



UNIVERSITE SAAD DAHLAB DE BLIDA 1
FACULTE DE TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE MECANIQUE

Projet de Fin d'Etudes
Pour l'obtention du Diplôme de Master en
Énergétique

Étude thermodynamique d'un cycle de Brayton fonctionnant
avec du Co₂ supercritique

Proposé et encadré par :

▶ Pr. Boumeddane Boussad

Réalisé par :

▶ Benatmane Syfax

▶ Boussaid Abdelkarim

Année universitaire 2020/2021

Remerciements

En guise de reconnaissance, Nous tenons à témoigner nos sincères remerciements à toutes les personnes qui ont contribués de près ou de loin au bon déroulement de notre projet de fin d'études et à l'élaboration de ce modeste travail.

Nos sincères gratitudes au Professeur Boumeddane Boussad, notre Promoteur, pour la qualité de son enseignement, ses conseils et son intérêt incontestable qu'il porte à tous les étudiants.

Enfin, nous n'oserions oublier de remercier tous les membres du corps Enseignant de l'université de Saad Dahleb BLIDA 1, pour le travail énorme qu'ils effectuent, pour nous créer les conditions les plus favorables pour le déroulement de nos études.

Dans l'impossibilité de citer tous les noms, nos sincères remerciements vont à tous ceux et celles, qui de près ou de loin, nous ont permis par leurs conseils et leurs compétences de réaliser ce mémoire.

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail :

À ceux qui m'ont donné la vie, qui ont sacrifié pour mon bonheur et ma réussite et mon bien être, et qui n'ont cessé de m'encourager, protéger et de prier pour moi et m'aider durant toute ma vie : mes parents. Aucune dédicace ne saurait exprimer mes sentiments et mon éternelle gratitude. « Que dieu vous préserve et vous procure santé et longue vie ». Ce sont vos sourires qui me donnent la force d'avancer, J'espère avoir répondu aux espoirs que vous avez fondés en moi.

À tous les membres de ma famille. Pour leur soutien moral, pour leurs incessants encouragements tout au long de mon étude, Je vous souhaite beaucoup de joies et de bonheur. Veuillez trouver dans ce modeste travail l'expression de mon affection.

Aux personnes qui m'ont aidé et encouragé, qui étaient à mes côtés, et qui m'ont accompagné durant cette étape de ma vie, mes aimables amis et collègues d'étude.

Enfin, à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail.

Résumé

L'industrie de la production d'électricité est confrontée à de nouveaux défis concernant l'accélération croissance de la demande d'électricité, du coût du carburant et de la pollution de l'environnement. Ces défis accompagnés de soucis de raréfaction des ressources énergétiques nécessitent la recherche de solutions durables et économiquement compétitives pour répondre à la demande future en électricité.

Les chercheurs ont entamer des essais d'un générateur d'électricité, avec comme espoir d'atteindre une efficacité de conversion (thermique vers électrique) augmenter jusqu'à 50% ,le système aurait la particularité d'être très compact, ce qui signifie que les coûts d'investissement seraient relativement faibles Le procédé se concentre sur une turbine à cycle de Brayton utilisant du dioxyde de carbone supercritique (S-CO₂) , qui est habituellement utilisé dans la production d'électricité (thermique et nucléaire), incluant les réacteurs de prochaines générations. A terme, l'objectif est de remplacer les turbines à vapeur à cycle de Rankine, qui possèdent moins d'efficacité.

La partie principale de cette étude est basé sur l'étude différentes configurations du cycle de Brayton en employant récupération, recompression, refroidissement intermédiaire et réchauffage en utilisant le logiciel Engineering Equation Solver (EES).

Mots-clés : cycle de Brayton au CO₂ supercritique

ملخص

تواجه صناعة توليد الطاقة تحديات جديدة فيما يتعلق بالنمو المتسارع في الطلب على الكهرباء وتكلفة الوقود والتلوث البيئي. تتطلب هذه التحديات، المصحوبة بمخاوف بشأن ندرة موارد الطاقة، البحث عن حلول مستدامة وتنافسية اقتصادياً لتلبية الطلب المستقبلي على الكهرباء.

بدأ الباحثون باختبار مولد كهرباء ، على أمل تحقيق زيادة كفاءة التحويل (الحرارية إلى الكهربائية) بنسبة تصل إلى 50% ، سيكون للنظام خصوصية كونه مضغوطاً للغاية ، مما يعني أن تكاليف الاستثمار ستكون منخفضة نسبياً. تركز العملية على توربينات دورة برايتون باستخدام ثاني أكسيد الكربون فوق الحرج (S-CO₂) ، والذي يشيع استخدامه في إنتاج الكهرباء (الحرارية والنووية) ، بما في ذلك مفاعلات الجيل التالي. في النهاية ، الهدف هو استبدال توربينات بخارية دورة رانكين الأقل كفاءة.

يعتمد الجزء الرئيسي من هذه الدراسة على دراسة التكوينات المختلفة لدورة برايتون التي تستخدم الاسترداد وإعادة الضغط والتبريد البيئي وإعادة التسخين باستخدام برنامج حلال المعادلات الهندسية (EES).

Abstracts

The power generation industry is facing new challenges regarding the accelerating growth in demand for electricity, the cost of fuel and environmental pollution. These challenges, accompanied by concerns about the scarcity of energy resources, require the search for sustainable and economically competitive solutions to meet future demand for electricity.

The researchers have started testing an electricity generator, with the hope of achieving a conversion efficiency (thermal to electric) increase up to 50%, the system would have the particularity of being very compact, which means that the investment costs would be relatively low. The process focuses on a Brayton cycle turbine using supercritical carbon dioxide (S-CO₂), which is commonly used in the production of electricity (thermal and nuclear), including next generation reactors. Ultimately, the goal is to replace the less efficient Rankine cycle steam turbines.

The main part of this study is based on studying different configurations of the Brayton cycle employing recovery, recompression, intercooling and reheating using Engineering Equation Solver (EES) software.

Keywords: supercritical CO₂ Brayton cycle

Table des matières

Remerciements	VI
Dédicaces	VI
Résumé	III
Abstracts	VI
Table des matières	VI
Liste des tableaux	VI
Liste des figures	x
Liste des symboles	VI
INTRODUCTION GÉNÉRALE	1
Objectifs de la thèse	2
Structure de la thèse	3
CHAPITRE 01 : Généralités	4
1.1 Cycle de Brayton.....	5
1.1.1 Définition	5
1.1.2 Histoire du cycle de Brayton	5
1.1.3 Domaines d'application	5
1.1.4 Classifications du cycle de puissance	5
1.1.5 Principe de fonctionnement	6
1.2 Etude des fluides de travail	7
1.3 Le domaine supercritique	8
1.4 Revue de la littérature	10
1.4.1 Histoire du S-CO ₂	10
1.4.2 Renaissance des cycles S-CO ₂	14
1.4.3 Amélioration du cycle supercritique au MIT	14
1.4.4 Clôture de la revue de la littérature	16
CHAPITRE 2 : APPLICATIONS SUPERCRITIQUES DU CYCLE DE BRAYTON ET SIMULATIONS DE PERFORMANCES	17
2.1 Cycles de base et paramètres qui influencent les performances du cycle	18
2.2 Configurations du cycle de Brayton au CO ₂ supercritique.....	19

2.2.1 Cycle d'alimentation simple du dioxyde de carbone	19
2.2.2 Cycle d'alimentation en dioxyde de carbone avec refroidissement intermédiaire	22
2.2.3 Cycle d'alimentation en dioxyde de carbone avec réchauffage	24
2.2.4 Cycle d'alimentation au dioxyde de carbone avec refroidissement intermédiaire et réchauffage	27
3.2.5 Cycle d'alimentation du dioxyde de carbone avec refroidissement intermédiaire, réchauffage et régénération	29
CHAPITRE 3 : RESULTS AND DISCUSSION	32
3.1 Cycle de Brayton de dioxyde de carbone supercritique réel simple	33
3.1.1 L'effet de la pression d'entrée du compresseur	33
3.1.2 L'effet du rapport de pression	34
3.1.3 L'effet de la température de fonctionnement minimale.....	36
3.1.4 L'effet du compresseur à rapport de pression et du travail de la turbine	37
3.2 Cycle de Brayton au dioxyde de carbone supercritique réel avec refroidissement intermédiaire.....	38
3.2.1 L'effet de la pression du refroidisseur de gaz	38
3.2.2 L'effet de la température d'entrée de la turbine haute pression.....	39
3.2.3 L'effet de la pression du refroidisseur de gaz sur le travail du cycle.....	40
3.2.4 L'effet du rapport de pression	41
3.2.5 L'effet du rapport de pression sur le travail du compresseur et de la turbine	42
3.2.6 L'effet de la température minimale du cycle.....	44
3.3 Cycle Brayton de dioxyde de carbone supercritique réel avec réchauffage	45
3.3.1 L'effet de la pression du réchauffeur de gaz	45
3.3.2 L'effet de la température d'entrée de la turbine haute pression.....	46
3.3.3 L'effet de la pression du réchauffeur de gaz	47
3.3.4 L'effet du rapport de pression du cycle sur l'efficacité du cycle et le travail total du cycle	48
3.3.5 L'effet du rapport de pression sur le travail du compresseur et le travail de la turbine	49
3.3.6 L'effet de la température minimale du cycle.....	51
3.4 Cycle Brayton de dioxyde de carbone supercritique réel avec refroidissement intermédiaire et réchauffage	52
3.4.1 L'effet de la pression du refroidisseur de gaz	52
3.4.2 L'effet de la température d'entrée de la turbine haute pression.....	53
3.4.3 L'effet de la pression du réchauffeur à gaz sur le cycle de travail total	54
3.4.4 L'effet du rapport de pression par rapport à l'efficacité du cycle	55

3.4.5 L'effet du rapport de pression sur le travail du compresseur et de la turbine	56
3.4.6 Température minimale du cycle par rapport à l'efficacité du cycle	58
3.4.7 L'effet du rapport de pression de recompression	59
3.5 Cycle de Brayton au dioxyde de carbone supercritique réel avec refroidissement intermédiaire, réchauffage et régénérateur	60
3.5.1 L'effet de la pression du refroidisseur de gaz	60
3.5.2 L'effet de la température d'entrée de la turbine à haute pression.....	61
3.5.3 L'effet de la pression du refroidisseur de gaz sur le cycle de travail total	62
3.5.4 L'effet du rapport de pression de cycle	63
3.5.5 L'effet du rapport de pression sur le travail du compresseur et de la turbine	64
3.5.6 L'effet de la température minimale du cycle.....	66
3.5.7 L'effet du rapport de pression de recompression.....	67
CHAPITRE 4 : CONCLUSION	68
Références	69

Liste des tableaux

Tableau 1.1 : comparaisons de différents fluides pour système Brayton fermé8

LISTE DES FIGURES

Figure 1.1 : Schéma du système de cycle de Brayton	6
Figure 1.2 : Diagramme de phase pression-température du dioxyde de carbone	9
Figure 1.3 : Configurations de condensation partielle de S-CO ₂ introduites par Angelino	12
Figure 2.1 : Disposition simple du cycle de Brayton	20
Figure 2.2 : Cycle de Bryton avec configuration de refroidissement intermédiaire	22
Figure 2.3 : Cycle de Bryton avec configuration de réchauffage	25
Figure 2.4 : Cycle de Bryton avec configuration de refroidissement intermédiaire et de réchauffage	27
Figure 2.5 : Cycle de Bryton avec configuration du refroidissement intermédiaire, du réchauffage et du régénérateur	30
Figure 3.1 : Efficacité du cycle et travail total du cycle par rapport à la pression d'entrée du compresseur à différentes températures d'entrée de la turbine pour le cycle de Brayton S-CO ₂ réel simple	34
Figure 3.2.1 : Rendement du cycle par rapport au rapport de pression à différentes températures d'entrée de turbine pour le cycle de Brayton S-CO ₂ réel simple	34
Figure 3.2.2 : Travail total du cycle par rapport au rapport de pression à différentes températures d'entrée de turbine pour le cycle de Brayton S-CO ₂ réel simple	35
Figure 3.3 : Efficacité du cycle et travail total du cycle par rapport à la température d'entrée du compresseur à différents rapports de pression pour le cycle de Brayton S-CO ₂ réel simple	36
Figure 3.4 : Travail du compresseur et travail de la turbine par rapport au rapport de pression à différentes températures d'entrée de turbine pour le cycle de Brayton S-CO ₂ réel simple ..	37
Figure 3.5 : Efficacité du cycle par rapport à la pression du refroidisseur de gaz à différentes températures d'entrée de turbine pour le cycle de Brayton S-CO ₂ réel avec refroidissement intermédiaire	38
Figure 3.6 : Rendement du cycle par rapport à la température d'entrée de la turbine haute pression à différents rapports de pression pour le cycle de Brayton S-CO ₂ réel avec refroidissement intermédiaire	39
Figure 3.7 : Pression du refroidisseur de gaz par rapport au cycle de travail total à différentes températures d'entrée de turbine pour le cycle de Brayton S-CO ₂ réel avec refroidissement intermédiaire	40
Figure 3.8.1 : Rendement du cycle par rapport au rapport de pression à différentes températures d'entrée de turbine pour le cycle de Brayton S-CO ₂ réel avec refroidissement intermédiaire	41
Figure 3.8.2 : Travail total du cycle par rapport au rapport de pression à différentes températures d'entrée de turbine pour le cycle de Brayton S-CO ₂ réel avec refroidissement intermédiaire	42

Figure 3.9.1 : Travail total du compresseur par rapport au rapport de pression pour le cycle de Brayton S-CO ₂ réel avec refroidissement intermédiaire	43
Figure 3.9.2 : Travail total de la turbine par rapport au rapport de pression pour le cycle de Brayton S-CO ₂ réel avec refroidissement intermédiaire	43
Figure 3.10 : Efficacité du cycle par rapport à la température minimale du cycle à différents rapports de pression pour le cycle de Brayton S-CO ₂ réel avec refroidissement intermédiaire	44
Figure 3.11 : Efficacité du cycle en fonction de la pression du réchauffeur à gaz à différentes températures d'entrée de la turbine pour le cycle Brayton S-CO ₂ réel avec réchauffage	45
Figure 3.12 : Efficacité de cycles par rapport à la température d'entrée de la turbine haute pression à différents rapports de pression pour le cycle Brayton S-CO ₂ réel avec réchauffage	46
Figure 3.13 : Efficacité de cycles par rapport à la pression du réchauffeur à gaz à différentes températures d'entrée de turbine pour le cycle Brayton S-CO ₂ réel avec réchauffage	47
Figure 3. 14.1 : Rendement du cycle par rapport au rapport de pression à différentes températures d'entrée de turbine pour le cycle de Brayton S-CO ₂ réel avec réchauffage	48
Figure 3. 14.2 : Travail total du cycle par rapport au rapport de pression à différentes températures d'entrée de turbine pour le cycle de Brayton S-CO ₂ réel avec réchauffage	49
Figure 3.15.1 : Travail du compresseur par rapport au rapport de pression pour le cycle de Brayton S-CO ₂ réel avec réchauffage	50
Figure 3.15.2 : Travail de la turbine par rapport au rapport de pression pour le cycle de Brayton S-CO ₂ réel avec réchauffage	50
Figure 3.16 : Efficacité de cycles par rapport à la température de cycle minimale à différents rapports de pression pour le cycle Brayton S-CO ₂ réel avec réchauffage	51
Figure 3. 17 Efficacité du cycle par rapport à la pression de sortie du précompresseur à différentes températures d'entrée de turbine pour le cycle Brayton S-CO ₂ réel avec refroidissement intermédiaire et réchauffage	52
Figure 3.18 : Efficacité de cycles par rapport à la température d'entrée de la turbine haute pression à différents rapports de pression pour le cycle Brayton S-CO ₂ réel avec refroidissement intermédiaire et réchauffage	53
Figure 3. 19 : Travail total du cycle par rapport à la pression de sortie du précompresseur à différentes températures d'entrée de la turbine pour le cycle Brayton S-CO ₂ réel avec refroidissement intermédiaire et réchauffage	54
Figure 3. 20 : Rendement de cycles par rapport au rapport de pression à différentes températures d'entrée de turbine pour le cycle de Brayton S-CO ₂ réel avec refroidissement intermédiaire et réchauffage	55
Figure 3. 21.1 : Travail du compresseur par rapport au rapport de pression pour le cycle de Brayton S-CO ₂ réel avec refroidissement intermédiaire et réchauffage	56
Figure 3. 21.2 : travail de la turbine par rapport au rapport de pression pour le cycle de Brayton S-CO ₂ réel avec refroidissement intermédiaire et réchauffage	57
Figure 3.22 : Efficacité du cycle par rapport à la température minimale du cycle à différents rapports de pression pour le cycle Brayton S-CO ₂ réel avec refroidissement intermédiaire et réchauffage	58

Figure 3. 23 : Travail du cycle total et efficacité du cycle par rapport au rapport de pression de recompression à différentes pressions d'entrée du réchauffeur pour le cycle Brayton S-CO ₂ réel avec refroidissement intermédiaire et réchauffage	59
Figure 3.24 : Efficacité de cycles par rapport à la pression de sortie du précompresseur à différentes températures d'entrée de turbine pour le cycle Brayton S-CO ₂ réel avec refroidissement intermédiaire, réchauffage et régénération	60
Figure 3.25 : Efficacité de cycles par rapport à la température d'entrée de la turbine haute pression à différents rapports de pression pour le cycle de Brayton S-CO ₂ réel avec refroidissement intermédiaire, réchauffage et régénération	61
Figure 3. 26 : Travail total du cycle par rapport à la pression de sortie du précompresseur à différentes températures d'entrée de la turbine pour le cycle Brayton S-CO ₂ réel avec refroidissement intermédiaire, réchauffage et régénération	62
Figure 3. 27 : Rendement du cycle par rapport au rapport de pression à différents régénérateurs Efficacité pour le cycle de Brayton S-CO ₂ réel avec refroidissement intermédiaire, réchauffage et régénération	63
Figure 3. 28.1 : Rapport de travail du compresseur par rapport à la pression pour le cycle de Brayton S-CO ₂ réel avec refroidissement intermédiaire, réchauffage et régénération	64
Figure 3. 28.2 : Rapport de travail de la turbine par rapport à la pression pour le cycle de Brayton S-CO ₂ réel avec refroidissement intermédiaire, réchauffage et régénération	65
Figure 3. 29 : Efficacité du cycle par rapport à la température minimale du cycle à différents rapports de pression pour le cycle Brayton S-CO ₂ réel avec refroidissement intermédiaire, réchauffage et régénération	66
Figure 3. 30 : Travail total du cycle et efficacité du cycle par rapport au rapport de pression de recompression à différentes pressions d'entrée du réchauffeur pour le cycle de Brayton S-CO ₂ réel avec refroidissement intermédiaire, réchauffage et régénération	67

Liste des symboles

S-CO ₂	Dioxyde de carbone supercritique
ORC	Cycle de Rankine organique
CDTPC	Cycle d'alimentation transcritique au dioxyde de carbone
HP	haute pression
BP	basse pression
GWP	le potentiel de réchauffement planétaire
He	Hélium
CO ₂	Dioxyde de carbone
CF ₄	Tétrafluorométhane
N ₂	Azote
SF ₆	Hexafluorure de soufre
H ₂ O	Vapeur d'eau
N ₂ O	Oxyde nitreux
PIB	
MIT	Massachusetts Institute of Technology
CSP	Énergie solaire concentrée
ε	Efficacité de l'échangeur de chaleur
T	Temperature (oC)
P	Pression (MPa)
Q	Capacité calorifique (KW)
\dot{m}	Débit massique (kg/s)
h	Enthalpie (kJ/kg)
s	Entropie (kJ/kg-K)
P _c	Pression critique (MPa)

P_{max}	Pression de service maximale (MPa)
Q_{in}	Apport de chaleur au cycle (kJ/kg)
Q_{out}	Chaleur de sortie du cycle (kJ/kg)
P_{ratio}	Rapport de pression de cycle
T_c	Température critique ($^{\circ}C$)
T_{max}	Température maximale du cycle ($^{\circ}C$)
W_{net}	Puissance nette générée (kJ/kg)
C_p	Chaleur spécifique isobare (kJ/kg K)

Introduction Générale

La demande mondiale d'énergie a augmenté inexorablement au cours des 150 dernières années, parallèlement au développement industriel et à la croissance démographique. La faim d'énergie devrait continuer à augmenter ; d'au moins 50 % d'ici 2030. Cette augmentation, à son tour, a permis à l'économie mondiale de se développer, d'élever le niveau de vie et de répondre aux aspirations de millions de personnes dans le monde.

À l'heure actuelle, les deux tiers de la demande mondiale d'électricité sont satisfaits par des combustibles fossiles non renouvelables, ce qui a entraîné de graves problèmes environnementaux et une crise énergétique généralisée. La part du conseil mondial de l'énergie dans l'énergie mondiale (environ 80 % à l'heure actuelle) est fournie par le charbon, le pétrole et le gaz - les « combustibles fossiles » qui se sont formés il y a longtemps à partir des restes riches en carbone de plantes et d'animaux morts [1]. Cependant, ce sont des sources non renouvelables qui seront un jour épuisées. En essayant de limiter les émissions du secteur de la production d'électricité, de nouvelles ressources énergétiques ainsi que des technologies radicalement nouvelles devraient être développées et/ou les technologies actuelles devraient être améliorées afin que la puissance de sortie par unité de pollution soit réduite. La pression pour remplacer les combustibles fossiles a attiré davantage l'attention sur les sources renouvelables - par ex. solaire et éolien. Les sources d'énergie renouvelables, telles que le solaire thermique et la géothermie, et de grandes quantités de chaleur résiduelle industrielle sont des sources d'énergie potentiellement prometteuses capables, en partie, de répondre à la demande mondiale d'électricité. Cependant, les sources d'énergie mentionnées ci-dessus sont disponibles en grande partie à des températures modérées. Pour toutes ces raisons, l'utilisation de la chaleur résiduelle de qualité inférieure pour la production d'électricité a attiré de plus en plus d'attention pour son potentiel de réduction de la consommation de combustibles fossiles.

D'énormes quantités de chaleur résiduelle de faible ou moyenne activité sont libérées quotidiennement par les processus industriels dans l'atmosphère [2]. La réduction de la chaleur résiduelle produite par les industries est une étape cruciale vers l'utilisation future réussie de la chaleur résiduelle de faible qualité. Pour atteindre cet objectif, la plupart des travaux et des efforts dans le passé ont été consacrés à la simplification et à la réduction des coûts des systèmes de cogénération primaire.

Ainsi, un cycle d'alimentation avec un rendement élevé qui a une faible consommation de ressources primaires est recherché. Il existe des cycles thermodynamiques qui peuvent récupérer ces chaleurs résiduelles de faible qualité, tels que le cycle organique de Rankine (ORC) et le cycle de puissance transcritique au CO₂ (CDTPC). ORC et CDTPC peuvent convertir efficacement la chaleur résiduelle à basse température en électricité

Par rapport aux cycles à vapeur, les turbines à gaz à cycle fermé sont en général simples, compactes et moins chères et ont des périodes de construction plus courtes, réduisant ainsi les coûts pendant la construction. De par leur simplicité, ils sont bien adaptés aux techniques de construction modulaire. Par conséquent, ils sont un sujet principal de la recherche avancée actuelle sur le cycle de puissance.

Pour les raisons mentionnées ci-dessus, le cycle de Brayton au CO₂ supercritique semble avoir un grand potentiel en tant que cycles de puissance thermodynamiques conventionnels en utilisant l'énergie des sources de chaleur de faible qualité et de la chaleur résiduelle.

Objectifs de notre étude

Dans cette étude, l'objectif est notamment d'évaluer les performances de différentes configurations du cycle de Brayton S-CO₂ dans lesquelles l'amélioration de l'efficacité est recherchée. Une analyse thermodynamique complète et une évaluation de l'efficacité de cinq configurations différentes seront effectuées. L'objectif principal est d'étudier l'effet de certains paramètres de fonctionnement tels que; température d'entrée de la turbine haute pression (HP) et basse pression (BP), pression du refroidisseur de gaz, températures et pressions du premier compresseur (précompresseur) et du deuxième compresseur (recompresseur), efficacités de l'échangeur de chaleur (générateur ou récupérateur) sur les performances du cycle. De plus, le cycle est optimisé thermodynamiquement en utilisant le logiciel EES [3].

Structure de la thèse

L'organisation de la thèse est la suivante :

Le chapitre 1 Etude des cycles brayton et domaine supercritique

Le chapitre 2 traite des méthodes employées pour modéliser le cycle de Brayton S-CO₂. La discussion procède d'une enquête sur plusieurs configurations de cycle de Brayton en utilisant une méthodologie simplifiée. L'évaluation est basée sur l'analyse effectuée à l'aide de modèles de cycle développés dans le cadre de cette recherche pour simuler les performances du cycle S-CO₂ dans une gamme de conditions d'exploitation.

Le chapitre 3 se concentre sur les résultats obtenus à partir de la simulation pour chaque configuration du cycle S-CO₂ de Brayton. Certains paramètres clés qui sont mentionnés dans les parties précédentes ont été étudiés pour trouver des comparaisons entre les configurations. Le chapitre fournit également un examen de la façon dont divers paramètres de conception affectent les performances du cycle S-CO₂ de Brayton.

Chapitre 1 : Généralités

1.1 Cycle de Brayton

1.1.1 Définition

Le cycle de Brayton représente le modèle standard d'air d'un cycle de puissance de turbine à gaz. Une turbine à gaz simple est composée de trois composants principaux : un compresseur, une chambre de combustion et une turbine.

1.1.2 Histoire du cycle de Brayton

Le cycle de base de la turbine à gaz porte le nom de l'ingénieur de Boston, George Brayton, qui a proposé le premier le cycle de Brayton vers 1870 [4]. Le cycle de Brayton n'est utilisé pour les turbines à gaz que lorsque les processus de compression et de détente ont lieu dans des machines tournantes [5]. John Barber a breveté la turbine à gaz de base en 1791 [6].

1.1.3 Domaines d'application

Les deux principaux domaines d'application des moteurs à turbine à gaz sont la propulsion des avions et la production d'énergie électrique. Les turbines à gaz sont utilisées comme centrales électriques fixes pour produire de l'électricité en tant qu'unités autonomes ou conjointement avec des centrales à vapeur en tant que centrale électrique combinée.

1.1.4 Classifications du cycle de puissance

Les cycles de puissance peuvent être classés en fonction de la configuration du cycle (cycle fermé ou ouvert) ou en fonction de l'état du fluide de travail (cycle biphasé, cycle gaz).

Dans les cycles fermés, le fluide de travail est ramené à l'état initial à la fin du cycle et est remis en circulation. Dans les cycles ouverts, il n'y a pas de refroidisseur (pas de tuyaux entre les étapes de détente et de compression), le fluide de travail est libéré dans l'atmosphère à la fin de l'étape de détente au lieu d'être recirculé à travers un refroidisseur vers l'étape de compression (par exemple, air dans le gaz turbines).

Les cycles Brayton peuvent être appliqués sous la forme d'un cycle ouvert simple avec de l'air comme fluide de travail. Un cycle de Brayton air idéal se compose de trois étapes de base: compression isentropique du fluide de travail jusqu'à environ 1,5 MPa (cas typique), combustion carburant-air à pression constante dans la chambre de combustion, détente isentropique à travers une turbine à contre-pression pour générer un travail mécanique , et

rejet de chaleur dans l'atmosphère, voir la figure 1.1 a. Un cycle fermé de Brayton est composé d'un compresseur, d'une source de chaleur, d'une turbine et d'un refroidisseur afin de ramener le fluide à l'état initial, voir la figure 1.1 b. Çengel et Boles (1989). Alors qu'un cycle de Brayton ouvert est limité avec de l'air comme fluide de travail (à la pression atmosphérique à la sortie de la turbine), un cycle de Brayton fermé peut utiliser une sélection de fluides de travail potentiels différents de l'air [7].

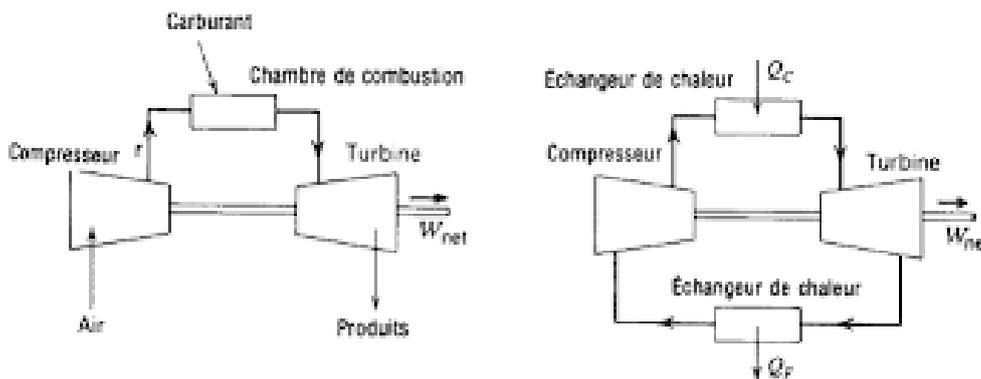


Figure 1.1 : Schéma du système de cycle de Brayton

1.1.3 Principe de fonctionnement

Le principe du cycle de Brayton, l'air est comprimé dans le compresseur. L'air est ensuite mélangé avec du carburant et brûlé dans des conditions de pression constante dans la chambre de combustion ou chauffé par un flux de chaleur perdue. Le gaz résultant à haute pression et température est autorisé à se détendre à travers une turbine pour effectuer un travail. La majeure partie du travail produit dans la turbine est utilisée pour faire fonctionner le compresseur et le reste est disponible pour faire fonctionner l'équipement auxiliaire et produire de l'énergie. La turbine à gaz est utilisée dans une large gamme d'applications. Les utilisations courantes comprennent les centrales de production d'électricité fixes (services d'électricité) et les moteurs de production d'électricité mobiles (navires et avions). Dans les applications de centrales électriques, la puissance de sortie de la turbine est utilisée pour fournir la puissance de l'arbre pour entraîner un générateur. Un avion propulsé par un moteur à réaction est propulsé par la poussée de réaction du flux de gaz sortant. La turbine fournit juste assez de puissance pour entraîner le compresseur et produire la puissance auxiliaire. Le

flux de gaz acquiert plus d'énergie dans le cycle qu'il n'en faut pour entraîner le compresseur. L'énergie disponible restante est utilisée pour propulser l'avion vers l'avant.

1.2 Etude des fluides de travail

En raison de la présence de compresseurs, la sélection des fluides est alors limitée aux fluides connus pour être stables et qui restent un gaz à des températures de fonctionnement de 200 K à 1073,15 K, [7]. Pour la compatibilité des matériaux, un gaz non réactif, stable et inerte est avantageux. Les propriétés des fluides classiquement considérés sont comparées par Dostal et al. [8]. dans le tableau 1, dans lequel l'hélium et l'azote ont été ajoutés pour cette thèse, tableau 1.1

Parallèlement, le potentiel de réchauffement planétaire (GWP) est considéré comme un critère de sélection dans ce tableau dans le cadre du développement durable. Le PRG est une mesure relative de la quantité de chaleur qu'un gaz à effet de serre emprisonne dans l'atmosphère et il est exprimé en tant que facteur de dioxyde de carbone (dont le PRG est normalisé à 1). Un fluide avec un GWP élevé signifie qu'il emprisonne une grande quantité de chaleur avec une longue durée de vie atmosphérique. Les candidats tels que CF₄, N₂O et SF₆ sont éliminés en raison de leur GWP élevé.

Les autres candidats du tableau 1.1 : azote, hélium et dioxyde de carbone (CO₂), possèdent des conditions critiques plus accessibles (T_c et P_c) par rapport à l'eau. Des études ont considéré l'azote comme fluide de travail pour l'application du SFR (Sodium Fast Reactor) afin d'éviter la réaction sodium-CO₂, alors que l'hélium a été considéré comme un fluide de travail potentiel pour systèmes nucléaires et spatiaux avancés [9- 10-11-12-13]. Cependant, les cycles de Brayton à l'azote et à l'hélium se sont avérés moins efficaces et potentiellement plus coûteux que le cycle de Brayton au CO₂ dans des conditions de fonctionnement similaires [8-14-15]. En outre, des défis extrêmes de conception de turbomachines peuvent survenir pour les cycles d'hélium en raison de son faible poids moléculaire [7]. Avec son coût et sa réserve limitée dans la nature, il est difficile d'avoir un cycle d'alimentation à l'hélium à plus grande échelle pour l'industrialisation.

Nom du fluide	Formule	Température critique Tc (K)	Pression critique Pc (MPa)	densité critique (kg/m ³)	GWP
Hélium	He	5.22	0.23	69.6	0
Dioxyde de carbone	CO ₂	304.21	7.38	467.6	1
Tétrafluorométhane	CF ₄	351.26	5.78	424.0	650
Oxyde nitreux	N ₂ O	309.7	7.27	452.0	298
Azote	N ₂	126.2	3.4	313.3	0
Hexafluorure de soufre	SF ₆	318.71	3.76	742.3	16300
Vapeur d'eau	H ₂ O	647.04	22.10	322	0

Tableau 1.1 : comparaisons de différents fluides pour système Brayton

En raison de la densité élevée de dioxyde de carbone, des turbomachines plus compactes sont attendues avec le CO₂ par rapport à l'azote et à l'hélium, [15]. Le CO₂ présente de bons paramètres thermodynamiques globaux (température critique proche de la température ambiante, faible PIB, haute disponibilité, stabilité chimique ...) et pourrait être un fluide de travail prometteur. Les sections suivantes décrivent les cycles de Brayton au CO₂ supercritique (SC-CO₂).

1.3 Le domaine supercritique

Un avantage clé du cycle CO₂ Brayton est l'utilisation du CO₂ supercritique comme fluide de travail pour la récupération de chaleur et la production d'électricité. Un fluide supercritique est une substance à une température et une pression supérieures à sa température et à sa pression critiques. Le point critique représente la température et la pression les plus élevées auxquelles la substance peut exister sous forme de vapeur et de liquide en équilibre. Comme le montre la figure 1.2, au-dessus de son point critique de 30,98°C à 7,38 MPa (304,25 K à 73,78 bar), le dioxyde de carbone est un fluide supercritique et adopte des propriétés à mi-chemin entre un gaz et un liquide [16].

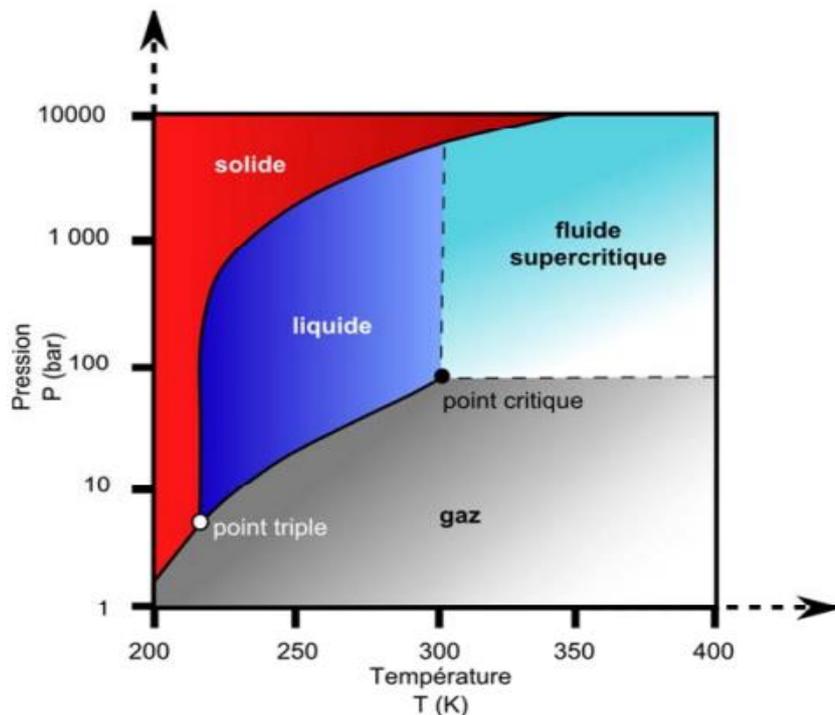


Figure 1.2 Diagramme de phase pression-température du dioxyde de carbone [17]

La viscosité du CO₂ supercritique est similaire à celle du gaz mais bien inférieure à la viscosité du liquide. Son coefficient de diffusion est proche de celui du gaz et bien supérieur au coefficient du liquide, il présente donc de bonnes caractéristiques de fluidité et de transmission. Les autres avantages du dioxyde de carbone sont :

- Les cycles S-CO₂ atteignent un rendement élevé à basse température
- Une pression de service élevée permet des composants de petite taille
- Plus de vingt ans d'expériences d'application du CO₂ dans les réacteurs nucléaires
- Propriétés thermodynamiques bien connues
- Stabilité
- Non-toxicité
- Abondance
- Faible fuite moléculaire due à une masse moléculaire plus élevée
- Faible coût

1.4 Revue de la littérature :

1.4.1 Histoire du S-CO₂

L'idée d'utiliser le dioxyde de carbone comme fluide moteur dans un cycle de production d'énergie a été brevetée par Sulzer Bros en Allemagne en 1948 [18] . Cependant, le concept était préliminaire, et il n'a pas attiré beaucoup d'attention jusqu'à la fin des années 1960, lorsque ces cycles ont été redécouverts et étudiés plus en détail dans plusieurs publications. Malgré les études menées dans le monde entier, y compris celles réalisées en Union soviétique[19] et en Suisse[20] les principales contributions ont été apportées par Feher[21-23] aux États-Unis et Angelino en Italie[24-26] , Dans le cycle du CO₂ proposé par Feher[22] , les deux côtés haute et basse pression du cycle fonctionnent au-dessus de la pression critique du CO₂ Cependant, la température d'entrée du processus de compression est inférieure à la température critique. En d'autres termes, le processus de compression est en phase liquide, ce qui entraîne l'utilisation d'une pompe au lieu d'un compresseur, Par conséquent, le cycle de Feher est très compact et le rapport de travail compression-détente est très faible. Il a également identifié le problème du pincement de la température dans le processus de régénération.

Les températures d'entrée de la pompe et de la turbine ont été considérées comme étant de 293 K et de 973 K respectivement. Il n'a pas étudié la pression d'entrée optimale de la pompe car il a supposé que pour être constant à 2000 psia dans son étude. Il a conclu que les cycles S-CO₂ présentent un rendement thermique élevé et un faible rapport Dans le cas de l'utilisation d'une pompe, le cycle est insensible à l'efficacité de la compression. Il a suggéré une turbine et une pompe à un seul étage puisque le rapport de pression de son cycle a été considéré entre 2 et 3. Dans une tentative de collaboration, Feher et Hoffmann [23] ont présenté un cycle S-CO₂ de 150 kWe basé sur le cycle proposé par Feher. Ils ont décrit la procédure de conception mettant l'accent sur les principaux composants tels que les pompes, les turbines et les récupérateurs.

Une disposition à deux arbres a été suggérée en raison des vitesses de rotation incompatibles des turbines et des compresseurs, Après avoir effectué une étude paramétrique, ils ont déclaré que la vitesse optimale de l'arbre de l'alternateur devrait être d'environ 400 % vitesse de l'arbre de l'alternateur devrait être d'environ 40 000 tr/min. Ils ont également théorisé les mécanismes de démarrage et de contrôle.

Finalement, ils ont réussi à présenter un rendement de pompe de 75% et un rendement de turbine de puissance de 85% dans leur conception et ont déclaré que le cycle de Feher était un cycle de puissance techniquement réalisable.

L'une des premières mais importantes contributions à ce sujet a été réalisée par Angelino[24-26] Dans son étude initiale[24], il n'a étudié que le cycle de CO₂ à condensation complète, dans lequel le côté basse pression du cycle fonctionne à une température de 0,5 °C.

Basse pression du cycle fonctionne à une pression sous-critique et le rejet de chaleur se produit à une température inférieure à la température critique.

Il a conclu que le cycle S-CO₂ à condensation totale peut offrir un meilleur potentiel d'efficacité que d'autres types de cycles de dioxyde de carbone (par ex. les cycles de CO₂ supercritiques et sous-critiques). Cependant, il a découvert que le transfert de chaleur dans le processus de régénération est considérablement importante dans le cycle de condensation totale Dans le but de réduire l'irréversibilité du transfert de chaleur du processus de régénération, Angelino a introduit quatre configurations de condensation partielle dans sa deuxième publication sur les cycles SCO₂ [16] La figure 1-3 montre les cycles de condensation partielle qu'il a proposés :

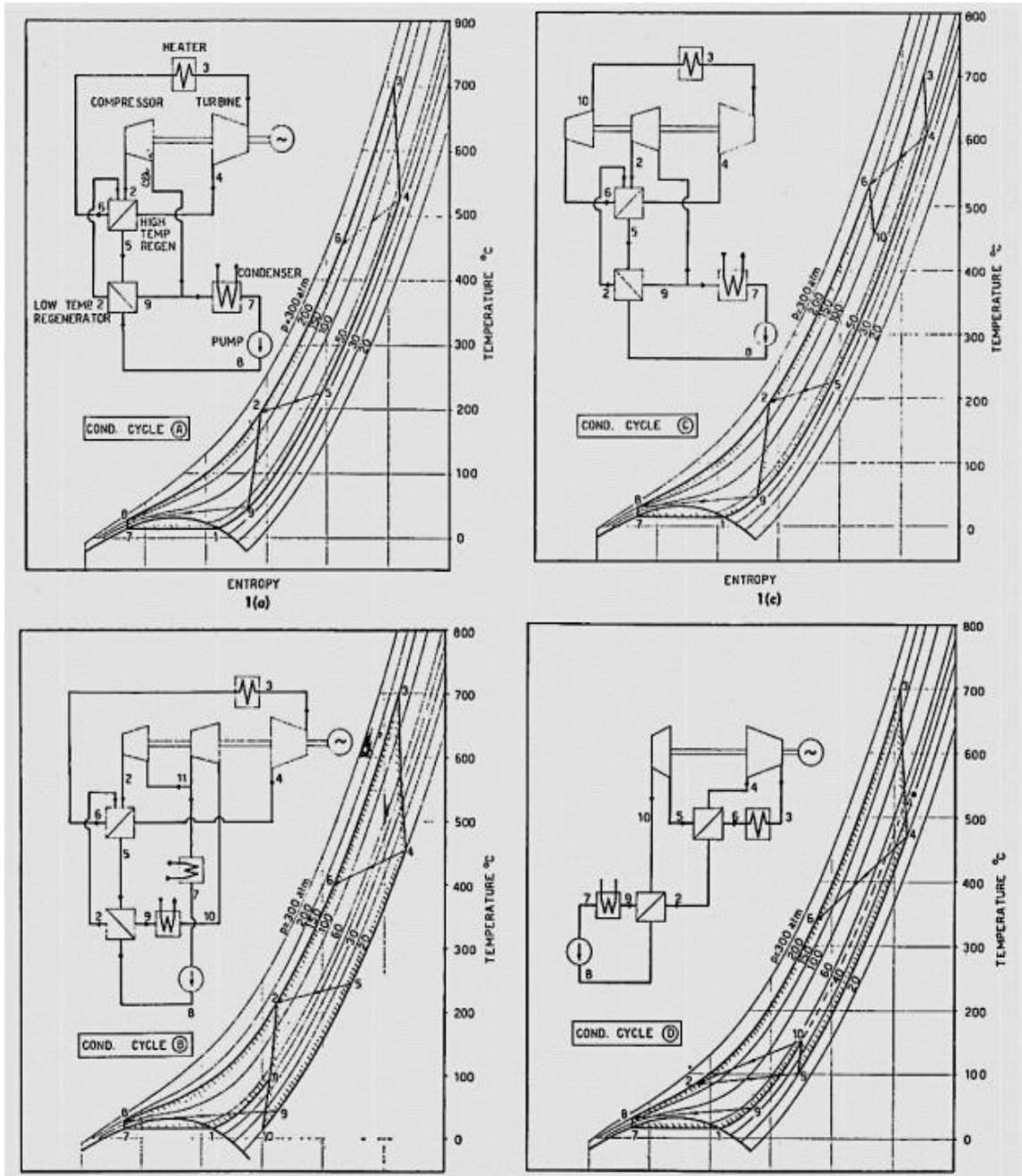


Figure 1.3 : Configurations de condensation partielle de S-CO2 introduites par Angelino

Les configurations proposées présentant différents avantages. Par exemple, la configuration A offre le meilleur rendement.

Dans la configuration B, la pression d'échappement de la turbine est indépendante de la pression de condensation. Par conséquent, le travail de la turbine peut être augmenté (par un rapport de pression plus élevé) sans exiger une température de rejet de la chaleur plus basse. Dans la configuration C, le dioxyde de carbone entre dans la turbine haute pression immédiatement après la régénération. Ainsi, l'ajout de chaleur dans le cycle se produit à une pression inférieure, ce qui réduit les contraintes dans le réchauffeur principal. Enfin, la configuration D a été introduite afin d'étudier et de comparer les effets d'un travail de compression moindre mais d'une plus grande irréversibilité dans la régénération à ceux de la configuration A.

Angelino a réalisé plusieurs études paramétriques au cours desquelles les effets des conditions d'entrée de la turbine (température et pression), des conditions d'entrée du compresseur et des températures d'entrée du réchauffeur sur le rendement et la puissance spécifique de la turbine.

En fin de compte, il a conclu que pour une température de l'eau de refroidissement de 5 °C et une entrée de turbine de 700 °C, la configuration la plus efficace pour les pressions de fonctionnement supérieures à 200 atm est la configuration de recompression, tandis que la configuration de précompression présente une plus grande efficacité pour la gamme de pressions de 150 à 200 atm. En outre, il a déduit que les cycles S-CO₂ peuvent offrir une efficacité supérieure de 50 % à celle d'un cycle à vapeur fonctionnant dans les mêmes conditions. Il a également signalé que les cycles S-CO₂ à réchauffage présentent un rendement plus élevé que les cycles à vapeur à double réchauffage pour une température de l'eau de refroidissement inférieure à 20°C

1.4.2 Renaissance des cycles S-CO₂

Malgré tous les efforts déployés pour l'analyse et la conception des cycles S-CO₂ à la fin des années 1960 et dans les années 1970, l'élan qui a présidé à la recherche et au développement de ces cycles a rapidement diminué.

La fin des années 1970. Il est fort probable que ce déclin soit dû à un manque de connaissances et d'expérience en matière de conception et la fabrication de turbomachines, d'échangeurs de chaleur compacts, de joints et de roulements nécessaires aux conditions de fonctionnement de ces cycles. En outre, les matériaux répondant à toutes les thermiques, mécaniques et chimiques des composants de ces cycles étaient soit trop chers, ou non développés à l'époque. Après avoir été oubliés pendant près de trois décennies, les cycles SCO₂ ont commencé à attirer davantage l'attention à la fin des années 1990 et au début de ce siècle en raison des progrès technologiques substantiels, Plusieurs études ont été menées à travers le monde. Cependant, les efforts les plus complets et les plus efficaces ont été réalisés au MIT (Massachusetts Institute of Technology)

1.4.3 Amélioration du cycle supercritique au MIT

Suite à des premières études [27-28] menées à l'Université technologique tchèque à la fin des années 1990, le Dr Vaclav Dostal a étudié en détail les cycles de Brayton S-CO₂ dans sa thèse de doctorat[29] qui est considérée comme l'une des plus importantes percées dans ce domaine. Sa thèse de doctorat, qui était en fait un projet de recherche en collaboration avec plusieurs membres du corps professoral et des chercheurs du MIT, a donné l'impulsion au développement de plusieurs autres projets de recherche au MIT et dans d'autres instituts et organisations.

Il a utilisé un code complet pour évaluer les performances de divers cycles S-CO₂ composés de compresseurs, de turbines, de récupérateurs et de prérefroidisseurs. Les sous-programmes de modélisation des turbomachines ont été développés sur la base de codes de conception de la NASA adaptés aux propriétés du fluide de travail du S-CO₂.

Sur les codes de conception de la NASA adaptés aux propriétés du fluide de travail du S-CO₂. Il a développé un sous-programme plus détaillé pour modéliser les échangeurs de chaleur. Il a effectué des études paramétriques primaires pour optimiser localement les performances d'un cycle S-CO₂ simple, en se concentrant principalement sur les performances et le dimensionnement des échangeurs de chaleur et le dimensionnement des échangeurs de chaleur. Dans la méthode d'optimisation proposée, la longueur du pré-refroidisseur et du récupérateur, la répartition du volume total de l'échangeur de chaleur entre le récupérateur et le prérefroidisseur et la pression du cycle.

Le pré-refroidisseur et le rapport de pression du cycle sont les seules variables de décision, les autres paramètres étant maintenus constants. Après avoir considéré l'ajout de l'intercooling et du réchauffage au cycle simple, il a déclaré que l'intercooling et le réchauffage étaient les seules variables de décision. cycle simple, il a déclaré que le refroidissement intermédiaire n'apporte qu'une légère amélioration de l'efficacité et qu'il n'est pas considéré comme une option intéressante.

Après avoir examiné les résultats d'Angelino [25-26] Dostal a décidé d'étudier la disposition du cycle de recompression dans le reste de sa thèse l'agencement du cycle de recompression dans le reste de sa thèse comme étant l'agencement du cycle S-CO₂ le plus prometteur . Il a comparé l'efficacité et le coût en capital du cycle de recompression avec ceux des cycles à vapeur et à hélium.

ceux des cycles à vapeur et à hélium, Pour la conception de base, la température d'entrée de la turbine a été choisie de façon conservatrice à 550 °C et la pression de sortie du compresseur a été fixée à 20 Mpa , Pour ces conditions de fonctionnement, le cycle atteint un rendement thermique de 45,3 % et réduit le coût de la centrale électrique de près de 18 % par rapport à un cycle à vapeur de Rankine classique.

Le coût d'investissement de la conception de base est à peu près le même que celui d'un cycle de Brayton à l'hélium. Mais le cycle supercritique au CO₂ fonctionne à une température nettement inférieure. La température d'entrée de la turbine d'une conception avancée a été considérée comme étant de 650 °C. L'efficacité thermique de la conception avancée est proche de 50 % et le cycle au CO₂ supercritique est presque 24 % moins cher que le cycle à vapeur et 7 % moins cher que le cycle à vapeur à l'hélium. On s'attend à ce qu'à l'avenir que des matériaux à haute température seront disponibles et qu'une conception à haute performance sera mise au point.

1.4.4 Clôture de la revue de la littérature

Après les études thermodynamiques préliminaires réalisées principalement par Angelino et Feher dans les années 1960 et au début des années 1970, la recherche sur les cycles S-CO₂ s'est orientée vers la conception détaillée des cycles.

et au début des années 1970, les recherches sur les cycles S-CO₂ se sont orientées vers la conception détaillée des composants (étude au niveau des composants) tels que les pompes, les compresseurs, les turbines et les échangeurs de chaleur, Les études thermodynamiques au niveau du système et l'optimisation du cycle ont été laissées de côté.

En 1997, une étude du cycle du CO₂ supercritique pour une utilisation possible dans de nouvelles centrales électriques a été menée à l'Université technique tchèque de Prague, en République tchèque [29]. L'étude s'est concentrée sur les cycles du CO₂ supercritique de Brayton et de recompression. L'effet du réchauffage sur le cycle de recompression a également été étudié. Le cycle de recompression avec réchauffage a obtenu la meilleure efficacité de cycle.

Dans un article récent de 2013 mené par Turchi [30], la possibilité de configurations de cycle S-CO₂ refroidi par air à hautes performances pouvant être appliquées à une centrale solaire à concentration (CSP) avancée a été explorée. Ils ont trouvé des configurations de cycle S CO₂ Brayton distinctes qui ont la capacité d'atteindre une efficacité supérieure à 50 % grâce à la capacité de s'adapter au refroidissement à sec du point de vue de l'objectif CSP. Les observations ont révélé qu'avec la configuration du cycle incluant les cycles de refroidissement partiel et la recompression avec réchauffage, il est possible d'atteindre l'objectif d'efficacité de 50 % même lorsqu'il est combiné avec un refroidissement à sec. De plus, les cycles à refroidissement intermédiaire atténuent la disparité de température à travers l'échangeur de chaleur primaire, ce qui convient aux systèmes CSP.

Chapitre 2
APPLICATIONS ET SIMULATIONS DE PERFORMANCES
SUPERCRITIQUES CO2 BRAYTON CYCLE

2.1 Cycles de base et paramètres qui influencent les performances des cycles

Plusieurs définitions sont nécessaires pour analyser les performances des systèmes de dioxyde de carbone proposés dans une source de chaleur de faible qualité :

L'efficacité thermique du cycle (μ_{th}) est :

$$\mu_{th} = \frac{W_{net}}{Q_{in}} = \frac{W_{exp.} - W_{comp.}}{Q_{in}} \quad (2-1)$$

1)

Où Q_{in} est l'apport de chaleur au système et w_{net} est la production d'énergie par le système.

Le coefficient de performance (**COP**) du cycle de réfrigération au dioxyde de carbone et le COP de la partie refroidissement du cycle combiné refroidissement et alimentation au dioxyde de carbone peuvent être définis comme l'équation 2-2 :

$$COP = \frac{Q_{cooling}}{W_{basic}} \quad (2-2)$$

2)

Où $Q_{cooling}$ est la capacité de refroidissement du système de refroidissement et w_{basic} est le travail de compression requis du compresseur.

L'une des motivations initiales de l'étude actuelle était de réduire la consommation d'énergie des systèmes de réfrigération / climatisation en utilisant l'énergie d'une source de chaleur de faible qualité ou la chaleur perdue par les systèmes électriques au dioxyde de carbone. La puissance produite sera ensuite utilisée pour couvrir partiellement ou totalement la demande de puissance du compresseur dans un système de réfrigération ou dans la partie refroidissement du système combiné de dioxyde de carbone. Dans de telles applications, le COP du système de refroidissement peut être redéfini comme l'équation 2-3, puisque la puissance produite par le système d'alimentation au CO2 ou la partie puissance du système

combiné est obtenue «gratuitement» à partir de la source de chaleur de basse qualité. ou de la chaleur perdue.

$$COP_{new} = \frac{Q_{cooling}}{W_{basic} - W_{output}} = \frac{Q_{cooling}}{W_{new}} \quad (2-$$

3)

Où **Qcooling** est la capacité de refroidissement requise, **wbasic** est le travail de compression d'origine du cycle de refroidissement, et **woutput** est le rendement du travail du système d'alimentation en CO2 ou de la partie puissance du système combiné, c'est-à-dire l'énergie «libre» tirée du faible- source de chaleur de qualité ou chaleur perdue. À la fin, il y a le travail requis par le compresseur après avoir retiré l'énergie obtenue à partir d'une source de chaleur de faible qualité ou de la chaleur perdue.

Bien que les applications détermineront les niveaux de température possibles et la capacité ainsi que les rendements pouvant être obtenus pour les différents composants, plusieurs hypothèses sont faites dans ce chapitre sur la base des publications publiées pour être en mesure de spécifier les conditions de fonctionnement du cycle et de se faire une idée générale de performances de cycle de base.

2.2 Configurations de cycles supercritiques CO2 Brayton

Cinq cycles de Brayton S-CO2 différents sont étudiés dans le présent travail. Ces configurations sont brièvement décrites dans les sous-sections suivantes.

2.2.1 Cycle d'alimentation simple au dioxyde de carbone

Le cycle simple est celui à partir duquel les deux autres configurations sont dérivées, ce qui est illustré à la **Figure 2.1**. Le S-CO2 haute température entre dans la turbine où il est détendu jusqu'à la basse pression du cycle. Ensuite, il est refroidi en rejetant de la chaleur vers le puits froid et mis sous pression par le compresseur, respectivement. Le S-CO2 sous pression gagne de l'énergie dans le réchauffeur ou la chambre de combustion et entre à nouveau dans la turbine. L'efficacité du cycle peut être augmentée en divisant la compression en deux étapes et en utilisant un refroidisseur intermédiaire entre les deux. De même, l'utilisation d'une expansion à deux étages et d'un réchauffeur peut être bénéfique.

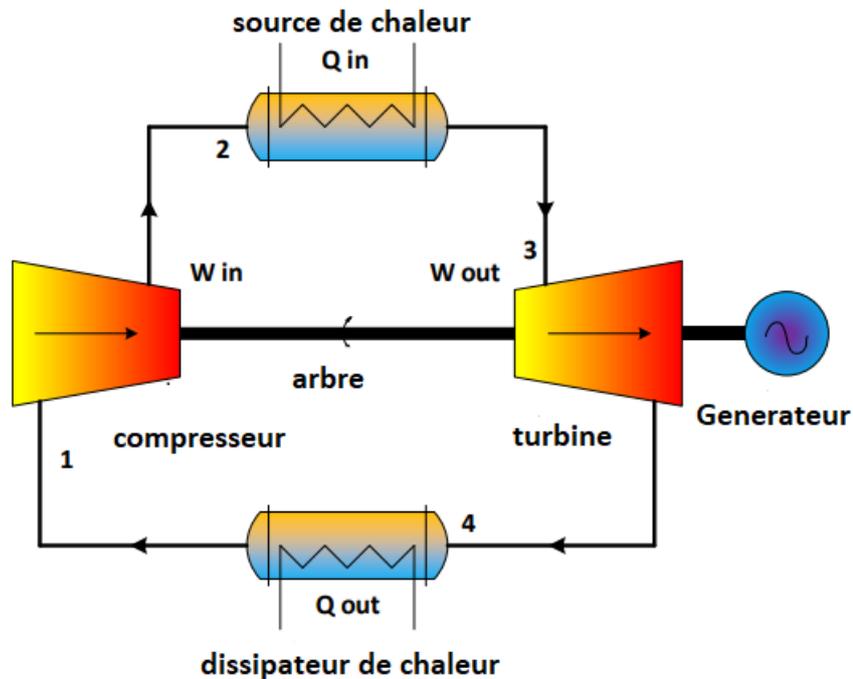


Figure 2.1 Disposition simple du cycle de Brayton

Les rendements thermiques de tous les cinq cycles proposés sont obtenus par simulation pour différentes températures et pressions basées sur la première loi de la thermodynamique. Les hypothèses générales suivantes sont formulées pour l'analyse thermodynamique des cycles de puissance du dioxyde de carbone :

- La température et la pression maximales d'un cycle ont été fixées à 550 °C et 25 MPa, respectivement sur la base des travaux de Vaclav Dostal [31].
- Les rendements isentropiques des turbomachines ont été spécifiés à 90% et 89% pour la turbine et le compresseur, respectivement sur la base de l'étude de Marc T. Dunham [32].
- Le cycle est considéré comme fonctionnant à l'état d'équilibre
- Les chutes de pression dans les échangeurs de chaleur sont négligées
- La température de cycle la plus basse (T_1) est réglée théoriquement à 32 °C.

- L'efficacité du régénérateur a été spécifiée à 80%. La plage d'efficacité typique du régénérateur est de 60 à 80%. De nouvelles augmentations d'efficacité ne sont généralement pas économiques en raison des importantes dépenses en capital requises pour atteindre ces augmentations.

Les équations énergétiques sont les suivantes :

Pour le compresseur :

$$W_c = h_2 - h_1 \quad (2-4)$$

Où w_c est le travail effectué par le compresseur (travail d'entrée), h_1 est l'enthalpie spécifique du fluide d'admission au compresseur et h_2 présente l'enthalpie de sortie du compresseur.

Pour la turbine :

$$W_t = h_3 - h_4 \quad (2-5)$$

Où w_t est le travail de la turbine par unité de masse (travail de sortie), h_3 est l'enthalpie spécifique du fluide entrant dans la turbine et h_4 est l'enthalpie spécifique du fluide sortant de la turbine.

Pour la source de chaleur (chauffage au gaz) :

$$q_{in} = h_3 - h_2 \quad (2-6)$$

Alors que q_{in} est la chaleur transférée au fluide à partir de la source de chaleur, h_3 est l'enthalpie de sortie du réchauffeur de gaz et h_2 est l'enthalpie d'entrée dans le réchauffeur de gaz.

Pour l'échangeur de chaleur (refroidisseur de gaz) :

$$q_{out} = h_4 - h_1 \quad (2-7)$$

Alors que q_{out} est la chaleur rejetée par le fluide de travail, h_4 est l'enthalpie spécifique de sortie de la turbine et h_1 est l'enthalpie de sortie du refroidisseur de gaz.

Ensuite, la sortie nette de travail :

$$W_{net} = W_t - w_c \quad (2-8)$$

Alors que **w_{net}** est le travail net du cycle, **w_t** est le travail effectué par la turbine (**w_{out}**) et **w_c** est le travail effectué par le compresseur (**w_{in}**).

2.2.2 Cycle d'alimentation en dioxyde de carbone avec refroidissement intermédiaire

Dans ce cycle, une compression à plusieurs étapes avec refroidissement intermédiaire est utilisée. La recompression avec refroidissement intermédiaire est un ajout courant aux cycles de gaz qui diminue le travail de compression. Cette disposition profite également au cycle S-CO₂ en découplant la pression d'entrée du compresseur principal de la pression de sortie de la turbine basse pression. Le refroidissement intermédiaire divise la compression en deux étapes. Tout d'abord, le flux à basse pression pénètre dans un échangeur de chaleur (pré-refroidisseur) et est refroidi. Le flux refroidi entre ensuite dans le précompresseur, où il est comprimé à une pression intermédiaire. Ensuite, le fluide pénètre dans le refroidisseur intermédiaire et est à nouveau refroidi avant d'entrer dans le compresseur principal. La figure 2.2 montre le cycle de Brayton avec une disposition de refroidissement intermédiaire.

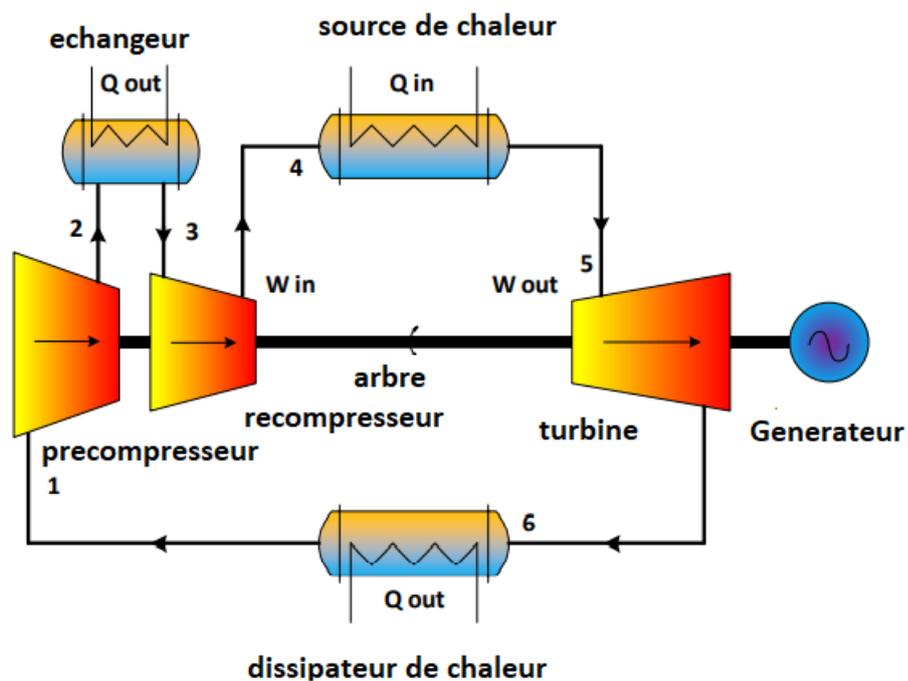


Figure 2.2 Cycle de Bryton avec configuration de refroidissement intermédiaire

Les températures d'entrée des compresseurs ne doivent pas nécessairement être égales, mais étant donné qu'un seul évier froid est susceptible d'être utilisé, les températures seront généralement égales. Par conséquent, les températures d'entrée du compresseur sont identiques dans cette étude.

Les équations énergétiques sont les suivantes :

Pour le compresseur :

$$W_{c.precompresseur} = h_2 - h_1$$

$$W_{c.recompresseur} = h_4 - h_3$$

Où w_c est le travail effectué par le compresseur (travail d'entrée), h_1 est l'enthalpie spécifique du fluide d'admission au compresseur, h_2 présente l'enthalpie de sortie du compresseur, h_3 est l'enthalpie spécifique du fluide entrant dans la compresseur, et h_4 présente l'enthalpie de sortie du compresseur.

Pour la turbine

$$W_t = h_5 - h_6$$

Où w_t est le travail de la turbine par unité de masse (travail de sortie), h_5 est l'enthalpie spécifique du fluide entrant dans la turbine et h_6 est l'enthalpie spécifique du fluide sortant de la turbine.

Pour la source de chaleur (chauffage au gaz) :

$$q_{in} = h_5 - h_4$$

Alors que q_{in} est la chaleur transférée au fluide à partir de la source de chaleur, h_5 est l'enthalpie de sortie du réchauffeur de gaz et h_4 est l'enthalpie d'entrée dans le réchauffeur de gaz.

Pour l'échangeur de chaleur (refroidisseur de gaz) :

$$q_{out} = (h_2 - h_3) + (h_6 - h_1)$$

Alors que q_{out} est la chaleur rejetée par le fluide de travail, h_2 est l'enthalpie d'entrée dans l'échangeur, h_3 est l'enthalpie de sortie dans l'échangeur, h_6 est l'enthalpie spécifique de sortie de la turbine et h_1 est l'enthalpie de sortie du refroidisseur de gaz.

2.2.3 Cycle d'alimentation en dioxyde de carbone avec réchauffage

Le troisième cycle étudié est le cycle de Brayton réchauffé. Les dispositions du cycle sont illustrées à la **Figure 2.3**. Le cycle est similaire au cycle de Brayton simple. Par exemple, le fluide de travail est comprimé dans le compresseur puis réchauffé dans le récupérateur (réchauffeur de gaz) par la source de chaleur externe. La seule différence par rapport au cycle de Brayton simple est la division de la turbine en turbine haute pression et turbine basse pression et la prise en compte d'une étape de réchauffage pour augmenter la température du CO₂.

Le réchauffage améliore l'efficacité du cycle en augmentant la température Carnot équivalente pour le cycle. Le CO₂ supercritique à haute pression sort du compresseur et entre dans l'échangeur de chaleur ou le réchauffeur de gaz en tant que flux froid (2). Le flux de CO₂ à haute température et pression entre dans la turbine HP (3) et perd son énergie à la sortie de la turbine HP (4). Le flux de S-CO₂ basse pression gagne de l'énergie dans le réchauffeur et sort vers la turbine BP (5). Il est possible d'introduire plus d'un étage de réchauffage lorsque deux étages de réchauffage sont utilisés. Dans le cas de trois étages de réchauffage, il y aura un ajout d'un autre corps de turbine dans le système. Enfin, la chaleur est rejetée dans le prérefroidisseur (6), où le fluide de travail est refroidi à la température d'entrée du compresseur.

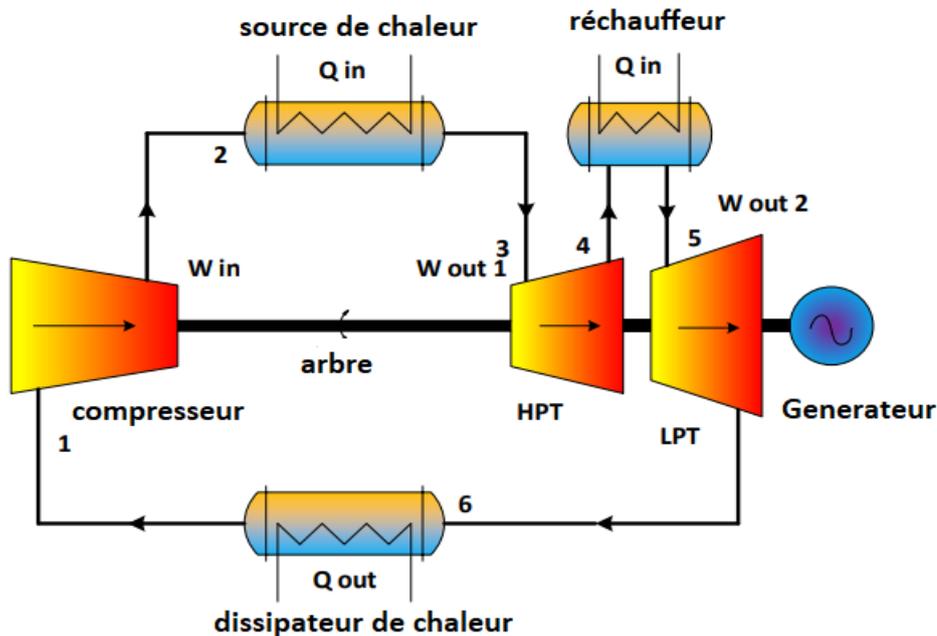


Figure 2.3 Cycle de Bryton avec configuration de réchauffage

Pour augmenter l'efficacité d'un cycle réel, il faut soit augmenter la température moyenne d'ajout de chaleur, soit réduire la température moyenne de rejet de chaleur. Avec cette vue, il est facile de voir que le réchauffage est la première stratégie. Par conséquent, pour obtenir la meilleure amélioration de l'efficacité du réchauffage, il est souhaitable de conserver la même température d'entrée et la même température de sortie pour toutes les turbines. Pour un cycle de gaz parfait, en raison du rapport de pression constant, cela conduit à une répartition égale du rapport de pression totale entre les turbines.

Pour un cycle de gaz réel tel que le CO₂, la division du rapport de pression doit être optimisée pour donner les mêmes températures équivalentes d'ajout de chaleur. Cependant, la valeur optimisée ne devrait pas différer de manière significative de la division du rapport de pression égale, car le CO₂ est très proche du comportement du gaz idéal dans la turbine. La situation peut être différente pour le refroidissement intermédiaire, où la chaleur spécifique varie plus largement.

Les équations énergétiques sont les suivantes :

Pour le compresseur :

$$W_c = h_2 - h_1$$

Où w_c est le travail effectué par le compresseur (travail d'entrée), h_1 est l'enthalpie spécifique du fluide d'admission au compresseur et h_2 présente l'enthalpie de sortie du compresseur.

Pour la turbine

$$W_{t.HP} = h_3 - h_4$$

$$W_{t.BP} = h_5 - h_6$$

Où w_t est le travail de la turbine par unité de masse (travail de sortie), h_3 est l'enthalpie spécifique du fluide entrant dans la turbine HPT et h_4 est l'enthalpie spécifique du fluide sortant de la turbine HPT , h_5 est l'enthalpie spécifique du fluide entrant dans la turbine LPT , h_6 est l'enthalpie spécifique du fluide sortant de la turbine LPT.

Pour la source de chaleur (chauffage au gaz) :

$$q_{in} = (h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)$$

Alors que q_{in} est la chaleur transférée au fluide à partir de la source de chaleur, h_5 est l'enthalpie de sortie du réchauffeur de gaz, h_4 est l'enthalpie d'entrée dans le réchauffeur de gaz, h_3 est l'enthalpie de sortie du réchauffeur de gaz et h_2 est l'enthalpie d'entrée dans le réchauffeur de gaz.

Pour l'échangeur de chaleur (refroidisseur de gaz) :

$$q_{out} = h_6 - h_1$$

Alors que q_{out} est la chaleur rejetée par le fluide de travail, h_6 est l'enthalpie spécifique de sortie de la turbine et h_1 est l'enthalpie de sortie du refroidisseur de gaz.

2.2.4 Cycle de puissance du dioxyde de carbone avec refroidissement intermédiaire et réchauffage

Dans ce cycle, il y a une compression et une expansion à plusieurs étages. Le S-CO₂, qui sort du prérefroidisseur, entre dans le précompresseur (1) voir **Figure 2.4**. Après l'étape de compression, le fluide entre dans un refroidisseur intermédiaire pour rejeter la chaleur (2). Après l'intercooler, le S-CO₂ entre dans le compresseur principal (recompresseur) où sa pression et sa température ont augmenté (3). Ensuite, le S-CO₂ s'écoule vers une turbine HP après avoir absorbé la chaleur de l'échangeur de chaleur (chauffage au gaz) (4 à 5). Le fluide de sortie de la turbine HP est réchauffé dans le réchauffeur à pression constante (6). Le fluide chauffé à basse pression (7) entre dans la turbine BP et se détend (8). Après avoir généré de l'électricité, le fluide passe par un dissipateur thermique où la chaleur restante est rejetée, puis pénètre dans un précompresseur et le processus total recommence.

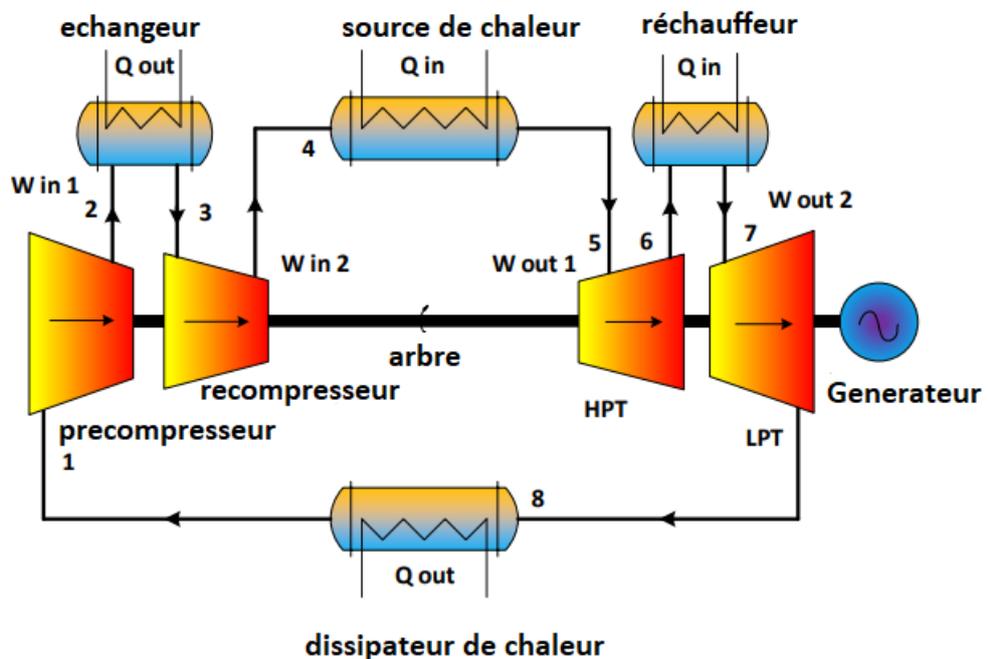


Figure 2.4 Cycle de Bryton avec configuration de refroidissement intermédiaire et de réchauffage

Les équations énergétiques sont les suivantes :

Pour le compresseur :

$$W_{c.precompresseur} = h_2 - h_1$$

$$W_{c.precompresseur} = h_4 - h_3$$

Où w_c est le travail effectué par le compresseur (travail d'entrée), h_1 est l'enthalpie spécifique du fluide d'admission au compresseur, h_2 présente l'enthalpie de sortie du compresseur, h_3 est l'enthalpie spécifique du fluide entrant dans la compresseur, et h_4 présente l'enthalpie de sortie du compresseur.

Pour la turbine

$$W_{t.HP} = h_6 - h_5$$

$$W_{t.BP} = h_8 - h_7$$

Où w_t est le travail de la turbine par unité de masse (travail de sortie), h_5 est l'enthalpie spécifique du fluide entrant dans la turbine HPT et h_6 est l'enthalpie spécifique du fluide sortant de la turbine HPT, h_7 est l'enthalpie spécifique du fluide entrant dans la turbine LPT, h_8 est l'enthalpie spécifique du fluide sortant de la turbine LPT.

Pour la source de chaleur (chauffage au gaz) :

$$q_{in} = (h_5 - h_4) + (h_7 - h_6)$$

Alors que q_{in} est la chaleur transférée au fluide à partir de la source de chaleur, h_7 est l'enthalpie de sortie du réchauffeur de gaz, h_6 est l'enthalpie d'entrée dans le réchauffeur de gaz, h_5 est l'enthalpie de sortie du réchauffeur de gaz et h_4 est l'enthalpie d'entrée dans le réchauffeur de gaz.

Pour l'échangeur de chaleur (refroidisseur de gaz) :

$$q_{out} = (h_2 - h_3) + (h_8 - h_1)$$

Alors que q_{out} est la chaleur rejetée par le fluide de travail, h_2 est l'enthalpie d'entrée dans l'échangeur, h_3 est l'enthalpie de sortie dans l'échangeur, h_8 est l'enthalpie spécifique de sortie de la turbine et h_1 est l'enthalpie de sortie du refroidisseur de gaz.

3.2.5 Cycle d'alimentation du dioxyde de carbone avec refroidissement intermédiaire, réchauffage et régénération

Un schéma d'un cycle de Brayton avec refroidissement intermédiaire, réchauffage et régénération est illustré à la figure 2.5. Le cycle est composé de cinq composants, un échangeur de chaleur (HEX) ou réchauffeur de gaz, une turbine, un régénérateur (récupérateur), un prérefroidisseur (dissipateur thermique) et un compresseur. Dans cette configuration de cycle, un CO₂ à basse température entre dans le précompresseur où il est comprimé. Le refroidissement intermédiaire diminue la température du fluide de travail entrant dans le recompresseur. Ainsi, l'apport de travail diminue et la régénération devient de plus en plus efficace. Le fluide de travail est chauffé à partir du fluide à température plus élevée, qui provient de la turbine BP à l'intérieur du régénérateur en tant que flux de préchauffage. Ensuite, le réchauffeur augmente la température au maximum (550 °C) pour être prêt pour la turbine HP. Pour augmenter l'efficacité d'un cycle réel, il faut soit augmenter la température moyenne d'ajout de chaleur, soit réduire la température moyenne de rejet de chaleur. Avec cette vue, il est facile de voir que le réchauffage est la première stratégie. Par l'introduction d'un étage de réchauffage, la température de sortie de la turbine augmente, ce qui conduit à l'augmentation de la température d'entrée de la source de chaleur et donc à l'augmentation de la température du milieu à laquelle la chaleur est ajoutée au cycle. Par conséquent, pour obtenir la meilleure amélioration de l'efficacité du réchauffage, on aimerait garder la même température d'entrée et la même température de sortie pour toutes les turbines. Après le réchauffage, le fluide passe à la turbine BP pour se dilater une deuxième fois en perdant de la pression et en générant de l'énergie dans le générateur. Le dioxyde de carbone d'échappement chaud qui sort de la turbine BP a un potentiel élevé pour transférer une partie de son énergie au flux de sortie du compresseur principal en passant par un récupérateur, puis rejeter les énergies dans le prérefroidisseur ou le refroidisseur de gaz.

Pour un cycle de gaz réel tel que le CO₂, la division du rapport de pression doit être optimisée pour donner les mêmes températures équivalentes d'ajout de chaleur. Cependant, la valeur optimisée ne devrait pas différer de manière significative de la division du rapport de pression égale, car le CO₂ est très proche du comportement du gaz idéal dans la turbine.

L'efficacité globale d'un échangeur de chaleur est définie comme le rapport du transfert de chaleur réel au transfert de chaleur maximum possible à travers l'échangeur de chaleur, si l'échangeur de chaleur était infiniment grand. Ceci est montré dans l'équation 3-9.

$$\varepsilon = \frac{\dot{q}}{q_{max}} \quad (3-9)$$

Où ε est l'efficacité de l'échangeur de chaleur global, \dot{q} est le transfert de chaleur réel à travers l'échangeur de chaleur et q_{max} est le transfert de chaleur maximum possible à travers l'échangeur de chaleur.

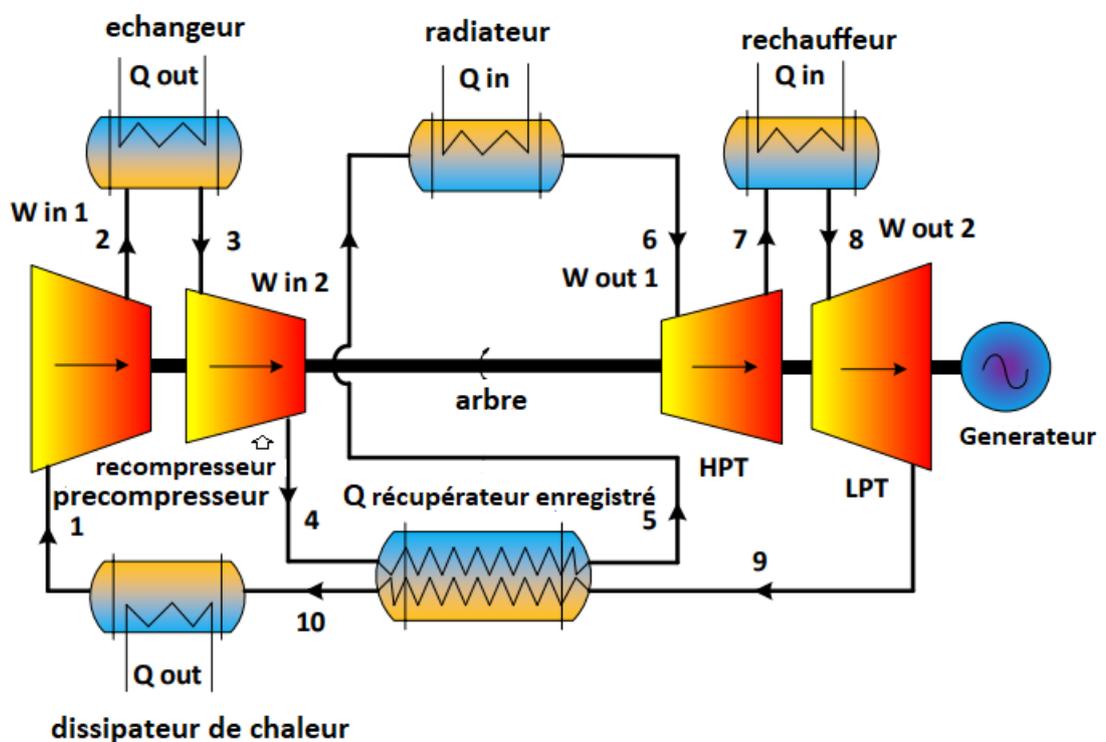


Figure 2.5 Cycle de Bryton avec configuration du refroidissement intermédiaire, du réchauffage et du régénérateur

L'hypothèse d'une efficacité de 80 % pour le récupérateur est raisonnablement pratique, et réduire considérablement les destructions exergétiques en améliorant leur efficacité est un défi technologique.

Les équations énergétiques sont les suivantes :

Pour le compresseur :

$$W_{c.precompresseur} = h_2 - h_1$$

$$W_{c.precompresseur} = h_4 - h_3$$

Où w_c est le travail effectué par le compresseur (travail d'entrée), h_1 est l'enthalpie spécifique du fluide d'admission au compresseur, h_2 présente l'enthalpie de sortie du compresseur, h_3 est l'enthalpie spécifique du fluide entrant dans la compresseur, et h_4 présente l'enthalpie de sortie du compresseur.

Pour la turbine

$$W_{t.HP} = h_7 - h_6$$

$$W_{t.BP} = h_9 - h_8$$

Où w_t est le travail de la turbine par unité de masse (travail de sortie), h_6 est l'enthalpie spécifique du fluide entrant dans la turbine HPT et h_7 est l'enthalpie spécifique du fluide sortant de la turbine HPT , h_8 est l'enthalpie spécifique du fluide entrant dans la turbine LPT , h_9 est l'enthalpie spécifique du fluide sortant de la turbine LPT.

Pour la source de chaleur (chauffage au gaz) :

$$q_{in.} = (h_6 - h_5) + (h_8 - h_7)$$

Alors que q_{in} est la chaleur transférée au fluide à partir de la source de chaleur, h_8 est l'enthalpie de sortie du réchauffeur de gaz, h_7 est l'enthalpie d'entrée dans le réchauffeur de gaz, h_6 est l'enthalpie de sortie du réchauffeur de gaz et h_5 est l'enthalpie d'entrée dans le réchauffeur de gaz.

Pour l'échangeur de chaleur (refroidisseur de gaz) :

$$q_{out} = (h_2 - h_3) + (h_{10} - h_1)$$

$$q_{out.reg} = h_7 - h_6$$

Alors que q_{out} est la chaleur rejetée par le fluide de travail, h_2 est l'enthalpie d'entrée dans l'échangeur, h_3 est l'enthalpie de sortie dans l'échangeur, h_{10} est l'enthalpie spécifique de sortie de la turbine et h_1 est l'enthalpie de sortie du refroidisseur de gaz.

Chapitre 3
SIMULATIONS ET DESCUSION

3.1 Cycle de Brayton de dioxyde de carbone supercritique réel simple

Dans la section suivante, un simple cycle de Brayton de CO₂ supercritique a été étudié et quelques paramètres clés du cycle (c'est-à-dire la température d'entrée du compresseur, la pression d'entrée du compresseur, la température d'entrée de la turbine, la pression du refroidisseur de gaz, la pression du réchauffeur de gaz, le rapport de pression du cycle, efficacité du cycle, travail du cycle total, travail du compresseur et de la turbine) a été analysé.

3.1.1 L'effet de la pression d'entrée du compresseur

La figure 3.1 montre l'effet de la pression d'entrée du compresseur sur l'efficacité du cycle et la quantité de travail effectué par le cycle à quatre valeurs différentes de la température d'entrée de la turbine. Comme indiqué sur la figure 3.1, pour une valeur donnée de P₁, l'augmentation de la température d'entrée de la turbine (T₃) entraîne une augmentation du rendement du cycle. Ceci est dû au fait qu'au fur et à mesure que le T₃ augmente, le dénominateur de fraction diminue et par conséquent le rendement du cycle augmentera

$(\mu_{th} = 1 - \frac{T_4}{T_3})$ D'un autre côté, la même tendance peut être observée pour le cycle de travail total, mais il est évident que la variation d'efficacité est supérieure au travail effectué par le cycle le long de l'incrément de la pression d'entrée du compresseur. Il est à noter que pour la condition donnée, la pression d'entrée du compresseur n'a pas d'impact significatif sur le cycle de travail total produit, puisque les conditions d'entrée du compresseur sont fixées au-dessus de la condition critique du fluide de travail.

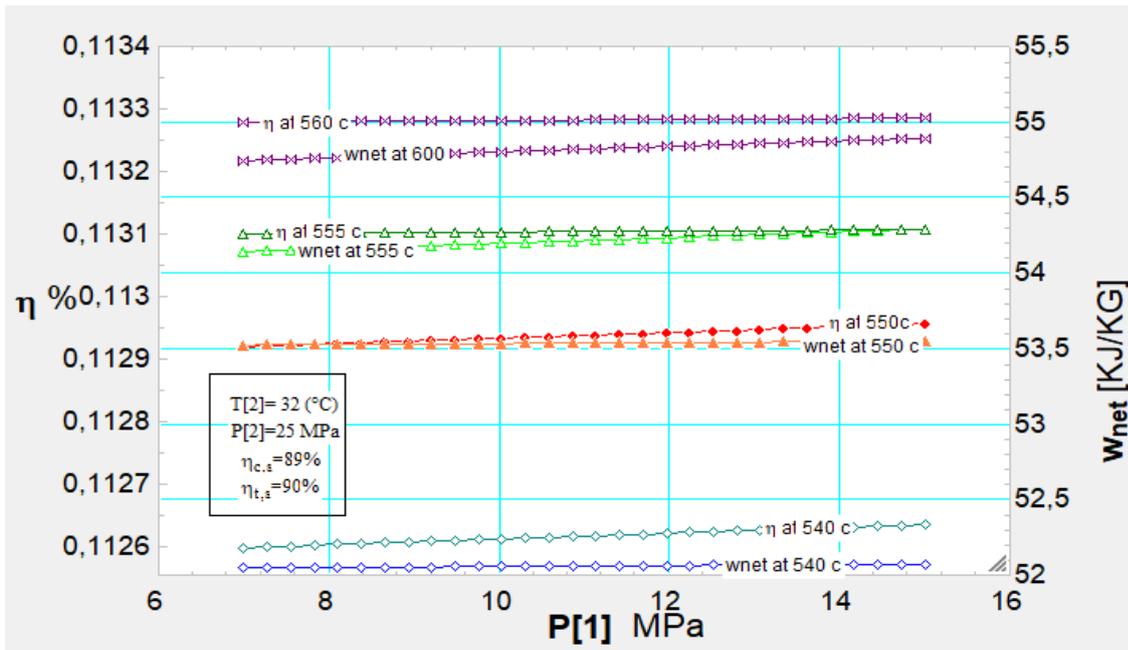


Figure 3.1 : Efficacité du cycle et travail total du cycle par rapport à la pression d'entrée du compresseur à différentes températures d'entrée de la turbine pour le cycle de Brayton S-CO2 réel simple

3.1.2 L'effet du rapport de pression

La variation de l'efficacité du cycle et du travail total du cycle avec le rapport de pression du cycle à différentes valeurs de température d'entrée de la turbine (T_3) est illustrée à la figure 3.2. La figure montre la tendance de l'efficacité du cycle par rapport au rapport de pression pour l'hypothèse du cycle réel, tandis que l'efficacité du compresseur, l'efficacité de la turbine, la pression d'entrée du compresseur et la température sont fixes avec les valeurs de référence mentionnées ci-dessus.

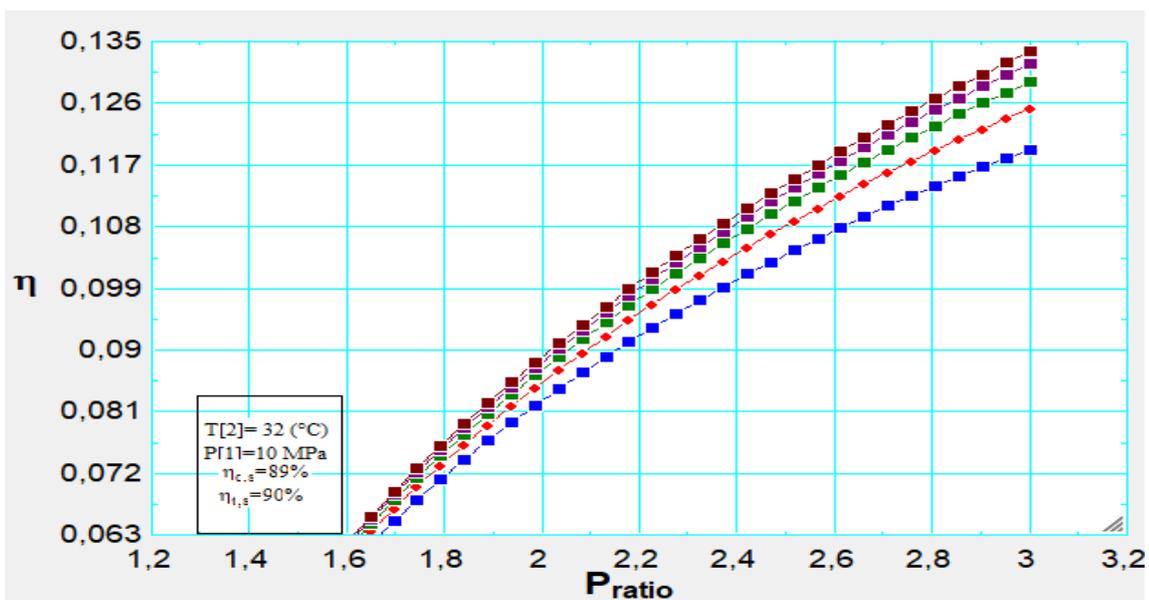


Figure 3.2.1 : Rendement du cycle par rapport au rapport de pression à différentes températures d'entrée de turbine pour le cycle de Brayton S-CO2 réel simple

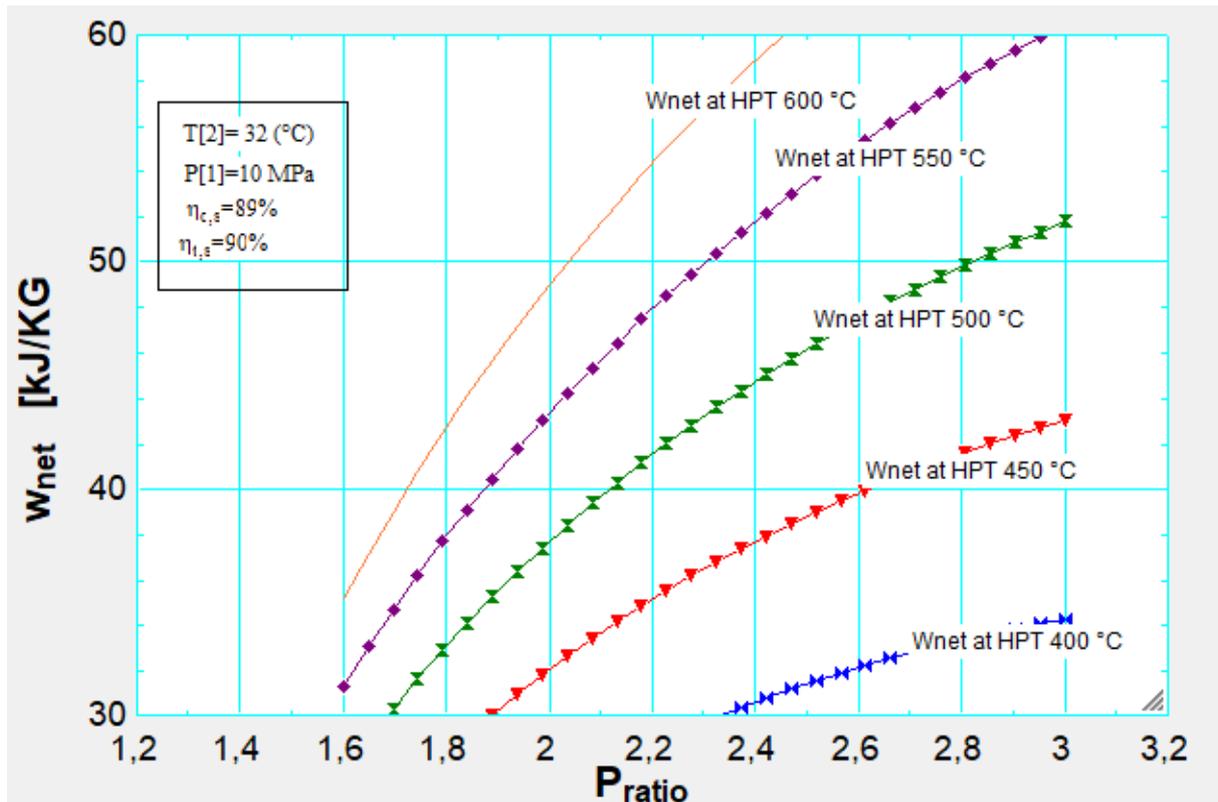


Figure 3.2.2 : travail total du cycle par rapport au rapport de pression à différentes températures d'entrée de turbine pour le cycle de Brayton S-CO₂ réel simple

L'efficacité totale du cycle augmente fortement avec l'augmentation du rapport de pression puisque le travail net produit par les turbomachines augmente progressivement. La plage supérieure de l'efficacité totale du cycle varie de 6,3 % à 13 % lorsque la pression de sortie du compresseur passe de 16 MPa à 30 MPa .

3.1.3 L'effet de la température de fonctionnement minimale

L'effet de la température d'entrée du compresseur sur l'efficacité du cycle est particulièrement important pour les cycles de CO₂ supercritiques car il affecte de manière significative le processus de compression. Étant donné que le cycle profite des changements de propriété près du point critique, le changement de la température d'entrée du compresseur entraîne un changement significatif des propriétés du CO₂ et le processus de compression peut ne pas être effectué dans les conditions optimales.

L'efficacité et le travail du cycle par rapport à la température d'entrée du compresseur pour le cycle SCO₂ (dans la plage de $T_1 = 30\text{--}50\text{ °C}$ et P_r (rapport de pression) = 2, 2,2, 2,5 et 2,8) ont été présentés dans la figure 3.3.

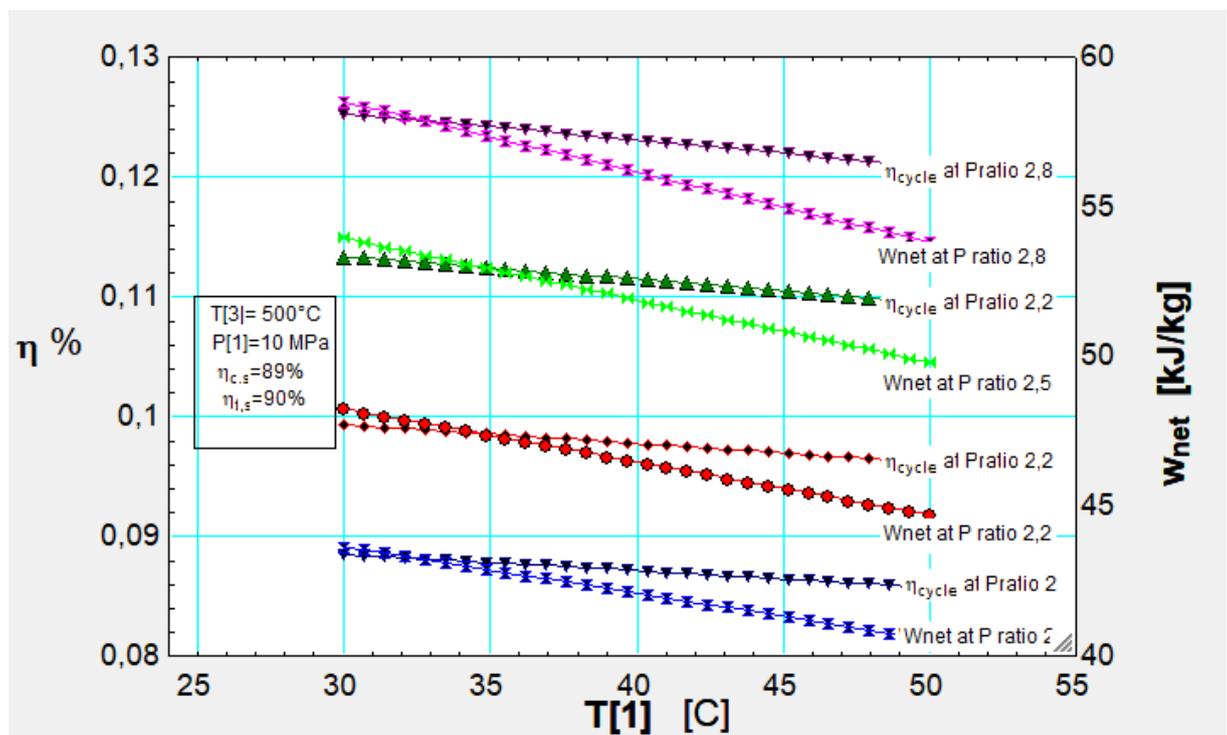


Figure 3.3 : Efficacité du cycle et travail total du cycle par rapport à la température d'entrée du compresseur à différents rapports de pression pour le cycle de Brayton S-CO₂ réel simple

Pour les différentes plages de rapports de pression, la figure 3.3 montre l'effet de la température d'entrée du compresseur sur la production totale de travail du cycle. Il est à noter que pour la condition donnée, le rapport de pression a un impact significatif sur le rendement et le travail total produit.

3.1.4 L'effet du rapport de pression sur le travail du compresseur et de la turbine

L'effet du rapport de pression sur le travail du compresseur et de la turbine est présenté à la figure 3.4. Tous les paramètres sont fixes sauf la température d'entrée de la turbine, qui varie de 510 à 570 °C.

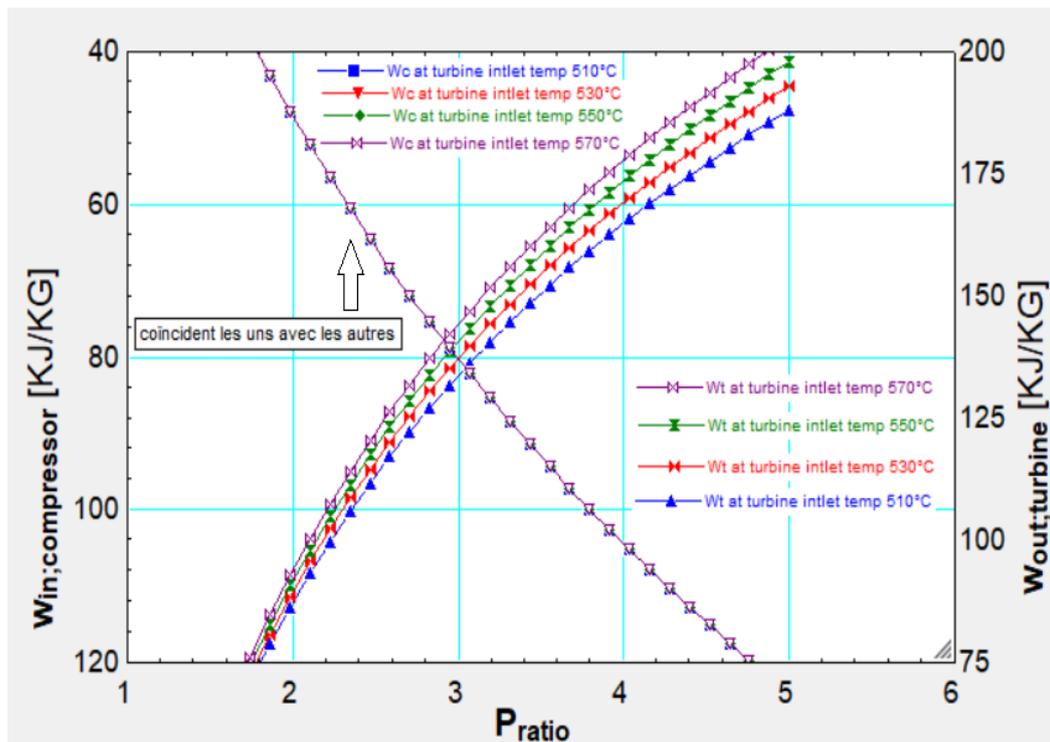


Figure 3.4 Travail du compresseur et travail de la turbine par rapport au rapport de pression à différentes températures d'entrée de turbine pour le cycle de Brayton S-CO₂ réel simple

L'examen de la figure 3.4 révèle que le travail du compresseur et celui de la turbine augmentent avec le rapport de pression alors que l'efficacité thermique nette est relativement sensible au rapport de pression. La variation de la température d'entrée de la turbine n'affecte pas le travail d'entrée du compresseur.

3.2 Cycle de Brayton au dioxyde de carbone supercritique réel avec refroidissement intermédiaire

3.2.1 L'effet de la pression du refroidisseur de gaz

L'effet de la pression de sortie du premier compresseur (P2) sur l'efficacité thermique du cycle est illustré à la figure 3.5. La ligne pointillée de la figure montre les points d'efficacité thermique maximale pour différentes lignes de température d'entrée de turbine alors que la pression optimale pouvant être obtenue par le premier compresseur est égale à 11,9 MPa pour chaque cas. Au fur et à mesure que P2 augmente au-delà de la valeur optimale (c'est-à-dire 11,9 MPa), l'efficacité diminue considérablement.

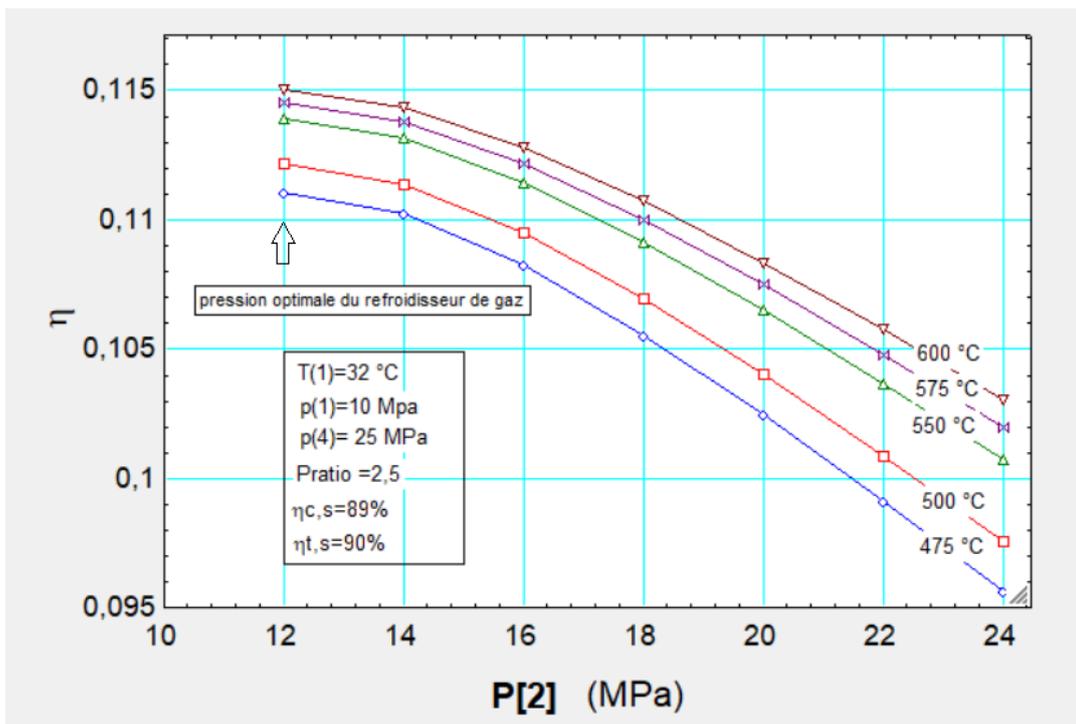


Figure 3.5 : Efficacité du cycle par rapport à la pression du refroidisseur de gaz à différentes températures d'entrée de turbine pour le cycle de Brayton S-CO₂ réel avec refroidissement intermédiaire

3.2.2 L'effet de la température d'entrée de la turbine haute pression

Une augmentation constante du η_{th} du cycle de Brayton supercritique avec refroidisseur intermédiaire à différents rapports de pression est représentée par une ligne continue sur la figure 4.6. On voit sur la figure que lorsque la température d'entrée de la turbine passe de 450 °C à 650 °C à $Pratio = 2,2$, η_{th} est amélioré de 4,92 %, passant de 9,62 % à 10,09 %. Lorsque le rapport de pression augmente, l'efficacité thermique augmente également.

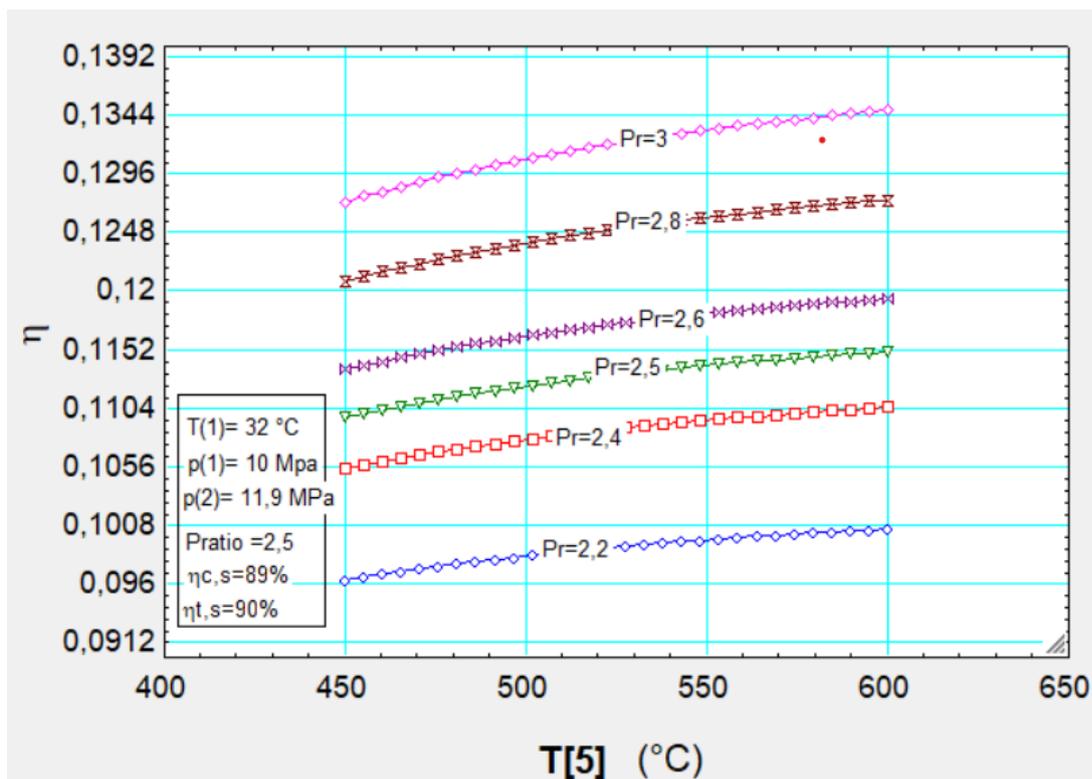


Figure 3.6 Rendement du cycle par rapport à la température d'entrée de la turbine haute pression à différents rapports de pression pour le cycle de Brayton S-CO₂ réel avec refroidissement intermédiaire

3.2.3 L'effet de la pression du refroidisseur de gaz sur le travail du cycle

L'effet de la pression du refroidisseur de gaz P_2 du cycle de Brayton au CO_2 supercritique avec refroidisseur intermédiaire sur W_{net} est illustré à la figure 4.7 pour un exemple de différentes températures d'entrée de turbine haute pression. Le travail total du cycle du cycle prend une valeur maximale, 56,754 kJ/kg à $P_2 = 15,8$ MPa pour le cas présent (température d'entrée HPT 550 °C).

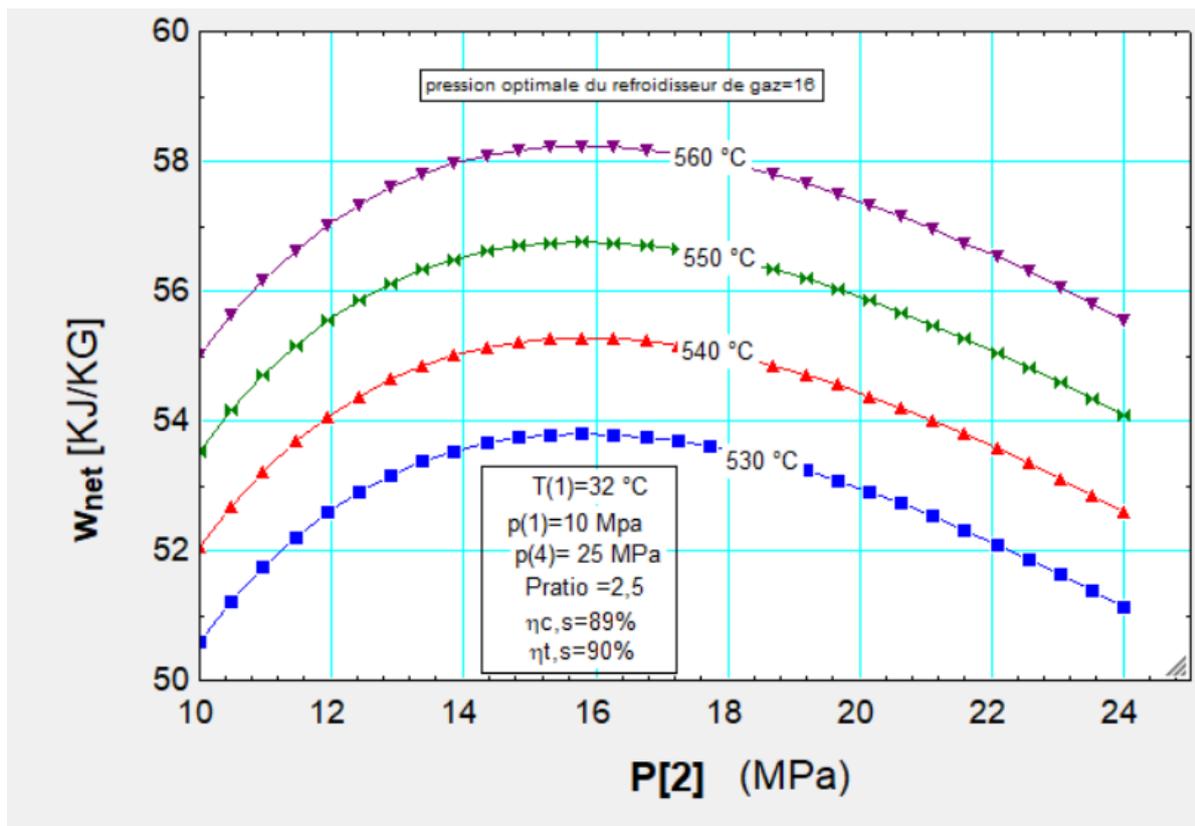


Figure 3. 7 : Pression du refroidisseur de gaz par rapport au travail total du cycle à différentes températures d'entrée de turbine pour le cycle Brayton S- CO_2 réel avec refroidissement intermédiaire

3.2.4 L'effet du rapport de pression

L'efficacité du cycle η_{th} et le travail total du cycle w_{net} sont indiqués par rapport au rapport de pression du cycle sur la figure 3.8. Leurs valeurs augmentent avec l'augmentation de P_{ratio} . Par exemple, η_{th} augmente d'environ 27,86 % alors que nous avons une augmentation de 0,5 unité du rapport de pression pour la température d'entrée HPT = ligne 550 °C. Par contre, la partie droite de la figure décrit le comportement du réseau de travail W_{net} . Lorsque le rapport de pression est passé de 20 à 2,5 pour une température maximale du fluide de 550 °C, le net augmente d'environ 24,07 %.

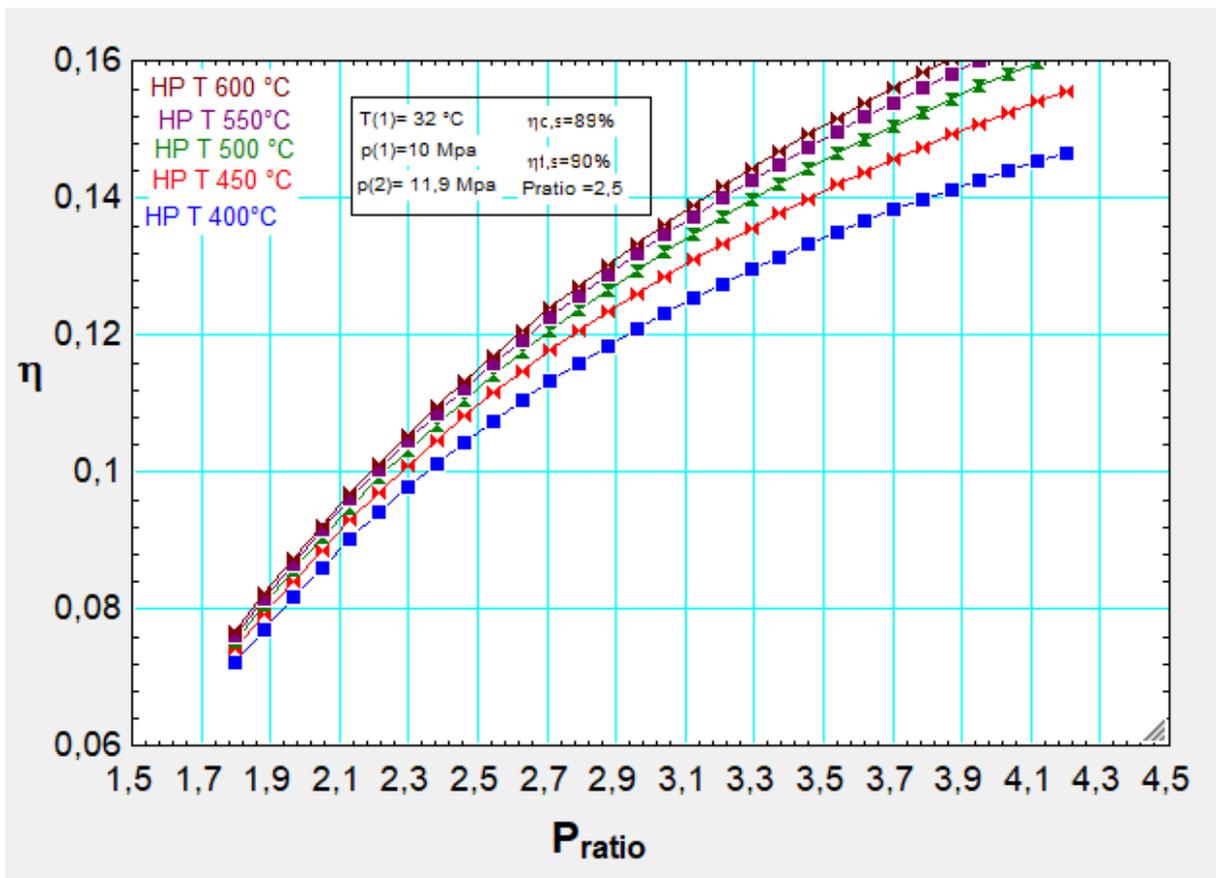


Figure 3.8 .1: Rendement du cycle par rapport au rapport de pression à différentes températures d'entrée de turbine pour le cycle de Brayton S-CO₂ réel avec refroidissement intermédiaire

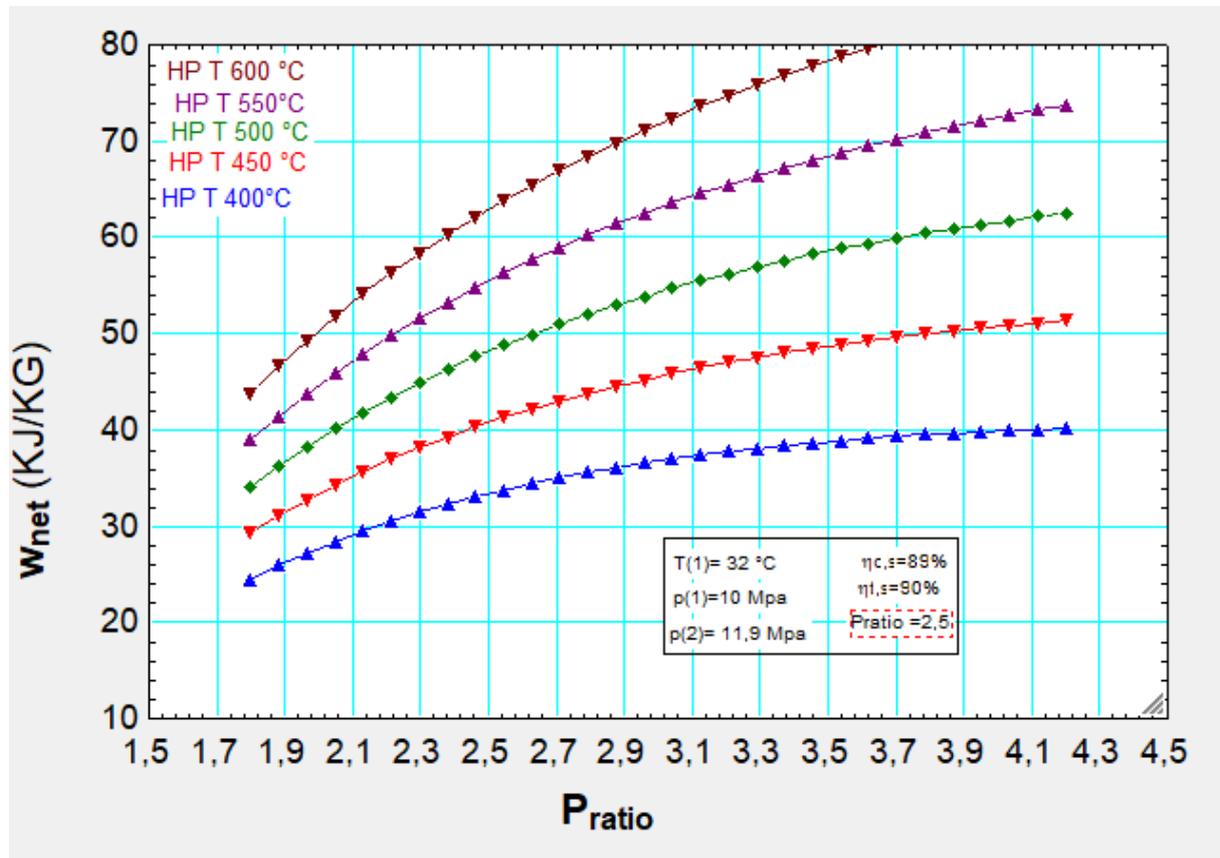


Figure 3.8.2 : travail total du cycle par rapport au rapport de pression à différentes températures d'entrée de turbine pour le cycle de Brayton S-CO₂ réel avec refroidissement intermédiaire

3.2.5 L'effet du rapport de pression sur le travail du compresseur et de la turbine

La variation de W_{in} et W_{out} avec le rapport de pression du cycle à la température d'entrée de la turbine ($T_5=550\text{ °C}$), est montrée dans la figure 3.9. Comme on peut le voir sur la figure, les deux ouvrages ont connu une augmentation constante de 35,15% et 29,9% respectivement pour w_{in} et w_{out} alors que le rapport de pression est passé de 2 à 2,5.

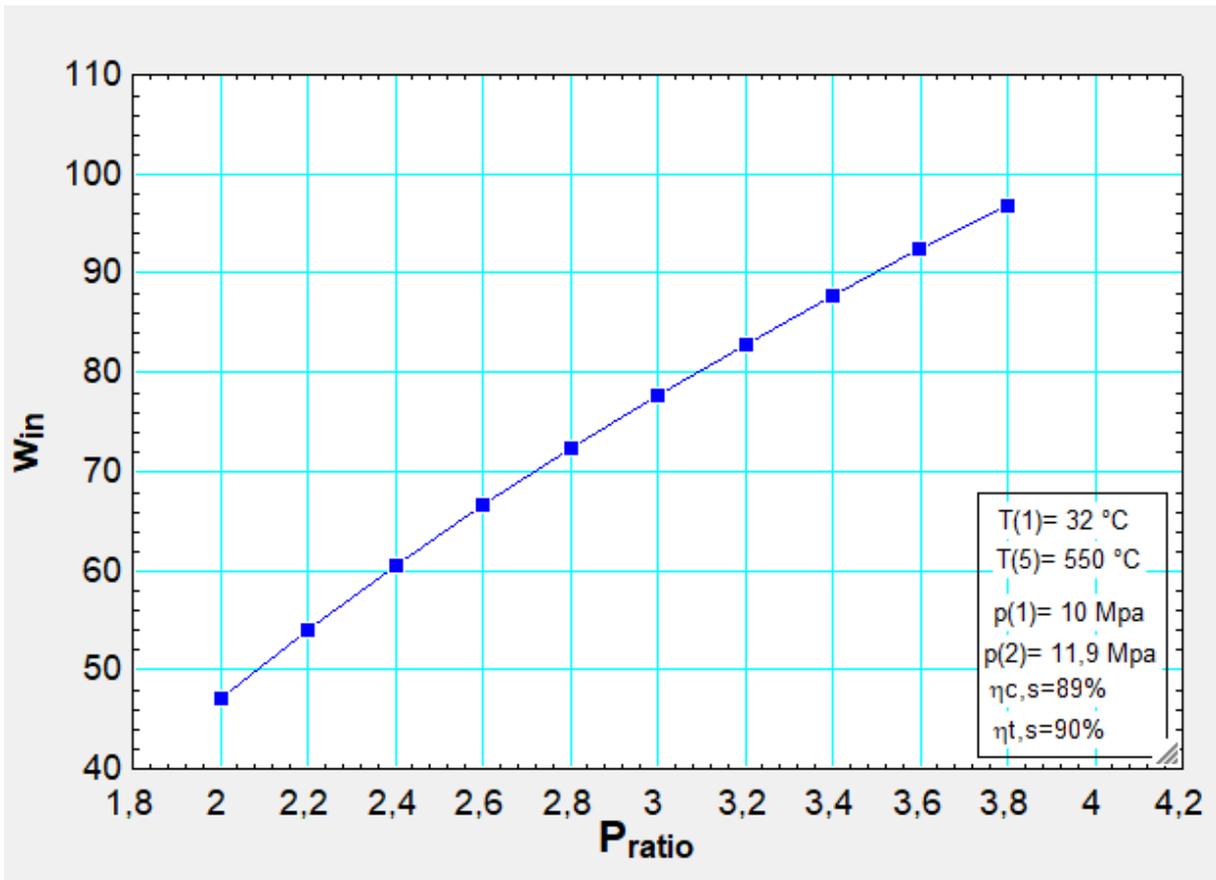


Figure 3.9 .1Travail total du compresseur par rapport au rapport de pression pour le cycle de Brayton S-CO2 réel avec refroidissement intermédiaire

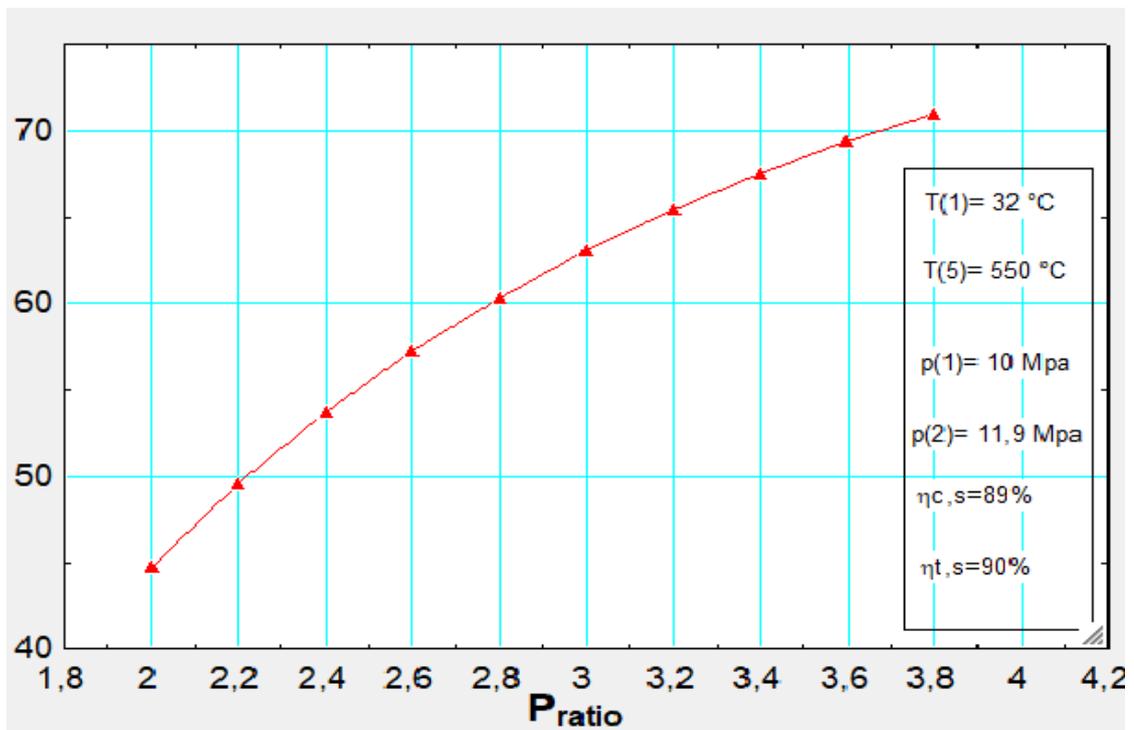


Figure 3.9.2 Travail total de la turbine par rapport au rapport de pression pour le cycle de Brayton S-CO2 réel avec refroidissement intermédiaire

3.2.6 L'effet de la température minimale du cycle

La figure 3.10 montre la variation de l'efficacité du cycle et de la température minimale du cycle (température d'entrée du précompresseur T_1) pour un cycle Brayton au CO_2 supercritique avec refroidisseur intermédiaire avec $T_{\text{max}} = 550 \text{ }^\circ\text{C}$, $P_{\text{min}} = 10 \text{ MPa}$ et $P_2=11,9 \text{ MPa}$ à plusieurs rapports de pression. Au fur et à mesure que la température minimale du cycle augmente, l'efficacité du cycle diminue régulièrement.

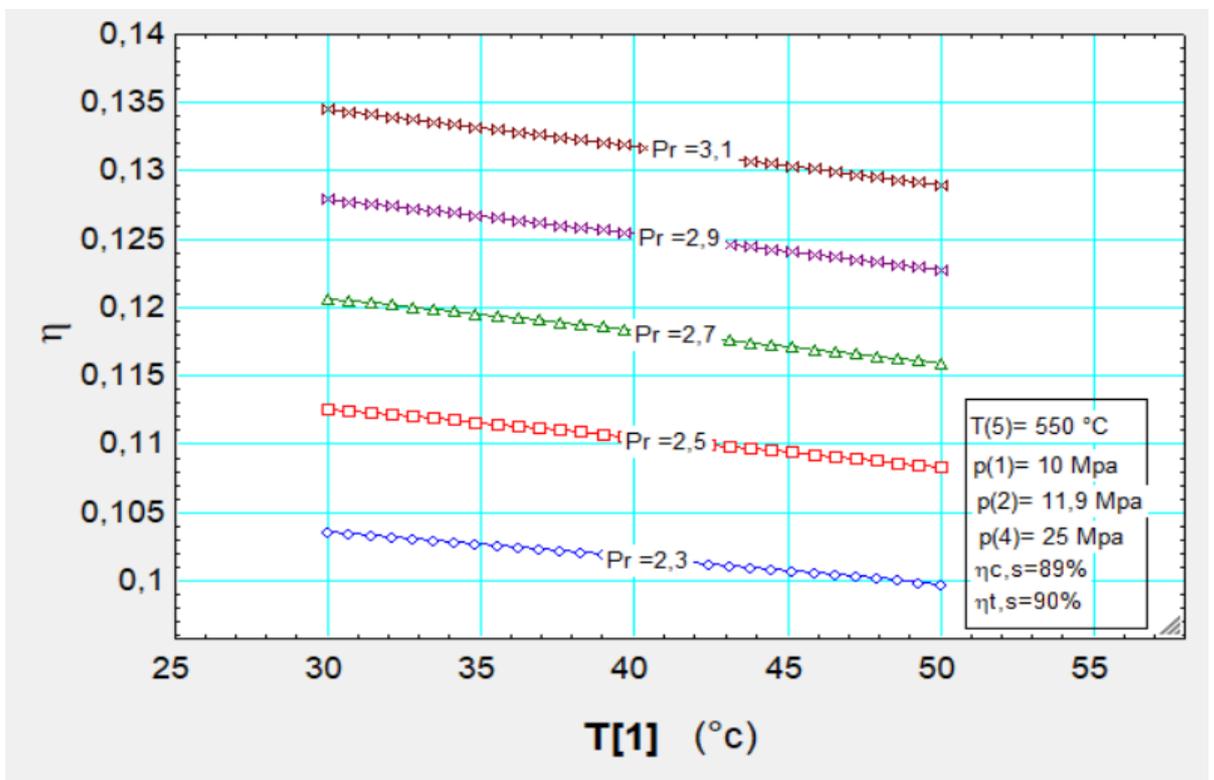


Figure 3.10 Efficacité du cycle par rapport à la température minimale du cycle à différents rapports de pression pour le cycle de Brayton S- CO_2 réel avec refroidissement intermédiaire

3.3 Cycle Brayton de dioxyde de carbone supercritique réel avec réchauffage

3.3.1 L'effet de la pression du réchauffeur de gaz

La figure 3.11 illustre l'efficacité thermique du cycle en fonction de la pression de sortie de turbine haute pression de 12 MPa à 24 MPa pour plusieurs températures d'entrée de turbine HP. Comme il est évident, le rendement commence à augmenter remarquablement du rendement de cycle le plus bas (12 MPa) au plus élevé (23,1 MPa), puis il suit une tendance à la baisse. A la pression optimale de $P_4 = 23,1$ MPa, le rendement du cycle est d'environ 11,3 % pour la ligne HPT à température d'entrée = 500 °C.

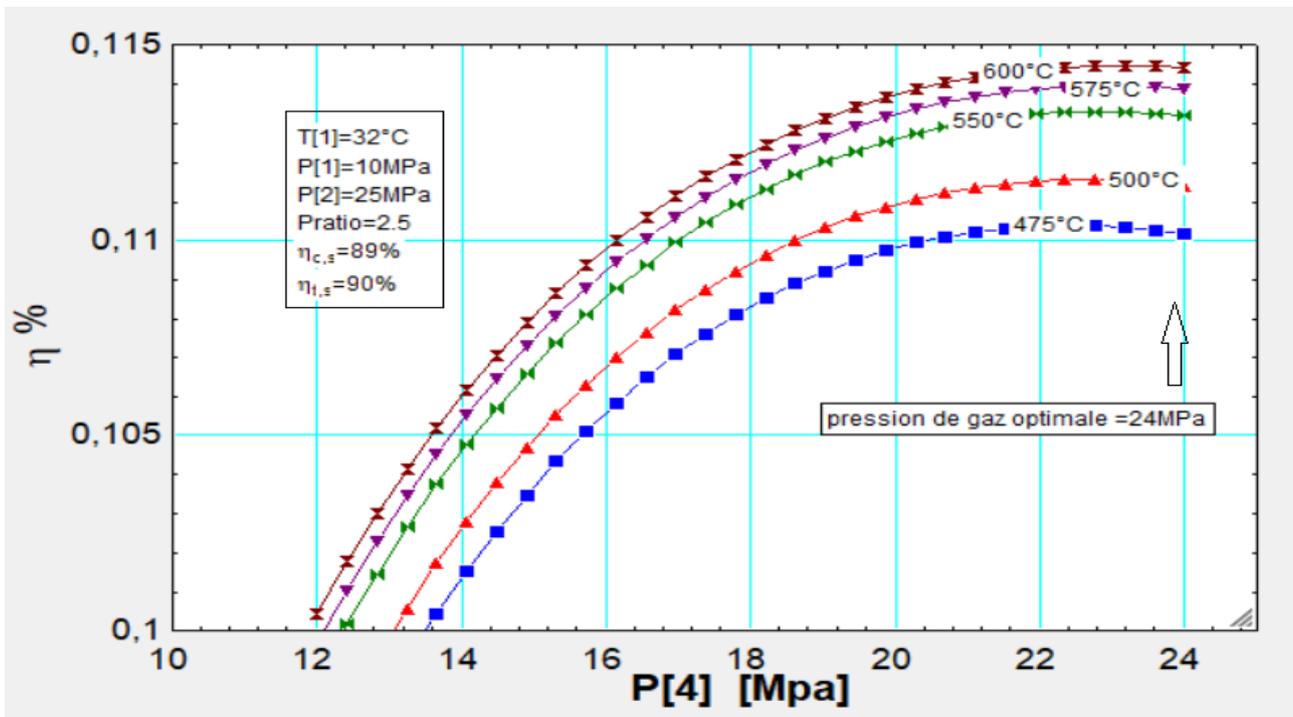


Figure 3.11 : Efficacité du cycle par rapport à la pression du réchauffeur à gaz à différentes températures d'entrée de turbine pour le cycle Brayton S-CO₂ réel avec réchauffage

3.3.2 L'effet de la température d'entrée de la turbine haute pression

L'effet de la température d'entrée d'une turbine haute pression T3 sur le rendement du cycle pour différents rapports de pression est illustré à la figure 4.12. Il ressort clairement de la figure que lorsque la température d'entrée de la turbine passe de 450 °C à 650 °C, l'efficacité du cycle augmente pour tous les taux de pression. Par exemple, à Pratio=2,5, η_{th} est amélioré de 5,93 % de 11,28 % à 11,95

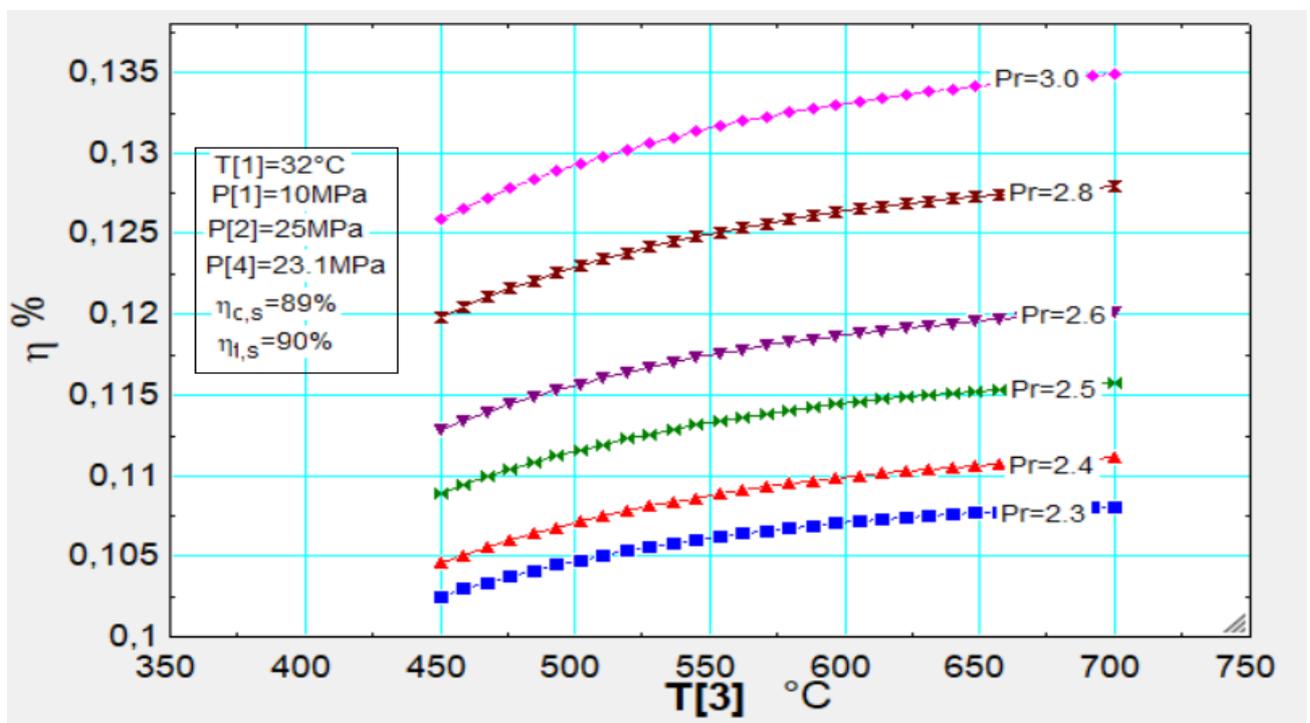


Figure 3.12 : Efficacité de cycles par rapport à la température d'entrée de la turbine haute pression à différents rapports de pression pour le cycle de Brayton S-CO₂ réel avec réchauffage

3.3.3 L'effet de la pression du réchauffeur

L'effet de la pression du réchauffeur P4 sur le réseau de travail, qui est présenté à la Figure 3.13 pour différentes températures d'entrée de turbine HP. Au fur et à mesure que la pression du dioxyde de carbone augmente dans le réchauffeur, le filet de travail augmente rapidement jusqu'à un point de crête (c'est-à-dire une pression optimale qui donne la quantité optimale de filet de travail. Ensuite, à mesure que la pression augmente au-delà de la pression optimale, w_{net} diminue.

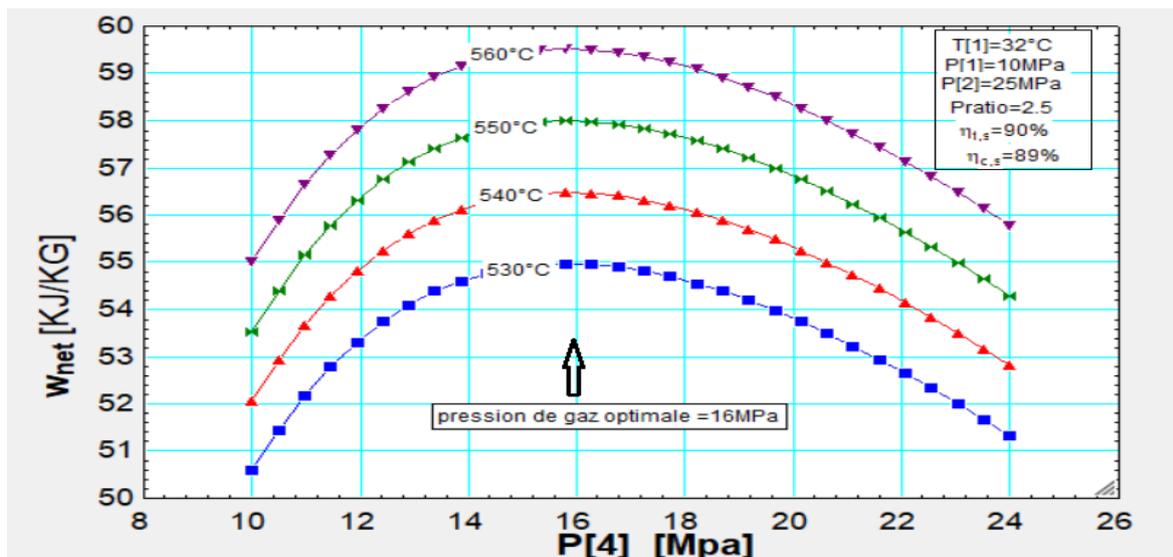


Figure 3.13 : Efficacité de cycles par rapport à la pression du réchauffeur à gaz à différentes températures d'entrée de turbine pour le cycle Brayton S-CO₂ réel avec réchauffage

On peut remarquer sur la figure 3.13 que pour une augmentation de 10 °C de la température d'entrée du HPT de 530 à 540, 540 à 550 et 550 à 560, il y a respectivement 2,75%, 2,71% et 2,58% d'augmentation du travail net. Cependant, en augmentant la température d'entrée HPT au-delà de l'optimum P4, le pourcentage d'augmentation de W_{net} diminue progressivement.

3.3.4 L'effet du rapport de pression du cycle sur l'efficacité du cycle et le travail total du cycle

L'influence du rapport de pression sur l'efficacité thermique η_{th} et le réseau de travail sont illustrées à la figure 3.14. On peut voir sur la figure que l'efficacité et le travail net augmentent à mesure que le rapport de pression augmente. Par exemple, η_{th} augmente d'environ 7,94 % alors que nous avons une augmentation de 0,5 unité (2 à 2,5) du rapport de pression pour la température d'entrée HPT = ligne 550°C. De plus, la partie droite de la figure décrit le comportement du réseau de travail W_{net} . Comme le rapport de pression variait de 2 à 2,5, cela donne une augmentation de 9,16 % du travail net pour 550 °C. Il existe une limitation du rapport de pression car des rapports de pression plus élevés signifient un rapport de pression plus élevé dans le système.

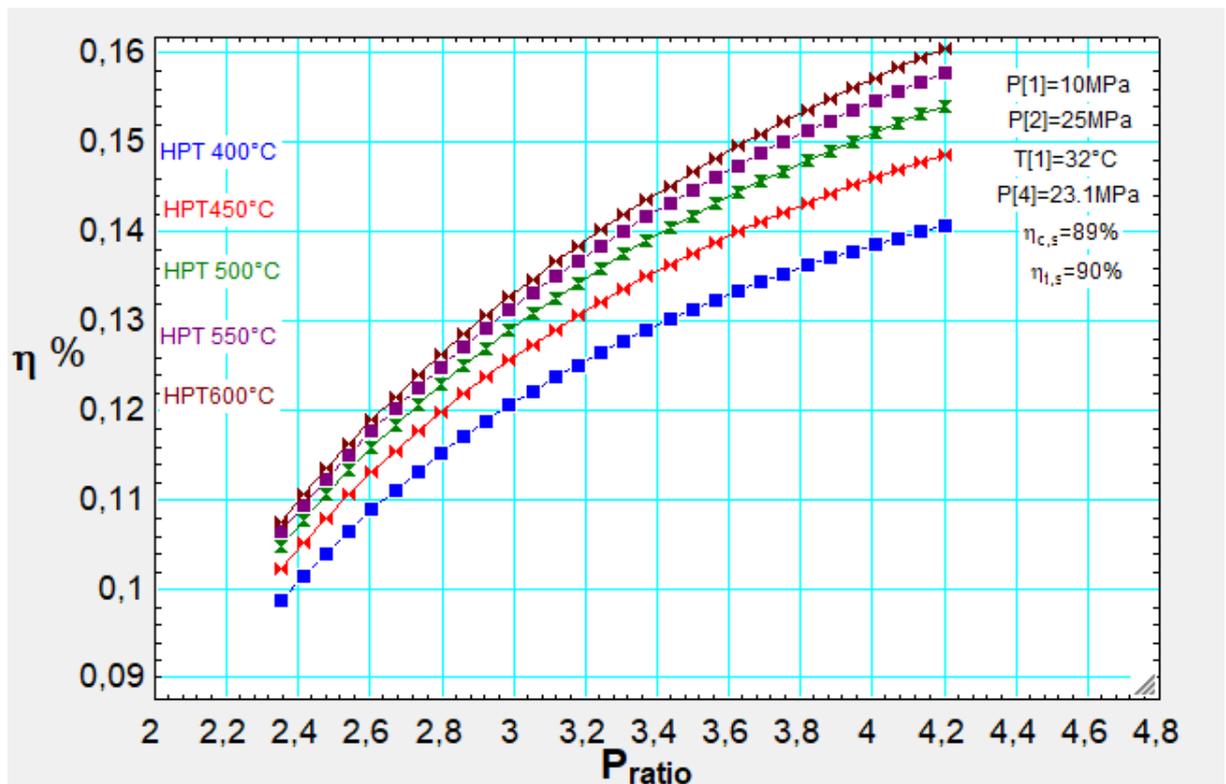


Figure 3. 14.1 Rendement du cycle par rapport au rapport de pression à différentes températures d'entrée de turbine pour le cycle de Brayton S-CO₂ réel avec réchauffage

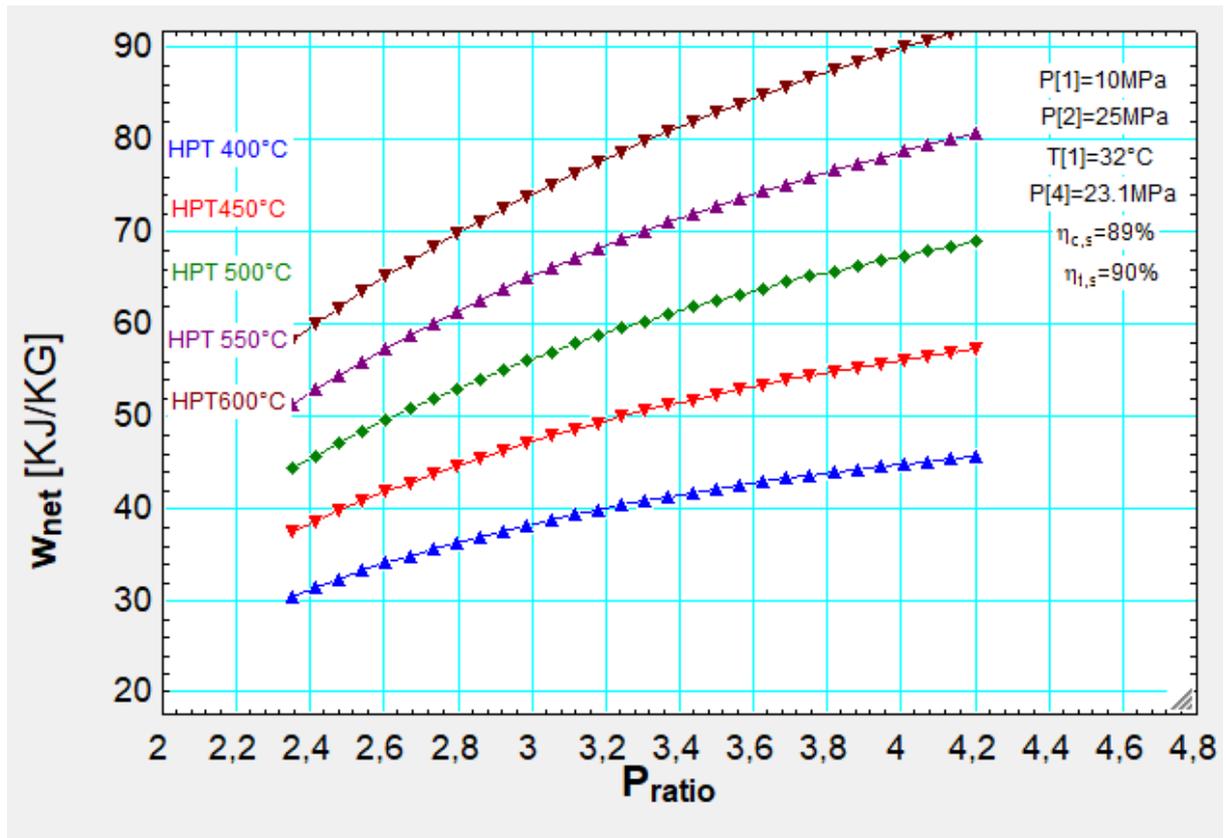


Figure 3. 14.2 Travail total du cycle par rapport au rapport de pression à différentes températures d'entrée de turbine pour le cycle de Brayton S-CO₂ réel avec réchauffage

4.3.5 L'effet du rapport de pression sur le travail du compresseur et le travail de la turbine

La figure 3.15 montre une tendance du travail du compresseur et de la turbine par rapport au rapport de pression pour le cycle Brayton S-CO₂ réel avec réchauffage. La température d'entrée de compression T₁ est de 32 °C, la pression d'entrée de compression P₁ est de 10 MPa, la température d'entrée HPT T₃ est de 550 °C, la pression de sortie HPT P₄ est réglée à l'optimum à 23,1 MPa. Les résultats indiquent une augmentation de 49,4 % et 44,11 % des gains et des pertes respectivement qui peut être obtenu en augmentant le rapport de pression de 2,32 à 3,32.

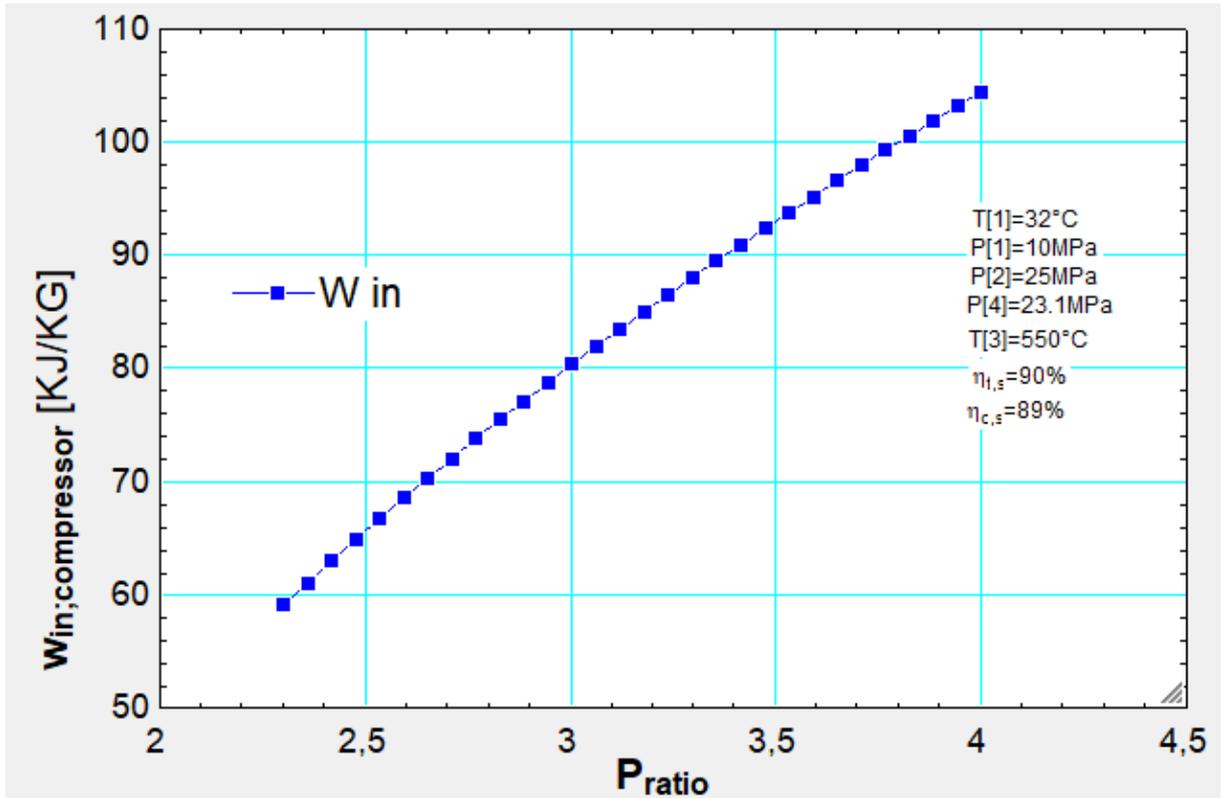


Figure 3. 15.1 Travail du compresseur par rapport au rapport de pression pour le cycle de Brayton S-CO2 réel avec réchauffage

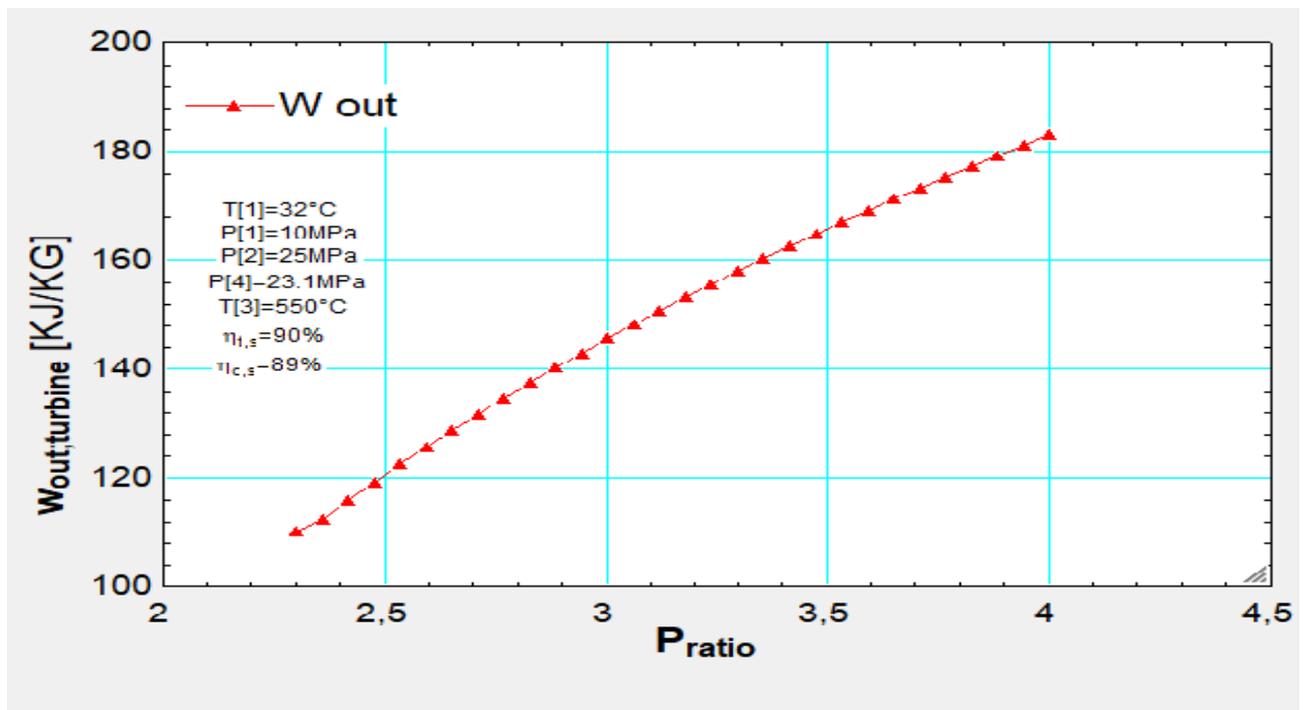


Figure 3. 15.2 travail de la turbine par rapport au rapport de pression pour le cycle de Brayton S-CO2 réel avec réchauffage

4.3.6 L'effet de la température minimale du cycle

La figure 3.16 montre la variation de l'efficacité du cycle et de la température minimale du cycle (température d'entrée du précompresseur T_1) pour un cycle Brayton au CO_2 supercritique avec réchauffage avec $T_{\text{max}} = 550 \text{ }^\circ\text{C}$, $P_{\text{min}} = 10 \text{ MPa}$ et $P_2 = 11,9 \text{ MPa}$ à plusieurs rapports de pression. Au fur et à mesure que la température minimale du cycle augmente, l'efficacité du cycle diminue régulièrement. La raison qui peut être soulignée concerne la zone sous le diagramme de cycle T-S qui devient de plus en plus petite en augmentant la température d'entrée du compresseur. Par exemple, pour chaque augmentation de 5°C de T_1 , l'efficacité diminue d'environ 0,8% au rapport de pression par défaut du cycle ($\text{Pratio}=2,5$).

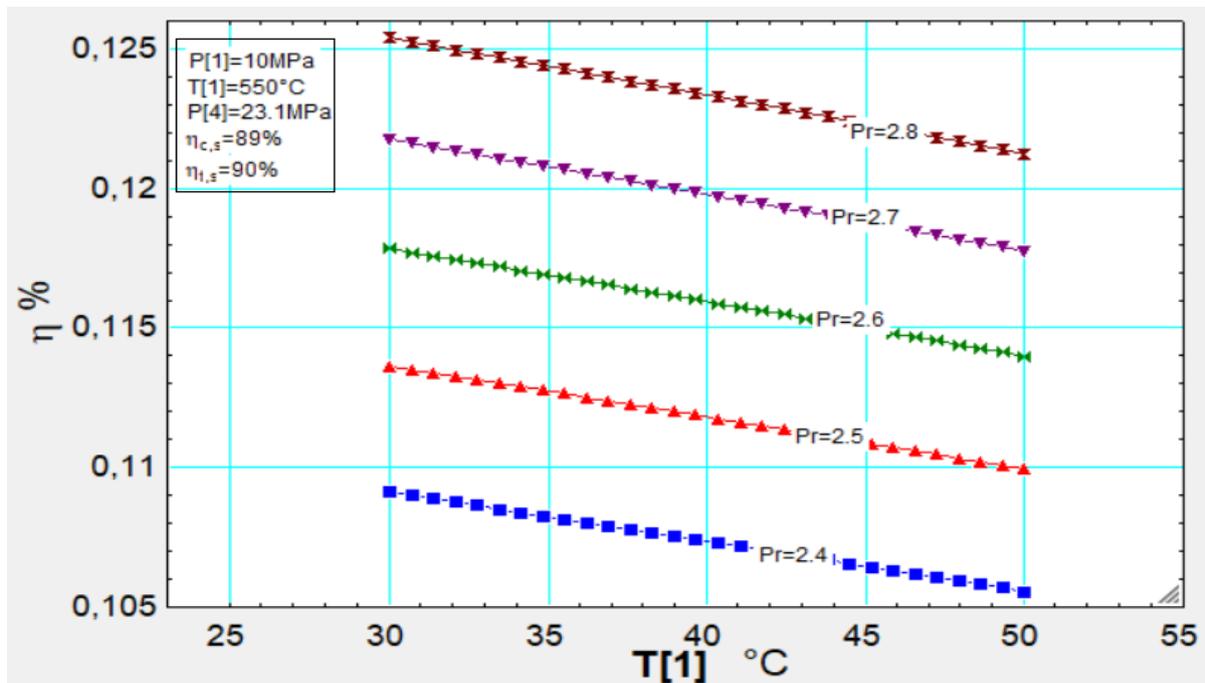


Figure 3.16 Rendement à cycles par rapport à la température de cycle minimale à différents rapports de pression pour le cycle Brayton S- CO_2 réel avec réchauffage

3.4 Cycle Brayton de dioxyde de carbone supercritique réel avec refroidissement intermédiaire et réchauffage

3.4.1 L'effet de la pression du refroidisseur de gaz

La figure 3.17 montre comment l'efficacité du cycle est affectée par la modification de la pression de sortie du précompresseur P2 pour un cycle Brayton de dioxyde de carbone supercritique réel avec refroidissement intermédiaire et réchauffage. On peut voir sur la figure que pour une certaine pression de sortie du précompresseur, il existe une pression de compression optimale (11,9 MPa), ce qui permet un rendement thermique maximal d'environ 11,4 %. Les résultats indiquent que le précompresseur a une influence critique significative sur l'efficacité du système.

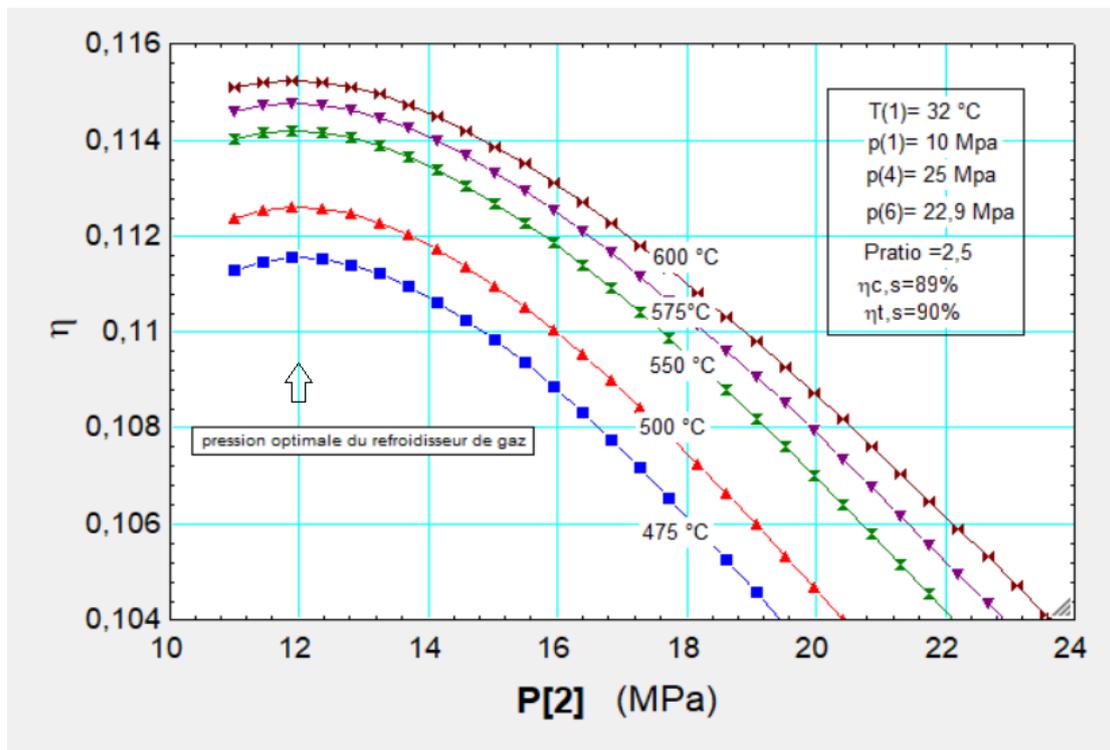


Figure 3. 17 Rendement du cycle par rapport à la pression de sortie du précompresseur à différentes températures d'entrée de turbine pour le cycle Brayton S-CO₂ réel avec refroidissement intermédiaire et réchauffage

3.4.2 L'effet de la température d'entrée de la turbine haute pression

L'effet de la température d'entrée T_5 de la turbine haute pression sur l'efficacité du cycle pour différents rapports de pression est illustré à la figure 3.18. Il ressort clairement de la figure que lorsque la température d'entrée de la turbine passe de 450 °C à 650 °C pour tous les rapports de pression, il y a une amélioration de l'efficacité du cycle.

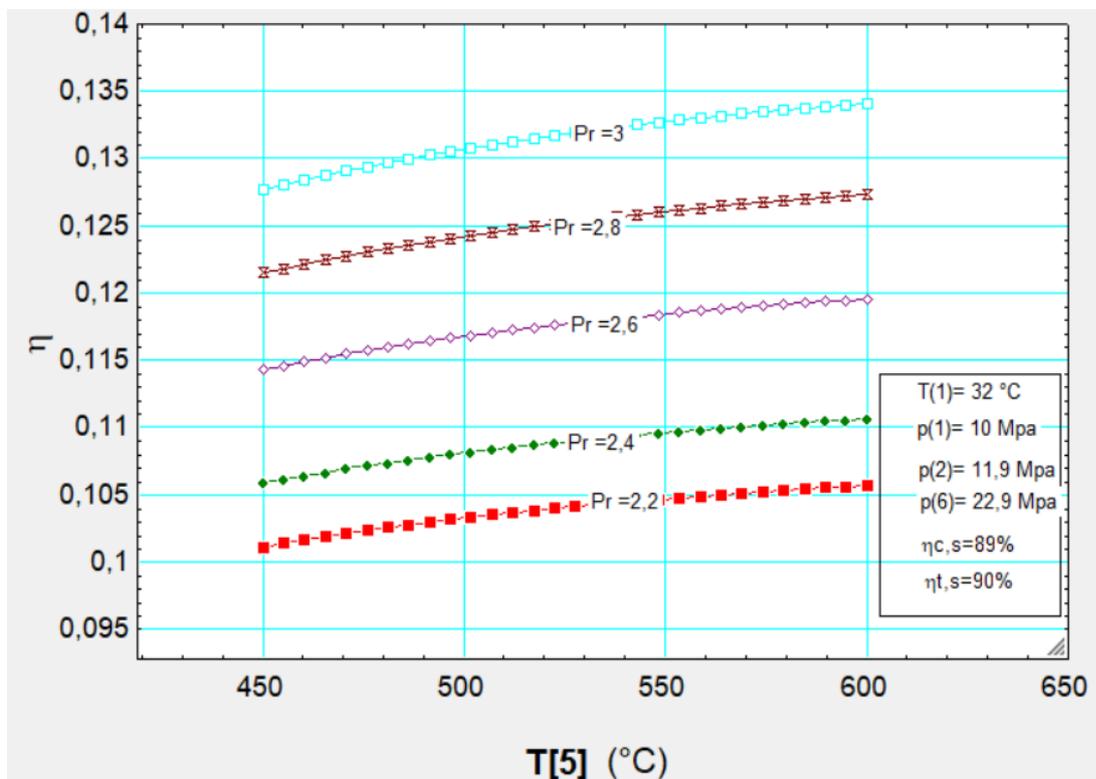


Figure 3. 18 : Efficacité de cycles par rapport à la température d'entrée de la turbine haute pression à différents rapports de pression pour le cycle de Brayton S-CO₂ réel avec refroidissement intermédiaire

3.4.3 L'effet de la pression du réchauffeur à gaz sur le cycle de travail total

L'effet de la pression de sortie du compresseur P4 sur le réseau de travail pour diverses températures d'entrée du HPT est illustré à la figure 3.19. À mesure que la pression du dioxyde de carbone augmentait, le réseau de travail du cycle augmentait également. Une pression optimale du précompresseur ($P_4 = 15,9$ MPa) augmentant, une pression du précompresseur supérieure à l'optimum entraîne une diminution du réseau de travail. Comme prévu, une température d'entrée plus élevée de la turbine augmente le réseau de travail.

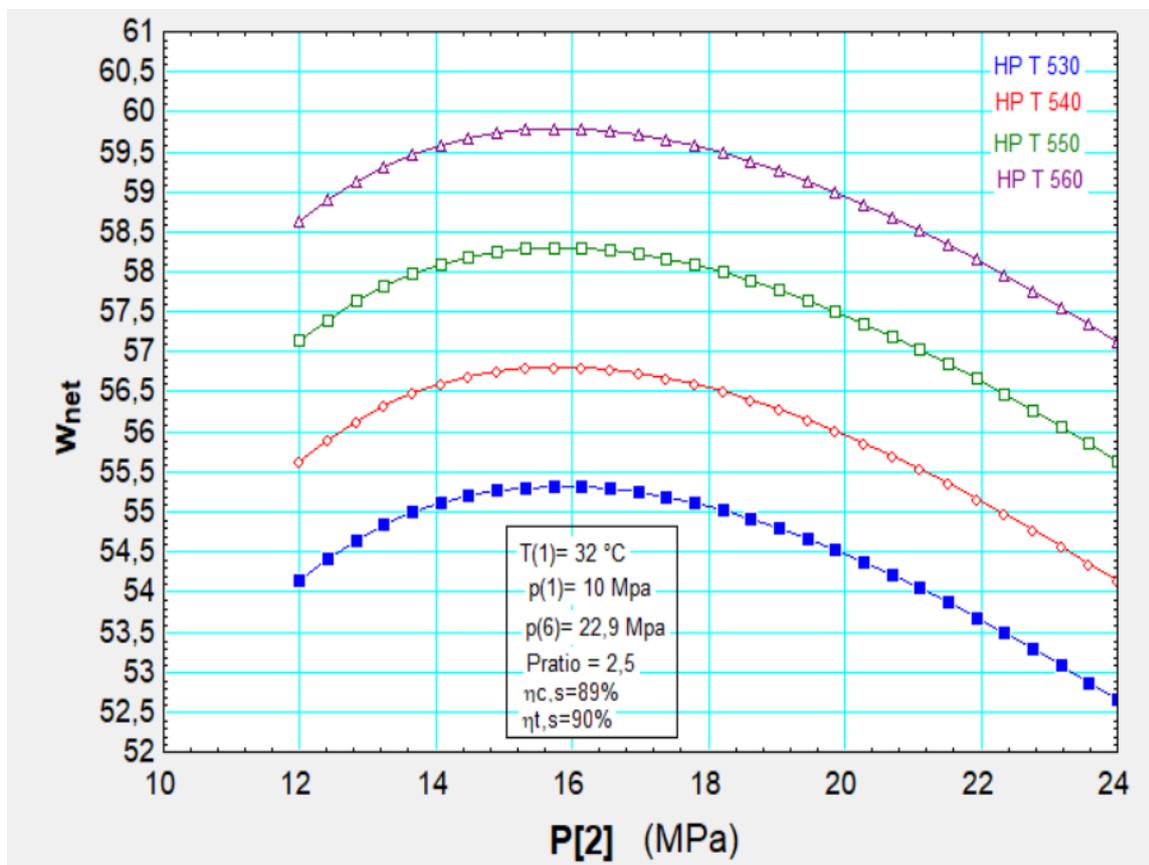


Figure 3. 19 Travail total du cycle par rapport à la pression de sortie du précompresseur à différentes températures d'entrée de turbine pour le cycle Brayton S-CO₂ réel avec refroidissement intermédiaire et réchauffage

3.4.4 L'effet du rapport de pression par rapport à l'efficacité du cycle

L'influence du rapport de pression du cycle sur le rendement thermique η_{th} est montrée à la figure 3.20. On peut voir sur la figure que les valeurs d'efficacité augmentent à mesure que le rapport de pression augmente.

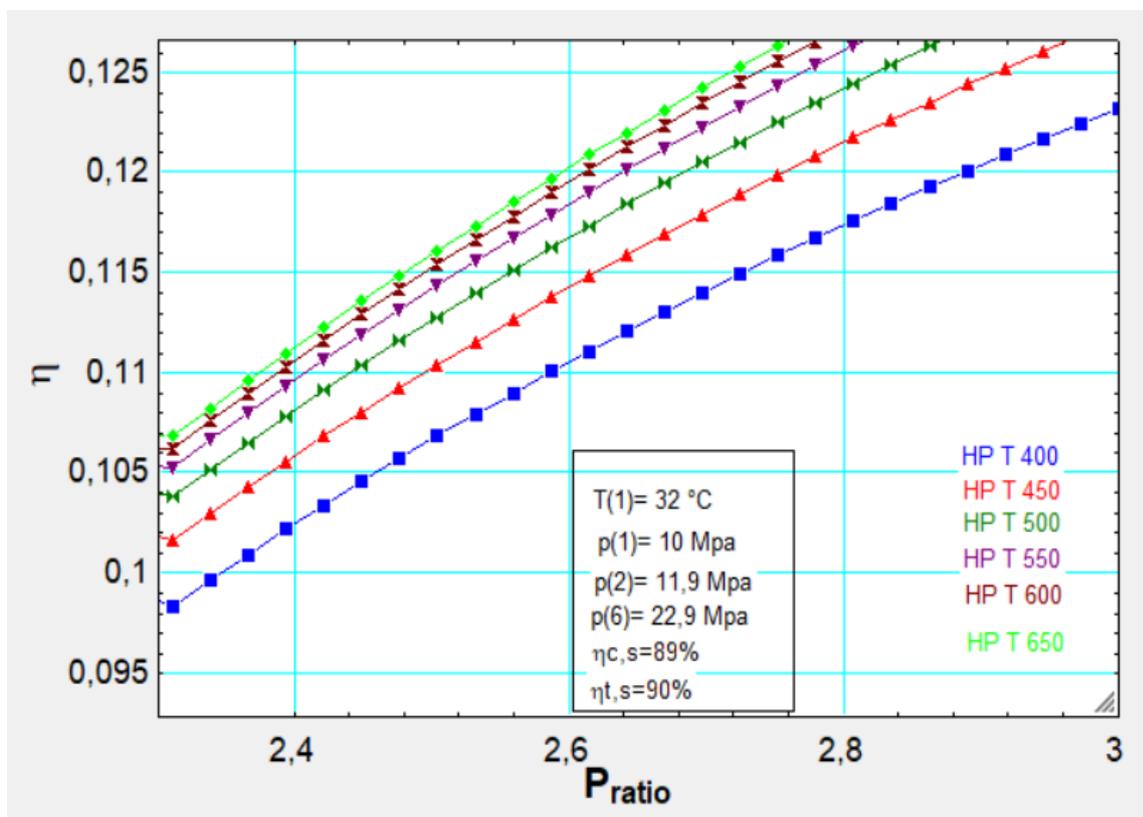


Figure 3.20 Rendement de cycles par rapport au rapport de pression à différentes températures d'entrée de turbine pour le cycle de Brayton S-CO₂ réel avec refroidissement intermédiaire et réchauffage

3.4.5 L'effet du rapport de pression sur le travail du compresseur et de la turbine

La figure 3.21 montre l'effet du rapport de pression sur l'entrée de travail du compresseur et la sortie de travail de la turbine, tandis que la température d'entrée du précompresseur T_{min} est de 32°C , la température d'entrée du HPT T_{max} est de 550°C , la pression d'entrée du précompresseur P_{min} est de 10 MPa, la pression du refroidisseur intermédiaire P_2 est de 11,9 MPa et la pression du réchauffeur est de 22MPa.

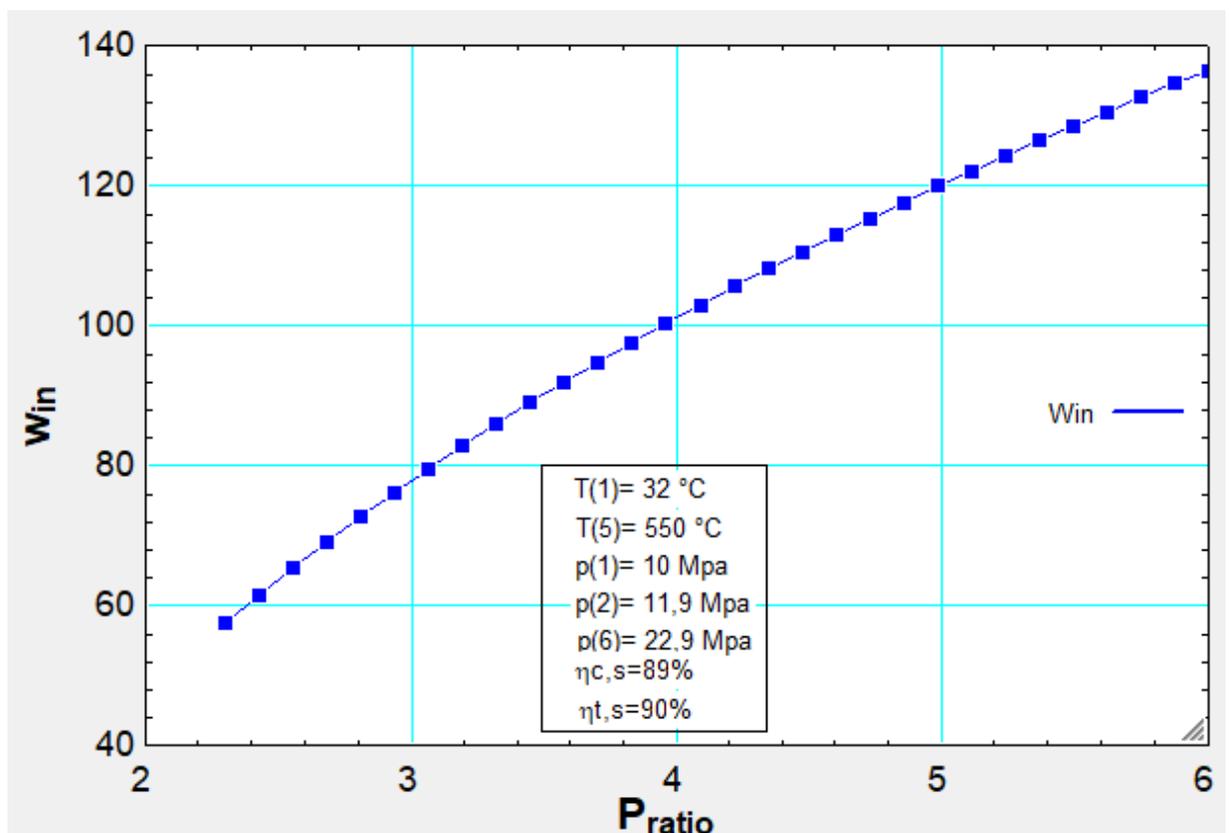


Figure 3. 21.1 Travail du compresseur par rapport au rapport de pression pour le cycle de Brayton S-CO₂ réel avec refroidissement intermédiaire et réchauffage

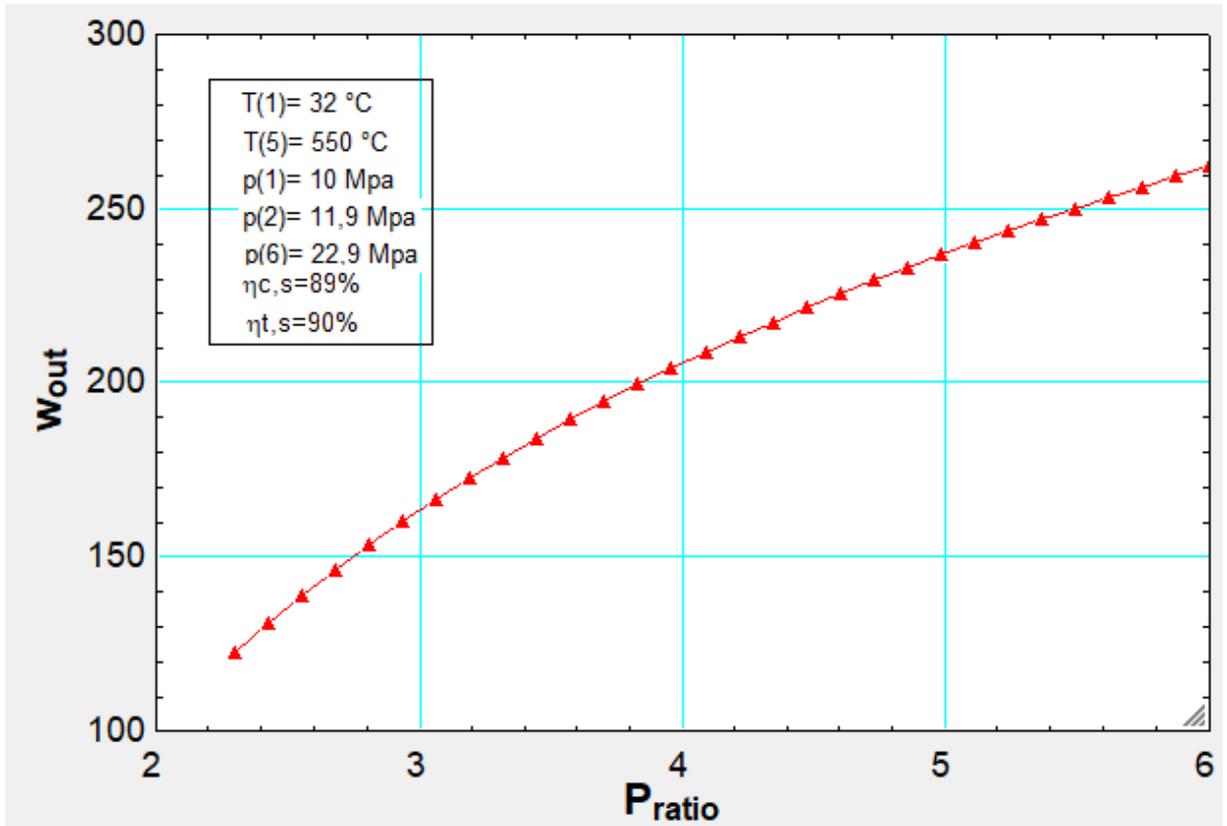


Figure 3. 21.2 Travail de la turbine par rapport au rapport de pression pour le cycle de Brayton S-CO₂ réel avec refroidissement intermédiaire et réchauffage

L'examen de la figure 3.21 révèle que le travail du compresseur et celui de la turbine augmentent avec le rapport de pression alors que le rendement thermique est relativement sensible au rapport de pression.

3.4.6 Température minimale du cycle par rapport à l'efficacité du cycle

La figure 3.22 montre la variation de l'efficacité du cycle avec la variation de la température minimale du cycle (température d'entrée du précompresseur T_1) pour un cycle Brayton au CO_2 supercritique avec refroidisseur intermédiaire et réchauffeur. Au fur et à mesure que la température minimale du cycle augmente, l'efficacité du cycle diminue régulièrement. La raison qui peut être soulignée concerne l'effet de l'augmentation du rapport de pression sur l'efficacité du cycle, qui sera de plus en plus petite.

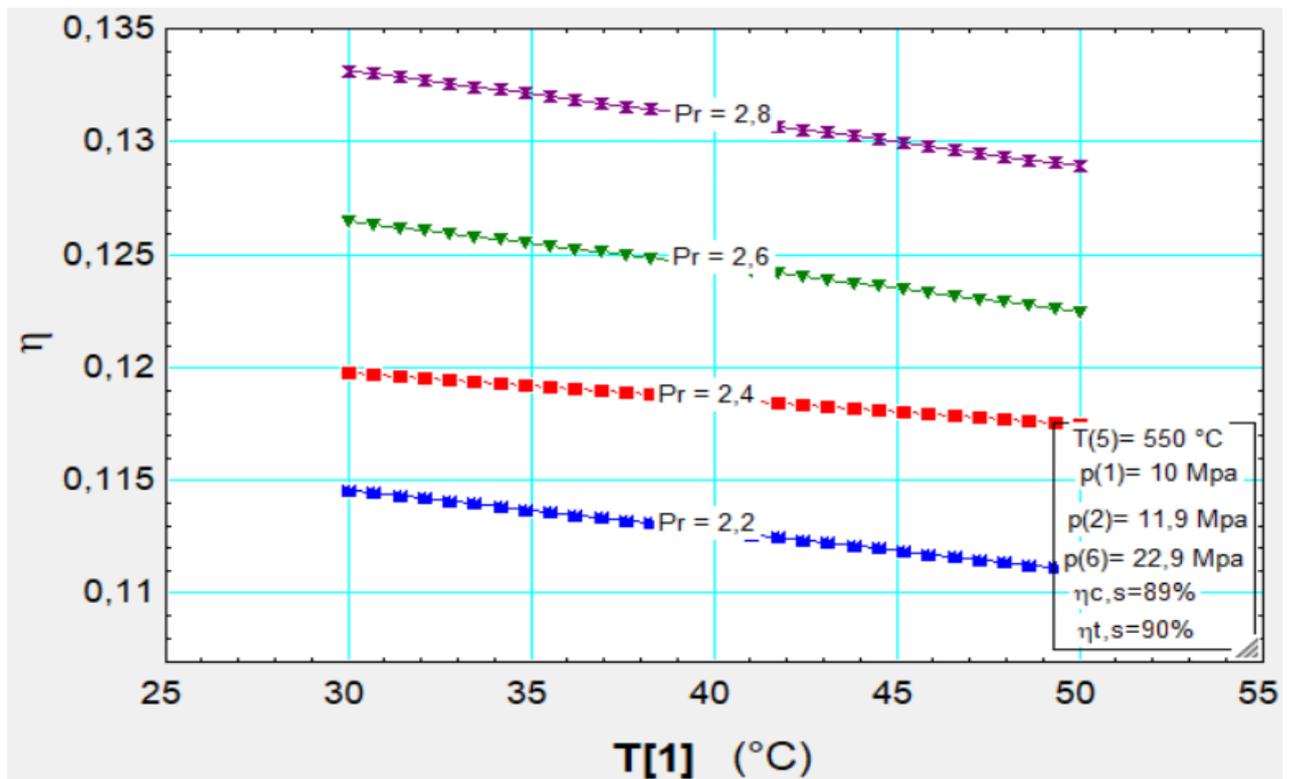


Figure 3.22 Efficacité du cycle par rapport à la température minimale du cycle à différents rapports de pression pour le cycle Brayton S- CO_2 réel avec refroidissement intermédiaire et réchauffage

3.4.7 L'effet du rapport de pression de recompression

La figure 3.23 montre la variation de la sortie nette de travail et de l'efficacité du cycle avec le rapport de pression du compresseur pour le cycle Brayton S-CO₂ réel avec refroidissement intermédiaire et réchauffage. Le filet de travail augmente avec le rapport de pression de recompression pour différentes pressions de réchauffeur. La tendance monte pour atteindre le maximum au point de 1,57 (rapport de pression) avec $W_{net} = 60,85$ kJ/kg/ Puis le processus connaît une légère baisse jusqu'au point de rupture qui est le rapport de pression par défaut du cycle ($P_{ratio} = 2,5$). Exactement après une forte tendance à la baisse fait une énorme diminution de la quantité de travail net. L'efficacité d'un cycle montre la même tendance, mais il y a un point culminant où le rapport de pression est de 2,5 et par la suite une forte diminution de l'efficacité.

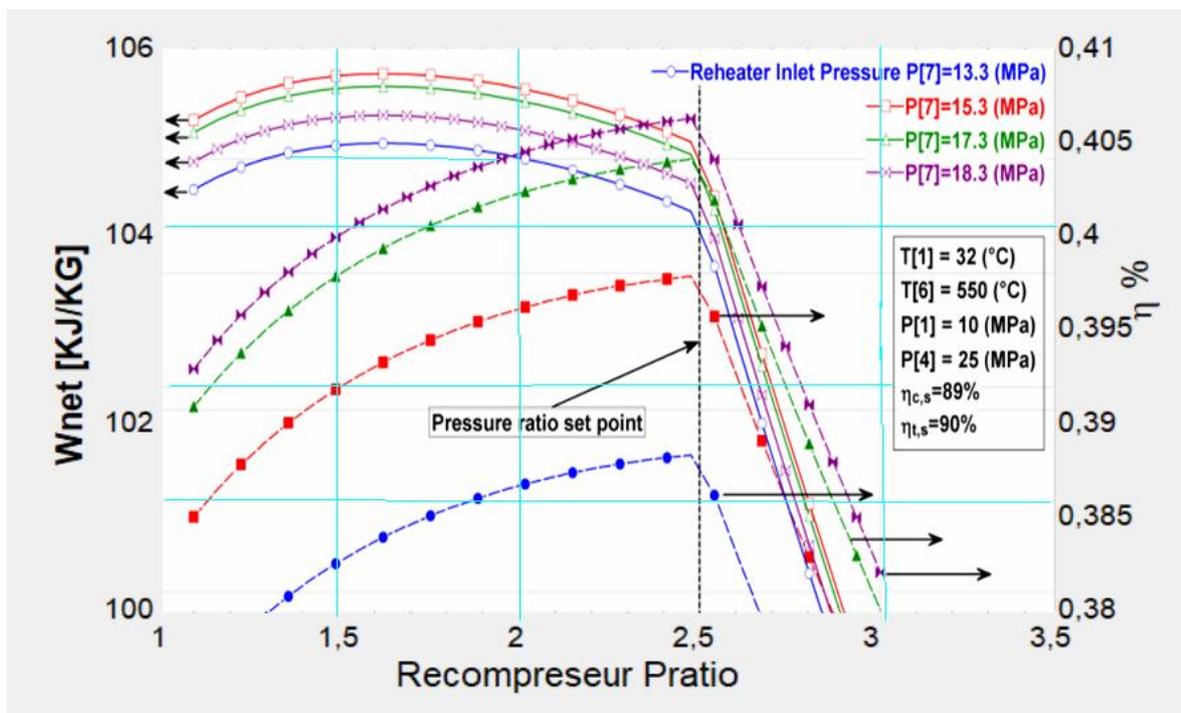


Figure 3. 23 Travail du cycle total et efficacité du cycle par rapport au rapport de pression de recompression à différentes pressions d'entrée du réchauffeur pour le cycle Brayton S-CO₂ réel avec refroidissement intermédiaire et réchauffage

3.5 Cycle Brayton de dioxyde de carbone supercritique réel avec refroidissement intermédiaire, réchauffage et régénérateur

3.5.1 L'effet de la pression du refroidisseur de gaz

L'effet de la pression de sortie du premier compresseur (P2) sur l'efficacité thermique du cycle est illustré à la figure 3.24. Sur la figure, la ligne en tirets montre les points d'efficacité thermique maximale pour différentes lignes de température d'entrée de turbine. La pression optimale obtenue pour le premier compresseur est égale à 13,6 MPa pour chaque cas. Lorsque P2 augmente au-dessus de sa valeur optimale, l'efficacité diminue.

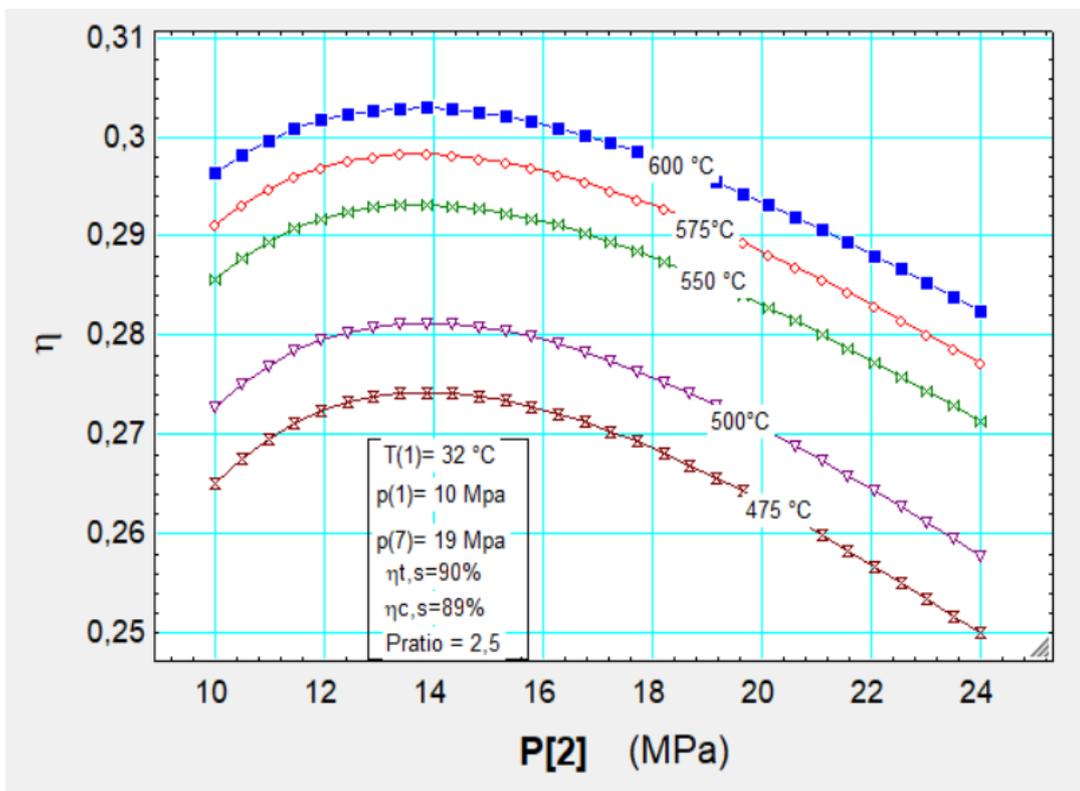


Figure 3. 24 : Efficacité du cycle par rapport à la pression de sortie du précompresseur à différentes températures d'entrée de la turbine pour le cycle Brayton S-CO2 réel avec refroidissement intermédiaire, réchauffage et régénération

3.5.2 L'effet de la température d'entrée de la turbine à haute pression

Une augmentation constante de l'efficacité du cycle η_{th} du cycle de Brayton supercritique réel avec refroidisseur intermédiaire, réchauffage et générateur à différents rapports de pression est illustrée par une ligne continue sur la figure 4.25. On voit sur la figure qu'à mesure que la température d'entrée de la turbine passe de 450 °C à 600 °C, l'efficacité du cycle augmente. Par exemple à $Pr_{ratio}=2,5$, η_{th} est amélioré de 10,05 % de 26,63 % à 29,31 %.

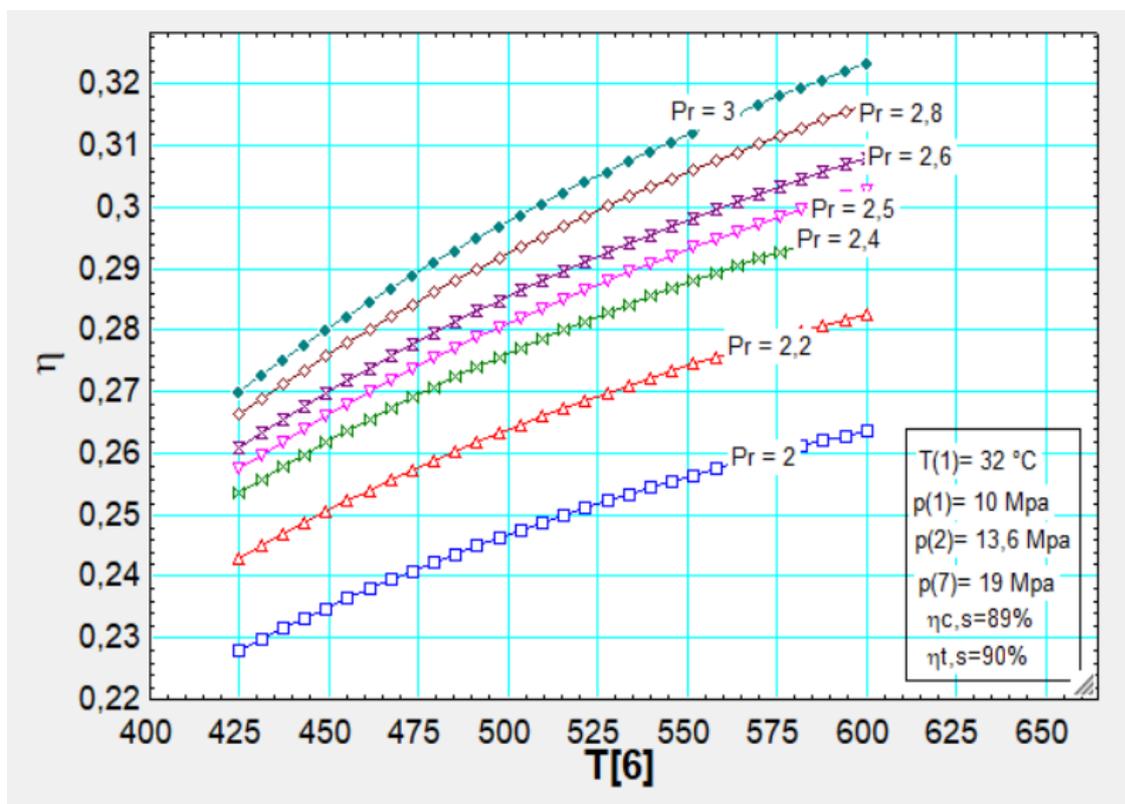


Figure 3. 25 : Efficacité du cycle par rapport à la température d'entrée de la turbine haute pression à différents rapports de pression pour le cycle de Brayton S-CO₂ réel avec refroidissement intermédiaire, réchauffage et régénération

3.5.3 L'effet de la pression du refroidisseur de gaz sur le cycle de travail total

L'effet de la pression de sortie du précompresseur P2 du cycle de Brayton de CO₂ supercritique avec refroidisseur intermédiaire, réchauffage et générateur sur w_{net} est illustré à la figure 3.26.

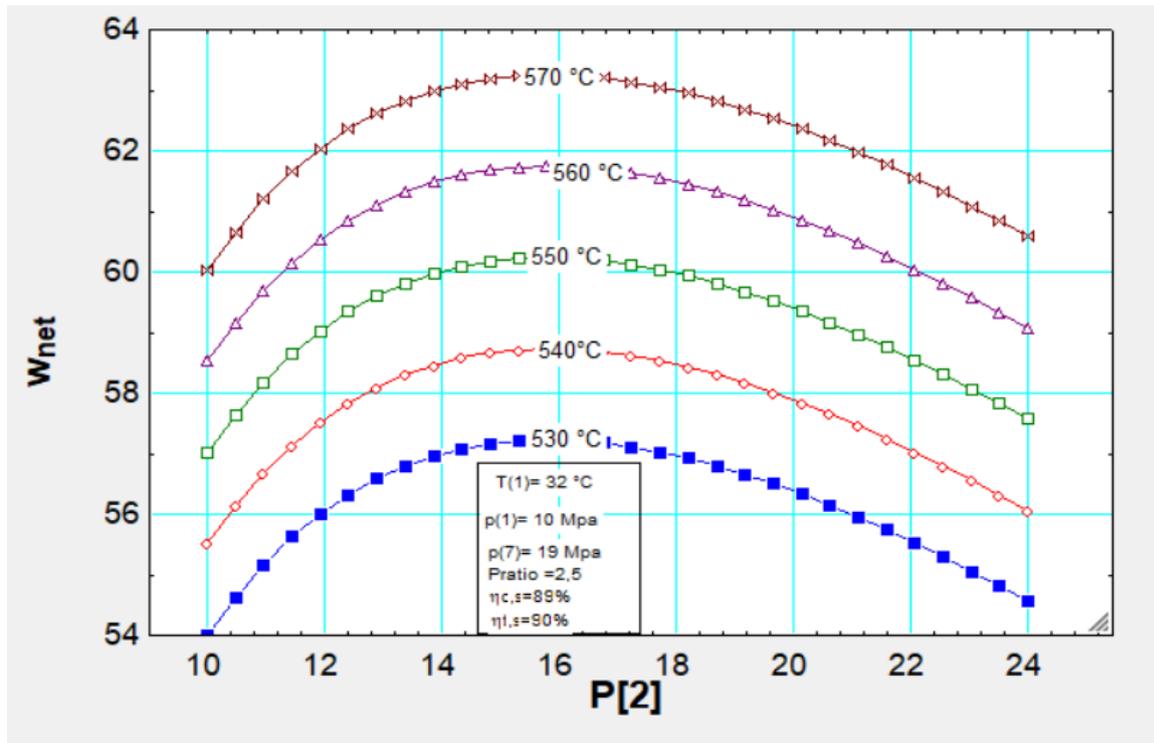


Figure 3. 26 : Travail total du cycle par rapport à la pression de sortie du précompresseur à différentes températures d'entrée de la turbine pour le cycle de Brayton S-CO₂ réel avec refroidissement intermédiaire, réchauffage et régénération

Le travail net du cycle atteint une valeur maximale, 60,5 kJ/kg à $P_2 = 15,8$ MPa pour le cas présent (température d'entrée HPT 550 °C).

3.5.4 L'effet du rapport de pression de cycle

L'efficacité thermique du cycle dépend du rapport de pression à l'efficacité de divers régénérateurs, comme le montre la figure 3.27. On voit sur la figure que l'efficacité augmente rapidement aux taux de taux de pression les plus bas jusqu'à atteindre le point de crête, ce qui signifie que le rendement le plus élevé peut être obtenu par le cycle. On peut souligner qu'à mesure que l'efficacité du régénérateur augmente, l'efficacité thermique maximale se produit aux taux de pression les plus bas. Par exemple, pour un cas d'efficacité du régénérateur de 85 %, le rendement le plus élevé est de 35,42 % à un rapport de pression de 4,5, cependant, pour une efficacité de 90 %, le meilleur rendement est d'environ 38,31 % à un rapport de pression de 3,7.

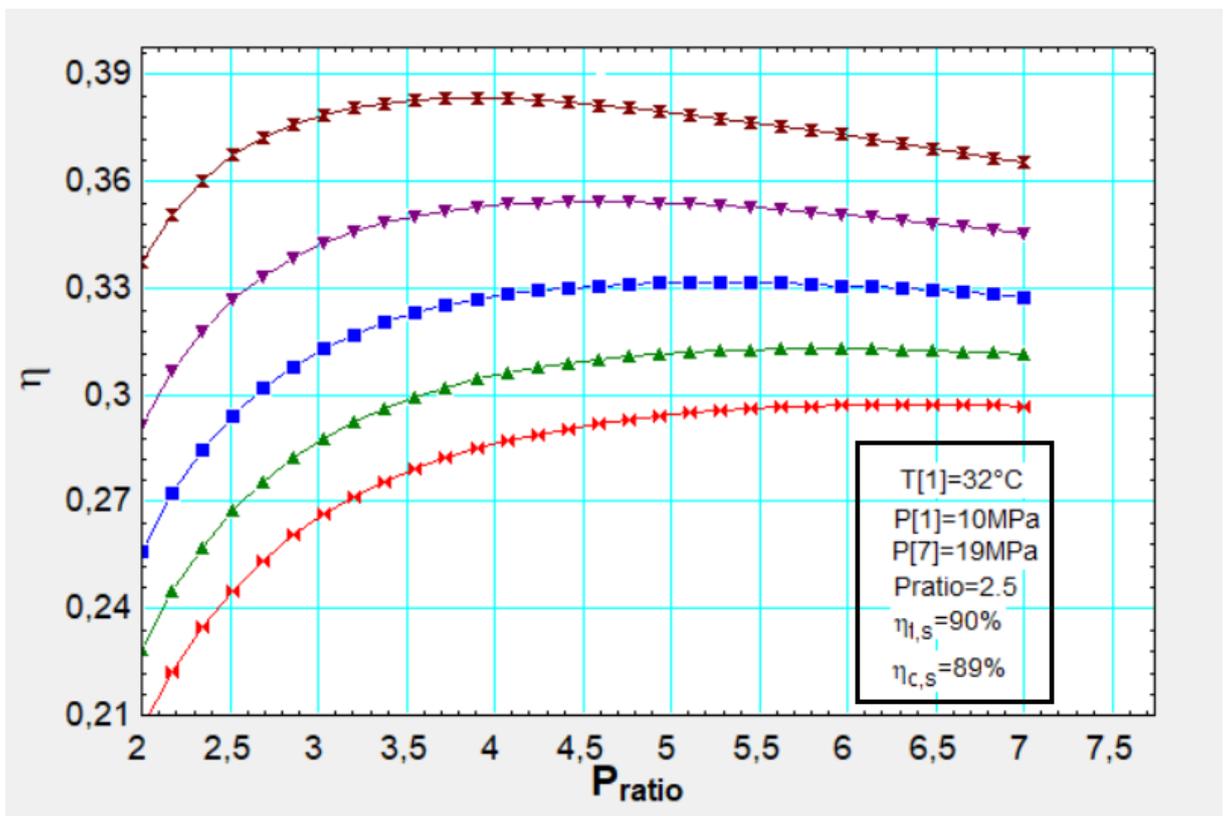


Figure 3. 27 Rendement du cycle par rapport au rapport de pression à différents régénérateurs Efficacité pour le cycle de Brayton S-CO₂ réel avec refroidissement intermédiaire, réchauffage et régénération

3.5.5 L'effet du rapport de pression sur le travail du compresseur et de la turbine

La variation de W_{in} et W_{out} avec le rapport de pression du cycle à la température d'entrée de la turbine ($T_5=550\text{ °C}$), est montrée dans la figure 4.28. Comme on peut le voir sur la figure, les deux travaux ont connu une augmentation constante de la valeur, qui est respectivement de 34,01 % et 33,1 % pour W_{in} et W_{out} pour une plage de rapport de pression de 2 à 2,5.

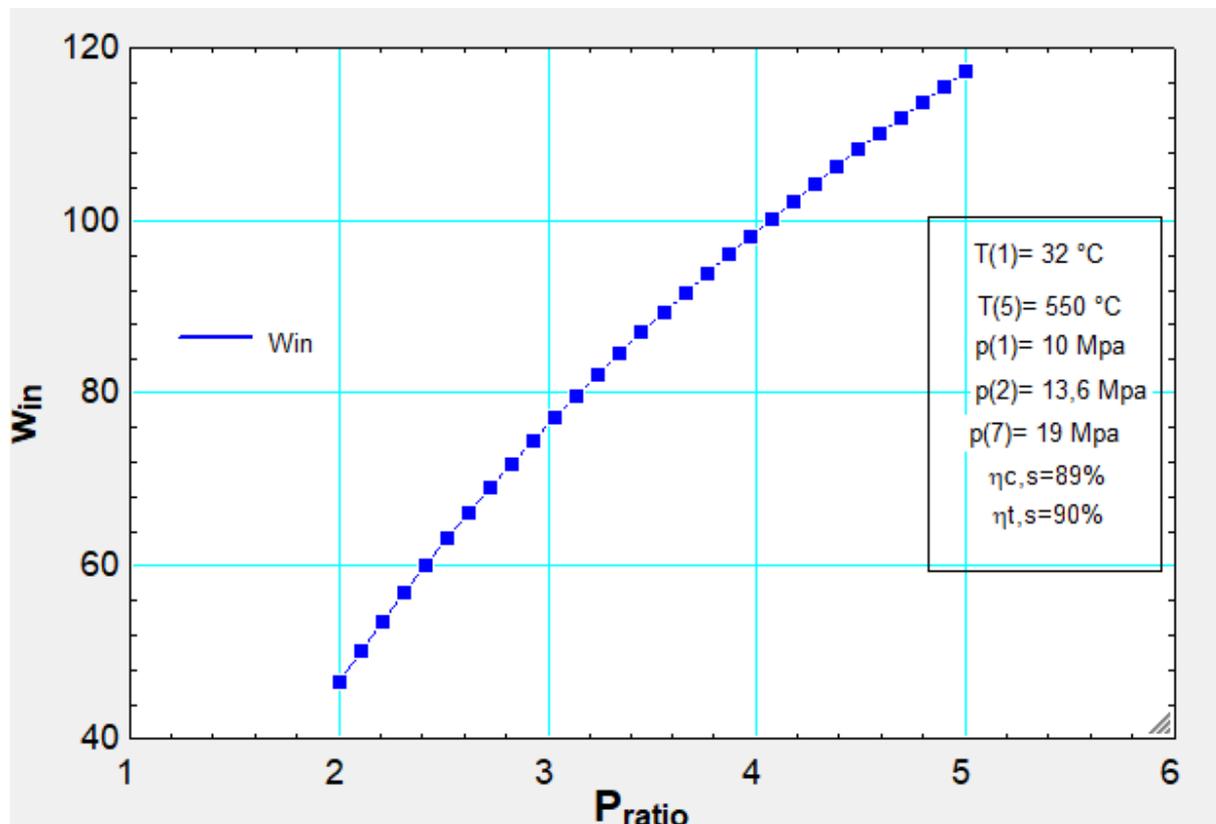


Figure 3. 28.1 Rapport de travail du compresseur et de la turbine par rapport à la pression pour le cycle de Brayton S-CO₂ réel avec refroidissement intermédiaire, réchauffage et régénération

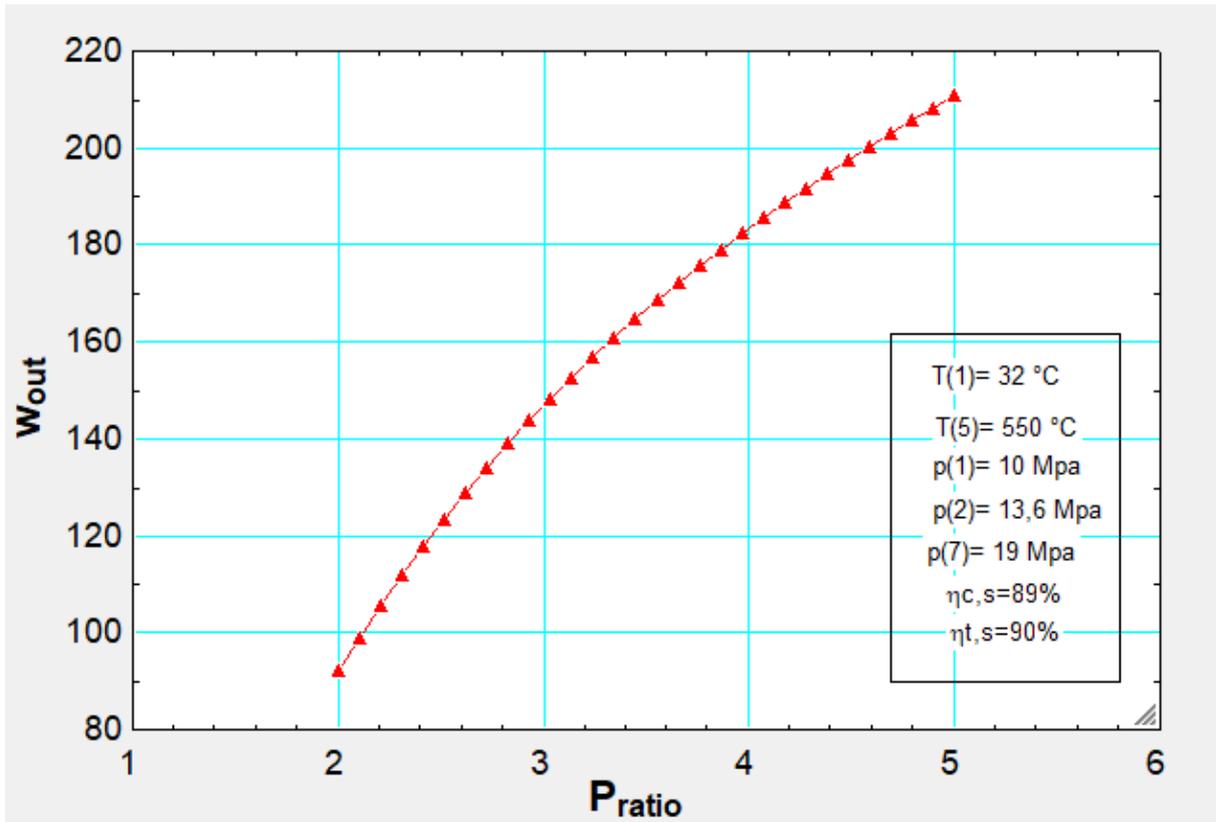


Figure 3. 28.2 Rapport de travail du compresseur et de la turbine par rapport à la pression pour le cycle de Brayton S-CO₂ réel avec refroidissement intermédiaire, réchauffage et régénération

3.5.6 L'effet de la température minimale du cycle

La figure 3.29 montre la variation de l'efficacité du cycle et de la température minimale du cycle (température d'entrée du précompresseur T1) pour un cycle Brayton au CO₂ supercritique avec refroidisseur intermédiaire, réchauffage et régénérateur avec $T_{max} = 550$ °C, $P_{min} = 10$ MPa et $P_2=14$ MPa à plusieurs rapports de pression. Au fur et à mesure que la température minimale du cycle augmente, l'efficacité du cycle diminue régulièrement. La raison qui peut être soulignée est que lorsque la température d'entrée du précompresseur augmente, la chaleur est rejetée à une température plus élevée, ce qui entraîne une diminution du rendement. Par exemple, pour chaque augmentation de 5 °C de T1, l'efficacité a diminué d'environ 2,91 % au rapport de pression par défaut du cycle ($Pratio = 2,5$).

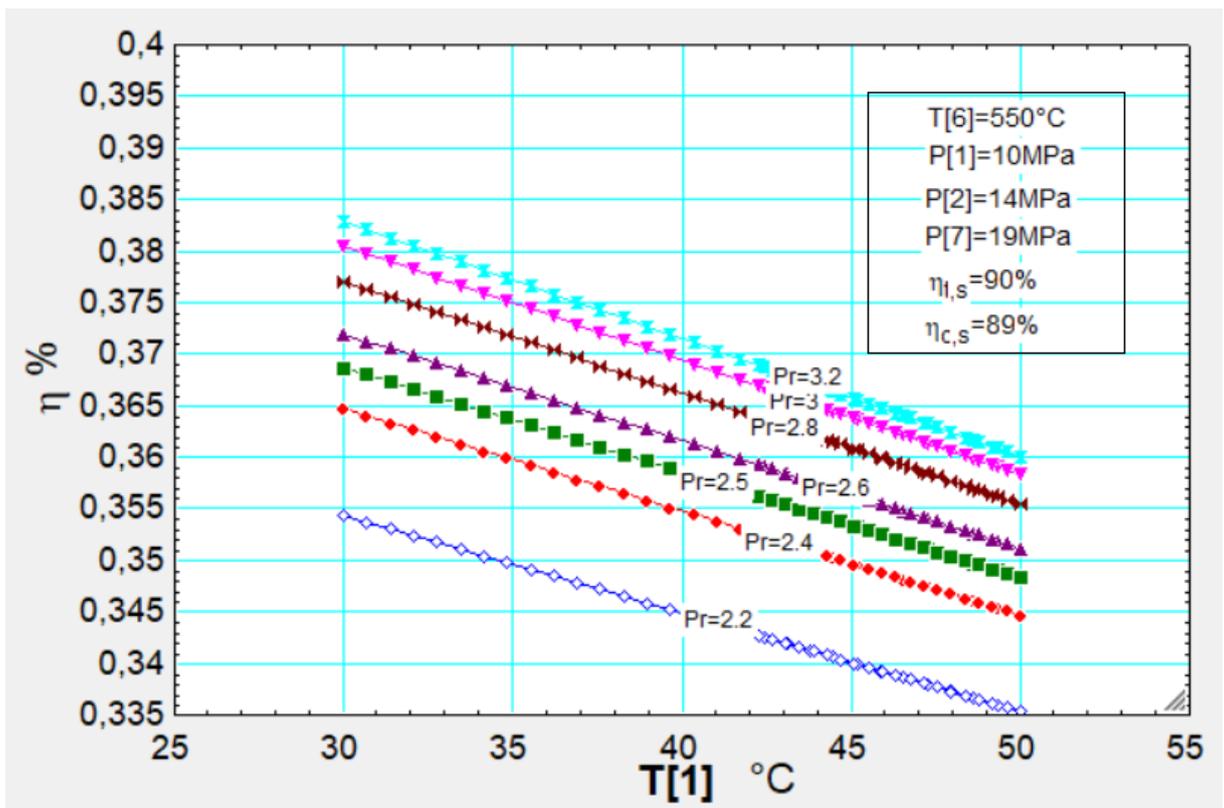


Figure 3. 29 :Efficacité du cycle par rapport à la température minimale du cycle à différents rapports de pression pour le cycle Brayton S-CO₂ réel avec refroidissement intermédiaire, réchauffage et régénération

3.5.7 L'effet du rapport de pression de recompression

La figure 3.30 montre la variation de la sortie nette de travail et de l'efficacité du cycle avec le rapport de pression du compresseur pour le cycle S-CO₂ Brayton réel avec refroidissement intermédiaire, réchauffage et régénérateur. Le filet de travail augmente avec le rapport de pression de recompression pour différentes pressions de réchauffeur. La tendance monte pour atteindre un point culminant au rapport de pression 1,57 avec $W_{net}=60,85$ kJ/kg. Ensuite, le processus subit une légère chute jusqu'au point de rupture qui est le rapport de pression par défaut du cycle ($Pratio=2,5$). Exactement après une forte tendance à la baisse fait une énorme diminution de la quantité de travail net. Une même tendance s'est appliquée à l'efficacité du cycle, mais la différence est que le point de crête est le point de consigne du rapport de pression ($Pratio = 2,5$) et par la suite la même diminution brutale de l'efficacité du cycle.

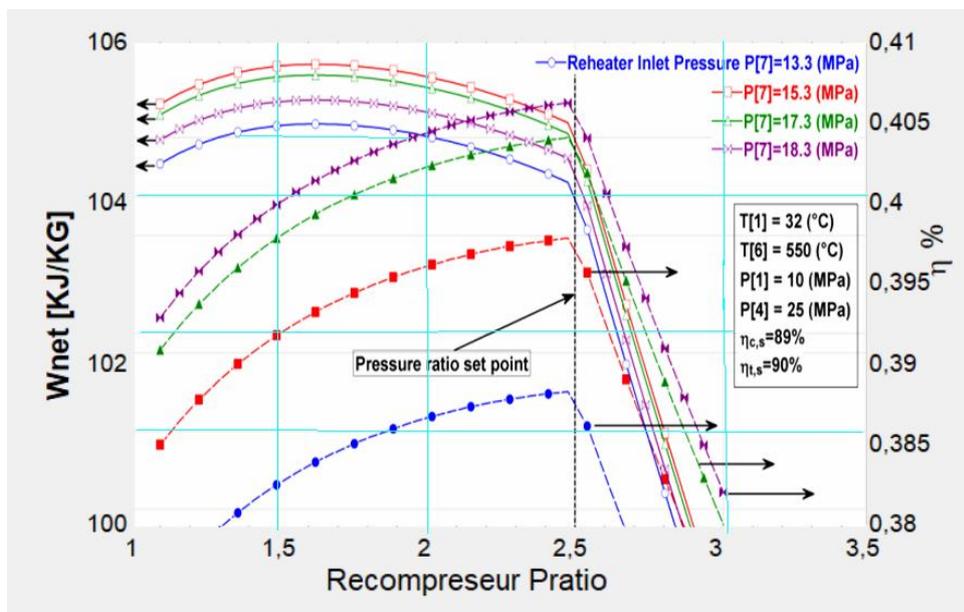


Figure 3. 30 Travail total du cycle et efficacité du cycle par rapport au rapport de pression de recompression à différentes pressions d'entrée du réchauffeur pour le cycle de Brayton S-CO₂ réel avec refroidissement intermédiaire, réchauffage et régénération

Conclusion

Les performances des cycles brayton (réel simple, avec refroidissement intermédiaire, avec réchauffage, avec refroidissement intermédiaire et réchauffage, avec refroidissement intermédiaire, réchauffage et régénérateur) sont étudiées.

l'influence de différents paramètres de fonctionnement du cycle sur les performances du cycle est simulée par ordinateur (EES) .

On a présenté les résultats de chaque cycle par des graphes, ou Chaque graphes représente la variation de travail net, de rendement et de travail (entrant et sortant) en fonction de la pression, pression rationnel et de la température

Les résultats de la simulation montrent qu'il existe une pression optimale du réchauffeur de gaz pour les cycles de production de dioxyde de carbone dans certaines conditions de fonctionnement du cycle.

L'introduction d'un étage de réchauffage, refroidissement intermédiaire et de régénérateur nous montrent l'influence de la configuration du cycle sur son efficacité et ses performances.

Cette étude nous a permis de choisir la meilleur Cycle d'alimentation qui est le cycle réel avec refroidissement intermédiaire, réchauffage et régénérateur qui donne un rendement de cycle et un travail net plus élevée ([21-38]% et [54-63] KJ/kg) contre ([6-13]% et [52-59]KJ/kg) pour les autre configuration .

Références

- [1] World Energy Outlook 2013. 2013; International Energy Agency]. Available from: <http://www.iea.org/>.
- [2] Horuz, I. and B. Kurt, Absorption heat transformers and an industrial application. *Renewable Energy*, 2010. 35(10): p. 2175-2181.
- [3] Klein, S.A. and F. Alvarado, Engineering Equation Solver, version 9.237, F-Chart Software. Middleton 2012.
- [4] Sawyer, J.W., Sawyer's Gas Turbine Engineering Handbook: Theory & design. 1972: Gas Turbine Publications.
- [5] Cengel, Y. and M. Boles, Thermodynamics: An Engineering Approach with Student Resources DVD. 2010: McGraw-Hill Education.
- [6] Shepherd, D.G., Introduction to the gas turbine. 1960: Van Nostrand.
- [7] R.L. Fuller. Closed Brayton Cycle Power Conversion Unit for Fission Surface Power Phase I Final Report, 2010.
- [8] V. Dostal, M.J. Driscoll, and P. Hejzlar. *A supercritical carbon dioxide cycle for next generation nuclear reactors*. PhD thesis, MIT, 2004.
- [9] L. Cachon, C. Biscarrat, F. Morin, D. Haubensack, E. Rigal, I. Moro, F. Baque, S. Madeleine, G. Rodriguez, and G. Laffont. Innovative power conversion system for the french sfr prototype, astrid. *American Nuclear Society*, 2012.
- [10] N. Alpy, L. Cachon, D. Haubensack, J. Floyd, N. Simon, L. Gicque, G. Rodriguez, M. Saez, and G. Laffont. Gas cycle testing opportunity with ASTRID, the french sfr prototype. *The 4th International Symposium-Supercritical CO2 Power Cycles*, 2014.
- [11] S.A. Wright, M.E. Vernon, and P.S. Pickard. Concept design for a high temperature helium brayton cycle with interstage heating and cooling, 2006.
- [12] H. Zhao and P.F. Peterson. Multiple reheat helium Brayton cycles for sodium cooled fast reactors. *Nuclear Engineering and Design*, 238(7):1535–1546, 2008.
- [13] C. Sánchez, R. Juárez, J. Sanz, and M. Perlado. Design and analysis of helium Brayton power cycles for HiPER reactor. *Fusion Engineering and Design*, 88(9-10):2679–2683, 2013.

- [14] Y. Ahn and J.I. Lee. Study of various brayton cycle designs for small modular sodium-cooled fast reactor. *Nuclear Engineering and Design*, 276:128 – 141, 2014.
- [15] K. Brun, P. Friedman, and R. Dennis. *Fundamentals and Applications of Supercritical Carbon Dioxide (sCO₂) Based Power Cycles*. 2017.
- [16] Dostal, V., P. Hejzlar, and M.J. Driscoll, High-performance supercritical carbon dioxide cycle for next-generation nuclear reactors. *Nuclear Technology*, 2006. 154(3): p. 265-282.
- [17] File:Carbon dioxide pressure-temperature phase diagram.svg - Wikipedia, the free encyclopedia. 2010; Available from: http://en.wikipedia.org/wiki/File:Carbon_dioxide_pressure-temperature_phase_diagram.svg.
- [18] Sulzer Patent Verfahren zur Erzeugung von Arbeit aus Warme, Swiss Patent 269 599, 1948.
- [19] Gokhstein D. P, Verkhivker G. P., Future Design of Thermal Power Stations Operating on Carbon Dioxide, *Thermal Engineering*, April, pp. 36-38, 1971.
- [20] Strub R. A., Frieder A. J., High Pressure Indirect CO₂ Closed-Cycle Design Gas Turbines, *Nuclear Gas Turbines*, pp 51-61, January, 1970.
- [21] Feher E. G., Supercritical Thermodynamic Cycles for External and Internal Combustion Engines, Astropower, Inc. Engineering Report, May, 1962.
- [22] Feher E. G., The Supercritical Thermodynamic Power Cycle, Douglas Paper No. 4348, presented to the IECEC, Miami Beach, Florida, August 13-17, 1967.
- [23] Hoffman J. R., Feher G. E., 150 kwe Supercritical Closed Cycle System, ASME paper No. 70-GT-89, (1970).
- [24] Angelino G., Perspectives for the Liquid Phase Compression Gas Turbine, *Journal of Engineering for Power*, Trans. ASME, Vol. 89, No. 2, pp. 229-237, April, 1967.
- [25] Angelino G., Carbon Dioxide Condensation Cycles for Power Production, ASME Paper No. 68-GT-23, 1968.
- [26] Angelino G., Real Gas Effects in Carbon Dioxide Cycles, ASME Paper No. 69-GT-103, 1969.

[27] Petr V., Kolovratnik M, A Study on Application of a Closed Cycle CO₂ Gas Turbine in Power Engineering (in Czech), Czech Technical University in Prague, Department of Fluid

Dynamics and Power Engineering, Division of Power Engineering, Departmental report Z523/97, November, 1997.

[28] Petr V., Kolovratnik M, Hanzal V, On the Use Of CO₂ Gas Turbine in Power Engineering (in Czech), Czech Technical University in Prague, Department of Fluid Dynamics and Power Engineering, Division of Power Engineering, Departmental report Z-530/99, January, 1999.

[29] Petr V., K.M., A Study on Application of a Closed Cycle CO₂ Gas Turbine in Power Engineering (in Czech). 1997: Czech Technical University in Prague.

[30] Craig S. Turchi, Z.M., Ty W. Neises and Michael J. Wagner Thermodynamic Study of Advanced Supercritical Carbon Dioxide Power Cycles for Concentrating Solar Power Systems. *Journal of Solar Energy Engineering* 2013. 135(4): p. 7.

[31] Dostal, V., A supercritical carbon dioxide cycle for next generation nuclear reactors, in Massachusetts Institute of Technology. Dept. of Nuclear Engineering. 2004, MASSACHUSETTS INSTITUTE OF TECHNOLOGY: Massachusetts Institute of Technology.

[32] Dunham, M.T. and B.D. Iverson, High-efficiency thermodynamic power cycles for concentrated solar power systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2014. 30(0): p. 758-770.