et la réduction de la pollution des cycles de Brayton à l'heure actuelle. La thermodynamique en temps fini est un outil puissant pour optimiser divers processus et cycles. Un modèle ouvert de cycle Maisotsenko-Brayton (saturateur d'air de Maisotsenko combiné avec le cycle de Brayton) est établi en utilisant la théorie de la thermodynamique à temps fini et en considérant les contraintes de taille de l'usine réelle dans cet article. Certaines expressions de paramètres importants telles que la puissance de sortie et l'efficacité sont dérivées en considérant les sept pertes de charge dans l'admission, la compression, l'expansion, processus de décharge, deux côtés du saturateur d'air Maisotsenko et processus d'écoulement dans la tuyauterie causés par le travail fluide dans la circulation, pertes de

transfert de chaleur vers l'environnement, pertes irréversibles dans le compresseur et la turbine, et perte de combustion irréversible dans la chambre de combustion. La puissance est optimisée en ajustant le débit massique du fluide de travail et la répartition de la perte de charge le long du trajet d'écoulement. Toutes les autres pressions d'entrée relatives sont liées à la chute de pression d'entrée relative à l'entrée du compresseur. Et les résultats montrent que les performances de puissance et d'efficacité du cycle Maisotsenko Brayton ouvert sont supérieures à celles du cycle de Brayton ouvert régénéré traditionnel.

I.7 Conclusion

Dans ce chapitre après la recherche bibliographique des généralités et les différents organes constituant la turbine à gaz en été présentées, une classification selon les divers critères utilisé et une chronologie de développement des turbines à gaz ont été détaillés

CHAPITRE II

ÉTUDE THERMODYNAMIQUE DU CYCLE DE BRAYTON

II.1 Introduction

Les turbine à gaz est devenue au fil du temps lune des meilleurs machines de production d'énergie, leur technologie a connu un grand développement durant ces dernières années .en effet beaucoup d'efforts ont été déployés afin de parvenir à améliorer l'efficacité du cycle de fonctionnement dans tous les aspect technologique notamment les matériaux, la fabrication, les technique de refroidissement des aubes, etc. grâce à ces avancées technologique les températures d'entrées de turbine ont pu atteindre des degrés élevés (près 1500) avec un rendement qui avoisine les 40% pour le cycle simple. D'autres approche d'amélioration existe telle que l'intégration de la régénération qui consiste à récupérer la chaleur des gaz d'échappement et l'utiliser pour le chauffage de l'aire avant son admission dans la chambre de combustion, le refroidissent intermédiaire en utilisant des compressions étagées. Ces techniques permettent d'améliorer significativement le rendement du cycle de Brayton.

Dans ce chapitre on va s'intéresser à ces dernières techniques citées si dessus afin d'évaluer leur influence sur le rendement thermique et le travail mécanique du cycle en fonction de certains paramètres.

II.2 Cycle de Brayton

Le cycle théorique de Brayton, encore appelé cycle de Joule, est le cycle de base des installations comportant des turbines à gaz. Celles-ci sont des composants de centrale chaleur force. L'usage des turbines à gaz est par ailleurs important en aviation. Le cycle théorique de Joule étudié comprend deux processus adiabatiques et deux processus isobares, selon la suite des transformations :

- Compression adiabatique dans le turbocompresseur, de l'état 4 à l'état 1 ;
- Réchauffement isobare dans la chambre de combustion, de l'état 1 à l'état 2 ;
- Détente adiabatique dans la turbine, de l'état 2 à l'état 3 ;
- Refroidissement isobare dans l'atmosphère de l'état 3 à l'état 4.

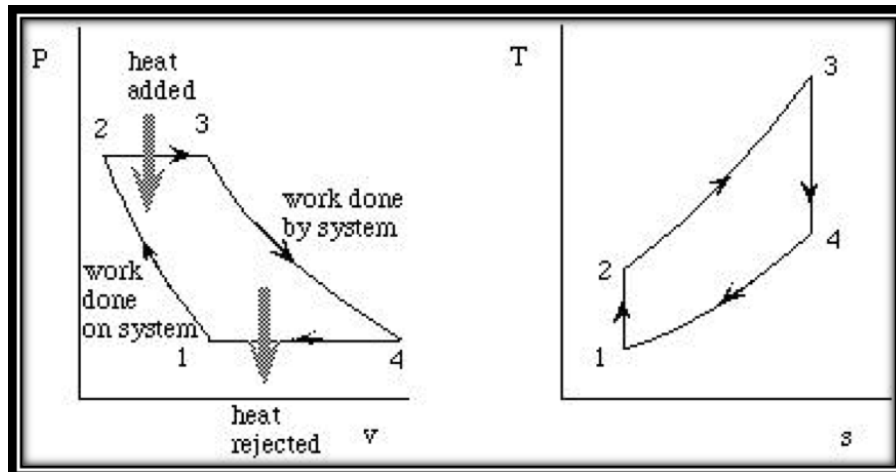


FIGURE II.1 – Diagrammes P-V et T-S du cycle de Brayton.

II.3 Rappel théorique

II.3.1 1^{er} principe de la thermodynamique

Travail et chaleur sont les deux seules façons possibles d'échanger de l'énergie entre systèmes fermés. Lorsqu'un système thermodynamique fermé quelconque subit un cycle de transformations qui la ramène à son état initial, la somme du travail W et de la chaleur Q échangés est nulle.

II.3.2 Énergie interne

C'est une fonction d'état, c'est-à-dire que sa variation est indépendante de la transformation et ne dépend que des états initial et final.

$$\Delta U = W + Q \quad (\text{II.1})$$

Pour une turbine à gaz il s'écrit entre l'entrée (1) et la sortie (2) du fluide

$$Q + W = \Delta h = h_2 - h_1 + E_c + E_p \quad (\text{II.2})$$

II.3.3 Deuxième principe de la thermodynamique

Le premier principe qui stipule la conservation de l'énergie n'explique pas l'irréversibilité de certaines transformations spontanées ou naturelles. Il faut donc introduire un second principe dit aussi principe d'évolution déduit des faits expérimentaux, qui permettra de prévoir les évolutions des systèmes et qui permet donc de préciser la nature d'une transformation (réversible, irréver-

sible), à travers une nouvelle fonction d'état dite entropie (S).

Entropie : S est une fonction d'état en J/K la variation d'entropie au cours des transformations peut être décomposé en deux termes.

- Entropie échangée avec le milieu extérieur.
- $S_c > 0$ l'entropie créée au sein du système (due aux irréversibilités).

II.3.4 Régénération

Le Principe régénération est de récupérer la chaleur des gaz chauds en sortie turbine, par l'intermédiaire d'un échangeur interne, pour chauffer les gaz après la compression et avant la combustion.

II.4 Cycle de Brayton régénératif

Habituellement, la température de l'air qui sort de la turbine est considérablement plus importante d'énergie est rejetée dans l'air ambiant. Les pertes d'énergie entraînent une efficacité moindre du système. Afin de surmonter ce problème, certaines méthodes sont développées. La régénération est l'une des méthodes de récupération de chaleur. Il utilise l'échappement de la turbine comme préchauffeur pour l'air comprimé.

Lorsque la température de sortie turbine est supérieure à celle de sortie du compresseur, il devrait être possible d'augmenter le rendement du cycle en se servant des gaz d'échappement dans un échangeur de chaleur pour réchauffer les gaz sortant du compresseur comme le metionne la figure suivante :

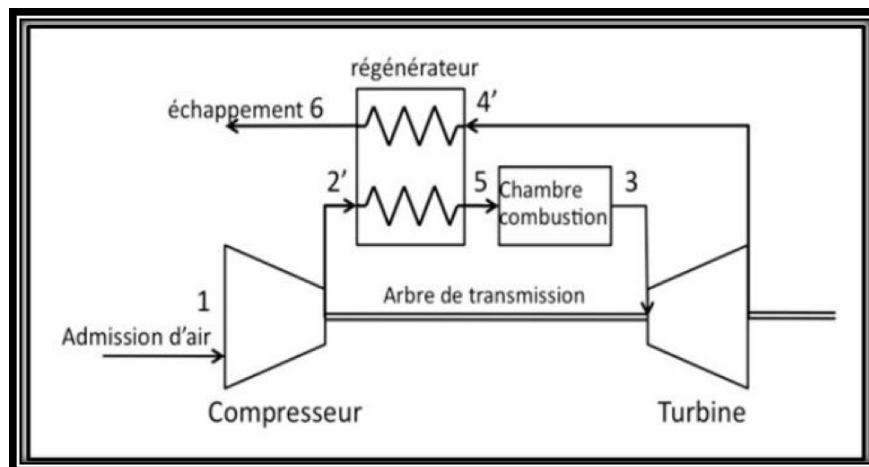


FIGURE II.2 – Turbine à gaz à cycle régénéré.

En principe, l'air qui entre dans l'échangeur thermique au point (2s) devrait se réchauffer jusqu'à la température des gaz qui entrent dans l'échangeur au point (4s), mais en réalité, entre les

gaz chauffant et l'air chauffé il existe toujours une certaine différence de température de sorte que l'air qui provient du compresseur sera chauffé seulement jusqu'au point (2), de même pour les gaz qui proviennent de la turbine au lieu de se refroidir jusqu'à la température de l'air qui provient du compresseur au point (2), ils se refroidissent seulement jusqu'au point (5)

II.4.1 Le rendement de cycle de baryton avec régénération

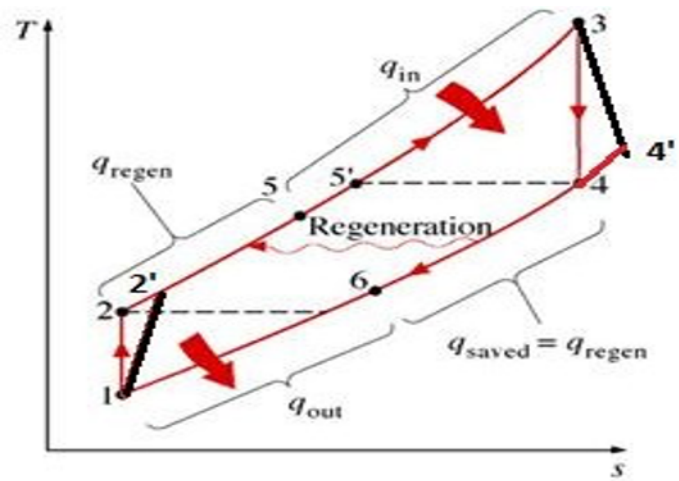


FIGURE II.3 – Diagramme T-S du cycle de Brayton avec régénération.

Le rendement de cycle de baryton avec régénération est donné par :

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{q_C} \quad (\text{II.3})$$

Le travail net est donné par l'expression suivante :

$$W_{net} = q_C - q_F \quad (\text{II.4})$$

L'expression de rendement devient :

$$\eta_{th} = \frac{q_C - q_F}{q_C} = 1 - \frac{q_F}{q_C} \quad (\text{II.5})$$

q_F : Chaleur évacuée ou chaleur introduite.

q_C : Chaleur transmise au fluide moteur.

La chaleur transmise au fluide peut être exprimé par :

$$q_C = h_3 - h_2 - (h_5 - h_2) \quad (\text{II.6})$$

La chaleur introduite peut être exprimé par :

$$q_F = h_4 - h_1 - (h_4 - h_2) \quad (\text{II.7})$$

Finalement

$$q_F = h_2 - h_1 \quad (\text{II.8})$$

On suppose que le régénérateur est un échangeur de chaleur adiabatique. D'où la chaleur récupérée par l'air comprimé est :

$$q_{\text{reg}} = h_5 - h_2 \quad (\text{II.9})$$

Le rendement de régénération est donné par la relation suivante :

$$\varepsilon_{\text{reg}} = \frac{h_5 - h_2}{h_4 - h_2} \quad (\text{II.10})$$

$$h_5 - h_2 = \varepsilon_{\text{reg}} (h_4 - h_2) \quad (\text{II.11})$$

On introduit cette dernière expression dans l'expression de la chaleur

$$q_C = h_3 - h_2 - \varepsilon_{\text{reg}} (h_4 - h_2) + h_4 - h_4 \quad (\text{II.12})$$

L'expression de la chaleur transmise au fluide devient :

$$q_C = h_3 - h_2 - \varepsilon_{\text{reg}} (h_4 - h_2) + h_4 - h_4 \quad (\text{II.13})$$

Donc on trouve l'expression de rendement thermique de ce cycle Brayton comme suit :

$$\frac{T_2}{T_{\text{min}}} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (\text{II.14})$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{(h_2 - h_1)}{h_3 - h_4 + (1 - \varepsilon_{\text{reg}}) (h_4 - h_2)} \quad (\text{II.15})$$

En introduisant le rendement de compresseur et de la turbine et le rapport de pression RPK dans l'expression de rendement :

Le rendement de compresseur est donné par la relation :

$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (\text{II.16})$$

L'expression de la température en fonction de rendement de compresseur est :

$$T_2 = \frac{T_{2s}}{\eta_c} + T_1 \left(1 - \frac{1}{\eta_c}\right) \quad (\text{II.17})$$

Le rendement de turbine est donné par la relation :

$$\eta_T = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}} \quad (\text{II.18})$$

L'expression de la température en fonction de rendement de turbine est :

$$T_4 = \eta_T T_{4s} (1 - \eta_T) \quad (\text{II.19})$$

Hypothèse

$$T_{\min} = T_1, T_{\max} = T_3 \quad (\text{II.20})$$

Le rapport de pression est donnée par :

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (\text{II.21})$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_3}{P_4} = \tau \quad (\text{II.22})$$

$$RPK = \frac{T_2}{T_{\min}} = \frac{T_3}{T_4} = \tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (\text{II.23})$$

Ça nous donne :

$$\Rightarrow \begin{cases} T_4 = \left(\frac{T_{\max}}{RPK}\right) \\ T_2 = T_{\min} \times RPK \end{cases} \quad (\text{II.24})$$

On les remplace dans les relations de température T_2 et T_4 :

$$T_2 = \left(\frac{T_{\min}}{\eta_c \times RPK} \right) + T_{\min} \left(1 - \frac{1}{\eta_c} \right) = T_{\min} \left(\frac{RPK}{\eta_c} + 1 - \frac{1}{\eta_c} \right) \quad (\text{II.25})$$

$$T_4 = \frac{\eta_T T_{\max}}{RPK} + T_{\max} (1 - \eta_T) = \eta_T T_{\max} \left(\frac{1}{RPK} + \frac{1}{\eta_T} - 1 \right) \quad (\text{II.26})$$

On obtient donc la relation finale de rendement comme suit :

$$\eta_{br} = 1 - \frac{(T_2 - T_1)}{\eta_T (T_3 - T_{4s}) + (1 - \eta_{reg}) (T_4 - T_2)} \quad (\text{II.27})$$

On remplaçant les expressions (II.25) et (II.26) dans l'expression précédente :

$$\eta_{br} = 1 - \frac{T_{\min} \left(\frac{RPK}{\eta_c} - \frac{1}{\eta_c} \right)}{\eta_T T_{\max} \left(1 - \frac{1}{RPK} \right) + \left[(1 - \varepsilon_{reg}) \left(\eta_T T_{\max} \left(\frac{1}{RPK} + \frac{1}{\eta_T} - 1 \right) - T_{\min} \left(\frac{RPK}{\eta_c} + 1 - \frac{1}{\eta_c} \right) \right) \right]} \quad (\text{II.28})$$

L'expression de rendement de ce cycle de Brayton avec régénération devient :

$$\eta_{br} = 1 - \frac{T_{\min} \left(\frac{RPK}{\eta_c} - 1 - \frac{1}{\eta_c} + 1 \right)}{\eta_T T_{\max} \left(1 - \frac{1}{RPK} \right) + \left[(1 - \varepsilon_{reg}) \left(\eta_T T_{\max} \left(\frac{1}{RPK} + \frac{1}{\eta_T} - 1 \right) - T_{\min} \left(\frac{RPK}{\eta_c} + 1 - \frac{1}{\eta_c} \right) \right) \right]} \quad (\text{II.29})$$

Le rendement est exprimé d'une façon plus simple par cette formule :

$$\eta_{br} = 1 - \frac{T_{\min}}{T_{\max} \eta_c \eta_T} \frac{RPK - 1}{\left(1 - \frac{1}{RPK} \right) + \left[(1 - \varepsilon_{reg}) \left(\left(\frac{1}{RPK} + \frac{1}{\eta_T} - 1 \right) - \frac{T_{\min}}{T_{\max} \eta_c \eta_T} (RPK + \eta_c - 1) \right) \right]} \quad (\text{II.30})$$

II.4.2 Travail mécanique net

Le travail mécanique peut être exprimé par l'expression suivante :

$$W_{net} = q_C - q_F \quad (\text{II.31})$$

$$D'où \begin{cases} q_F = h_2 - h_1 \\ q_C = h_3 - h_4 + (1 - \varepsilon_{reg}) (h_4 - h_2) \end{cases} \quad (\text{II.32})$$

L'expression de travail mécanique devient :

$$W_{\text{net}} = C_p [(T_{\text{max}} - T_4) - (1 - \varepsilon_{\text{reg}})(T_4 - T_2)] - (T_2 - T_{\text{min}}) \quad (\text{II.33})$$

En améliorant :

$$W_{\text{net}} = C_p \left[\left(\eta_T T_{\text{max}} \left(1 - \frac{1}{RPK} \right) + \left[(1 - \varepsilon_{\text{reg}}) \left(\eta_T T_{\text{max}} \left(\frac{1}{RPK} + \frac{1}{\eta_T} - 1 \right) - T_{\text{min}} \left(\frac{RPK}{\eta_c} + 1 - \frac{1}{\eta_c} \right) \right] \right) - \left(T_{\text{min}} \left(\frac{RPK}{\eta_c} - \frac{1}{\eta_c} \right) \right) \right] \quad (\text{II.34})$$

On a :

$$\begin{aligned} A &= \frac{T_{\text{min}}}{T_{\text{max}}} \left(\frac{RPK}{\eta_c} - \frac{1}{\eta_c} \right) \\ B &= \eta_T \left(\frac{1}{RPK} + \frac{1}{\eta_T} - 1 \right) \\ C &= \frac{T_{\text{min}}}{T_{\text{max}}} \left(\frac{RPK}{\eta_c} + 1 - \frac{1}{\eta_c} \right) \end{aligned} \quad (\text{II.35})$$

Finalement le travail est donné par cette relation :

$$W_{\text{net}} = C_p T_{\text{max}} \left[\left(\eta_T \left(1 - \frac{1}{RPK} \right) + [(1 - \varepsilon_{\text{reg}})(B - C)] \right) - A \right] \quad (\text{II.36})$$

II.5 Cycle de Brayton régénérative avec refroidissement et réchauffage intermédiaires

Dans ce cycle un refroidissement appliqué par un échangeur placé entre les deux compresseurs et un réchauffage appliqué par un autre échangeur placé entre les deux turbines, lorsque le refroidissement et le réchauffage sont appliqués le fluide moteur entre dans le compresseur à basse température et entre dans la deuxième turbine à plus haute température. La régénération pour récupérer la chaleur des gazs d'échappement pour chauffer l'air comprimé.

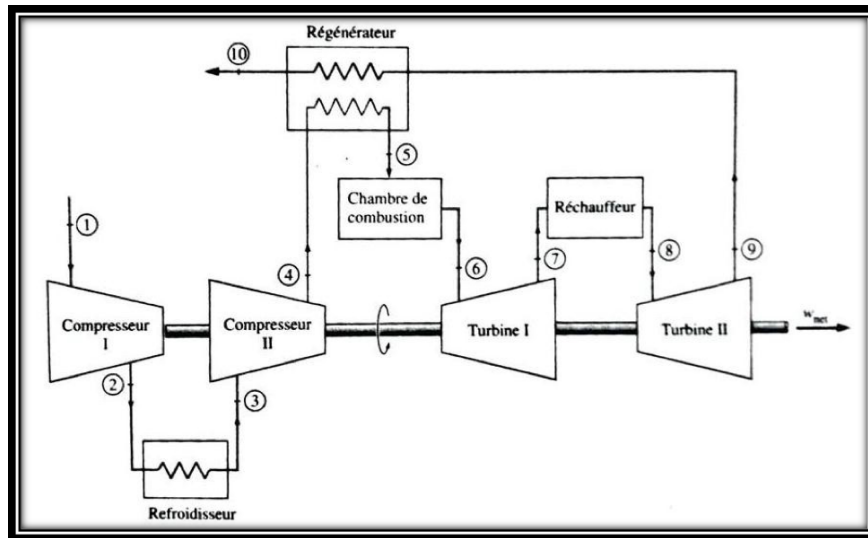


FIGURE II.4 – Schéma de principe de cycle de Brayton avec refroidissement intermédiaire, réchauffage intermédiaire et régénération.

Le gaz à l'état initial avec une pression P_1 et température T_1 est comprimé de façon isentropique à la pression intermédiaire P_2 , puis refroidi à pression constante à la température T_1 , le gaz entre dans le deuxième étage de compresseur est comprimé de façon isentropique à la pression finale P_4 il entre dans le régénérateur à pression constante sa température monte à T_5 , Les deux températures sont égales $T_5 = T_9$ si le rendement de régénérateur est de 1.

Le gaz est réchauffé dans la chambre de combustion et sort à la température T_6 et se détend de façon isentropique dans le premier étage de la turbine à température T_7 , sa température augmente à T_8 dans la deuxième chambre de combustion, puis détendu de façon isentropique dans le deuxième étage de la turbine jusqu'à la température T_9

Ensuite le gaz traverse le régénérateur à pression constante sa température descend à T_{10} ; Le cycle est complété le gaz se refroidit à température T_1 qui est son état initial.

II.5.1 Le rendement de ce cycle amélioré

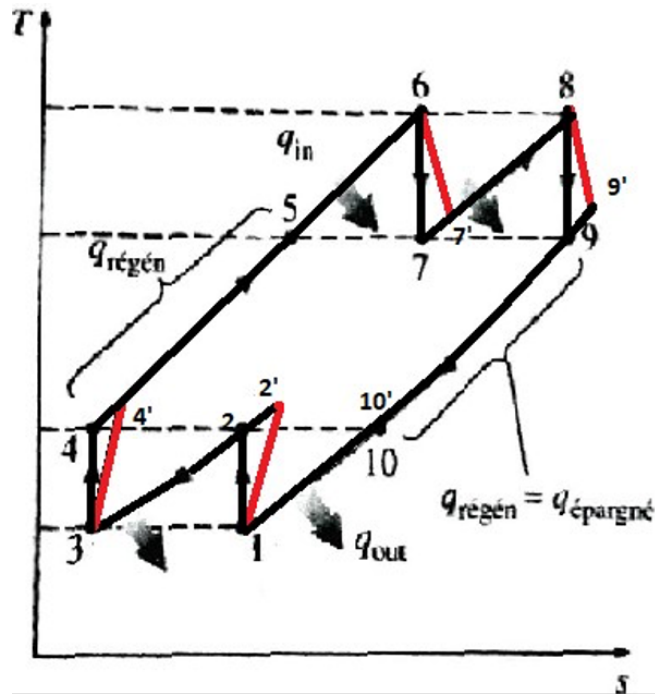


FIGURE II.5 – Diagramme T-S de cycle régénérative de Brayton avec refroidissement et réchauffage intermédiaires.

Le rendement thermique de ce cycle est donné par l'expression :

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{q_C} = 1 - \frac{q_F}{q_C} \tag{II.37}$$

q_F : Chaleur évacuée ou chaleur introduite.

q_C : Chaleur transmise au fluide moteur.

La chaleur transmise au fluide q_C peuvent être exprimé par :

$$q_C = h_6 - h_4 - (h_5 - h_4) + (h_8 - h_7) \tag{II.38}$$

La chaleur introduite q_F peuvent être exprimé par :

$$q_F = h_9 - h_1 - (h_9 - h_{10}) + (h_2 - h_3) \tag{II.39}$$

En posant :

$$\begin{cases} h_1 = h_3 \\ h_{10} = h_2 = h_4 \end{cases} \quad (\text{II.40})$$

L'expression de la chaleur introduite devient :

$$q_F = 2 (h_2 - h_1) \quad (\text{II.41})$$

Introduisant les rendements de la turbine, de compresseur et de la régénération en fonction du rapport de pression dans les expressions précédentes :

Le rendement de régénération est donné par la relation suivante :

$$\varepsilon_{\text{reg}} = \frac{h_5 - h_4}{h_9 - h_4} \quad (\text{II.42})$$

$$h_5 - h_4 = \varepsilon_{\text{reg}} (h_9 - h_{10}) \quad (\text{II.43})$$

donc

$$q_C = h_6 - h_4 - \varepsilon_{\text{reg}} (h_9 - h_{10}) + (h_8 - h_7) \quad (\text{II.44})$$

L'expression de la chaleur devient :

$$q_C = (h_6 - h_9) + (1 - \varepsilon_{\text{reg}}) (h_9 - h_{10}) + (h_8 - h_7) \quad (\text{II.45})$$

L'expression de rendement en fonction de rendement de régénération est :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{2 (h_2 - h_1)}{h_6 - h_9 + (1 - \varepsilon_{\text{reg}}) (h_9 - h_{10}) + (h_8 - h_7)} \quad (\text{II.46})$$

Hypothèses :

$$\begin{aligned} T_{\text{max}} &= T_8 = T_6 \\ T_{4s} &= T_{2s} = T_{10s} \\ T_4 &= T_2 = T_{10} \\ T_{7s} &= T_{9s} \\ T_7 &= T_9 \end{aligned} \quad (\text{II.47})$$

L'expression de rendement devient :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{2(T_2 - T_1)}{2(T_8 - T_9) + (1 - \varepsilon_{reg})(T_9 - T_{10})} \quad (\text{II.48})$$

Le rendement de compresseur est donné par la relation, si on considère que les deux compresseurs ont le même rendement :

$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (\text{II.49})$$

Finalement, la température T_2 est exprimé par :

$$T_2 = \frac{T_{2s}}{\eta_c} + T_{\min} \left(1 - \frac{1}{\eta_c} \right) = T_4 = T_{10} \quad (\text{II.50})$$

Le rendement de turbine est donné par la relation, on considère que les deux turbines ont le même rendement :

$$\eta_c = \frac{h_8 - h_9}{h_8 - h_{9s}} \quad (\text{II.51})$$

Finalement, la température T_9 est exprimé par :

$$T_9 = \eta_T T_{9s} + T_{\max} (1 - \eta_T) = T_7 \quad (\text{II.52})$$

Le rapport de pression (τ) est donné par l'expression suivante :

$$\frac{P_4}{P_1} = \frac{P_6}{P_9} = \tau \quad (\text{II.53})$$

Nous avons :

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \implies P_3 = P_4 \left(\frac{T_{\min}}{T_4} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (\text{II.54})$$

Aussi, on a :

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \implies P_2 = P_1 \left(\frac{T_{2s}}{T_{\min}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \implies T_{2s} = T_{4s} \quad (\text{II.55})$$

Et comme : $P_3 = P_2$.

On trouve donc :

$$P_4 \left(\frac{T_{4s}}{T_{\min}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = P_1 \left(\frac{T_{\min}}{T_{2s}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \times \left(\frac{T_{\min}}{T_{4s}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \left(\frac{T_{4s}}{T_{\min}} \right)^{\frac{2\gamma}{\gamma-1}} \quad (\text{II.56})$$

Ça nous donne :

$$\frac{T_{4s}}{T_{\min}} = \left(\frac{P_6}{P_1} \right)^{\frac{2\gamma}{\gamma-1}} \implies T_{2s} = T_{10s} \quad (\text{II.57})$$

De la même façon on trouve :

$$\frac{T_{\max}}{T_{9s}} = \left(\frac{P_6}{P_9} \right)^{\frac{\gamma-1}{2\gamma}} \implies T_{9s} = T_{7s} \quad (\text{II.58})$$

Le rapport de pression RPK est donné donc par l'expression :

$$RPK = \tau^{\frac{\gamma-1}{2\gamma}} \quad (\text{II.59})$$

Ça nous donne :

$$\begin{cases} T_{2s} = T_{\min} \times RPK = T_{4s} = T_{10s} \\ T_{9s} = \frac{T_{\max}}{RPK} \end{cases} \quad (\text{II.60})$$

On les remplace dans les relations de température T_9 et T_2 :

$$T_9 = \frac{T_{\max} \eta_T}{RPK} + T_{\max} (1 - \eta_T) = T_{\min} \left(\frac{RPK}{\eta_c} + 1 - \frac{1}{\eta_c} \right) = T_4 \quad (\text{II.61})$$

$$T_2 = \frac{T_{\min} \times RPK}{\eta_c} + T_{\min} (1 - \eta_c) = \eta_T T_{\max} \left(\frac{1}{RPK} + \frac{1}{\eta_T} - 1 \right) \quad (\text{II.62})$$

On remplaçant ces expressions dans l'expression de rendement :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{2(T_2 - T_1)}{2\eta_T(T_8 - T_{7s}) + (1 - \varepsilon_{reg})(T_4 - T_{10})} \quad (\text{II.63})$$

On trouve donc l'expression finale de rendement comme suit :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{2T_{\min} \left(\frac{RPK}{\eta_c} - \frac{1}{\eta_c} \right)}{2\eta_T T_{\max} \left(1 - \frac{1}{RPK} \right) + \left[(1 - \varepsilon_{reg}) \left(\eta_T T_{\max} \left(\frac{1}{RPK} + \frac{1}{\eta_T} - 1 \right) - T_{\min} \left(\frac{RPK}{\eta_c} + 1 + \frac{1}{\eta_c} \right) \right) \right]} \quad (\text{II.64})$$

II.5.2 Travail mécanique

Le travail mécanique de cycle avec refroidissement et réchauffage intermédiaires et régénération est exprimée par l'expression :

$$W_{\text{net}} = q_C - q_F$$

D'où :

$$\begin{cases} q_C = (h_6 - h_7)(h_7 - h_4) - \varepsilon_{\text{reg}}(h_9 - h_{10}) + (h_8 - h_7) \\ q_F = 2(h_2 - h_1) \end{cases} \quad (\text{II.65})$$

L'expression de travail mécanique devient :

$$W_{\text{net}} = C_p [(2(T_{\text{max}} - T_9) + (1 - \varepsilon_{\text{reg}})(h_9 - h_{10}))(-2(T_2 - T_{\text{min}}))] \quad (\text{II.66})$$

Nous avons :

$$\begin{cases} B = \eta_T \left(\frac{1}{RPK} + \frac{1}{\eta_T} - 1 \right) \\ A = \frac{T_{\text{min}}}{T_{\text{max}}} \left(\frac{RPK}{\eta_c} + 1 - \frac{1}{\eta_c} \right) \end{cases} \quad (\text{II.67})$$

Finalement le travail mécanique est exprimé par cette expression :

$$W_{\text{net}} = C_p T_{\text{max}} \left[\left(2\eta_T \left(1 - \frac{1}{RPK} \right) + [(1 - \varepsilon_{\text{reg}})(B - A)] \right) - \left(2 \frac{T_L}{T_h} \left(\frac{RPK}{\eta_c} - \frac{1}{\eta_c} \right) \right) \right] \quad (\text{II.68})$$

II.6 Conclusion

Dans ce chapitre nous avons présenté les deux différentes installations d'une turbine à gaz par la suite comme on a mentionné dans l'introduction nous avons passé au développement des équations de rendement et de travail mécanique des deux installations

CHAPITRE III

RÉSULTATS ET DISCUSSIONS

III.1 Introduction

Dans ce chapitre on vas s'intéresser aux comportements des courbes de rendement et de travail mécanique en fonction des paramètres tel que l'efficacité de régénérateur les rendements des compresseurs et des turbines, les taux de compression et les rapport de températures, ainsi voir l'influence de chacun de ces derniers sur le rendement et le travail mécanique

III.2 Cycle régénératif

III.2.1 Rendement thermique

La figure III.1 démontre l'effet des taux compression à déférentes valeurs sur le rendement thermique pour trois cycles de Brayton, le simple, le régénératif et le régénératif avec refroidissement et réchauffage intermédiaires.

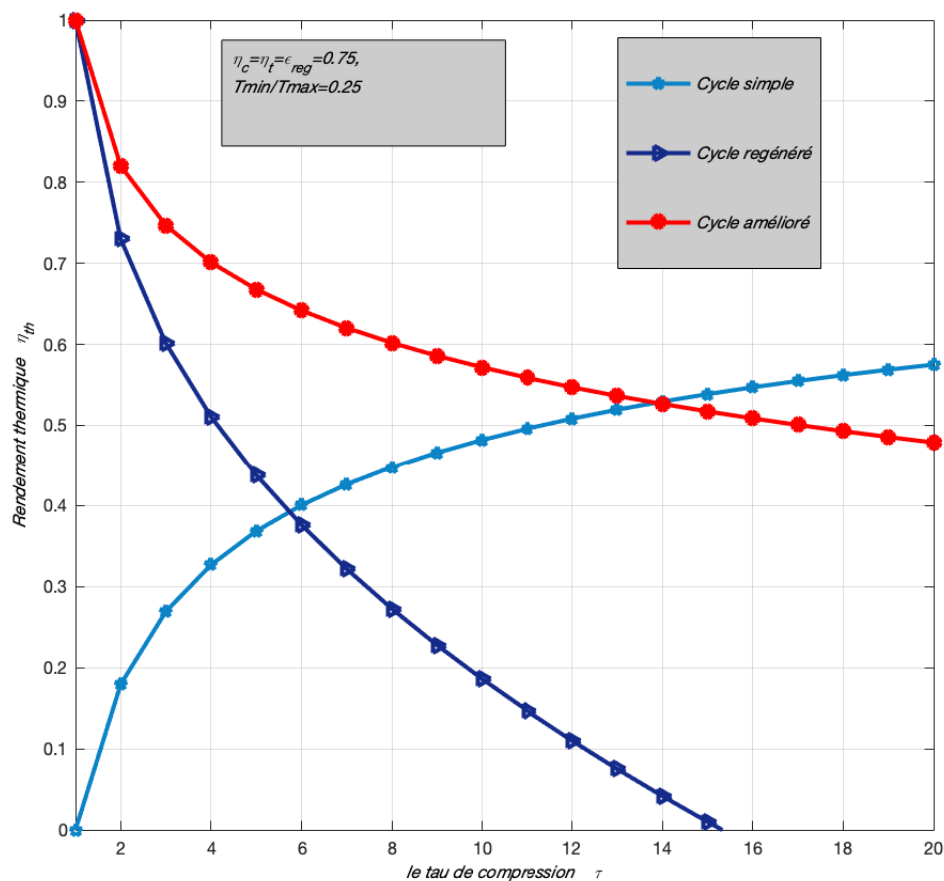


FIGURE III.1 – Comparaison entre le cycle simple de Brayton le régénératif et l'amélioré.

On peut voir clairement l'effet de la régénération ou encore celui du refroidissement et réchauff-

fage intermédiaires, ce dernier nous permet d'avoir un meilleur rendement pour toute gamme des rapports de pression, et il peut aller jusqu'à 50% pour le taux de compression élevé par rapport au cycle régénéré.

La plage des rapports de pression est de 15 pour le cycle régénéré, infini pour le cycle simple et largement supérieur a 20 pour le cycle amélioré.

Aussi, on peut remarquer que la courbe du cycle simple se comporte déferrement des deux autres courbes des cycles régénératif et amélioré, plus on fournit des rapports de pression élevé plus le rendement s'accroît pour atteindre une valeur maximale de 57% qui est inférieur à celle du cycle régénératif à sa meilleure performance.

En minimisant le rapport de température ainsi que le taux de compression, on obtient un meilleur rendement.

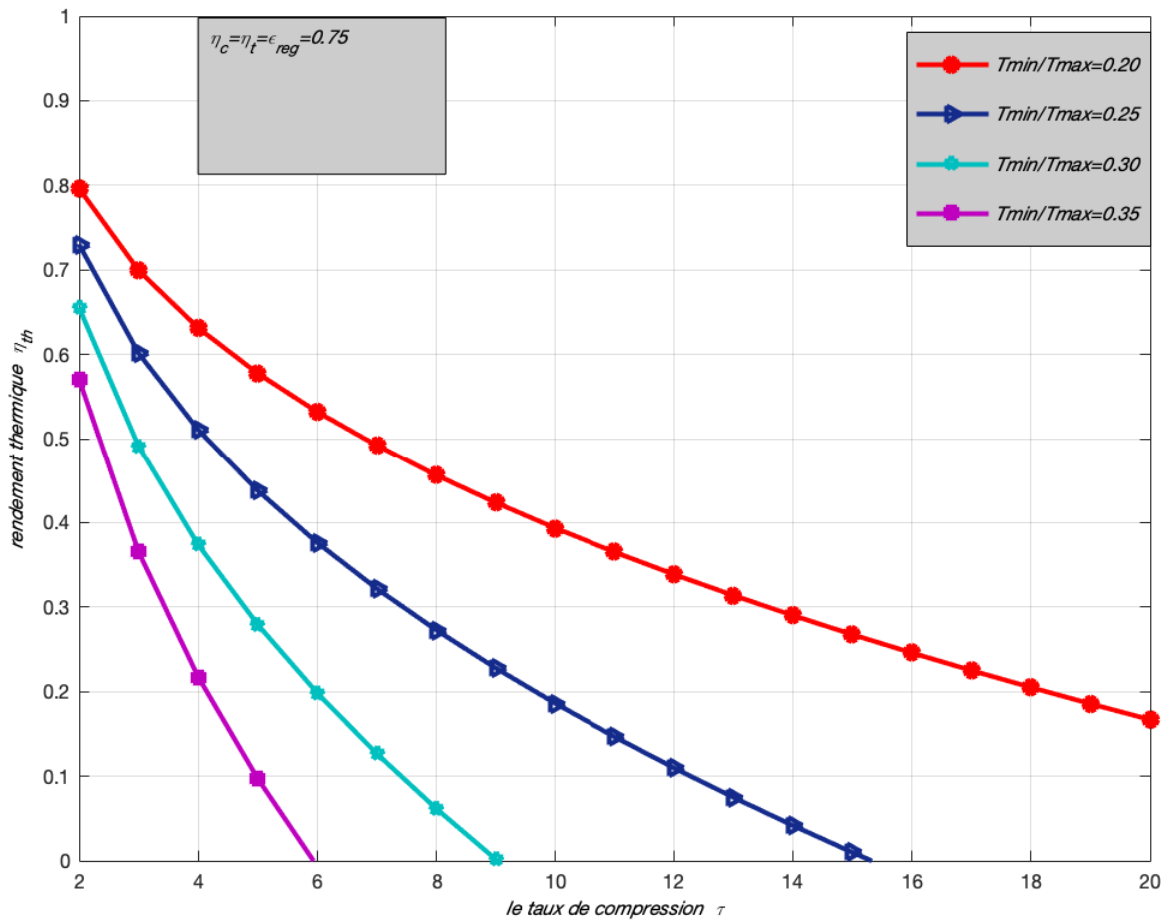


FIGURE III.2 – Courbe de variation de rendement thermique de cycle de Brayton avec régénération en fonction du taux de compression et de température.

La figure démontre le rendement de cycle amélioré est inversement proportionnelle au rapport de température T_{min}/T_{max} . les rendements le plus élevé sont obtenus a des rapports de température de 0.2, 0.25.

La plage des taux de compression se rétrécit en augmentant le rapport température, elle est de 9 pour la valeur 0.3 et ne dépasse pas 6 pour la valeur de 0.35.

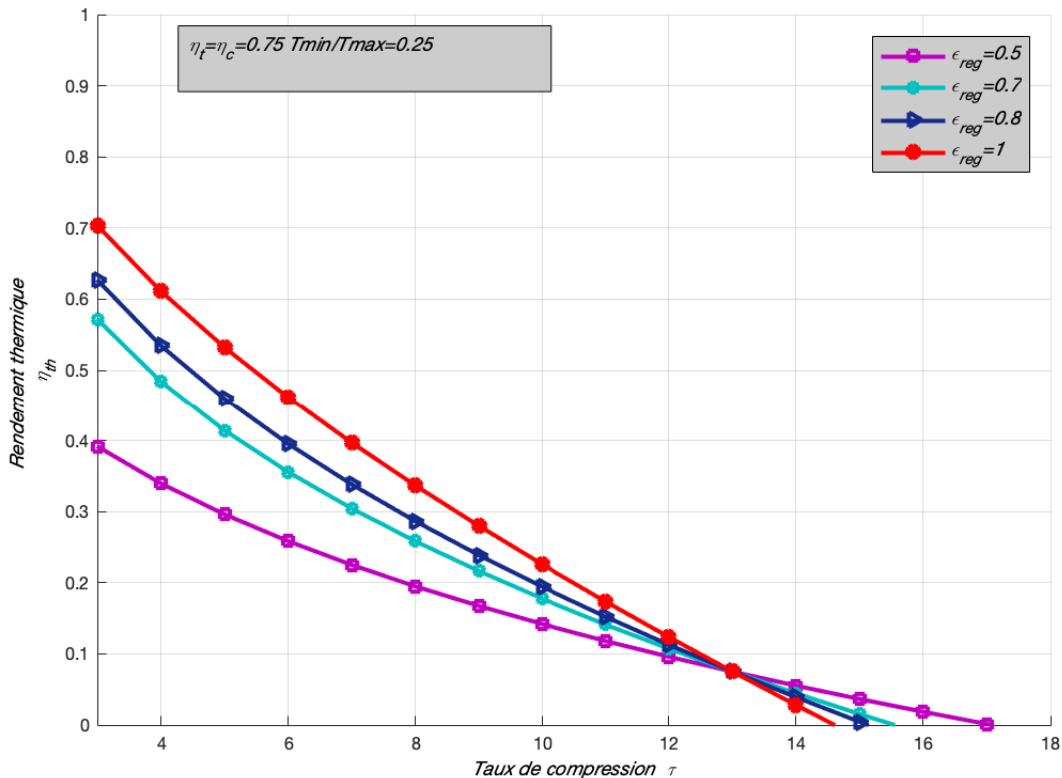


FIGURE III.3 – Courbe de rendement thermique du cycle de Brayton avec régénération en fonction du taux de compression et l’efficacité de régénération.

La figure représente la variation du rendement thermique en fonction du taux de compression et de l’efficacité du régénérateur. Dans le cas idéal l’impact de la régénération est le plus grand, il nous permet d’avoir un rendement qui avoisine les 70%.

Pour les valeurs d’efficacité de régénérateur de 0.7, 0.8 le rendement est acceptable pour des taux de compression minimale.

En diminuant l’efficacité de la régénération les valeurs de rendement s’affaiblissent, par contre la plage des rapports de pression s’élargit en diminuant l’efficacité de la régénération, sachant que la plus large plage est obtenue pour une efficacité de régénérateur égale à 0.5.

L'utilisation de turbines et compresseurs performants permet un meilleur rendement du cycle de Brayton avec régénération.

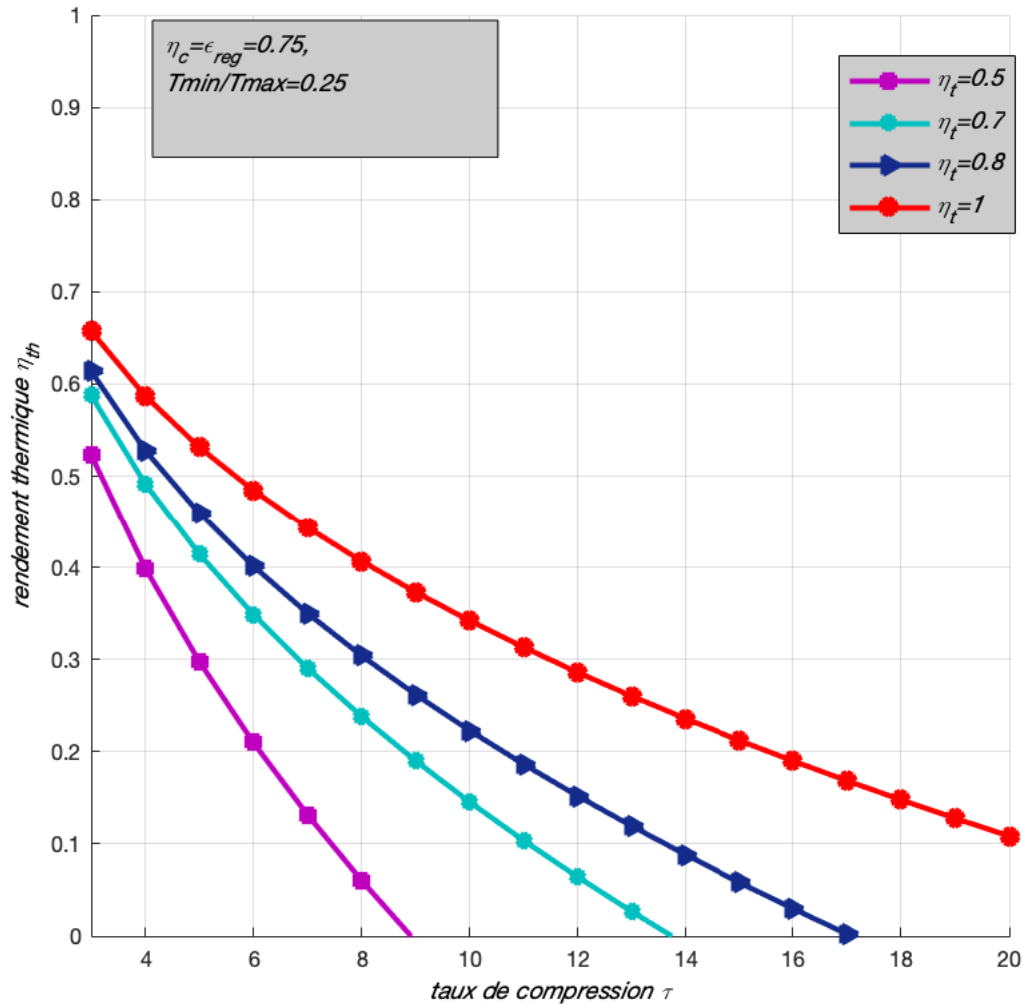


FIGURE III.4 – Variation du rendement thermique en fonction du taux de compression et du rendement de la turbine.

Pour un rendement de turbine idéal le rendement thermique est le plus grand tout comme la plage des rapports de pression.

En diminuant le rendement thermique la plage des rapports de pression se rétrécit pour atteindre la valeur de 9 pour un rendement de turbine de 0.5.

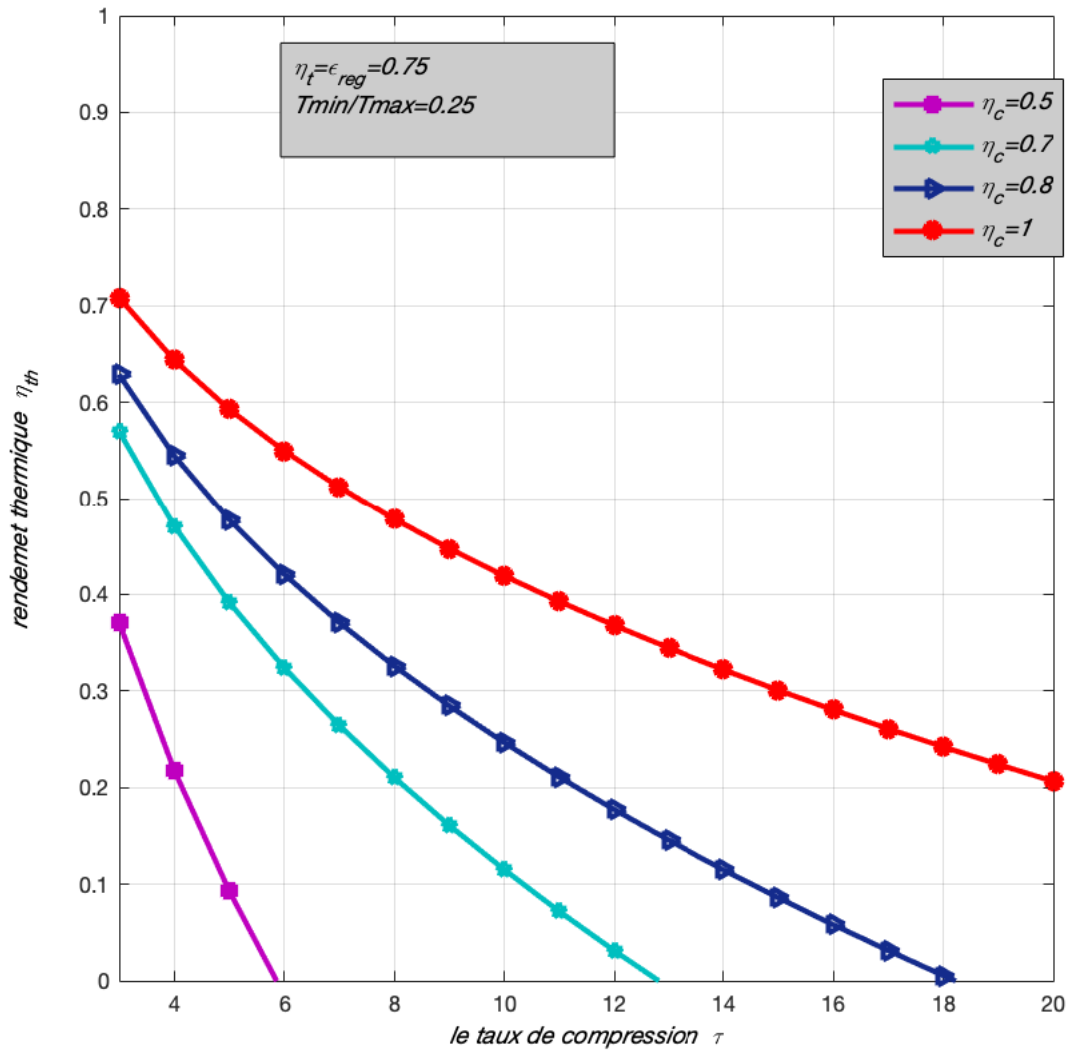


FIGURE III.5 – Variation du rendement thermique en fonction du taux de compression et et du rendement du compresseur.

Pour un rendement du compresseur de 50%, les valeurs du rendement du cycle sont la plus basses et la plage du taux de compression ne dépasse pas 6.

Aussi pour un rendement de turbine de 50%, la plage du taux de compression ne dépasse pas 9.

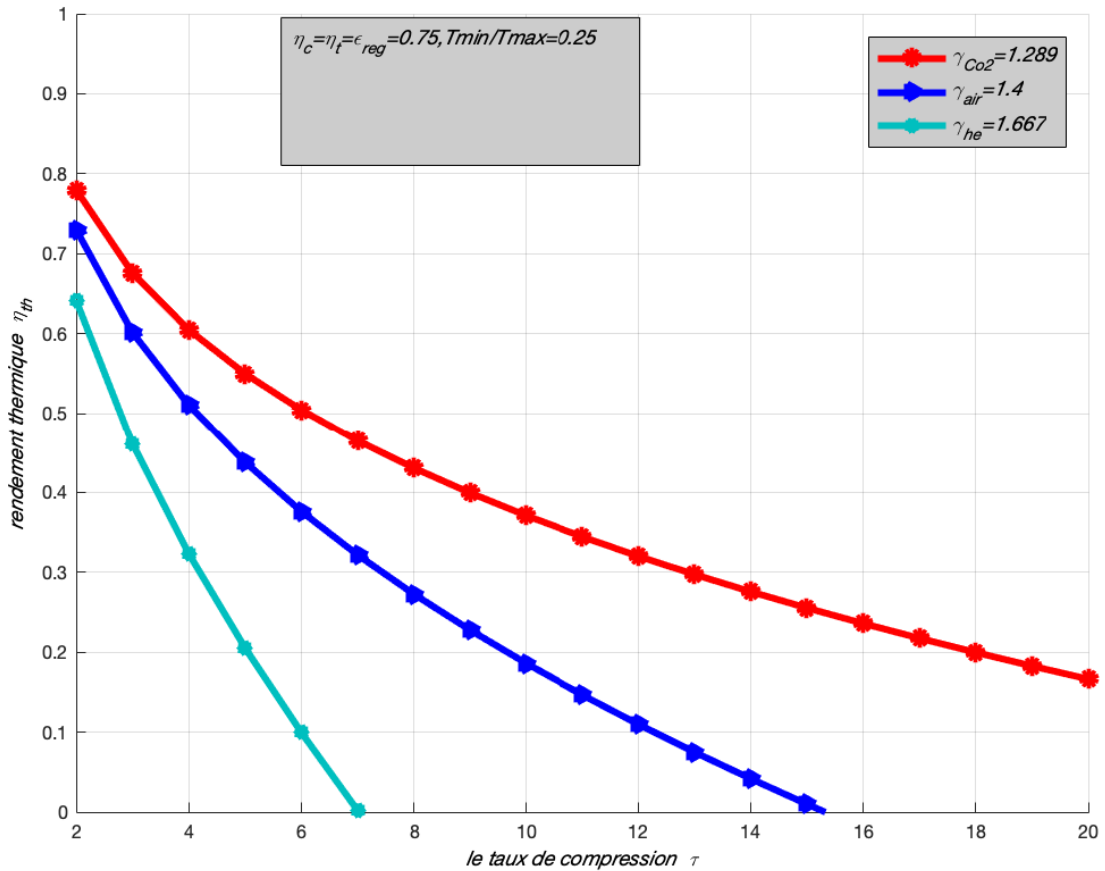


FIGURE III.6 – Variation du rendement thermique en fonction du taux de compression et du fluide de fonctionnement.

On remarque que le cycle régénératif est plus performant avec le dioxyde de carbone CO_2 comme fluide de travail. Il permet un meilleur rendement ainsi qu'une large plage des taux de compressions par rapport à l'air ou encore à l'hélium.

III.2.2 Travail mécanique

Les figures suivantes représentent le travail mécanique pour ce cycle régénératif de Brayton fonctionnant à l'hélium, l'air et le dioxyde de carbone en fonction du taux de compression et de la source de température chaude T_{max} .

Dans cette partie on va changer le fluide de travail puis, on varie dans la température chaude T_{max} .

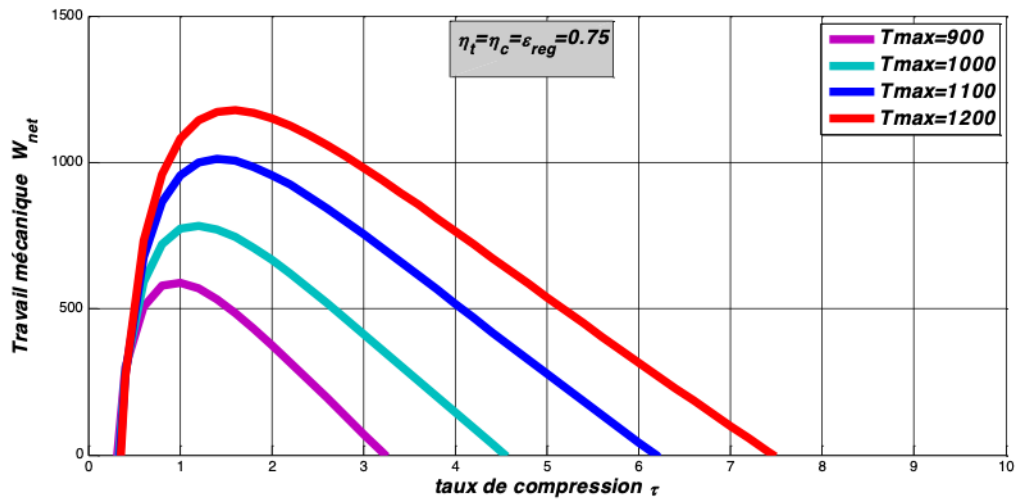


FIGURE III.7 – Variation du travail mécanique du cycle fonctionnant à l'hélium en fonction du taux de compression et de la température T_{\max} .

Le travail mécanique atteint ses valeurs maximales à des faibles taux de compressions.

La plage des taux de compressions au meilleur des cas ne dépasse 7.5.

L'influence de la température chaude est visible sur la valeur maximale du travail mécanique, d'où l'augmentation de la température chaude T_{\max} provoque une augmentation dans la valeur maximale de travail mécanique.

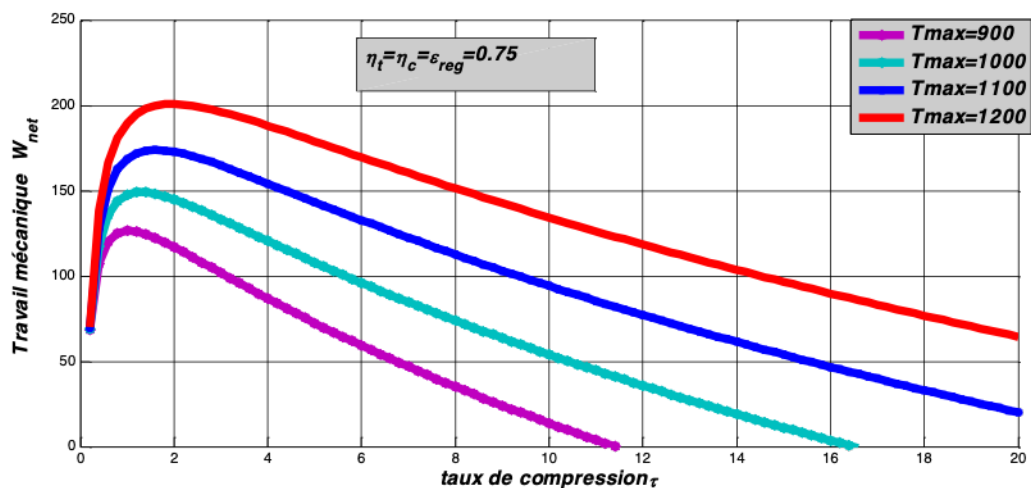


FIGURE III.8 – Variation du travail mécanique du cycle fonctionnant au CO_2 en fonction du taux de compression et de la température T_{\max} .

L'utilisation du dioxyde de carbone comme fluide du travail permet une large plage des taux de

compressions par rapport à l'hélium, mais la valeur maximale du travail est obtenue avec l'hélium est supérieure.

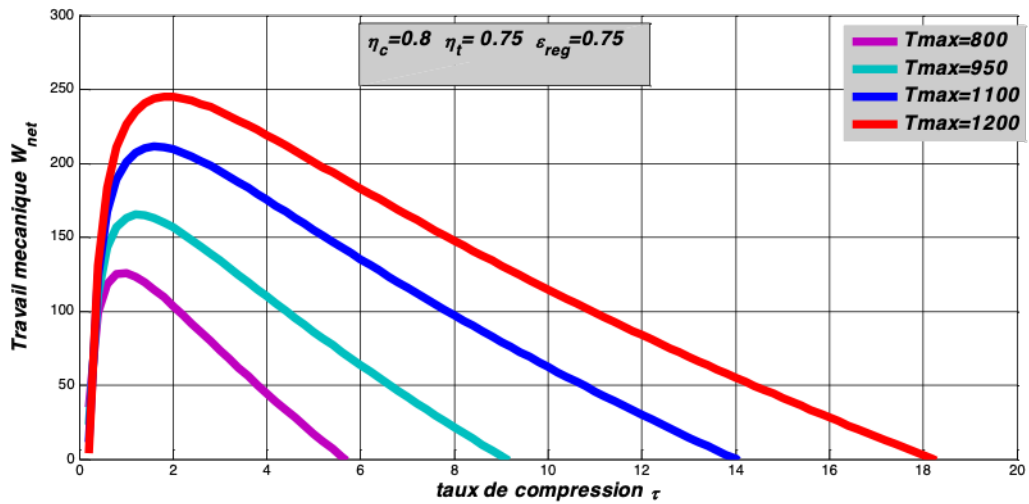


FIGURE III.9 – Variation du travail mécanique du cycle fonctionnant à l'air en fonction du taux de compression et de la température T_{max} .

On constate que ce cycle reste opérationnel pour une large plage du taux de compression atteint une valeur égale à 18 pour la température de 1200 K et en diminuant la température T_{max} , la plage des taux de compressions se rétrécit pour atteindre une valeur qui avoisine les 6 pour la plus basse des température chaude 800 K

III.3 Cycle régénératif avec refroidissement et réchauffage intermédiaires.

III.3.1 Rendement thermique

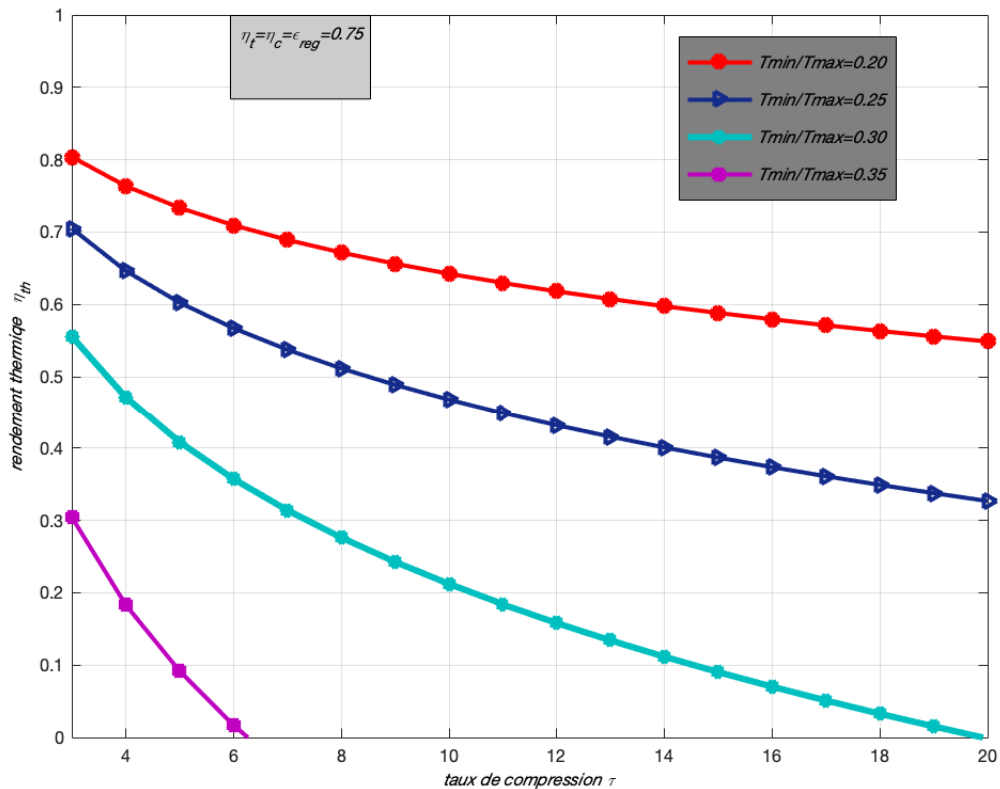


FIGURE III.10 – La variation du rendement thermique cycle régénératif avec refroidissement et réchauffages intermédiaires en fonction des rapports de pression et de température.

Le rendement du cycle amélioré est inversement proportionnel au rapport de température, pour la valeur $T_{min}/T_{max} = 0.2$, le rendement thermique atteint sa maximale valeur qui est égale à 0.8, sa minimale valeur est obtenue à rapport de température de 0.35.

Le refroidissement et réchauffages intermédiaires permettent d'avoir des rendements acceptables pour des larges plages de rapports de compression.

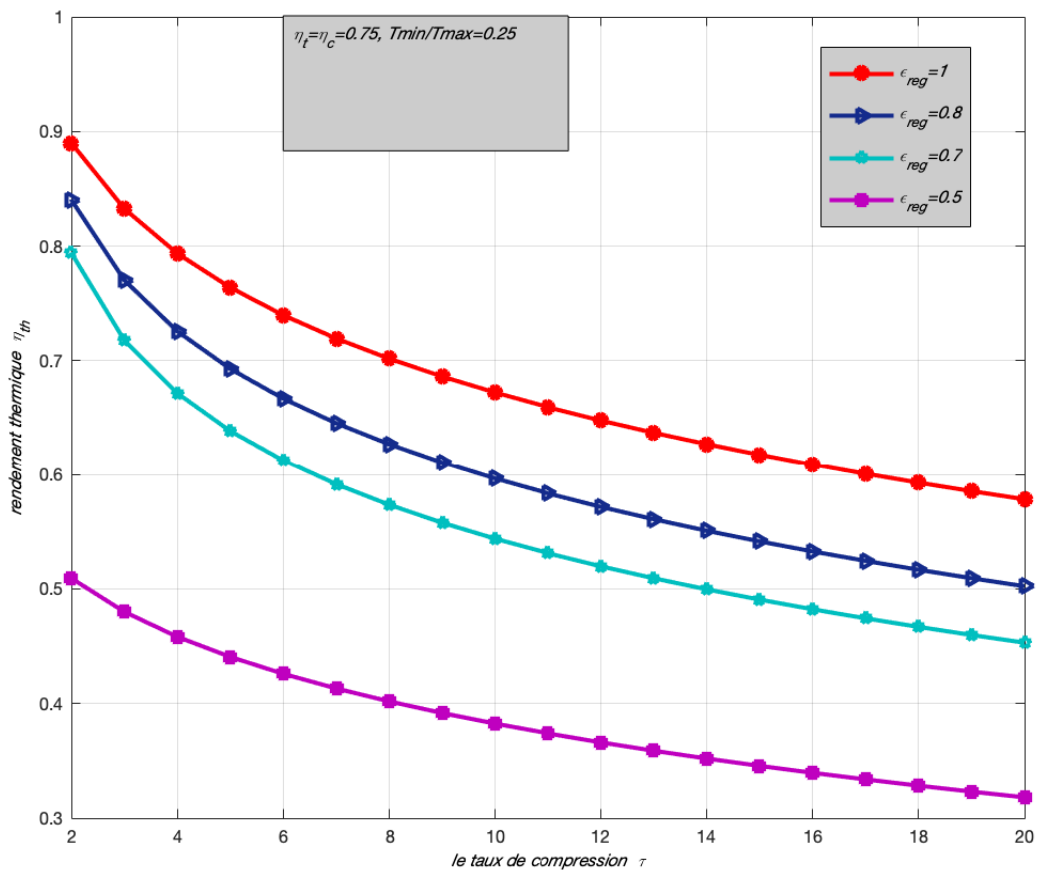


FIGURE III.11 – la variation de rendement thermique du cycle amélioré en fonction de l'efficacité de régénérateur et le rapport de compression.

La figure démontre que la performance de l'installation thermique avec régénération doté d'un réchauffage et refroidissement intermédiaires est la plus élevée dans le cas d'une régénération idéale, mais le rendement reste considérablement élevé pour des efficacités de régénérateur de 0.7 et 0.8.

Aussi le rendement atteint des valeurs élevées pour des compresseurs et turbines performants sous l'influence de refroidissement et réchauffage intermédiaires de ces composants. Plus encore, les valeurs de rendement restent supérieures à zéro pour les hauts rapports de pression et faibles rendements des compresseurs et turbines.

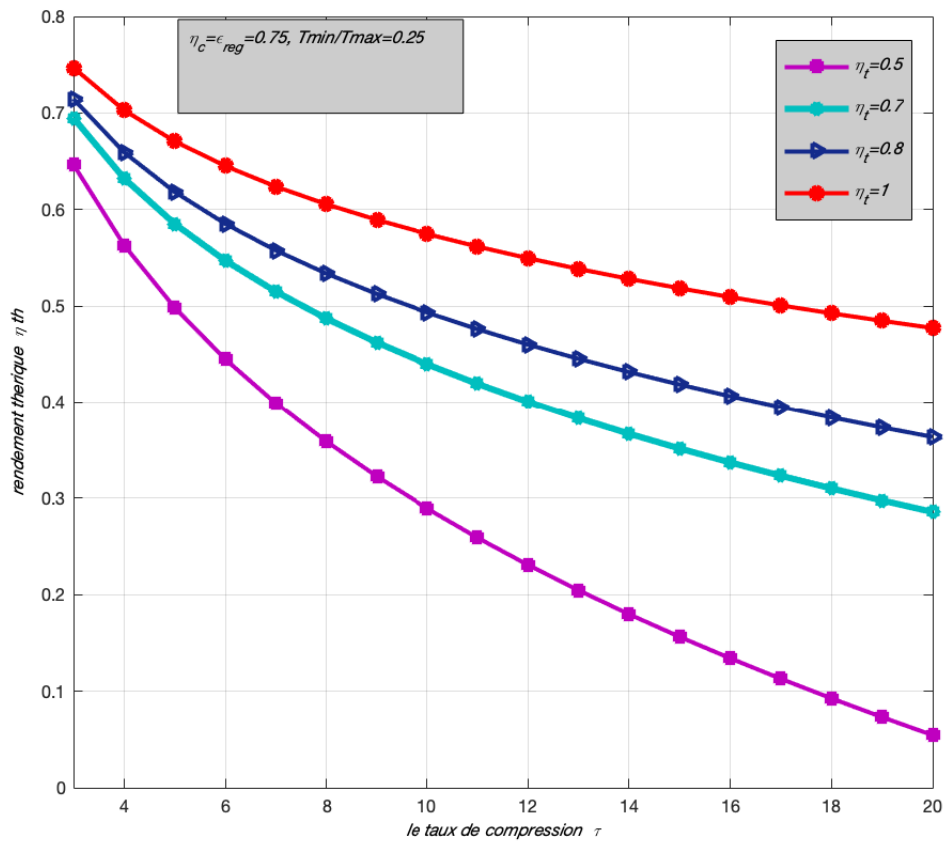


FIGURE III.12 – Variation de rendement thermique du cycle amélioré en fonction du rendement de la turbine et le taux de compression.

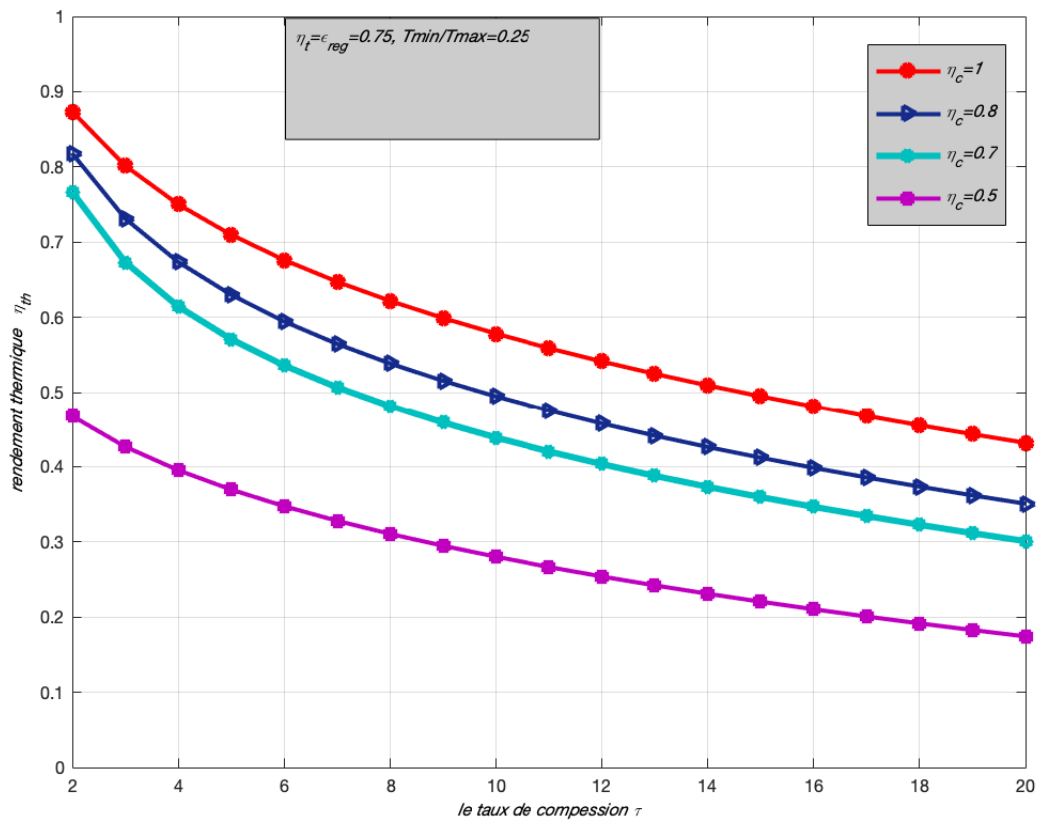


FIGURE III.13 – La variation de rendement thermique du cycle amélioré en fonction du taux de compression et du rendement de compresseur.

Pour un rendement de compresseur de 0.5, les valeurs du rendement du cycle thermique sont inférieures à celle-ci pour un rendement de turbine à 0.5.

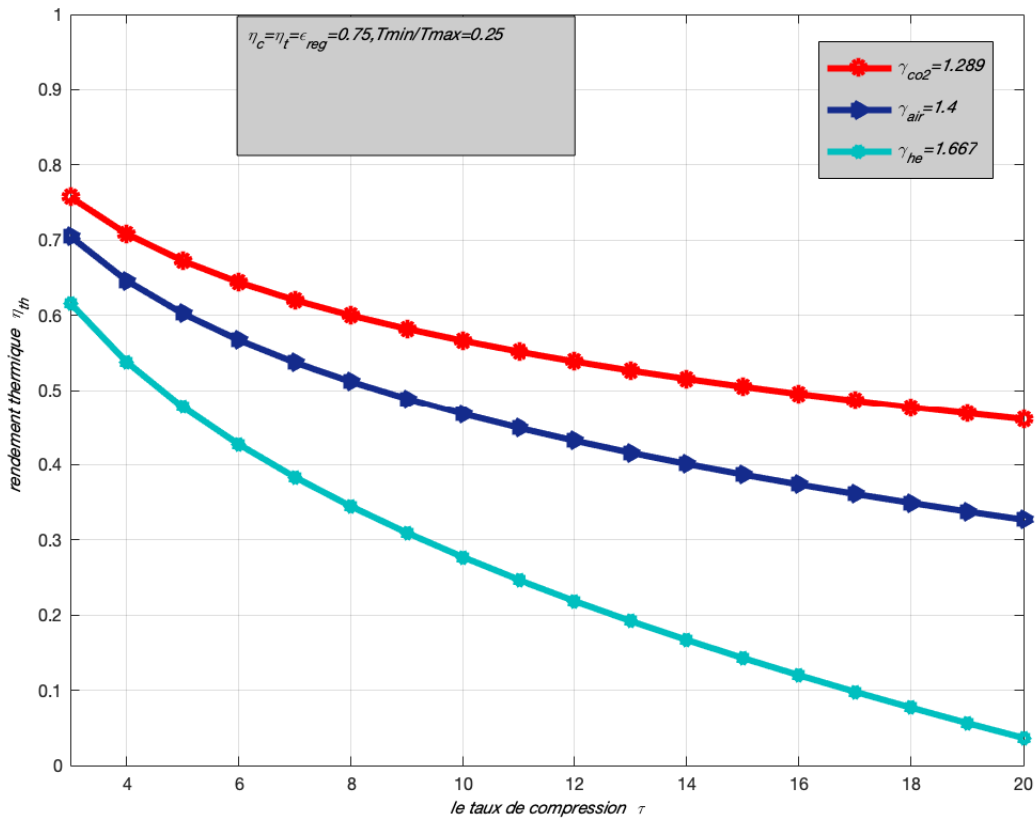


FIGURE III.14 – Variation du rendement thermique de cycle amélioré en fonction du taux de compression avec les différents fluides de travail.

Le cycle de Brayton régénératif avec refroidissement et réchauffage intermédiaire semble le plus performant avec de dioxyde de carbone CO_2 .

III.3.2 Travail mécanique

Nous allons voir des graphes qui nous montre la variation de travail mécanique de ce cycle régénératif avec refroidissement et réchauffage intermédiaires en fonction du rapport de pression, températures chaude T_{max} et en fonction de fluide de travail.

L'étude de ce cycle régénérative de Brayton avec refroidissement et réchauffage intermédiaires, qui fonctionne avec l'hélium comme un fluide de travail, aussi avec des rendements du compresseur et du turbine de 80% et rendement de régénération de 80% nous montre que le cycle reste opérationnel dans une plage de températures chaude T_{max} entre 900 et 1200 K dans une grande plage du rapport de pression.

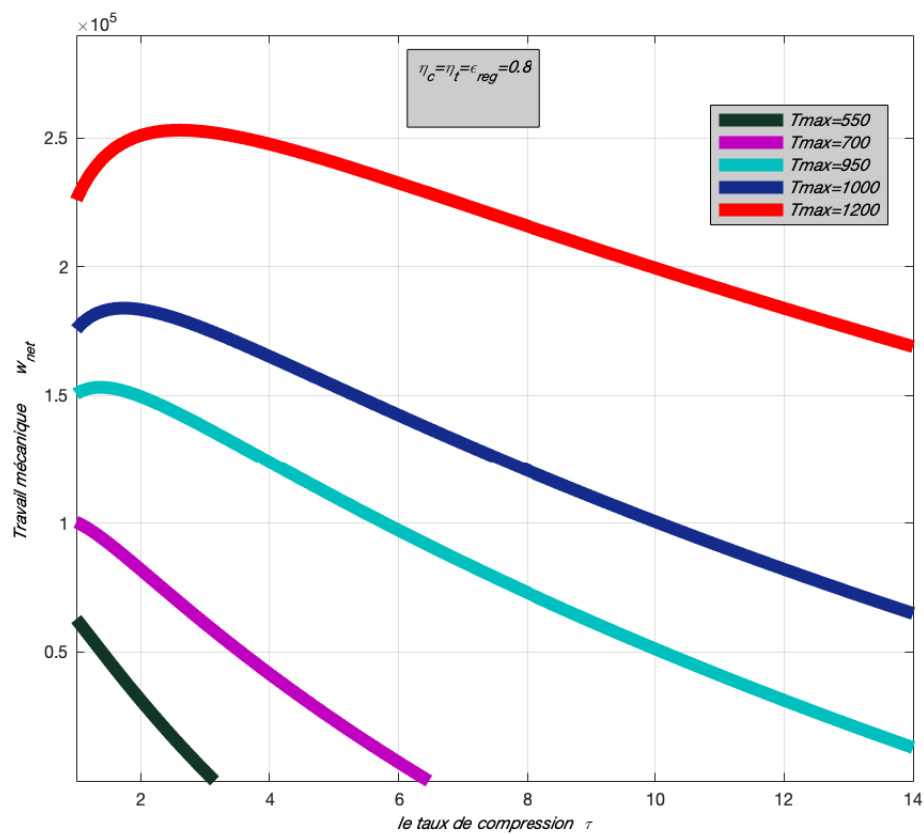


FIGURE III.15 – Variation du travail mécanique du cycle fonctionnant à l'hélium en fonction du taux de compression et de température T_{max} .

Le travail mécanique atteint sa valeur maximale pour des taux de compression compris entre 2 et 4.

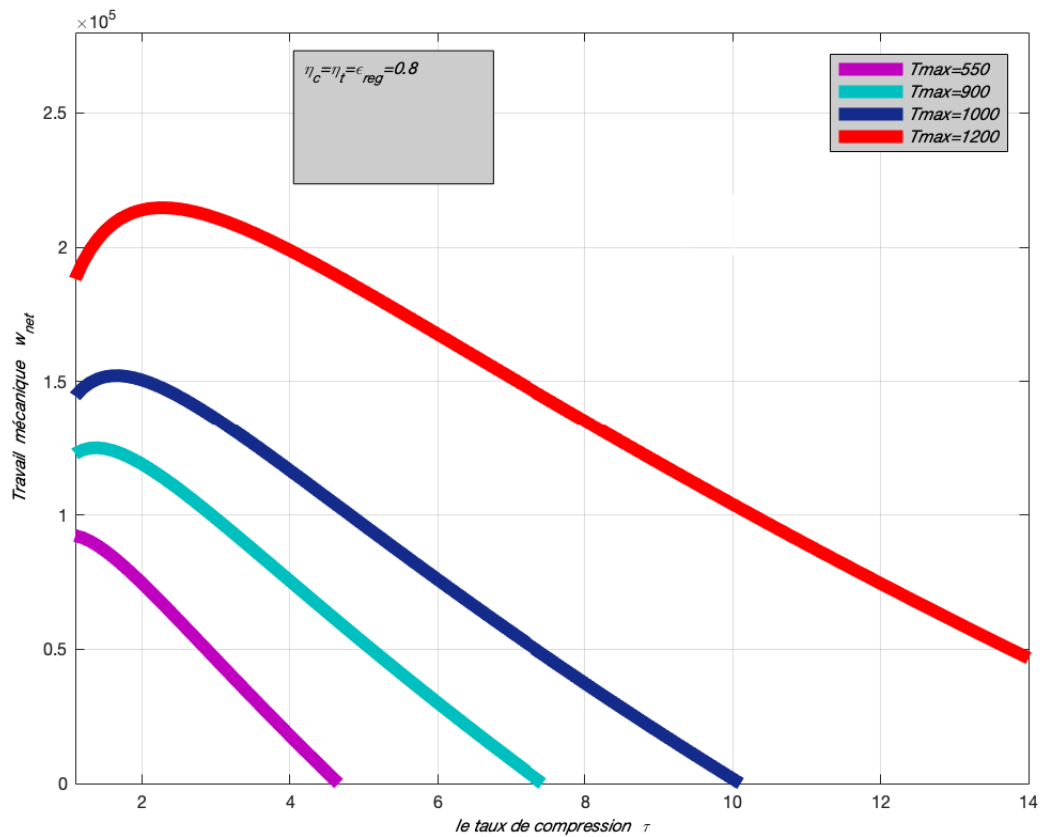


FIGURE III.16 – Variation du travail mécanique du cycle fonctionnant au CO_2 en fonction du taux de compression et de température T_{max} .

Le CO_2 est moins performant que l'hélium comme fluide de travail, tel que les plages des taux de compression pour ce dernier sont considérablement plus larges pour les mêmes conditions de fonctionnement.

L'air offre un meilleur travail que le CO_2 pour les faibles taux de compression, mais sa plage des taux de compression est très étroite, elle ne dépasse pas la valeur de 9.

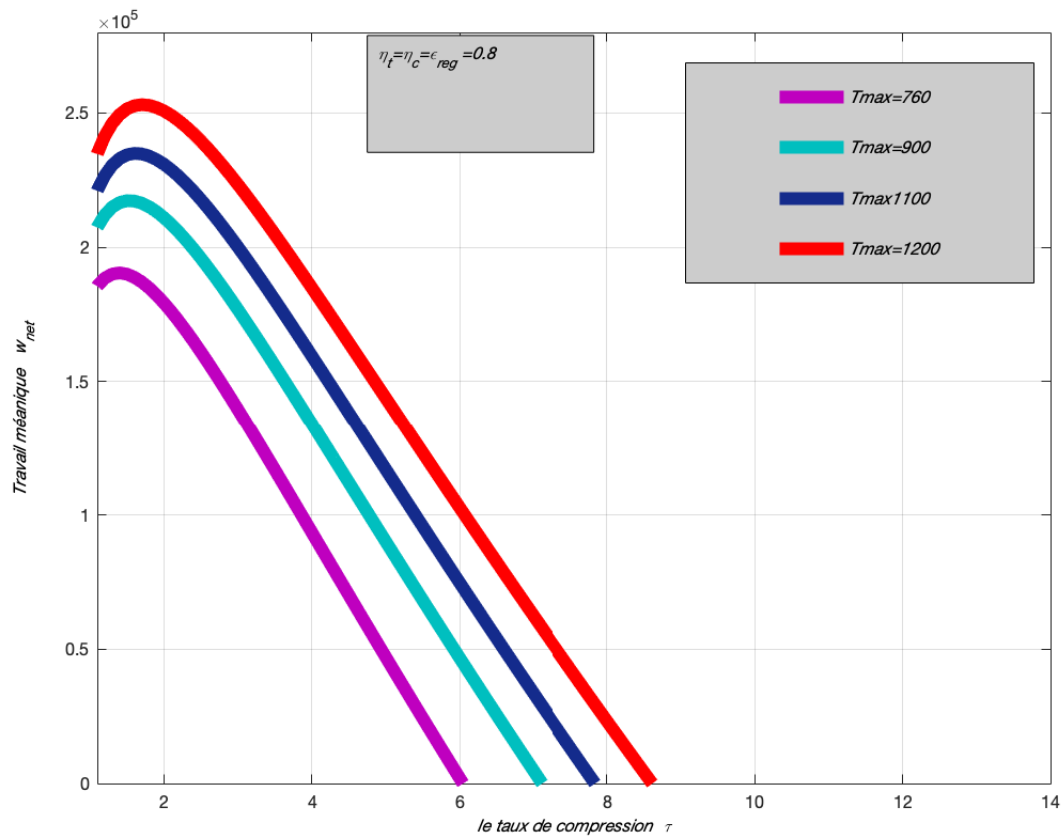


FIGURE III.17 – Variation du travail mécanique du cycle fonctionnant à l'air en fonction du taux de compression et de température T_{max} .

III.4 Conclusion

Les résultats qu'on a obtenu dans ce chapitre nous a permis de conclure que l'amélioration de cycle de Brayton irréversible avec régénération avec le refroidissement et le réchauffage intermédiaires une influence positive sur le rendement thermique et le travail mécanique fournie le rendement et le travail mécanique diminuent lorsque les rapports de pression augment.

CONCLUSION GÉNÉRALE

L'objectif principal de ce mémoire est de faire une étude sur l'amélioration des performances des turbines à gaz.

A fin de permettre de voir de près l'influence des paramètres opératoire sur le rendement thermique et le travail mécanique On a réalisé une étude qui est principalement consacrée à l'évaluation des performances thermodynamiques du cycle de Brayton régénératif et de celui amélioré par l'intégration d'un refroidissement et réchauffages intermédiaires qui inclus l'utilisation des compressions et détente étagées. Cette étude consiste à montrer l'impact des améliorations apportées sur le cycle de base de Brayton. En effet, le rendement thermique et le travail mécanique ont été étudiés pour les deux cycles en fonction de l'efficacité de régénération, des rendements du compresseur et de la turbine, des rapports de pression et des températures, ainsi que la nature du fluide de travail circulant dans l'installation.

De cette étude on peut tirer des conclusions principales qui sont comme suit :

Le rendement thermique du cycle réversible de Brayton atteint dès les valeurs maximales lorsque les rapports de pression augmentent.

Les valeurs maximales du rendement thermique et du travail mécanique du cycle de turbine à gaz avec régénération apparaissent pour des basses valeurs de taux de compression.

L'utilisation de turbines et compresseurs performant permet des meilleurs rendements.

Le cycle régénératif est plus performant avec le dioxyde de carbone comme fluide de travail.

L'amélioration du cycle par l'utilisation de compressions et détente étagées est très bénéfique pour la performance d'une turbine à gaz.

L'hélium est meilleur comme fluide de travail pour le cycle amélioré par refroidissement et réchauffage intermédiaires.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] Évaluation des performances des turbines à gaz : analyse énergétiques et exérgétique, mémoire de fin d'étude master en génie mécanique. Université Badji Moukhtar-Annaba
- [2] C. Y. Cheng and C. K. Chen, "Maximum power of an endoreversible intercooled Brayton cycle," *Int. J. Energy Res.*, vol. 24, no. 6, pp. 485–494, 2000, doi : 10.1002/(SICI)1099-114X(200005)24 :6<485 : :AID-ER597>3.0.CO ;2-8.
- [3] M. Goodarzi, "Comparative energy analysis on a new regenerative Brayton cycle," *Energy Convers. Manag.*, vol. 120, pp. 25–31, 2016, doi : 10.1016/j.enconman.2016.04.079.
- [4] S. Sánchez-Orgaz, A. Medina, and A. Calvo Hernández, "Thermodynamic model and optimization of a multi-step irreversible Brayton cycle," *Energy Convers. Manag.*, vol. 51, no. 11, pp. 2134–2143, 2010, doi : 10.1016/j.enconman.2010.03.006.
- [5] M. A. A. Alfellag, "Parametric investigation of a modified gas turbine power plant," *Therm. Sci. Eng. Prog.*, vol. 3, pp. 141–149, 2017, doi : 10.1016/j.tsep.2017.07.004.
- [6] L. B. Erbay, S. Göktun, and H. Yavuz, "Optimal design of the regenerative gas turbine engine with isothermal heat addition," *Appl. Energy*, vol. 68, no. 3, pp. 249–264, 2001, doi : 10.1016/S0306-2619(00)00055-6.
- [7] S. K. Tyagi, G. M. Chen, Q. Wang, and S. C. Kaushik, "Thermodynamic analysis and parametric study of an irreversible regenerative-intercooled-reheat Brayton cycle," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 45, no. 8, pp. 829–840, 2006, doi : 10.1016/j.ijthermalsci.2005.10.011.
- [8] P. Ziółkowski, J. Badur, and P. J. Ziółkowski, "An energetic analysis of a gas turbine with regenerative heating using turbine extraction at intermediate pressure - Brayton cycle advanced according to Szewalski's idea," *Energy*, vol. 185, pp. 763–786, 2019, doi : 10.1016/j.energy.2019.06.160.

- [9] L. Chen, J. Wang, and F. Sun, "Power density analysis and optimization of an irreversible closed intercooled regenerated Brayton cycle," *Math. Comput. Model.*, vol. 48, no. 3–4, pp. 527–540, 2008, doi : 10.1016/j.mcm.2007.09.018.
- [10] S. Abbas, M. Hossein, and M. Ali, "Thermodynamic and thermo-economic analysis and optimization of an irreversible regenerative closed Brayton cycle," *ENERGY Convers. Manag.*, vol. 94, pp. 124–129, 2015, doi : 10.1016/j.enconman.2015.01.040.
- [11] J. Vecchiarelli, J. G. Kawall, and J. S. Wallace, "Analysis of a concept for increasing the efficiency of a Brayton cycle via isothermal heat addition," *Int. J. Energy Res.*, vol. 21, no. 2, pp. 113–127, 1997, doi : 10.1002/(SICI)1099-114X(199702)21 :2<113 : :AID-ER219>3.0.CO;2-5.
- [12] S. Khatoun and M. H. Kim, "Potential improvement and comparative assessment of supercritical Brayton cycles for arid climate," *Energy Convers. Manag.*, vol. 200, no. September, p. 112082, 2019, doi : 10.1016/j.enconman.2019.112082.
- [13] V. Zare, "Role of modeling approach on the results of thermodynamic analysis : Concept presentation via thermoeconomic comparison of biomass gasification-fueled open and closed cycle gas turbines," *Energy Convers. Manag.*, vol. 225, no. September, p. 113479, 2020, doi : 10.1016/j.enconman.2020.113479.
- [14] M. Mostafavi, A. Alaktiwi, and B. Agnew, "Thermodynamic analysis of combined open-cycle-twin-shaft gas turbine (Brayton cycle) and exhaust gas operated absorption refrigeration unit," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 18, no. 9–10, pp. 847–856, 1998, doi : 10.1016/s1359-4311(97)00105-1.
- [15] L. Chen et al., "Power and efficiency optimization of open Maisotsenko-Brayton cycle and performance comparison with traditional open regenerated Brayton cycle," *Energy Convers. Manag.*, vol. 217, no. May, p. 113001, 2020, doi : 10.1016/j.enconman.2020.113001.
- [16] M. Boudiaf and R. Ouargli-saker, "Cours de thermodynamique," 2016.

Résumé

Dans ce travail, on a fait une étude paramétrique du cycle régénératif de Brayton ainsi que de celui amélioré par l'intégration d'un refroidissement et réchauffage en fonction de plusieurs paramètres thermodynamiques qui influent sur les performances des cycles étudiés.

Les performances des cycles ont été analysé pour trois agents thermiques différents, à savoir, l'hélium, l'air et le dioxyde de carbone.

Les résultats obtenus sont présenté à travers des graphes dans lesquels on à déterminer les meilleurs conditions à fournir aux cycles pour obtenir des meilleurs performances.

Mots-clés : Turbine, Brayton, régénérateur, rendement, travail mécanique

Abstract

In this work, we made a parametric study of the regenerative cycle of Brayton as well as that improved by the integration of a cooling and reheating according to several thermodynamic parameters which influence the performances of the cycles studied.

The performance of the cycles were analyzed for three different thermal agents, namely, helium, air and carbon dioxide.

The results obtained are presented through graphs in which we determine the best conditions to provide to the cycles to obtain better performance.

Keywords : Turbine, Brayton, regenerator, efficiency, mechanical work