

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de l'enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université M'Hamed Bougara-Boumerdes
Faculté des Hydrocarbures et de la Chimie



Département Transport et Equipements des Hydrocarbures

Mémoire de fin d'études
En vue de l'obtention du diplôme de

Master

Domaine : Sciences et Technologies

Filière : Hydrocarbure

Option : Génie mécanique-Mécanique des unités pétrochimiques

Présenté par :

RIZOUG FARES

TABOUKOUYOUT Mohamed Islem

THEME

**Analyse énergétique comparative entre un cycle organique de Rankine
et un cycle supercritique de CO₂**

Soutenu publiquement le 23 / 06 / 2024

Devant le jury :

	Nom et Prénom	Grade	Université/Affiliation
Président de jury	KHELIFI TOUHAMI M.S.	MCA	UMBB
Examineur	HALOUANE Y.	MCA	UMBB
Examineur	FERROUDJI H.	MCB	UMBB
Encadreur	LAOUAR-MEFTAH	Professeur	UMBB

Remerciement

Nos remerciements s'adressent premièrement et avant tout à ALLAH, le Tout-Puissant, qui nous a donné la force, le courage et volonté d'aller jusqu'au bout et de mener ce présent travail à son point ultime.

De prime abord, on tient à exprimer notre profonde reconnaissance et notre vif remerciement à Madame M^{me} LAOUAR-MEFTAH S., qui nous a fait l'honneur d'encadrer ce travail avec une grande disponibilité. Sa confiance, ses encouragements, son support et la passion de son travail ont été très stimulants.

Ce mémoire de master a été réalisée au niveau de SONATRACH – Arzew Oran – Complexe GNL3Z. Nous tenons à remercier tous les ingénieurs pour la disponibilité, la confiance, les conseils, l'encadrement et le soutien moral qu'ils ont su nous apporter tout au long notre période de stage.

Au président et aux membres de jury, pour avoir accepté de juger ce modeste travail, merci à vous également.

Nous tenons également à remercier l'ensemble des enseignants du département transport et équipements des hydrocarbures.

En fin toute personne qui ont participées de près ou de loin à l'accomplissement de ce mémoire soit sincèrement remerciés.

Dédicace

J'ai le grand plaisir de dédier ce modeste travail :

- A ma très chère mère qui me donne toujours l'espoir de vivre et qui n'a jamais cessé de prier pour moi.

- A mon très cher père pour ses encouragements - son soutien surtout pour son amour et son sacrifice - afin que rien n'entrave le déroulement de mes études.

A Mes frères et Mes sœur.

- A mes chers collègues et tout qui m'aide et compulse ce modeste travail.

- En fin je remercie mon binôme Fares qui a contribué à la réalisation de ce modeste travail.

Islem

Dédicace

J'ai le grand plaisir de dédier ce modeste travail :

A ma très chère mère qui me donne toujours l'espoir de vivre et qui n'a jamais cessé de prier pour moi.

A mon très cher père pour ses encouragements son soutien surtout pour son amour et son sacrifice afin que rien n'entrave le déroulement de mes études.

A Mes frères et Mes sœur. Surtout ma chérie MALAK

A mes chers collègues et tout qui m'aide et compulse ce modeste travail.

En fin je remercie mon binôme ISLAM qui a contribué à la réalisation de ce modeste travail.

FARES

Résumé

Il est essentiel de revoir nos modes de production d'énergie en raison de la situation énergétique et économique actuelle. Il est urgent de trouver des alternatives à l'utilisation des énergies fossiles. Actuellement, on se concentre sur le développement de systèmes qui utilisent des énergies propres tout en préservant l'environnement. En outre, il est essentiel d'étudier et d'optimiser chaque système afin de maximiser l'utilisation des sources disponibles.

Il est suggéré d'examiner un cycle organique de Rankine (ORC) ainsi qu'un cycle de Rankine supercritique afin de les intégrer dans l'une des unités du complexe d'Arzew (GNL3z) et de répondre à ses besoins en électricité en utilisant l'énergie (perdue) des gaz d'échappement des turbines à gaz déjà présentes sur place.

La simulation de deux systèmes théoriques distincts du cycle organique de Rankine, et un cycle de Rankine supercritique à l'aide du logiciel EES est une réponse idéale à cette problématique. L'utilisation de ce modèle permet d'évaluer les performances énergétiques des systèmes (ORC) et (sCO₂) dans diverses conditions de travail, avec la comparaison du performances entre ces deux systeme.

La pression d'entrée de la turbine, la température d'évaporation du fluide caloporteur et le débit massique ont un impact important sur les performances du cycle organique de Rankine, comme le démontrent les résultats.

Abstract

It is imperative that we develop alternatives to the use of fossil fuels as the current state of the economy and energy sector forces us to reevaluate our methods of producing energy. The present moment is dedicated to creating environmentally conscious systems that utilize clean energy sources. To get the most out of the resources at our disposal, each must also be thoroughly examined and optimized.

It is suggested to examine an organic Rankine cycle (ORC) as well as a supercritical Rankine cycle in order to integrate them into one of the units of the Arzew complex (GNL3z) and to meet its electricity needs by using the (lost) energy from the exhaust gases of the gas turbines already present on site.

The simulation of two distinct theoretical systems of the organic Rankine cycle, and a supercritical Rankine cycle using EES software is an ideal answer to this problem. The use of this model allows to evaluate the energy performances of the systems (ORC) and (sCO₂) under various working conditions, with the comparison of the performances between these two systems.

The findings indicate that the fluid's evaporation temperature, the debit, and the inlet turbine pressure all significantly affect how well ORCs perform.

ملخص

إن وضع الطاقة والاقتصاد الحالي يدفعنا لاعاده النظر في طرق انتاج الطاقه لدينا ويبدو من الأفضل تطوير بدائل الاستخدام النقود الاحفوري وبالتالي فان الوقت الحالي هو تطوير أنظمة طاقة نظيفة تحترم البيئة بالاضافة الى ذلك يجب دراسة كل نظام وتحسينه على النحو الامثل من اجل الاستفادة القصوى من المصادر المتوفرة لدينا .

يقترح فحص دورة رانكين العضوية (ORC) وكذلك دورة رانكين فوق الحرجة من أجل دمجها في إحدى وحدات مجمع أرزيو (GNL3Z) وتلبية احتياجاته من الكهرباء باستخدام الطاقة (المفقودة) من العادم غازات توربينات الغاز الموجودة بالفعل في الموقع.

تعد محاكاة نظامين نظريين متميزين لدورة رانكين العضوية، ودورة رانكين فوق الحرجة باستخدام برنامج EES استجابة مثالية لهذه المشكلة. إن استخدام هذا النموذج يجعل من الممكن تقييم أداء الطاقة لنظامي (ORC) و (sCO₂) في ظروف العمل المختلفة، مع مقارنة الأداء بين هذين النظامين.

أظهرت النتائج أن ضغط مدخل التربين ودرجه حرارة التبخر في المبرد وتدفق الكتلة لها تأثير كبير على اداء دورة رانكين العضوي ..

Sommaire

CHAPITRE 1 : INTRODUCTION GÉNÉRALE	1
1.1 Introduction	2
1.2 Objectif du travail.....	2
1.3 Etat de l'art	3
1.4 Organisation du mémoire	6
CHAPITRE 2 : GÉNÉRALITES SUR LES CYCLES ORGANIQUE DE RANKINE ET SUPERCRITIQUE CO₂	7
2.1 Introduction	8
2.2 Cycle organique de Rankine (ORC).....	8
2.2.1 Principe de fonctionnement.....	9
2.2.2 Éléments constitutifs du cycle ORC :.....	10
2.2.3 Différentes configurations du cycle ORC.....	13
2.2.4 Fluide de travail organique :.....	16
2.2.5 Fluide de travail organique.....	17
2.3 Engineering Equation Solver.....	18
2.4 Conclusion.....	18
CHAPITRE 3 :Modélisation Thermodynamique des cycles ORC et SCO₂	19
3.1 Introduction	20
3.2 Calcul thermodynamique du cycle ORC simple :	20
3.2.1 Données et hypothèses du problème :.....	20
3.2.2 Procédure de calcul du cycle ORC	22
3.2.2.1 Calcul des paramètres thermodynamiques du cycle	22
3.2.2.2 Calcul des performances du cycle ORC	25
3.3 Calcul thermodynamique du cycle supercritique (SCO ₂) :.....	26
3.3.1 Données et hypothèses du problème :.....	27

3.3.2	Procédure de calcul du cycle ORC supercritique (sCO ₂) :.....	28
3.3.2.1	Calcul des paramètres thermodynamiques du cycle	28
3.3.2.2	Calcul des performances du cycle SCO ₂ :.....	30
3.4	Conclusion :	32
Chapitre 4 : RESULTATS ET INTERPRETATIONS		33
4.1	Introduction	34
4.2	Résultats du cycle ORC	34
4.3	Etude paramétrique du cycle ORC	36
4.3.1	Effet de la température à l'entrée de la turbine (T ₁) :	36
4.3.2	Effet de la pression d'évaporation (P _{evp})	38
4.3.3	Effet de la pression de condensation (P _{cond})	40
4.3.4	Effet du débit de l'huile thermique	41
4.4	Résultats du cycle supercritique CO ₂	43
4.5	Etude paramétrique du cycle supercritique SCO ₂	44
4.5.1	Effet de la température à l'entrée de la turbine (T ₁)	44
4.5.2	Effet de la température à l'entrée du compresseur (T ₃).....	46
4.5.3	Effet du rapport de pression (λ).....	47
4.6	Conclusion :	49
CONCLUSIONS GÉNÉRALES ET PERSPECTIVES		50
	Conclusion générale	51
	Perpectives.....	51
Bibliographie		52
Annexe A.....		54
Annexe B		56
Annexe C.....		57

LISTE DES TABLEAUX

Chapitre 4

Tableau 4- 1 : Données relatives au cycle organique de Rankine	34
Tableau 4- 2 : Données relatives à la turbine à gaz (TAG)	35
Tableau 4- 3 : Paramètres thermodynamiques du cycle ORC	35
Tableau 4- 4 : Performances énergétique du cycle ORC et du cycle combiné TAG-ORC	36
Tableau 4- 5 : Les données relatives au cycle supercritique SCO2.....	43
Tableau 4- 6 : Paramètres thermodynamiques du cycle supercritique SCO2.....	43
Tableau 4- 7 : Performances énergétique du cycle SCO2 et du cycle combiné TAG-SCO2	44

LISTE DES FIGURES

Chapitre 2

figure 2- 1 : Schéma d'un cycle ORC simple.....	9
figure 2- 2 : cycle de ditherme	9
figure 2- 3 : Schéma de fonctionnement d'un cycle ORC	10
figure 2- 4 : Schéma de la pompe.....	11
figure 2- 5 : Schéma d'un évaporateur	12
figure 2- 6 : Schéma de la turbine de détente	12
figure 2- 7 : Schéma du cycle ORC simple (a) et avec un récupérateur (b).....	14
figure 2- 8 : Diagramme T-s pour le cycle ORC simple (a) et avec un récupérateur (b).....	14
figure 2- 9 : Diagramme T-s du cycle de Brayton supercritique du CO2 (rouge) et du cycle de Rankine classique du CO2 (bleu)	15
figure 2- 10 : T-s diagram of sCO2 cycle.....	16

Chapitre 3

figure 3- 1 : schéma du cycle ORC proposé.....	21
figure 3- 2 : Positions des points de pincement et point d'approche et les points d'état.....	22
figure 3- 3 : Détente idéale (réversible) et réel irréversible dans la turbine	23
figure 3- 4 : Echange de chaleur dans le générateur de vapeur.....	25
figure 3- 5 : schéma du cycle ORC supercritique proposé.....	27

figure 3- 6 : Diagramme T-S avec les positions des points d'états.....	28
figure 3- 7 : Détente idéale (réversible) et réel irréversible dans la turbine.....	29
figure 3- 8 : Détente idéale (réversible) et réel irréversible dans la turbine.....	29

Chapitre 4

Figure 4-1 : Variation de le Puissance du cycle ORC en fonction de la température T1 à l'entrée de la turbine.....	36
Figure 4-2 : Variation de la puissance du générateur de vapeur en fonction de la température (T1) à l'entrée de la turbine	37
figure 4- 3 : Variation du rendement thermique du cycle ORC en fonction de la température (T1) à l'entrée de la turbine	37
Figure 4-4 : Variation de la puissance du cycle ORC en fonction de la pression de d'évaporation	38
Figure 4-5 : Puissance du générateur de vapeur en fonction de la pression de d'évaporation ...	39
Figure 4-6 : Variation du rendement thermique du cycle ORC en fonction de la pression de d'évaporation	39
Figure 4-7 : Variation de la puissance du cycle ORC en fonction de la pression de condensation	40
Figure 4-8 : Variation du rendement du cycle ORC en fonction de la pression de condensation	41
Figure 4-9 : Variation de la puissance du cycle en fonction du débit de l'huile thermique	41
Figure 4.-10 : Variation de la puissance du réchauffeur en fonction du débit de l'huile thermique	42
Figure 4-11 : Variation du rendement thermique du cycle ORC en fonction du débit de l'huile thermique	43
Figure 4-12 : Variation de la Puissance du cycle en fonction de la température (T1) à l'entrée de la turbine.....	45
figure 4- 13 : Variation du rendement thermique du cycle en fonction de la température (T1) à l'entrée de la turbine	45
Figure 4-14 : Variation de le Puissance du cycle en fonction de la température T3 à l'entrée du compresseur	46
Figure 4.-15 : Variation du rendement du cycle en fonction de la température T3 à l'entrée du compresseur	47

Figure 4-16 : Variation de la Puissance du cycle en fonction du rapport de pression48

Figure 4-17 : Variation du rendement thermique du cycle en fonction du rapport de pression48

NOMENCLATURE

C_p	Chaleur spécifique massique isobare	(kJ/kg.K)
h	Enthalpie massique	(kJ/kg)
\dot{m}	Débit	(kg/s)
P	Pression	(bar)
\dot{Q}	Quantité de chaleur	(kJ/kg)
T	Température	(°C)
\dot{W}_t	Puissance de la turbine	(kW)
\dot{W}_p	Puissance de la pompe	(kW)
W_{net}	Travail net	(kW)
η	Rendement	%

INDICES

ap : approche

Cond : condensation

Cold : source froide

Eva : évaporation

Cond : condensation

hot : source chaude (l'huile thermique)

Gb : Gaz brûlés

pp : pinch point (pincement)

is : isentropique

Abréviation

ORC : Organic Rankine Cycle

TAG : turbine à gaz.

SCO2 : supercritique de CO2

CHAPITRE 1 : INTRODUCTION GÉNÉRALE

1.1 Introduction

Depuis une centaine d'années, les ressources en énergies fossiles ont été utilisées de manière délibérée et sont en train de disparaître, à plus ou moins long terme. Effectivement, on estime que le pétrole dispose de réserves de 47 ans de consommation, le gaz de 60 ans et le charbon de 167 ans [1], et ces trois principales sources représentent plus de 85% de la consommation énergétique mondiale.

Devant ce constat alarmant, il apparaît urgent de préparer l'après énergies fossiles et commencer dès maintenant à diversifier nos sources et produire notre énergie de manière plus réfléchie et optimisée. Il y a également une problématique environnementale qui s'ajoute à ce premier constat, car comme tout le monde le sait, nous sommes confrontés à un dérèglement climatique majeur causé principalement par l'utilisation excessive d'énergies fossiles au cours du siècle dernier. Il est donc nécessaire de réfléchir actuellement à l'utilisation de sources d'énergie plus respectueuses de l'environnement et plus propres.

Aujourd'hui, la production d'électricité est principalement assurée par des centrales thermiques à gaz, à vapeur ou à cycle combiné. Afin de mettre en marche ce genre de centrales, il est nécessaire d'utiliser d'abord des énergies fossiles et des températures élevées. Cependant, il existe une méthode de production d'électricité qui s'inspire du cycle à vapeur d'eau traditionnel, appelée cycle de Rankine. Cependant, il fonctionne à des températures très basses par rapport au cycle à vapeur classique et utilise des fluides différents. C'est pourquoi il est appelé cycle organique de Rankine (ORC). Le fonctionnement à basse température de ce dernier permet de générer de l'énergie électrique à partir de diverses sources d'énergie renouvelable telles que la géothermie, la biomasse ou l'énergie solaire. De plus, il permet de valoriser les rejets thermiques des industries en utilisant la chaleur dégagée pour évaporer le fluide de travail dans le cycle.

Dans ce contexte on se propose de faire une étude numérique de ce type de cycle sous différentes conditions de travail.

1.2 Objectif du travail

Au niveau du complexe SONATRACH GNL-3Z Arzew-Oran, il y a un méga train de GNL qui traite le gaz, fractionne et liquéfie le méthane. Il dispose de 9 turbines à gaz de type frame 5, 6 et 7, de General Electric ayant chacune une utilisation précise 4 GTG (destiner pour

faire tourner des générateurs d'électricité) et 5 GTC (faire tourner des compresseurs). Ces turbines rejettent de grandes quantités de gaz brûlés à températures moyennement élevée. Pour valoriser ces rejets, on propose d'utiliser un cycle organique de Rankine (ORC) ou un cycle supercritique de CO₂ (SCO₂)

Le but de notre travail est de comparer les performances énergétiques de ces deux cycles. Cette étude, permet d'approfondir nos connaissances concernant les techniques de récupération et valorisation des grandes quantités des rejets thermiques industriels.

Pour réaliser cette étude nous avons utilisé le logiciel **EES (Engineering Equation Solver)**

1.3 Etat de l'art

De nombreux travaux ont été réalisés dans le but d'étudier les cycles organiques de Rankine utilisés pour récupérer la chaleur perdue dans l'industrie :

Patel et Doyle [2], ont considéré le cycle ORC pour la récupération de la chaleur résiduelle des gaz d'échappement d'un moteur diesel (Mack 676), installé sur un camion de transport longue distance. Les résultats expérimentaux obtenus, montre que l'utilisation de ce nouveaux système (ORC) permet une économie de carburant de 15 %, par rapport au cycle diésel simple. Cette amélioration entraînera une réduction correspondante des émissions et représente un potentiel d'économie de carburant) de 1,8 milliard de gallons par an.

D. Wei et al [3], ont étudié la performance d'un système ORC en régime permanent et sous perturbations. Dans cette étude, les gaz d'échappement d'une turbine à gaz (610-650 K) constituent la source de chaleur (perdue) qui alimente ce cycle. Les auteurs quantifient l'effet des variations du débit massique des gaz d'échappement, de leur température et de la température ambiante sur les performances du cycle en question. Les résultats montrent que le rendement et la puissance du cycle (ORC) augmentent de façon linéaire avec l'augmentation du débit et de la température des gaz d'échappement. Par contre, ils diminuent avec l'augmentation de la température ambiante. Les auteurs ont remarqué que le taux de destruction d'exergie à lieu dans l'évaporateur.

H. Semmari et al [4] , ont proposé un système ORC(à base toluène) pour une application potentielle dans une unité pétrochimique algérienne. L'étude se concentre principalement sur la mise en évidence du potentiel et des performances thermodynamiques de l'application ORC pour produire de l'électricité, en récupérant la chaleur des gaz de torche. Une telle idée constitue une

solution clé pour l'efficacité énergétique. La production d'électricité par technologie ORC peut répondre à la demande croissante de gaz naturel initialement prévu pour être fourni à une centrale à gaz et assurer la majeure partie de la production électrique algérienne. Cette puissance varie de quelques centaines de kW dans le cas d'une application pétrolière en aval à des MW pour le secteur en amont. Une telle solution peut être étudiée en profondeur pour évaluer précisément les performances énergétiques globales du système et estimer le coût de la solution et sa rentabilité sur le marché algérien.

T. M. Rusev [5], ont considéré les améliorations possibles du rendement du moteur à gaz (Wärtsilä 18V50DF) par combinaison avec un cycle ORC. Pour cela, quatre modèles ORC différents ont été simulés via le logiciel Aspen Plus. Ces modèles sont optimisés pour différentes fonctions objectives (puissance de sortie, prix par unité de production d'électricité, ...etc.). Les résultats montrent qu'avec la même quantité de carburant, la puissance de sortie du moteur serait augmentée de 2200 kW en moyenne, ce qui augmente le rendement du moteur de 6,3 %, le portant ainsi à 55.6%. Tous les modèles se sont avérés économiquement viables et les coûts d'investissements sont remboursés au bout de en 2 ans (en moyenne).

Dans le même sens des idées, **A. Di Bella** [6], ont décrit une unité turbogénérateur (TGU) dans un cycle organique de Rankine, Le TGU a une puissance nominale de 330 kW peut récupérer les gaz d'échappement d'une turbine à gaz de puissance 1,25 à 1,75 MWe,. Les auteurs ont décrit plus en détail la conception mécanique et électrique de la TGU. Il s'avère que l'intégration d'un système ORC dans une turbine à gaz peut améliorer la production d'énergie de plus de 25%, pour les turbines à gaz dont la puissance est inférieure à 7.5MWe

Récemment **C. Carcasci et al.**[7] , ont effectué une analyse hors conception d'une turbine à gaz combinée à un cycle organique de Rankine (ORC) pour différents fluides de travail (toluène, benzène et cyclopentane). Des systèmes de contrôle ont été introduits pour des paramètres critiques tels que la température de l'huile et le débit massique d'air au niveau du ventilateur du condenseur. Des puissances de sortie similaires sont obtenues pour des cycles basés sur le benzène et le toluène (de 3346 à 4518 kW dans la plage de températures de l'air ambiant considérée) alors que des différences allant jusqu'à 34 % ont été constatées pour le cyclopentane. Ces résultats mettent en évidence l'importance d'un dimensionnement correct du condenseur dans les conditions de conception, puisqu'il aura une incidence sur le comportement hors conception de l'ensemble du cycle.

Mohammed A. et al [8], ont mené une étude sur le cycle ORC dans une usine de traitement de gaz existante en Egypte, pour récupérer la chaleur perdue et la convertir en électricité. Les simulations numériques, sous le logiciels Aspen HYSYS v7.1, ont été faites pour un cycle simple sans régénération et avec régénération, utilisant différents fluides de travail. Pour être plus sûr de choisir le meilleur fluide de travail, une analyse du coût du capital et de rentabilité a été réalisée pour les deux fluides de travail les plus prometteurs. Enfin une étude d'optimisation des paramètres indique que la pression d'entrée du turbodétendeur de 4,1 MPa et la température de 290 °C sont les conditions de travail les plus appropriées.

En fin, **J.P. Roy et al.**[9], ont réalisé une optimisation paramétrique et analyse des performances d'un système de récupération de la chaleur résiduelle par cycle ORC fonctionnant avec trois fluides (R-12, R-123 et R-134a). Les résultats montrent que le fluide R-123 semble être un bon choix pour la production d'énergie à partir de sources de chaleur de faible qualité. Il peut en effet générer une puissance de 19.09 MW pour les données suivantes : débit massique total de 341.16Kg/s de fluide R-123, point de pincement avec la source de la chaleur 5 °C, rendement énergétique de 25,30% et rendement exergetique de 64.4%.

Depuis les années 1990, de nombreuses unités de TG alimentées au gaz naturel sont régulièrement installées dans le monde et opèrent soit en cycle combiné pour la production électrique de base, soit en cycle ouvert pour écrieter les pics de demande. Elles remplacent souvent des centrales thermiques sous-critiques (cycles de Rankine), à base de chaudières et de turbines à vapeur, qui brûlent du charbon ou du fuel. Celles-ci sont plus complexes, onéreuses et longues à construire ; elles ont des rendements plus faibles et donc des empreintes CO₂ plus fortes. Dans l'industrie (raffineries ; complexes pétrochimiques...), de nombreuses chaudières produisant les « utilités » des sites, sont également remplacées par des unités de cogénération à base de TG; c'est aussi le cas dans les réseaux de chauffage urbain .

Les cycles de Rankine supercritiques (à la vapeur) permettent certes un gain de 5 à 10 points de rendement par rapport aux centrales thermiques classiques mais ils brûlent du charbon ou du lignite et, convertis au gaz naturel, ils seraient moins efficaces que les cycles combinés modernes qui ont des températures de source chaude plus élevées et qui, associant un cycle de Brayton et un cycle de Rankine, couvrent une plus grande surface du diagramme T-S.

Mais remplacer le charbon par du gaz naturel est notoirement insuffisant et un changement

de paradigme est nécessaire dans le cadre de la production thermique. A cet égard, certains cycles émergents ouvrent des perspectives intéressantes du fait de leurs rendements élevés et/ou de leur aptitude à réaliser le captage du CO₂ de façon économiquement viable.

1.4 Organisation du mémoire

Pour réaliser notre étude, le mémoire est subdivisé en cinq chapitres, à savoir :

- Une introduction générale et un état de l'art des différents travaux réalisés dans le domaine, en premier chapitre.
- Le deuxième chapitre présente des généralités sur le cycle ORC et le cycle supercritique de CO₂ et explique leurs principes de fonctionnement, leurs classifications, leurs domaines d'application et leurs avantages et inconvénients.
- Le troisième chapitre s'intéresse à la modélisation thermodynamique du cycle ORC et du cycle CO₂ supercritique .
- Le quatrième chapitre regroupe l'interprétation des résultats obtenus et analyse comparative des performances du cycle ORC / cycle CO₂ supercritique.
- Pour finir, une conclusion générale et perspectives seront présentées.

CHAPITRE 2 : GÉNÉRALITES SUR LES CYCLES ORGANIQUE DE RANKINE ET SUPERCRITIQUE CO₂

2.1 Introduction

Ce chapitre vise à donner un aperçu succinct de l'histoire des cycles organiques de Rankine et des cycles de CO₂ supercritiques, de leurs classifications, des principaux organes qui les composent, de leurs principes de fonctionnement et de quelques domaines d'application. Finalement, une comparaison entre leurs avantages et inconvénients

2.2 Cycle organique de Rankine (ORC)

Le cycle organique de Rankine consiste à utiliser un composé organique plutôt que de l'eau comme fluide de travail. Effectivement, l'eau constitue un fluide de travail idéal pour le cycle de Rankine lorsque la température de la source thermique est adéquate. Ce fluide classique est à la fois thermiquement et chimiquement stable, non toxique, inflammable, peu coûteux, avec des propriétés de transfert de chaleur remarquables et un ODP (potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone) et un GWP (potentiel de réchauffement global) nuls. [10]. C'est la raison pour laquelle il est fréquemment employé dans des centrales thermiques et dans des applications à haute température et à grande puissance. Toutefois, dans les situations où la source de chaleur est de faible qualité énergétique, et plus spécifiquement dans les applications à faible puissance, l'utilisation de l'eau comme fluide de travail n'est pas la meilleure option tant sur le plan technologique qu'économique [11]. Le cycle ORC présente des avantages par rapport au cycle traditionnel pour la production d'électricité à partir de sources de chaleur de basse et moyenne température.

Le principal avantage du cycle ORC par rapport au cycle traditionnel pour produire de l'électricité à basse température et à faible puissance réside dans le fait que la machine de détente peut être une turbine axiale ou radiale, voire une machine volumétrique, c'est-à-dire. Un dispositif à piston, ou un dispositif à vis ou à spirale.

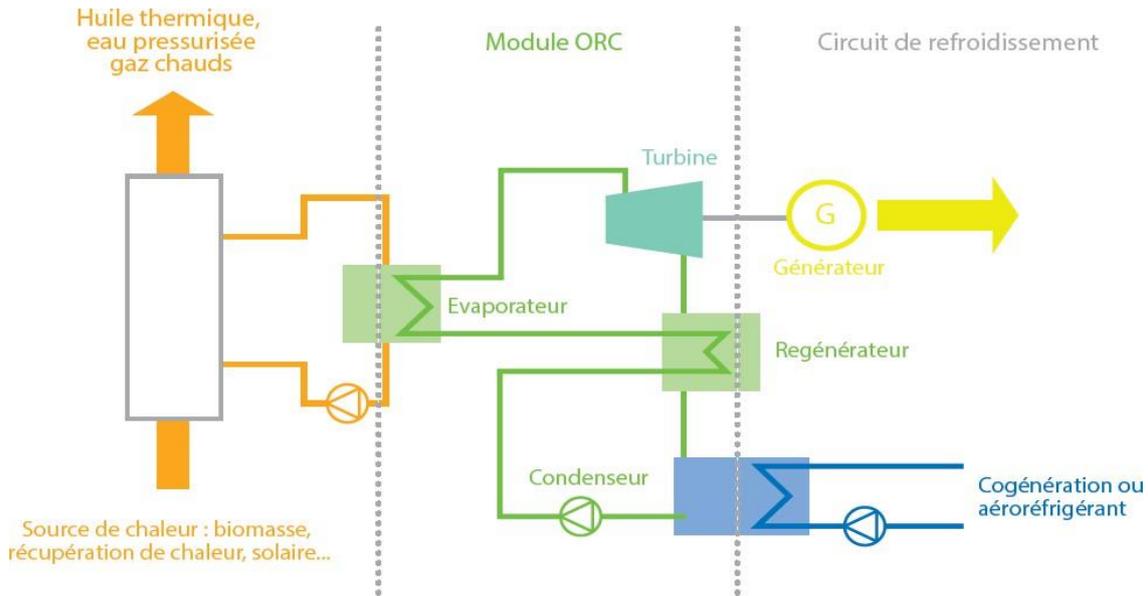


figure 2- 1 : Schéma d'un cycle ORC simple

2.2.1 Principe de fonctionnement

Le concept fondamental d'un cycle ORC est celui d'une machine ditherme qui utilise le refroidissement d'un fluide chaud pour récupérer l'énergie thermique et la convertir en énergie mécanique (et ensuite en électricité par un alternateur). Le deuxième principe de la thermodynamique limite le rendement de conversion d'une machine diatherme, qui est défini par le rapport de l'énergie électrique générée à la quantité d'énergie thermique cédée par le fluide chaud. Ce rendement de Carnot correspond au rapport entre la température de la source chaude et celle de l'environnement [12].

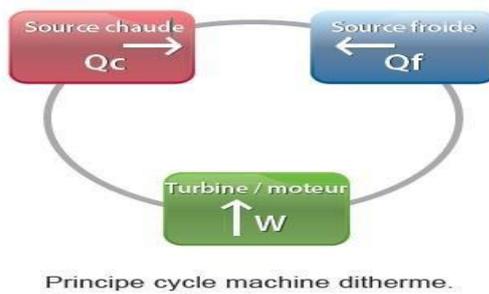


figure 2- 2 : cycle de ditherme

Les cycles Organiques de Rankine (ORC) s'inspirent du cycle de Rankine traditionnel, mais avec la différence que le fluide de travail ne se compose pas d'eau, mais plutôt d'un fluide organique (comme un réfrigérant ou un hydrocarbure), qui se distingue par une température d'ébullition plus basse (à la même pression).

L'intérêt des cycles ORC par rapport aux cycles de Rankine à eau dits « traditionnels »

réside dans leur facilité de conception et de régulation de la chaudière lorsque la température de la source chaude est faible. La technologie ORC est généralement utilisée pour récupérer la chaleur provenant de sources chaudes avec une température comprise entre 90°C et 300°C [12].

La pression et la température sont inférieures lors de l'évaporation, tandis que la détente de la vapeur du fluide organique se termine dans la zone de vapeur saturée, ce qui évite le risque d'érosion des aubages de la turbine [13].

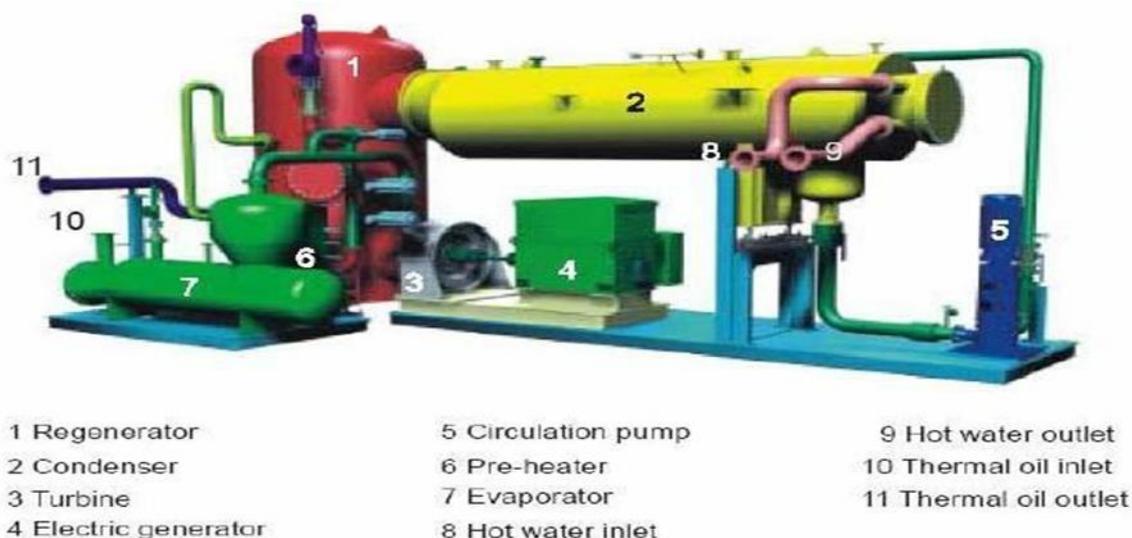


figure 2- 3 : Schéma de fonctionnement d'un cycle ORC [12]

2.2.2 Éléments constitutifs du cycle ORC :

Un cycle de Rankine organique contient des éléments de base qui sont :

2.2.2.1 La pompe:

La pompe joue un rôle crucial dans l'ORC. À la différence des systèmes utilisant de l'eau comme fluide de travail, la pompe d'un ORC peut consommer une part importante de la puissance générée par la turbine. On veille donc à utiliser une pompe présentant un rendement acceptable. Par ailleurs, la fonction de la pompe est cruciale pour contrôler l'ORC en dehors de son point de fonctionnement nominal en ajustant le débit de fluide à travers le système. Enfin, il sera nécessaire de s'assurer d'un NPSH adéquat en entrée de pompe pour prévenir tout risque de cavitation [12].

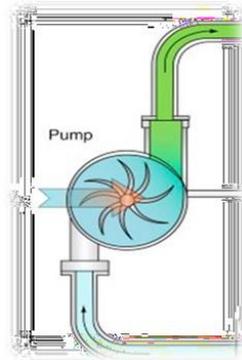


figure 2- 4 : Schéma de la pompe

2.2.2.2 Les échangeurs de chaleur

Un cycle ORC est constitué d'au moins deux évaporateurs et d'un condenseur. Cependant, il est possible d'utiliser des échangeurs supplémentaires au sein même de l'ORC, comme le récupérateur ou le sous-refroidisseur. Il est possible d'utiliser d'autres échangeurs, tels que ceux utilisés au niveau de la source et du puits de chaleur, et qui sont parcourus par les fluides secondaires. Différents types d'échangeurs existent, qui diffèrent en fonction de leur forme, de leur taille, des matériaux utilisés et de la configuration des écoulements (contre-courant, co-courant, courants croisés, etc.). Les échangeurs à plaques, les échangeurs tubulaires et les échangeurs à tubes en U sont parmi les plus courants. En fonction du genre d'application, l'un ou l'autre sera préféré.

- **Les échangeurs de chaleur doivent présenter les caractéristiques suivantes :**
 - Important coefficient de transfert de chaleur global, ce qui permet de minimiser toutes les différences de température entre la source chaude et le fluide travail et entre la source froide et le fluide de travail [12].
 - Faibles pertes de charges, afin de limiter les consommations des auxiliaires (pompes et ventilateurs)

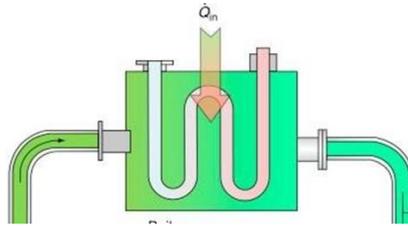


figure 2- 5 : Schéma d'un évaporateur

2.2.2.3 La machine de détente:

La machine de détente qui est la turbine est un élément important de l'ORC étant donné que son efficacité influence fortement la performance du système global. On distingue les machines volumétriques des turbomachines. Les premières sont plus appropriées que les dernières pour gérer les débits les plus faibles. Elles seront donc utilisées dans des systèmes ORC caractérisés par de plus faibles puissances installées. La majorité des machines volumétriques sont des expandeurs à vis et dans une moindre mesure des expandeurs à spirales ou à piston. Quant aux turbomachines, elles peuvent être axiales ou radiales.

Les turbines employées dans les systèmes ORC ressemblent principalement aux turbines à vapeur d'eau traditionnelles. La principale distinction entre les turbines à vapeur organique et les turbines à vapeur d'eau réside dans le fait que dans le cas des fluides organiques, les turbines sont moins complexes et nécessitent moins d'étages par rapport aux turbines à vapeur d'eau, car la chute correspondante de l'enthalpie des fluides organiques à travers la turbine est beaucoup plus faible que celle de la vapeur d'eau. Comme indiqué précédemment, il est possible d'utiliser des turbines monos étagées pour les cycles ORC à température basse ou moyenne [12].

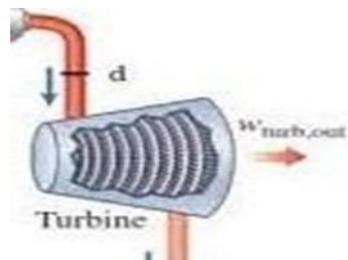


figure 2- 6 : Schéma de la turbine de détente

2.2.3 Différentes configurations du cycle ORC

2.2.3.1 Cycle ORC sous-critique

Dans la littérature, on utilise toujours le terme "cycle ORC" pour désigner ce type de cycle ORC. Il existe deux configurations couramment employées pour le cycle ORC sous-critique : le cycle ORC simple (ou standard) (Figure 2. 7a) et le cycle ORC avec un récupérateur. Dans le paragraphe du cycle de Rankine, on a expliqué le principe du fonctionnement du cycle ORC simple.

Si la vapeur du fluide de travail à la sortie de la turbine est assez chaude, un échangeur de chaleur interne (ou récupérateur) est ajouté au cycle de bas. On récupère cette énergie en échangeant avec le liquide qui sort de la pompe. Ainsi, cette récupération d'énergie réduit la quantité de chaleur nécessaire pour préchauffer le fluide avant son entrée dans l'évaporateur, ainsi que la quantité de chaleur du fluide de travail extraite du puits froid, ce qui entraîne une diminution de la taille du condenseur. L'utilisation du récupérateur améliore les performances du cycle ORC, mais le système est plus complexe, ce qui entraîne un coût d'investissement plus élevé. De plus, le récupérateur entraîne également une augmentation de la perte de charge globale du système. Les diagrammes T-s du fluide de travail et les profils de température de la source thermique et du puits froid sont présentés dans les Figures 2. 8a et 2. 8b, respectivement pour le cycle ORC simple et celui avec un récupérateur.

Effectivement, le détendeur joue un rôle essentiel dans l'efficacité et la rentabilité d'un système ORC [14]. L'efficacité d'un système ORC est fortement liée à celle du détendeur. Les conditions opérationnelles et la puissance du système influencent la sélection de la technologie de machine de détente. En règle générale, on peut classer les machines de détente en deux catégories : les turbines (axiales ou radiales) et les détendeurs volumétriques (détendeurs à vis, à spirale, à piston ou à palettes...).

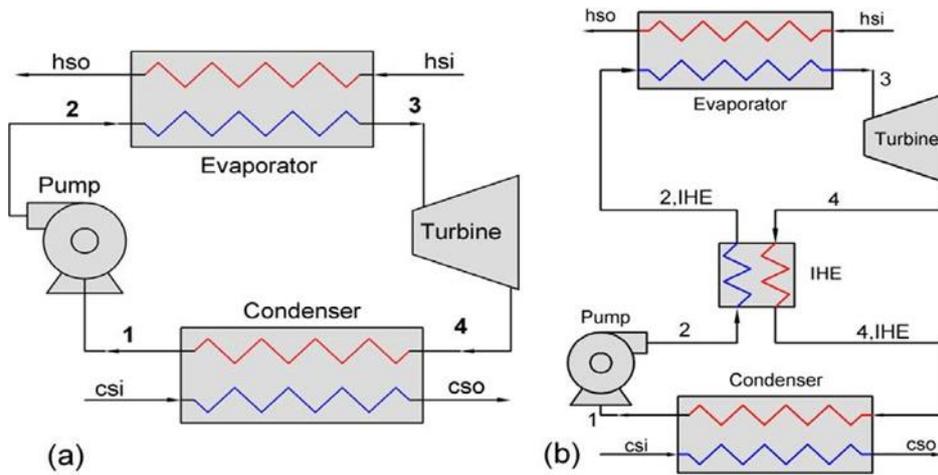


figure 2- 7 : Schéma du cycle ORC simple (a) et avec un récupérateur (b)

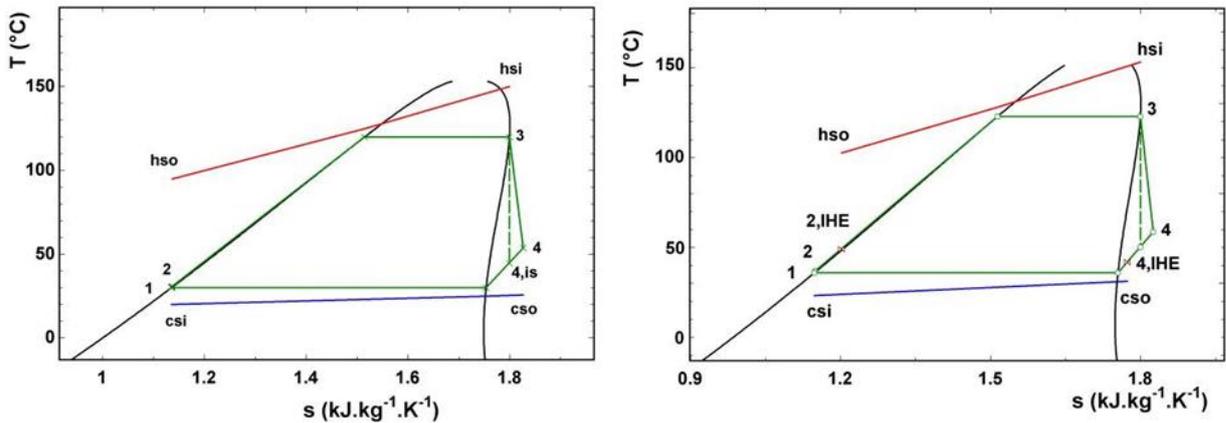


figure 2- 8 : Diagramme T-s pour le cycle ORC simple (a) et avec un récupérateur (b)

Les turbines employées dans les systèmes ORC ressemblent principalement aux turbines à vapeur d'eau traditionnelles. La principale distinction entre les turbines à vapeur organique et les turbines à vapeur d'eau réside dans le fait que dans le cas des fluides organiques, les turbines sont moins complexes et nécessitent moins d'étages par rapport aux turbines à vapeur d'eau, car la chute correspondante de l'enthalpie des fluides organiques à travers la turbine est beaucoup plus faible que celle de la vapeur d'eau. Comme mentionné précédemment, il est possible d'utiliser des turbines mono-étagées pour les cycles ORC à température basse ou moyenne.

En ce qui concerne les principaux avantages du cycle ORC :

- Possibilité de récupération de la chaleur disponible à basse température
- Basse température et pression d'évaporation

- Pas besoin de surchauffe
- Construction simple de l'évaporateur
- Conception relativement simple des détendeurs
- Coût d'investissement bas
- Taux et coût de maintenance assez faible

2.2.3.2 Les cycles de supercritiques à base de CO2

Le cycle supercritique du CO2 est un cycle fermé semblable au cycle de Brayton ou de Rankine. Le fluide de travail est le dioxyde de carbone (CO2), et l'apport et la sortie de chaleur se déroulent dans des conditions supercritiques (à la différence du cycle ORC, où les pressions par rapport au fluide de travail sont similaires aux cycles conventionnels). Le CO2 présente une température critique de 30,98 °C et une pression critique de 73,8 bars. Ainsi, ce liquide de travail convient aux sources de chaleur à faible énergie.

Deux variations du cycle du CO2 sont illustrées dans la figure 4 par le diagramme T-s : le cycle de Brayton supercritique avec tous les points au-dessus du point critique (ligne rouge sur la figure 4) et le cycle de Rankine classique qui utilise des transitions de phase (ligne bleue sur la figure 4). La stabilité mécanique restreint la pression maximale utilisable, qui se situe habituellement entre 200 et 300 bars. Donc, il est recommandé que les rapports de pression soient bas, $\pi \approx 2 - 3$, avec un maximum de $\pi \leq 4$. Au cours du cycle, il n'y a pas de changement de phase.

Le principal bénéfice réside dans la diminution du temps de compression en raison de la dépendance bénéfique de la densité à la pression près du point critique [15]. Le schéma et le diagramme du cycle selon Machionni sont illustrés dans la figure .

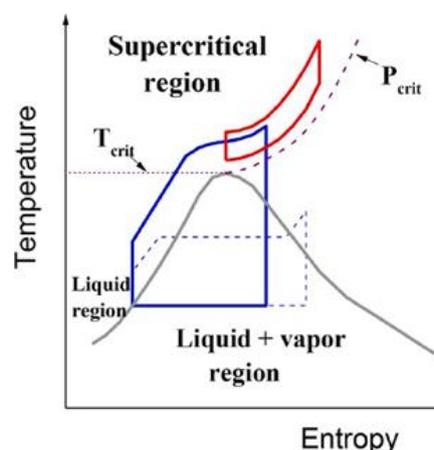
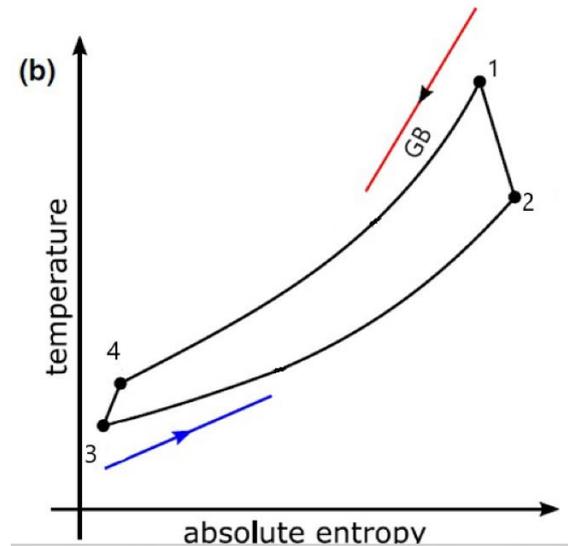


figure 2- 9 : Diagramme T-s du cycle de Brayton supercritique du CO2 (rouge) et du cycle de Rankine classique du CO2 (bleu)

figure 2- 10 : T-s diagram of sCO₂ cycle

En ce qui concerne les trois principaux avantages du cycle supercritique du CO₂

- Rendement thermique élevé à une température d'entrée de turbine relativement basse.
- Compacité des turbomachines et de l'échangeur de chaleur.
- Configuration de cycle plus simple avec une efficacité thermique équivalente ou supérieure, il peut être un candidat approprié pour les technologies de réacteurs refroidis à l'eau dans des circonstances particulières.

Ces avantages peuvent être obtenus dans une large gamme d'applications électriques, y compris l'énergie nucléaire, les systèmes solaires à concentration, les cycles de fond dans les piles à combustible, la chaleur résiduelle et les centrales électriques fossiles .

2.2.4 Fluide de travail organique :

Un point qui mérite d'être souligné est la forme de la courbe de saturation sur un diagramme T-S. Il existe trois catégories de fluides: les fluides secs, humides et isentropiques. Ces définitions font référence à la pente de la courbe de saturation de vapeur qui est respectivement : positive, négative ou infinie. Ces dernières montrent le fait que, pour un fluide humide, il est préférable d'effectuer une surchauffe afin d'éviter au maximum la formation de gouttelettes dans l'organe de détente, c'est le cas pour la vapeur d'eau. Pour un fluide sec, la surchauffe n'est pas nécessaire et l'utilisation d'un récupérateur est possible en sortie de l'organe de détente. En conclusion, un

fluide sec ou isentropique est préférable. Il est impossible de trouver un fluide qui répond à tous les critères désirés. Le fluide idéal n'existant pas, il faut se satisfaire d'un compromis qui dépendra de l'application et de l'importance attachée à chaque critère [16].

2.2.5 Fluide de travail organique

Un point qui mérite d'être souligné est la forme de la courbe de saturation sur un diagramme T-S. Il existe trois catégories de fluides: les fluides secs, humides et isentropiques. Ces définitions font référence à la pente de la courbe de saturation de vapeur qui est respectivement : positive, négative ou infinie. Ces dernières montrent le fait que, pour un fluide humide, il est préférable d'effectuer une surchauffe afin d'éviter au maximum la formation de gouttelettes dans l'organe de détente, c'est le cas pour la vapeur d'eau. Pour un fluide sec, la surchauffe n'est pas nécessaire et l'utilisation d'un récupérateur est possible en sortie de l'organe de détente. En conclusion, un fluide sec ou isentropique est préférable. Il est impossible de trouver un fluide qui répond à tous les critères désirés. Le fluide idéal n'existant pas, il faut se satisfaire d'un compromis qui dépendra de l'application et de l'importance attachée à chaque critère .

2.2.5.1 Différents fluides de travail actuellement utilisés :

On parle de cycle fonctionnant à l'éther, au mercure, au Fréon 12. Dans ce cas, on se concentrera sur des fluides plus communs utilisés ou en passe de l'être par les acteurs actuels du marché des ORC. **Quoilin et al.** [17] dressent un bilan des fluides pouvant être utilisés dans les machines de détente, nous avons ajoutés des références et classés les fluides selon l'emploi qu'en faisait les auteurs. On note :

- WHR : Waste Heat Recovery, récupération de chaleur perdue.
- BioM : Biomasse (en tant que combustible).
- Geo : Géothermie.
- ICE : Internal Combustion Engine, récupération de chaleur sur moteur à combustion interne.
- CHP : Combined Heat and Power, cogénération.
- Solar : Solaire thermodynamique.
- OTEC : Ocean Thermal Energy Conversion.

On note que le classement de certains fluides peut varier selon les auteurs, par exemple selon Chen et al. , le R245fa et le R134a sont classés dans les fluides isentropiques, alors que Wang et al. les classent respectivement parmi les fluides secs et humides. On observe un grand nombre de

références :

- dans la série des réfrigérants : R11, R13, SES36, R114, R123, R124, R141b, R152a, R227ea, R245fa, R245ca, R290 (propane), R365mfc, RC318, C5F12, R600 (butane), R600a (isobutane), R601, R717 (ammoniac), R1234fy, PF5050, HFE-7000, R744 (CO₂)
- dans la série des hydrocarbures : propane, isobutène, n-butane, isobutane, n-pentane, néopentane, isopentane, n-hexane, benzène, toluène, ethyl-benzène, propyl-benzène, butyl-benzène, heptane, naphta, n-dodécane
- autres : chloroforme, Solkathé .

2.3 Engineering Equation Solver

EES est un logiciel, commercialisé par F-Chart Software, LLC., pour résoudre des équations. Il peut numériquement résoudre des milliers d'équations algébriques non-linéaires et différentielles couplées. Il peut être également utilisé pour résoudre des équations différentielles et intégrales, exécuter l'optimisation, fournir des analyses d'incertitude, réaliser la régression linéaire et non-linéaire, convertir les unités, vérifier la cohérence de l'unité et générer des graphes de bonnes qualités. Une caractéristique majeure d'EES est la base de données de propriétés thermodynamiques et de transport fournie pour des centaines de substances. En effet, EES fournit des données de propriétés thermodynamiques, thermo-physiques et de transport de plusieurs substances. Ces données sont accessibles par des fonctions intégrées dans le logiciel et quelques fonctions fournies par les programmes externes. Les fluides dans ce logiciel sont groupés en 3 groupes : Fluides Réels (ex. Acétone, R11, R1234ze, etc.), Gaz Parfait et Saumures (ex. CaCl₂ : Calcium Chloride-Water, EA : Ethyl Alcohol Water, etc.). Les Saumures, également appelé « réfrigérants secondaires », sont des mélanges de l'eau avec une autre substance qui amène une réduction du point de congélation du fluide. EES peut être utilisé pour de nombreuses applications d'ingénierie. Il convient parfaitement à l'enseignement des cours de génie mécanique et à la pratique de l'ingénierie

2.4 Conclusion

Dans ce chapitre, un historique, des généralités concernant les cycle ORC et SCO₂ ont été présentées. Une description fonctionnelle, une classification, une caractérisation des organes ont été détaillées ainsi que les avantages et les inconvénients.

CHAPITRE 3 :Modélisation Thermodynamique des cycles ORC et SCO₂

3.1 Introduction

L'objectif de ce chapitre est de présenter la modélisation thermodynamique d'un cycle ORC sous critique simple sans régénération et un cycle supercritique avec l'utilisation du CO₂ (sCO₂), en vue de l'utiliser pour la production de l'électricité à partir des rejets thermiques d'un site industriel. A partir des données du problème et des bilans d'énergie, établis pour les composants du cycle (pompe, générateur de vapeur, turbine et condenseur), les paramètres (T, P, h, s ...etc.) en tout point du cycle ainsi que ses performances thermodynamiques (puissance, rendement, ...etc.) seront estimées.

3.2 Calcul thermodynamique du cycle ORC simple :

3.2.1 Données et hypothèses du problème :

Notre proposition de cycle ORC (Figure 3.1) Il s'agit d'un cycle simple sous critique (les configurations les plus couramment employées du cycle ORC pour la production d'électricité sont des configurations sous-critiques . ' utilise comme source chaude une huile thermique (sélectionnée selon les critères : Bonne stabilité thermique et chimique, Chaleur spécifique élevée Elle est chauffée par les gaz d'échappement d'une des turbines (MS7001EA) à faible inflammabilité). Un économiseur est installé entre la turbine à gaz et le cycle ORC à étudier pour éviter cet échauffement. Il est important de souligner que pour des raisons de sécurité , les gaz combustibles ne sont pas directement utilisés comme source de chaleur.

Dans un premier temps, nous utilisons comme fluide organique de travail Toluène qui est largement utilisé, car il répond favorablement aux critères de choix mentionnés dans le Chapitre 2 .

Les hypothèses :

- On négliger les pertes de pression de chaque côté des échangeurs de chaleur.
- On négliger la variation des énergies cinétique et potentielle
- Rendement isentropique de la turbine et de la pompe sont fixés

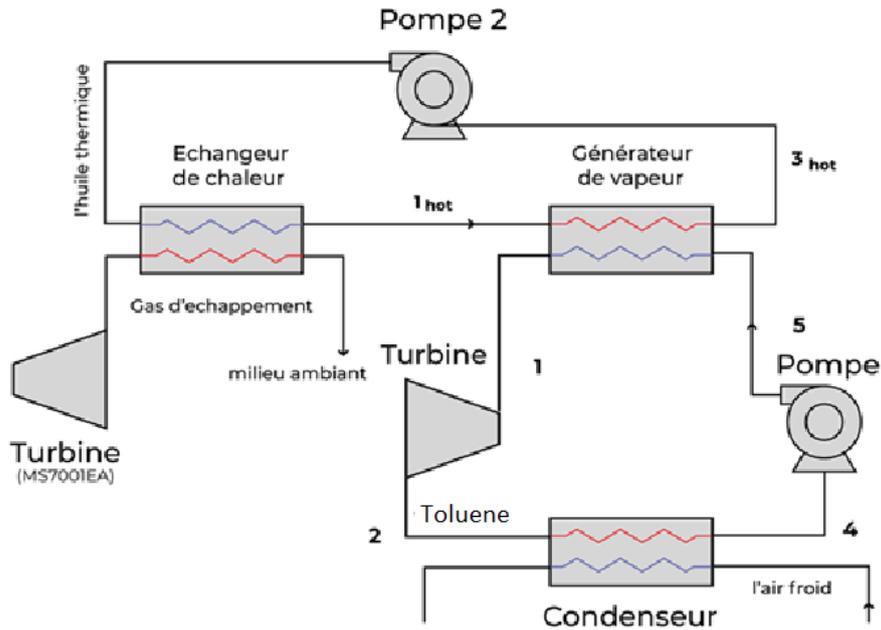


figure 3- 1 : schéma du cycle ORC proposé

Les données nécessaires à notre calcul sont regroupées en ces quelques points :

- Température de l'huile thermique T_{1hot}
- Débit massique de l'huile thermique \dot{m}_{hot}
- Pression de l'huile thermique P_{1hot}
- Pression d'évaporation du fluide organique P_{EVA}
- Pression de condensation du fluide organique P_{COND}
- Températures des pincements ΔT_{Pp1} et ΔT_{Pp2} dans l'évaporateur et le condenseur :
C'est l'écart minimum entre les températures du fluide froid et du fluide chaud circulant dans un échangeur de chaleur (plus cet écart est faible, plus l'irréversibilité liée au transfert de chaleur sont faibles mais d'autre part la surface d'échange est plus importante). (Figure 3.2)
- Température d'approche ΔT_{ap} , qui est l'écart de température entre le fluide organique (1) et la source chaude (T_{1hot}), à la sortie de l'évaporateur. (Figure 3.2)
- Rendement isentropique de la turbine η_{ist}
- Rendement isentropique de la pompe η_{isp}

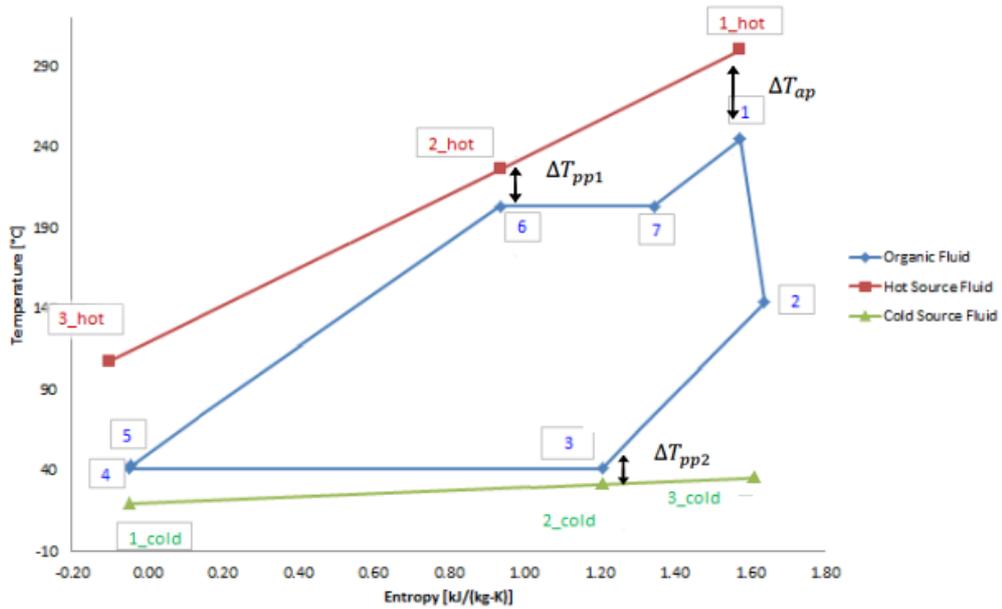


figure 3- 2 : Positions des points de pincement et point d'approche et les points d'état.

3.2.2 Procédure de calcul du cycle ORC

3.2.2.1 Calcul des paramètres thermodynamiques du cycle

a) Turbine (1-2)

En ayant la température de la source chaude (T_{1h}) et l'écart ΔT_{ap} , la température (T_1) de la vapeur surchauffée du fluide organique, à l'entrée de la turbine à vapeur (sortie du surchauffeur), est donnée par :

$$T_1 = T_{1h} - \Delta T_{ap} \quad 3.1$$

Comme la pression à l'entrée de la turbine est connue ($P_1 = P_{Evap}$), l'enthalpie (h_1) et l'entropie (s_1) spécifiques peuvent (généralement) être obtenues graphiquement ou à partir de fonctions (équations d'état ou corrélations). Dans notre cas, nous avons utilisé le logiciel EES, (voir annexe A) et qui permettent de remonter à n'importe quelle variable thermodynamique ($T, P, h, s \dots$ etc) à partir de deux variables thermodynamiques indépendantes seulement.

$$[h_1, s_1] = f(T_1, P_1) \quad 3.2$$

A la fin de la détente isentropique dans la turbine (point 2s) (Fig.3-3), la pression est connue ($P_2 = P_{Cond}$) ainsi que l'entropie ($s_{2s} = s_1$). Ayant ces deux grandeurs on peut calculer l'enthalpie au point 2s, telle que :

$$h_{2s} = f(P_2, s_{2s}) \quad 3.3$$

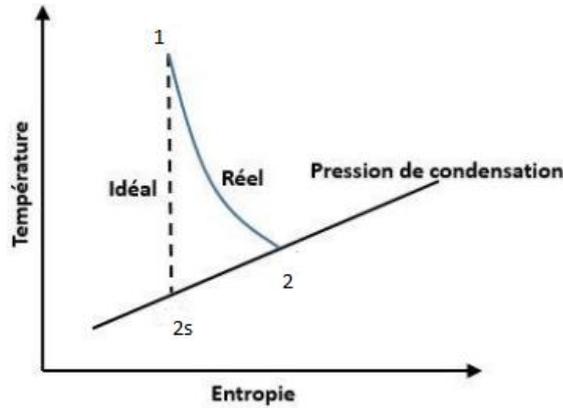


figure 3- 3 : Détente idéale (réversible) et réel irréversible dans la turbine

Au moyen du rendement isentropique de la détente η_{ist} :

$$\eta_{ist} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \quad 3.4$$

On obtient l'enthalpie à la sortie réelle (point 2) de la turbine, telle que :

$$h_2 = h_1 - \eta_{ist}(h_1 - h_{2s}) \quad 3.5$$

ayant h_2 et P_2 , la température et l'entropie à la sortie réelle de la turbine sont données par les fonctions du logiciel :

$$[T_2, s_2] = f(P_2, h_2) \quad 3.6$$

b) Condenseur (2-4)

Le fluide à la sortie du condenseur (point 4) est à l'état de liquide saturé. La pression est déjà donnée ($P_4 = P_{COND}$) et le taux de vapeur en ce point est $x = 0\%$. La température et l'enthalpie à la sortie du condenseur sont telles que :

$$[T_4, h_4, s_4] = f(P_4, x = 0) \quad 3.7$$

c) Pompe (4-5)

La pression à la sortie de la pompe (point 5) est connue car $P_5 = P_{Evap}$. Les paramètres en ce point se calculent de la même manière que ceux à la sortie de la turbine : c'est-à-dire, on considère une compression isentropique (4-5s) pour avoir l'enthalpie h_{5s} , telle que :

$$h_{5,s} = f(P_5 = P_{Evap}, s_{5s} = s_4) \quad 3.8$$

et à l'aide du rendement isentropique de la pompe η_{isp} , on obtient l'enthalpie réelle h_5 :

$$h_5 = h_4 + \frac{(h_{5,s} - h_4)}{\eta_{isp}} \quad 3.9$$

Si on souhaite avoir d'autres paramètres tels que T, s, ...etc. on utilise les fonctions du logiciel

$$[T_5, s_5, \dots] = f(P_5, h_5) \quad 3.10$$

d) Générateur de vapeur (5-1)

Le générateur de vapeur (Fig.3-1) est composé d'un économiseur, dont la sortie est le point (6) (liquide saturée à la pression P_{evap}), un évaporateur dont la sortie est le point (7) (vapeur saturée à P_{evap}) et un surchauffeur dont la sortie est le point (1) (entrée de la turbine déjà calculé). Donc, les paramètres thermodynamiques aux points (6) et (7)

sont tels que :

$$[T_6, h_6, s_6] = f(P_6 = P_{Evap}, x = 0) \quad 3.11$$

$$[T_7, h_7, s_6] = f(P_7 = P_{Evap}, x = 1) \quad 3.12$$

Ayant T_7 , la température de l'huile (T_{2h}) se calcule à partir de la température de pincement, telle que :

$$T_{2h} = T_7 + \Delta T_{PP1} \quad 3.13$$

3.2.2.2 Calcul des performances du cycle ORC

Le calcul des performances passe par l'établissement des bilans énergétiques (premier principe de la thermodynamique) pour les systèmes ouverts qui composent l'installation étudiée, à savoir : le générateur de vapeur, la turbine, le condenseur et enfin la pompe.

a) Puissance thermique du générateur de vapeur

Le bilan énergétique dans la section évaporateur + surchauffeur (Fig 3-2) permet de calculer le débit massique (\dot{m}) du fluide organique qui circule dans le cycle ORC, tel

$$\dot{m} \cdot (h_1 - h_6) = \dot{m}_h \cdot C_{p_h} (T_{1h} - T_{2h}) \quad 3.14$$

D'où

$$\dot{m} = \frac{\dot{m}_h \cdot C_{p_h} (T_{1h} - T_{2h})}{(h_1 - h_6)} \quad 3.15$$

que:

La puissance thermique apportée au cycle ORC au niveau du générateur de vapeur (Fig. 3-3) est donnée par la relation suivante :

$$\dot{Q}_{géné} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_5) = \dot{m}_h \cdot (h_{1h} - h_{3h}) \quad 3.16$$

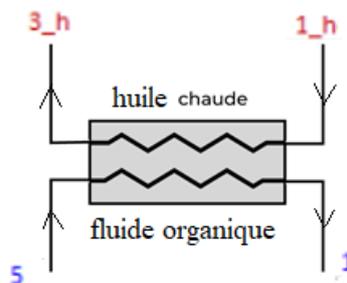


figure 3- 4 : Echange de chaleur dans le générateur de vapeur.

b) Puissance mécanique de la turbine

La puissance mécanique fournie par la turbine à vapeur est égale à :

$$\dot{W}_t = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) \quad 3.17$$

c) Puissance mécanique de la pompe

La puissance absorbée par la pompe est donnée par la relation :

$$\dot{W}_p = \dot{m} \cdot (h_5 - h_4) \quad 3.18$$

d) Puissance thermique du condenseur

La puissance thermique rejetée au niveau du condenseur est :

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m} \cdot (h_4 - h_2) \quad 3.19$$

e) Puissance mécanique du cycle ORC

La puissance mécanique (nette) du cycle ORC est la somme algébrique des puissances de la turbine et de la pompe :

$$\dot{W}_{ORC} = \dot{W}_t + \dot{W}_p = \dot{m} \cdot [(h_2 - h_1) + (h_5 - h_4)] \quad 3.20$$

f) Rendement thermique du cycle ORC

Le rendement thermique du système ORC est égal au rapport de la puissance utile du cycle sur la puissance dépensée :

$$\eta_{ORC} = \frac{|\dot{W}_{ORC}|}{\dot{Q}_{géné}} = \frac{|(h_2 - h_1) + (h_5 - h_4)|}{(h_1 - h_5)} \quad 3.21$$

g) Rendement thermique du cycle combiné TAG-ORC

Le rendement thermique du cycle combiné de Joule Brayton-Rankine (fonctionnant avec un fluide organique) est égal au rapport de la puissance utile totale délivrée par les deux cycles sur la puissance thermique dépensée au niveau de la chambre de combustion de la turbine à gaz (cycle Brayton) :

$$\eta_{Brayton-ORC} = \frac{|\dot{W}_{ORC} + \dot{W}_{Brayton}|}{\dot{Q}_{CC}} \quad 3.22$$

3.3 Calcul thermodynamique du cycle supercritique (SCO2) :

Dans cette partie nous allons modéliser le cycle supercritique à base de CO₂ (Fig.3.5). Ici, la source chaude est directement les gaz brûlés de la turbine à gaz.

3.3.1 Données et hypothèses du problème :

Les hypothèses :

- On négliger les pertes de pression de chaque côté des échangeurs de chaleur.
- On négliger la variation des énergies cinétique et potentielle
- Rendement isentropique de la turbine et de la pompe sont fixés

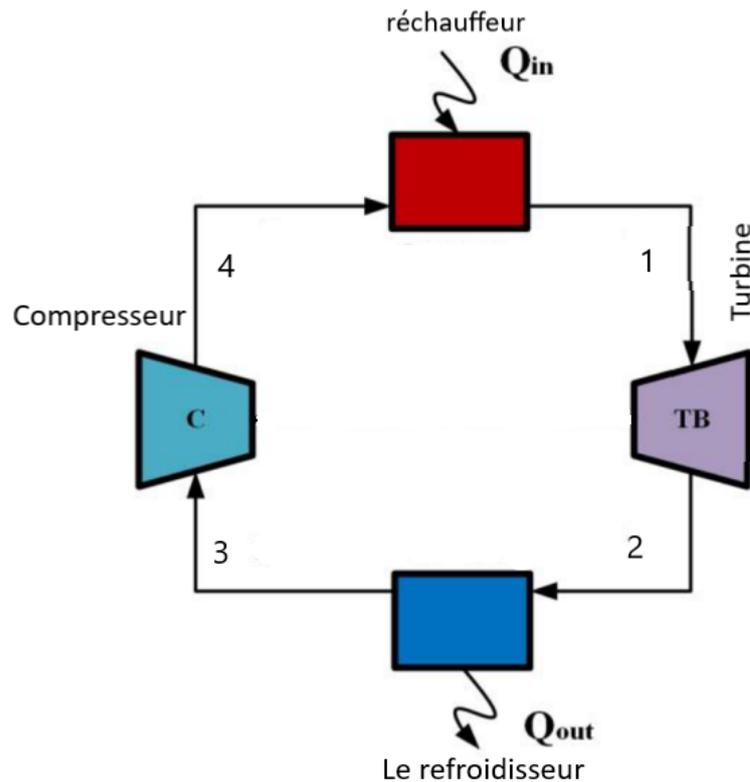


figure 3- 5 : schéma du cycle ORC supercritique (SCO2) proposé

Les données nécessaires à notre calcul sont regroupées en ces quelques points :

- Température des gas brûlés T_{1gb} , T_{2gb}
- Débit massique des gas brûlés \dot{m}_{gb}
- Chaleur spécifique des gas brûlés C_p
- La pression à l'entrée du condenseur P_2 , elle doit être supérieur à la pression critique du CO2

- La température à la sortie du condenseur T_3 , elle doit être proche au point critique
- Température d'approche ΔT_{ap} , qui est l'écart de température entre le fluide organique et la source chaude (T_{1gb}), à la sortie de l'évaporateur.
- Rapport des pressions λ
- Rendement isentropique de la turbine η_{ist}
- Rendement isentropique de la pompe η_{isp}
- La puissance thermique de la chambre de combustion de la turbine à gaz \dot{Q}_{CC}
- La puissance mécanique du turbin à gas \dot{W}_{TAG}

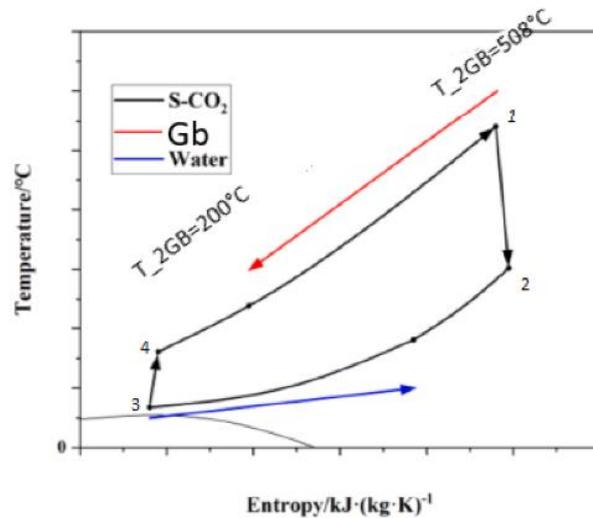


figure 3- 6 : Diagramme T-S avec les positions des points d'états

3.3.2 Procédure de calcul du cycle ORC supercritique (sCO2) :

3.3.2.1 Calcul des paramètres thermodynamiques du cycle

e) Turbine (1-2)

En ayant la température de la source chaude (T_{1gb}) et l'écart ΔT_{ap} , la température (T_1) de la vapeur surchauffée du fluide organique, à l'entrée de la turbine à vapeur (sortie du surchauffeur), est donnée par (voir annexe B) :

$$T_1 = T_{1gb} - \Delta T_{ap} \quad 3.23$$

La pression à l'entrée de la turbine (P_1) est calculer par l'équation ($P_1 = \lambda \cdot P_2$), l'enthalpie (h_1) et l'entropie (s_1) spécifiques peuvent (généralement) être obtenues graphiquement ou à partir de fonctions (équations d'état ou corrélations). Dans notre cas, nous avons utilisé des

fonctions incorporées dans un logiciel EES, (voir annexe B) et qui permettent de remonter à n'importe quelle variable thermodynamique ($T, P, h, s \dots etc$) à partir de deux variables thermodynamiques indépendantes seulement.

$$[h_1, s_1] = f(T_1, P_1) \quad 3.24$$

A la fin de la détente isentropique dans la turbine (point 2s) (Fig.3.3), la pression est connue (P_2) ainsi que l'entropie ($s_{2s} = s_1$). Ayant ces deux grandeurs, on peut calculer l'enthalpie au point 2s, telle que :

$$h_{2s} = f(P_2, s_{2s}) \quad 3.25$$

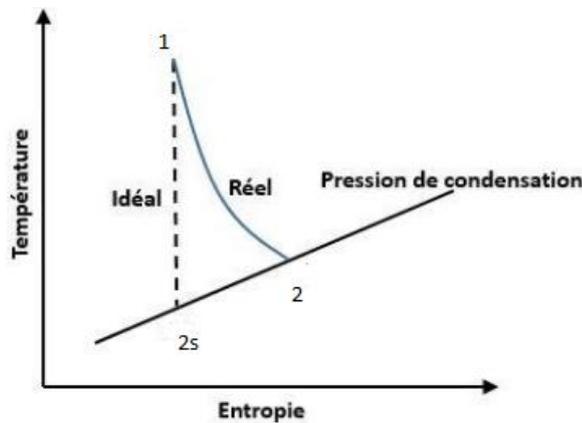


figure 3- 7 : Détente idéale (réversible) et réel irréversible dans la turbine

Au moyen du rendement isentropique de la détente η_{ist} :

$$\eta_{ist} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \quad 3.26$$

On obtient l'enthalpie à la sortie réelle (point 2) de la turbine, telle que :

$$h_2 = h_1 - \eta_{ist}(h_1 - h_{2s}) \quad 3.27$$

Ayant h_2 et P_2 , la température et l'entropie à la sortie réelle de la turbine sont données par les fonctions du logiciel :

$$[T_2, s_2] = f(P_2, h_2) \quad 3.28$$

f) Condenseur (2-3)

À la sortie du condenseur (point 3), la pression (P_3) et la température (T_3) est déjà donnée ($P_3 = P_2$), l'enthalpie (h_3) et l'entropie (s_3) peuvent être obtenues à partir du logiciel EES :

$$[h_3, s_3] = f(P_3, T_3) \quad 3.29$$

g) Compresseur (3-4)

La pression à la sortie de la compresseur (point 5) est connue car $P_4 = P_1$. Les paramètres en ce point se calculent de la même manière que ceux à la sortie de la turbine : c'est-à-dire, on considère une compression isentropique (3-4s) pour avoir l'enthalpie h_{4s} , telle que :

$$h_{4,s} = f(P_4, s_{4s} = s_3) \quad 3.30$$

Et à l'aide du rendement isentropique du compresseur η_{isc} , on obtient l'enthalpie réelle h_4 :

$$h_4 = h_3 + \frac{(h_{4,s} - h_3)}{\eta_{isc}} \quad 3.31$$

Si on souhaite avoir d'autres paramètres tels que T, s, ...etc. on utilise les fonctions du logiciel

$$[T_4, s_4] = f(P_4, h_4) \quad 3.32$$

3.3.2.2 Calcul des performances du cycle SCO2:

Le calcul des performances passe par l'établissement des bilans énergétiques (premier principe de la thermodynamique) pour les systèmes ouverts qui composent l'installation étudiée, à savoir : le générateur de vapeur, la turbine, le condenseur et enfin le compresseur.

a) Puissance thermique du réchauffeur :

Le bilan énergétique dans la section évaporateur + surchauffeur permet de calculer le débit massique (\dot{m}) du fluide organique qui circule dans le cycle SCO2, tel que:

$$\dot{m}_{co2}(h_1 - h_4) = \dot{m}_{gb} \cdot C_p (T_{1gb} - T_{2gb}) \quad 3.33$$

D'où

La puissance thermique apportée au cycle ORC au niveau du générateur de vapeur est donnée par la relation suivante :

$$\dot{Q}_{gén\acute{e}} = \dot{m}_{co2} \cdot (h_1 - h_4) \quad 3.34$$

b) Puissance mécanique de la turbine :

La puissance mécanique fournie par la turbine à vapeur est égale à :

$$\dot{W}_t = \dot{m}_{co2} \cdot (h_2 - h_1) \quad 3.35$$

c) Puissance mécanique de le compresseur :

La puissance absorbée par le compresseur est donnée par la relation :

$$\dot{W}_c = \dot{m}_{CO_2} \cdot (h_4 - h_3) \quad 3.36$$

d) Puissance mécanique de Refroidisseur:

La puissance absorbée par le Refroidisseur est donnée par la relation :

$$\dot{W}_c = \dot{m}_{CO_2} \cdot (h_3 - h_2)$$

e) Puissance mécanique du cycle SCO2 :

La puissance mécanique (nette) du cycle ORC est la somme algébrique des puissances de la turbine et de la pompe :

$$\dot{W}_{SCO_2} = \dot{W}_t + \dot{W}_c = \dot{m} \cdot [(h_2 - h_1) + (h_4 - h_3)] \quad 3.37$$

f) Rendement thermique du cycle SCO2 :

Le rendement thermique du système SCO2 est égal au rapport de la puissance utile du cycle sur la puissance dépensée :

$$\eta_{SCO_2} = \frac{|\dot{W}_{SCO_2}|}{\dot{Q}_{géné}} = \frac{|(h_2 - h_1) + (h_4 - h_3)|}{(h_1 - h_5)} \quad 3.38$$

g) Rendement thermique du cycle TAG :

$$\eta_{TAG} = \frac{|\dot{W}_{TAG}|}{\dot{Q}_{TAG}} \quad 3.39$$

h) Rendement thermique du cycle combiné TAG-SCO2 :

$$\eta_{globale} = \frac{|\dot{W}_{SCO2} + \dot{W}_{TAG}|}{\dot{Q}_{TAG}} \quad 3.40$$

3.4 Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons présenté le modèle mathématique, basé sur des bilans énergétiques, permettant l'analyse et l'évaluation des performances thermodynamique d'un cycle ORC et SCO2

Chapitre 4 : RESULTATS ET INTERPRETATIONS

4.1 Introduction

Dans ce chapitre nous présentons les résultats du calcul thermodynamique du cycle organique de Rankine (ORC) et du cycle supercritique de CO₂, fait avec le logiciel EES. Nous analysons aussi l'influence de certaines grandeurs thermodynamiques sur les performances des cycles ORC et SCO₂.

4.2 Résultats du cycle ORC

Rappelons que dans le cycle ORC, les gaz brûlés à la sortie de la turbine à gaz vont chauffer l'huile thermique qui apporte de la chaleur (source chaude) au cycle ORC au niveau du générateur de vapeur. Les données relatives à notre problème sont regroupées dans le tableau.

Tableau 4- 1 : Données relatives au cycle organique de Rankine

Boucle d'huile thermique	
Température	$T_{1hot} = 430^{\circ}C$
Débit massique	$\dot{m}_{hot} = 57 \text{ Kg/s}$
Pression	$P_{1hot} = 5 \text{ bar}$
Boucle fluide organique (Cycle ORC)	
Débit massique	$\dot{m}_f = 40.94 \text{ Kg/s}$
Pression d'évaporation	$P_{EVA} = 20\text{bar}$
Pression de condensation	$P_{COND} = 0.8 \text{ bar}$
Température de pincement	$\Delta T_{pp1} = 10^{\circ}C$
Température d'approche	$\Delta T_{ap} = 20^{\circ}C$
Rendement isentropique de la turbine	$\eta_{ist} = 85\%$
Rendement isentropique de la pompe	$\eta_{isp} = 80\%$

Tableau 4- 2 : Données relatives à la turbine à gaz (TAG)

Puissance thermique du cycle TAG	$Qc_{TAG} = 97,32 \text{ MW}$
Puissance mécanique du cycle TAG	$W_{TAG} = 24,48 \text{ MW}$
Chaleur spécifique	$C_p = 1.5 \text{ kJ/kg-K}$
Température à l'entrée des Gaz brûlés	$T_{e_{TAG}} = 508^\circ\text{C}$
Température à la sortie des Gaz brûlés	$T_{s_{TAG}} = 200^\circ\text{C}$

Les premiers résultats obtenus concernant le cycle ORC sont regroupés dans le tableau (4.3) et le tableau (4.4)

Tableau 4- 3: Paramètres thermodynamiques du cycle ORC

	Point	T(°C)	P(bar)	Enthalpie (kJ/kg)	Débit fluide organique (kg/s)	Puissance (MW)
Turbine	1	330	20	729.2	40.94	3.748
	2s	238.6	0.8	578.6		
	2	250.4	0.8	601.2		
Condenseur	2	250.4	0.8	601.2		18.086
	3	102.4	0.8	350.1		
	4	102.4	0.8	-16.57		
Pompe	4	102.4	0.8	-16.57		0.089
	5s	103	20	-14.13		
	5	103.3	20	-13.52		
Générateur vapeur	5	103.3	20	-13.52		21.745
	6	263	20	356		
	7	263	20	571.1		
	1	330	20	729.2		

Tableau 4- 4 : Performances énergétique du cycle ORC et du cycle combiné TAG-ORC

Puissance du cycle ORC (MW)	Puissance cycle combiné TAG-ORC (MW)	Rendement Cycle ORC	Rendement Cycle TAG	Rendement cycle combine TAG-ORC
3.66	28.14	16.81%	25.15%	28.91%

4.3 Etude paramétrique du cycle ORC

Dans cette partie nous allons effectuer une étude paramétrique pour montrer l'effet de quelques paramètres de fonctionnement du cycle ORC sur ses performances énergétiques.

4.3.1 Effet de la température à l'entrée de la turbine (T1) :

La figure (4.1) illustre la variation de la puissance du cycle en fonction de la température à l'entrée de la turbine T1 pour différentes valeurs de Pevap (10bar, 20bar, 30bar). On remarque que la puissance du cycle augmente rapidement avec la température T1.

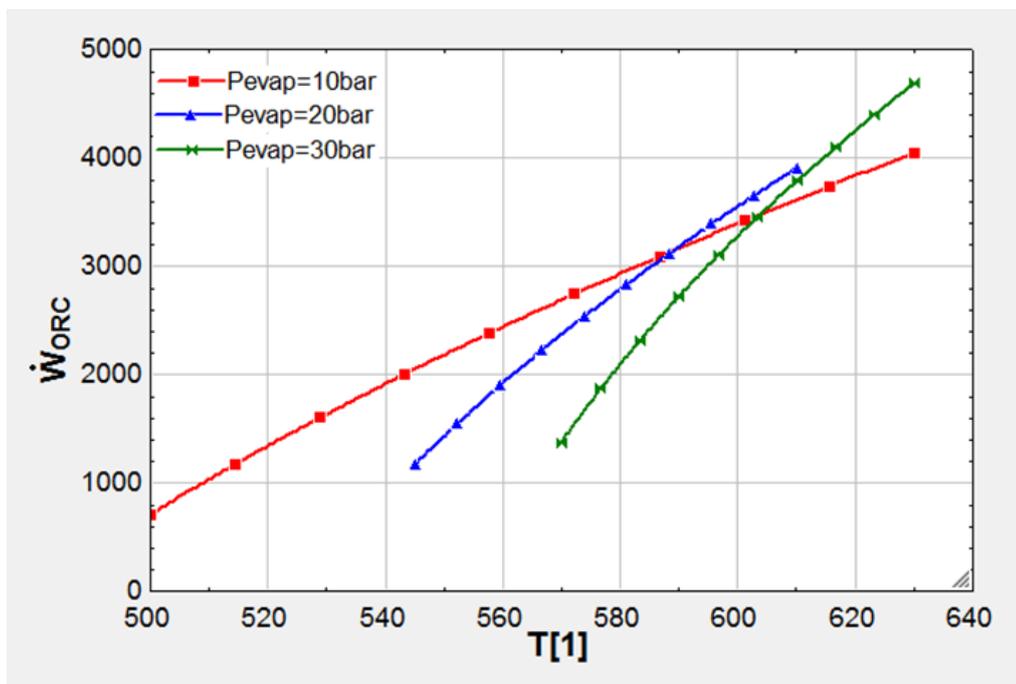


Figure 4-1: Variation de la Puissance du cycle ORC en fonction de la température T1 à l'entrée de la turbine

On remarque également que l'augmentation de T_1 engendre une augmentation de la puissance du générateur de vapeur, tel que présenté sur la figure (4.2).

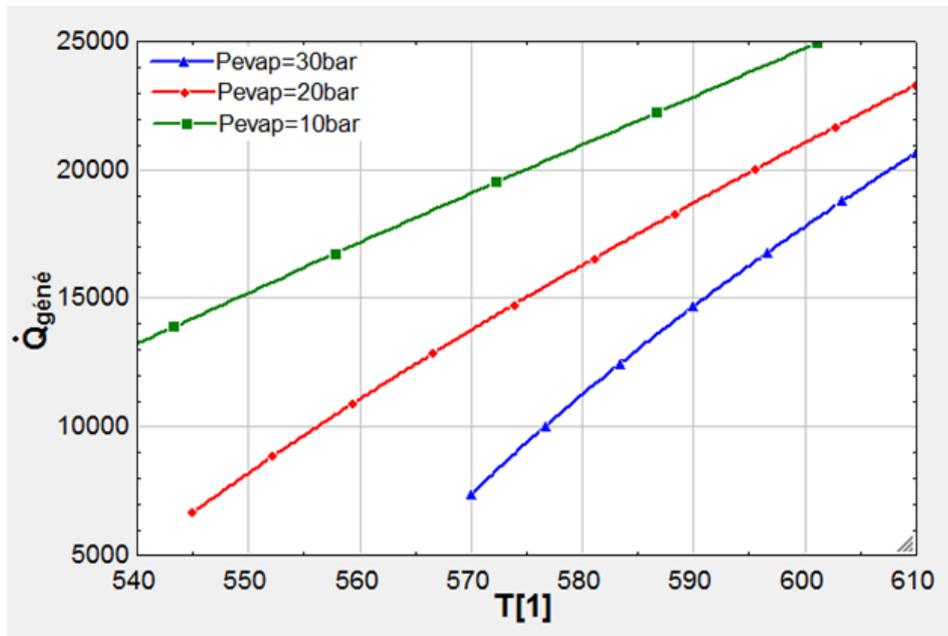


Figure 4-2 : Variation de la puissance du générateur de vapeur en fonction de la température (T_1) à l'entrée de la turbine

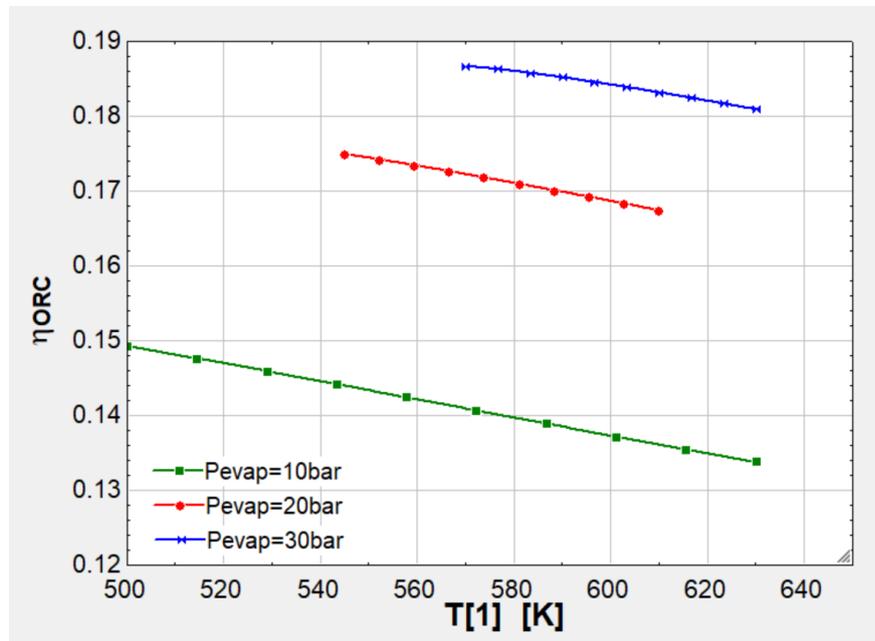


figure 4- 3 : Variation du rendement thermique du cycle ORC en fonction de la température (T_1) à l'entrée de la turbine

4.3.2 Effet de la pression d'évaporation (P_{eva})

L'évolution de la puissance du cycle est illustrée dans la figure (4.4) en fonction de la pression d'évaporation (à l'entrée de la turbine à vapeur) et pour une température de fluide de travail à l'entrée de la turbine $T_1 = 583\text{K}$, 593K et 603K . Cette puissance augmente dans chaque situation avec l'augmentation de P_{eva} , atteint une valeur maximale, puis diminue au-delà de cette valeur.

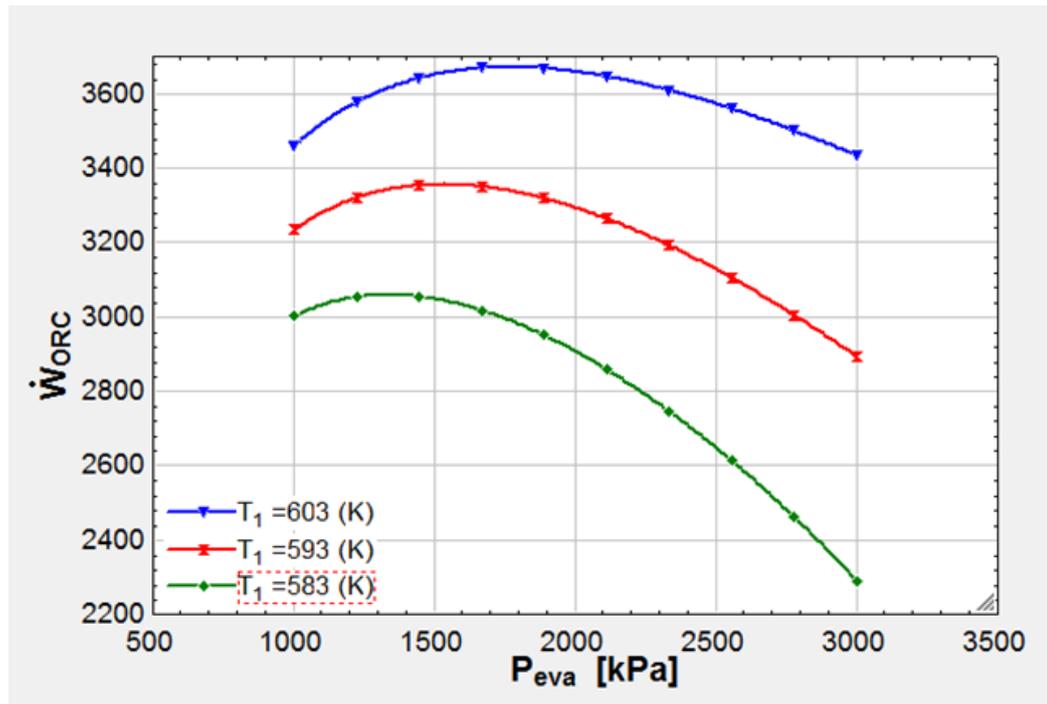


Figure 4-4 : Variation de la puissance du cycle ORC en fonction de la pression de d'évaporation

L'effet de P_{eva} sur l'apport de chaleur dans le cycle ORC est illustré par la figure (4.5), où l'on peut voir que la puissance du générateur de vapeur diminue avec l'augmentation de la pression d'évaporation (pour une température T_1 donnée). Ceci s'explique par le fait que si P_{eva} augmente et que T_1 est maintenue constante, l'enthalpie à la sortie du générateur (h_1) diminue (car le point (1) a tendance à sortir de la zone de surchauffe et se rapprocher de la zone de saturation), ce qui diminue la puissance du générateur de vapeur.

Pour ce qui est du rendement thermique du cycle, la figure (4.6) montre que celui-ci augmente avec l'augmentation de la pression d'évaporation. Ce qui semble évident en raison de la diminution (essentiellement) de la puissance du générateur de vapeur.

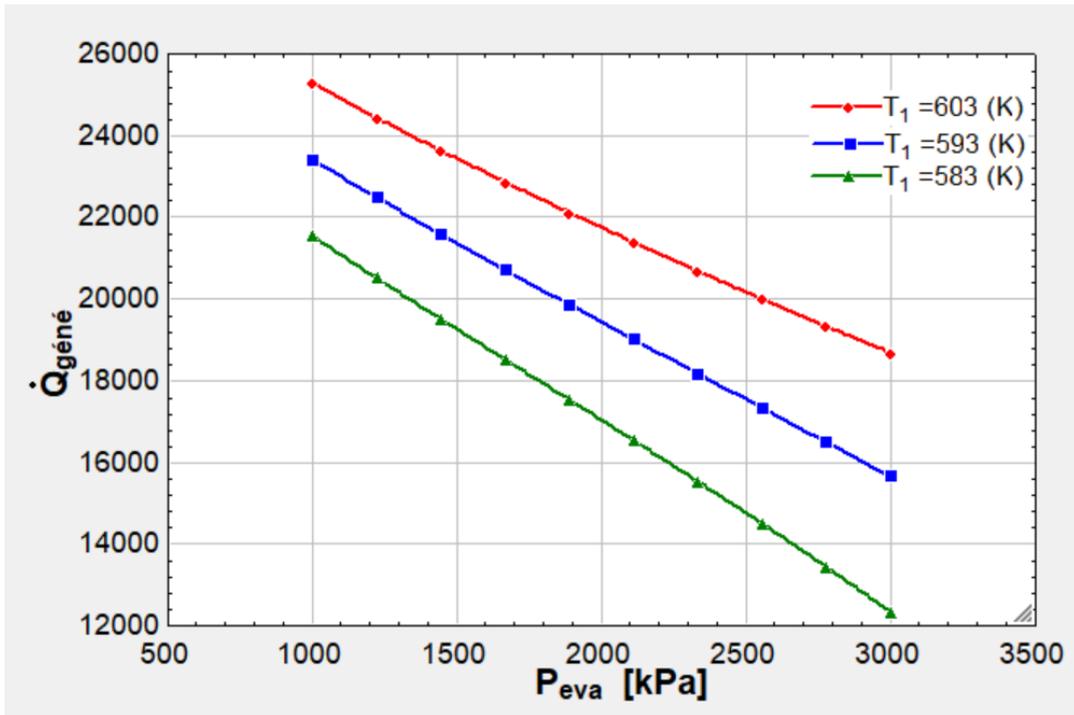


Figure 4-5 : Puissance du générateur de vapeur en fonction de la pression de d'évaporation

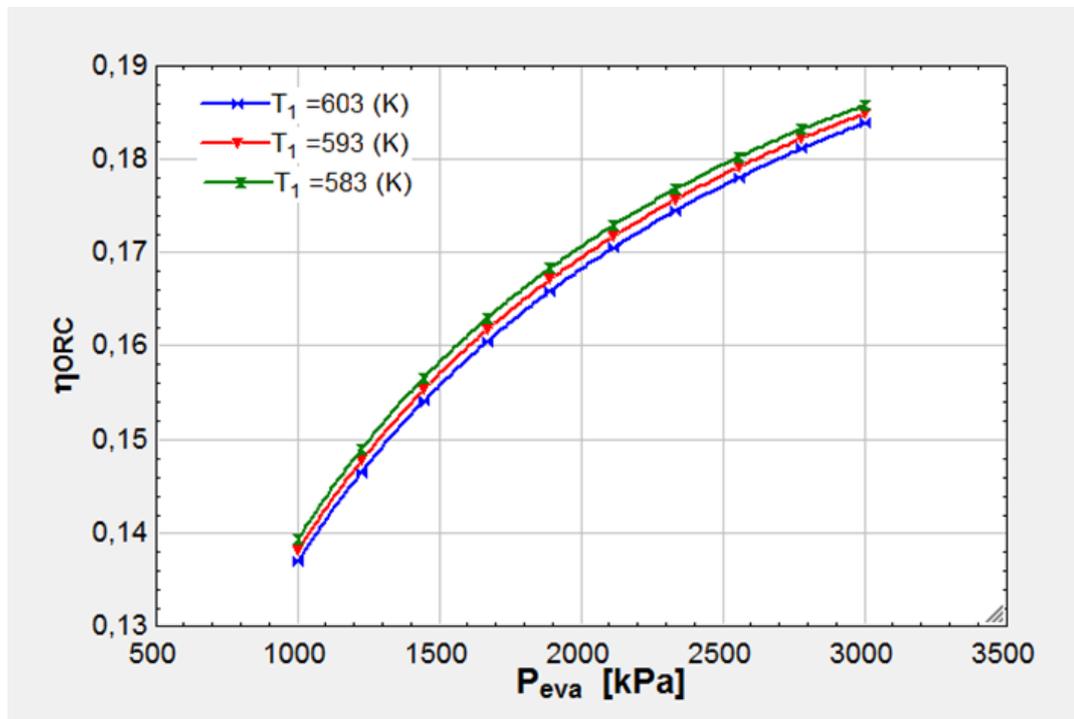


Figure 4-6 : Variation du rendement thermique du cycle ORC en fonction de la pression de d'évaporation

4.3.3 Effet de la pression de condensation (P_{cond})

D'après les figures (4.7) et (4.8), la puissance du cycle et le rendement diminuent rapidement lorsque la pression de condensation P_{cond} augmente (c'est également la pression à la sortie de la turbine). Ceci peut s'expliquer par le fait que lorsque P_{cond} augmente, l'enthalpie à la sortie de la turbine augmente, ce qui diminue la chute d'enthalpie aux bornes de cet équipement et par conséquent le travail du cycle. Pour cette raison il est recommandé de maintenir P_{cond} le plus bas possible.

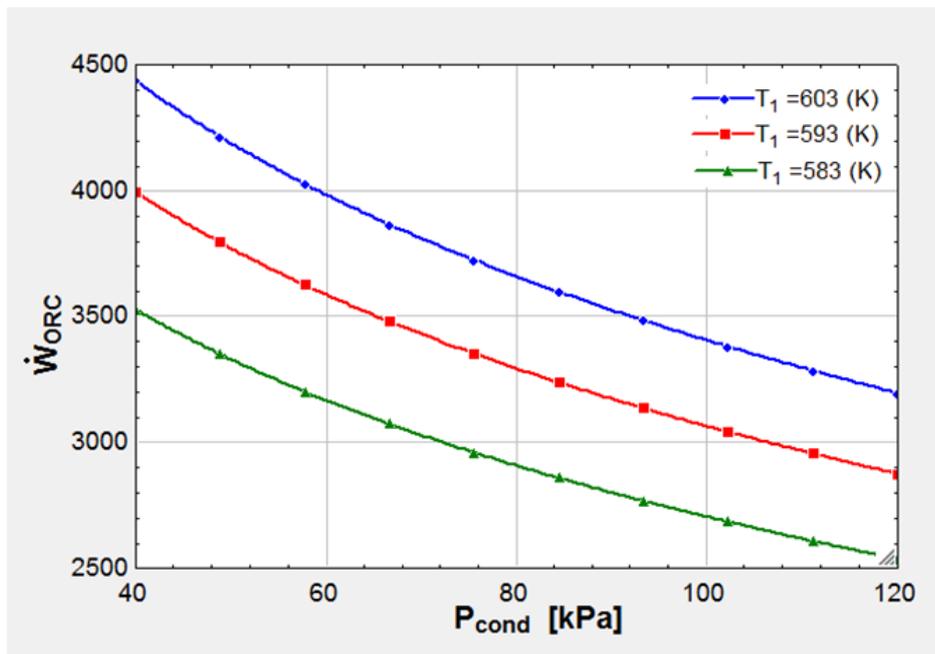


Figure 4-7 : Variation de la puissance du cycle ORC en fonction de la pression de condensation

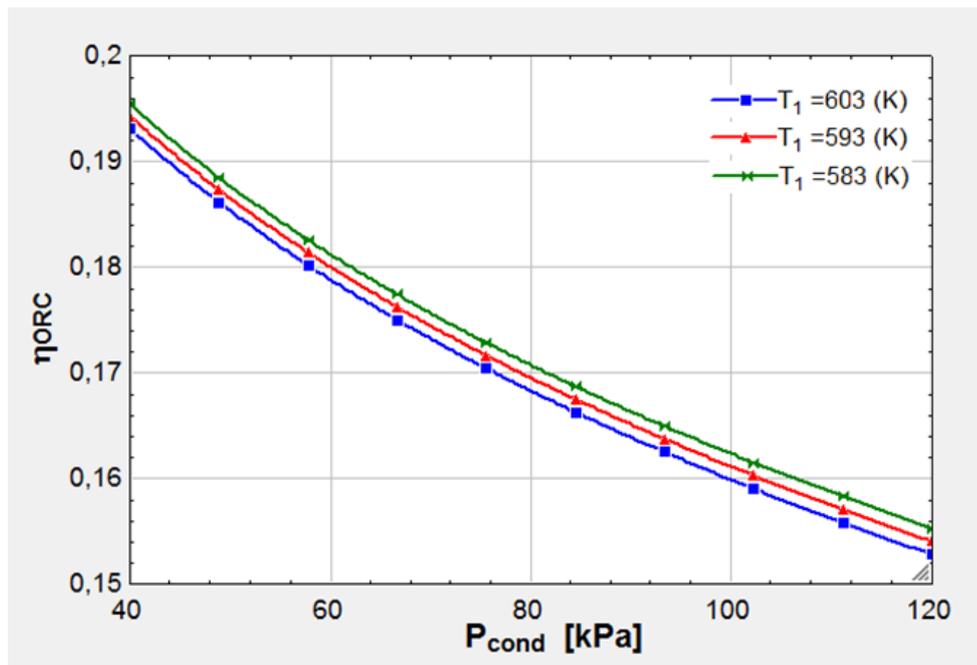


Figure 4-8 : Variation du rendement du cycle ORC en fonction de la pression de condensation

4.3.4 Effet du débit de l'huile thermique

La figure (4.9) montre comment la puissance du cycle varie en fonction du débit de l'huile thermique pour diverses valeurs de T_1 (583 K, 593 K et 603 K). Il est observé que la puissance du cycle augmente rapidement (et de manière linéaire) avec le débit de l'huile thermique.

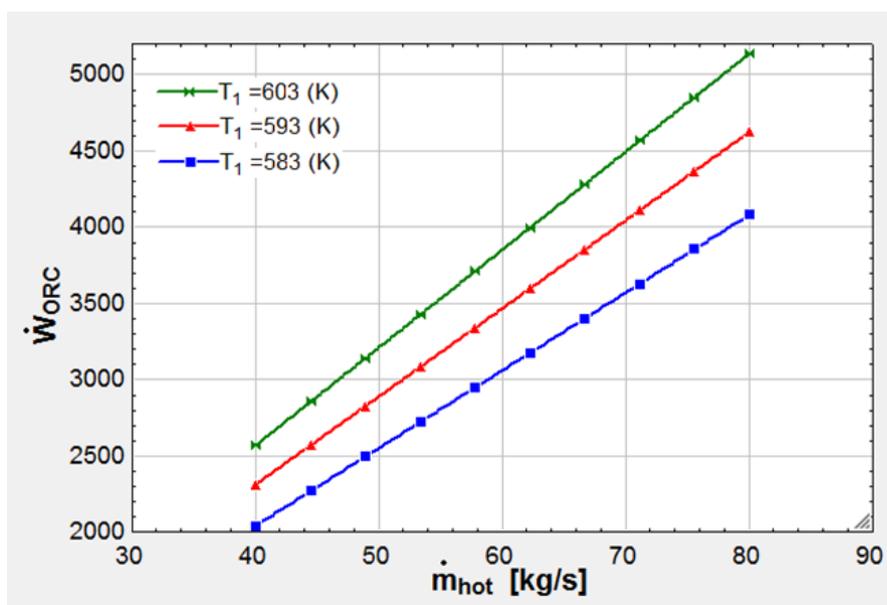


Figure 4-9 : Variation de la puissance du cycle en fonction du débit de l'huile thermique

La figure (4.10) montre comment la puissance du réchauffeur varie en fonction du débit de l'huile thermique. Il est observé que la puissance du réchauffeur augmente rapidement (et de manière linéaire) avec le débit de l'huile thermique.

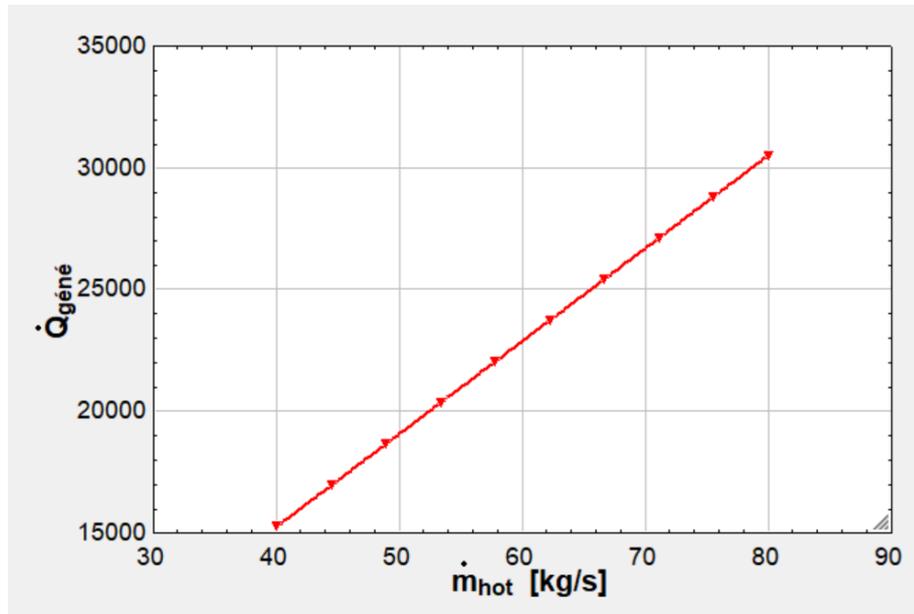


Figure 4.10: Variation de la puissance du réchauffeur en fonction du débit de l'huile thermique

L'évolution du rendement du cycle est illustrée dans la figure (4.11) en fonction du débit de l'huile thermique. Ce rendement reste constant avec la variation du débit.

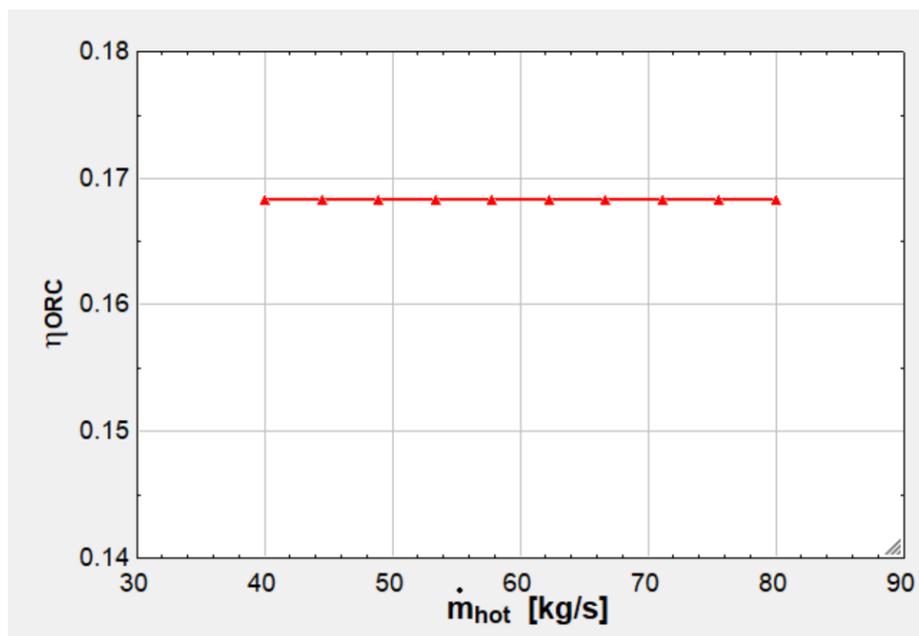


Figure 4-11 : Variation du rendement thermique du cycle ORC en fonction du débit de l'huile thermique

4.4 Résultats du cycle supercritique CO2

Contrairement au cycle ORC, le cycle supercritique de CO2 n'a pas besoin d'une huile thermique (comme boucle intermédiaire) pour récupérer la chaleur des gaz brûlés. Les données du problème dans ce cas sont regroupés dans les tableaux suivants :

Tableau 4- 5 : Les données relatives au cycle supercritique SCO2

Gaz brûlés	
Température	$T_{1GB} = 508^{\circ}C$ $T_{2GB} = 200^{\circ}C$
Débit massique	$\dot{m}_{GB} = 92 \text{ Kg/s}$
Chaleur spécifique des gaz brûlés	$Cp_{GB} = 1.5 \text{ kJ/kg-K}$
Puissance thermique de la chambre de combustion de la TAG	$\dot{Q}_{TAG} = 97.32 \text{ MW}$
Puissance du cycle	$\dot{W}_{TAG} = 24.48 \text{ MW}$
Cycle supercritique SCO2	
Pression à l'entrée du compresseur	$P_3 = 75\text{bar}$
Température à l'entrée du compresseur	$T_3 = 40^{\circ}C$
Température d'approche	$\Delta T_{ap} = 20^{\circ}C$
Rapport de pression (P_4/P_3)	$\lambda = 3$
Rendement isentropique de la turbine	$\eta_{ist} = 85\%$
Rendement isentropique du compresseur	$\eta_{isc} = 80\%$

Les premiers résultats obtenus concernant le cycle supercritique SCO2 sont regroupés dans le tableau (4.6) et le tableau (4.7)

Tableau 4- 6 : Paramètres thermodynamiques du cycle supercritique SCO2

	Point	T(°C)	P(bar)	Enthalpie (kJ/kg)	Débit CO2 (kg/s)	Puissance (MW)
Turbine	1	488	225	449.3	88.06	10.79
	2s	351.3	75	305.2		
	2	370.2	75	326.8		
Refroidisseur	2	370.2	75	326.8		36.51
	3	40	75	-87.86		
Compresseur	3	40	75	-87.86		4.80
	4s	122.9	225	-44.24		
	4	128.5	225	-33.33		
Réchauffeur	4	128.5	225	-33.33		42.50
	1	488	225	449.3		

Tableau 4- 7 : Performances énergétique du cycle SCO2 et du cycle combiné TAG-SCO2

Puissance du cycle SCO2 (MW)	Puissance cycle combiné TAG-SCO2 (MW)	Rendement Cycle SCO2	Rendement Cycle TAG	Rendement cycle combine TAG-SCO2
5.998	30.468	14.09%	25.15%	31.31%

4.5 Etude paramétrique du cycle supercritique SCO2

Dans cette partie nous allons effectuer une étude paramétrique pour montrer l'impact de quelques paramètres de fonctionnement du cycle SCO2 sur ses performances énergétiques.

4.5.1 Effet de la température à l'entrée de la turbine (T1)

Les figures (4-12) et (4-13) présentent les courbes d'évolution de la puissance nette et le rendement du cycle en fonction de la température (T1) à l'entrée de la turbine. On remarque que la puissance augmente avec l'augmentation de T1, de façon quasi-linéaire. Par rapport au rendement qui augmente rapidement avec l'augmentation de T1.

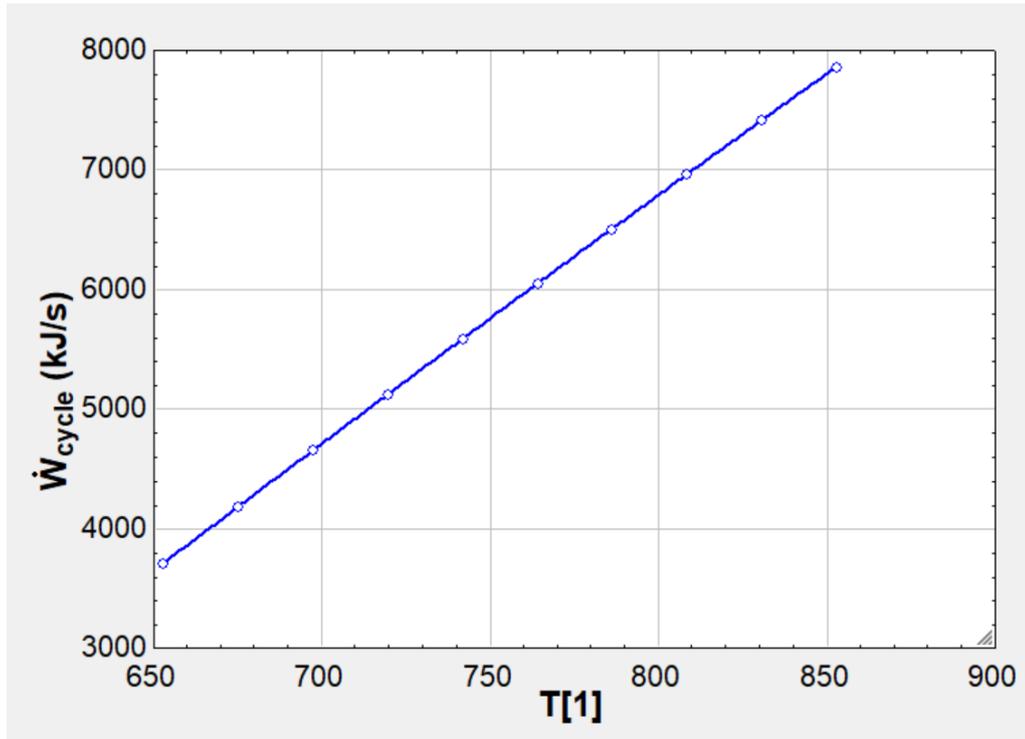


Figure 4-12 : Variation de la Puissance du cycle **SCO2** en fonction de la température (T_1) à l'entrée de la turbine

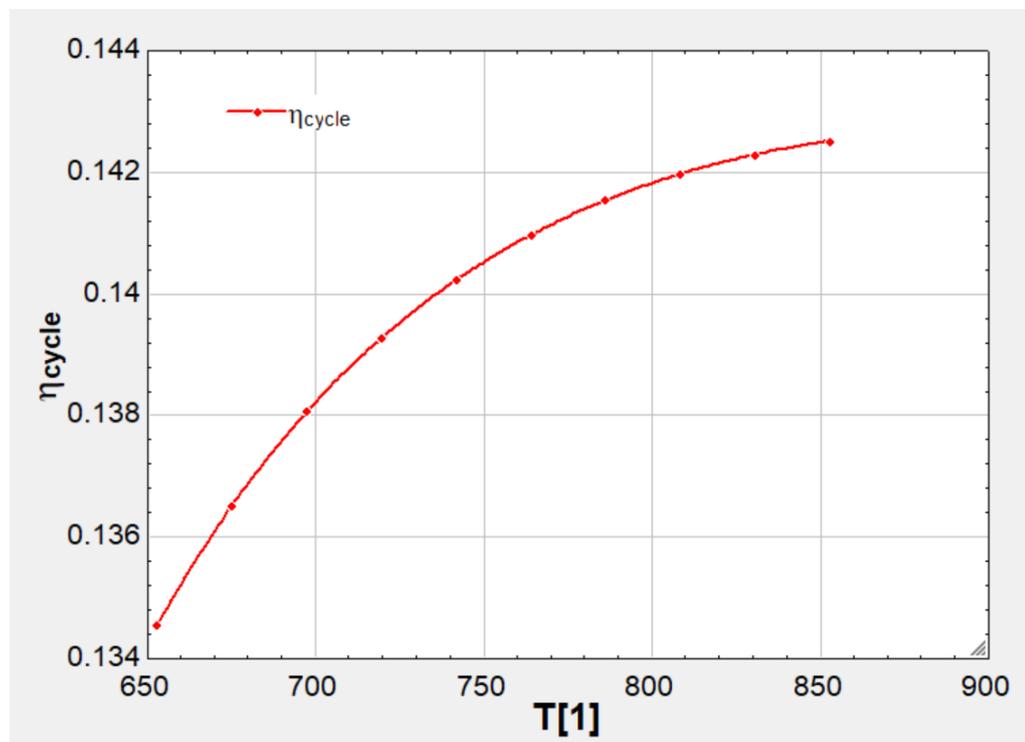


figure 4- 13 : Variation du rendement thermique du cycle **SCO2** en fonction de la température (T_1) à l'entrée de la turbine

4.5.2 Effet de la température à l'entrée du compresseur (T3)

Les figures (4-14) et (4-15) présentent les courbes d'évolution de la puissance nette et le rendement du cycle en fonction de la température (T3) à l'entrée du compresseur. On remarque que la puissance et le rendement diminuent avec l'augmentation de T3, de façon quasi-linéaire.

Il est donc souhaitable d'avoir une température T3 de CO2 à l'entrée du compresseur la plus proche possible du point critique .

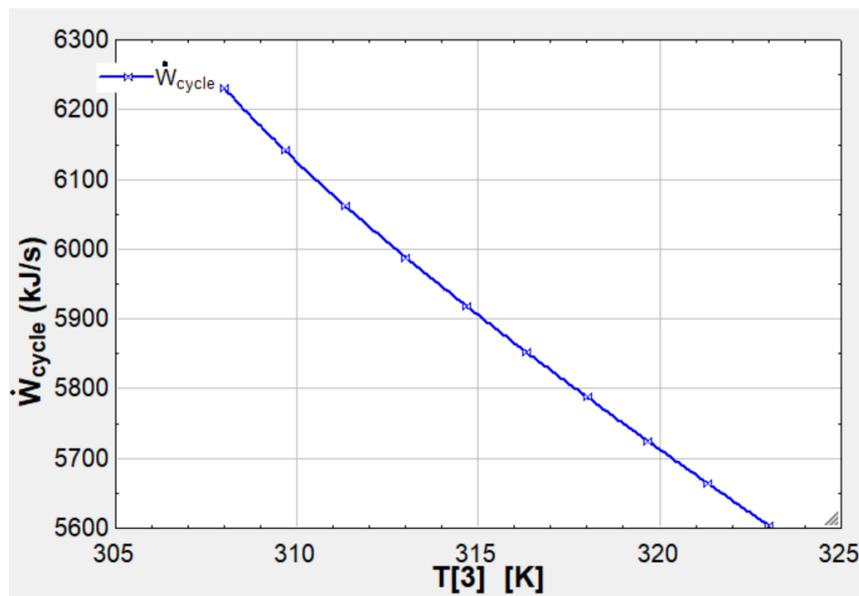


Figure 4-14 : Variation de la Puissance du cycle **SCO2** en fonction de la température T3 à l'entrée du compresseur

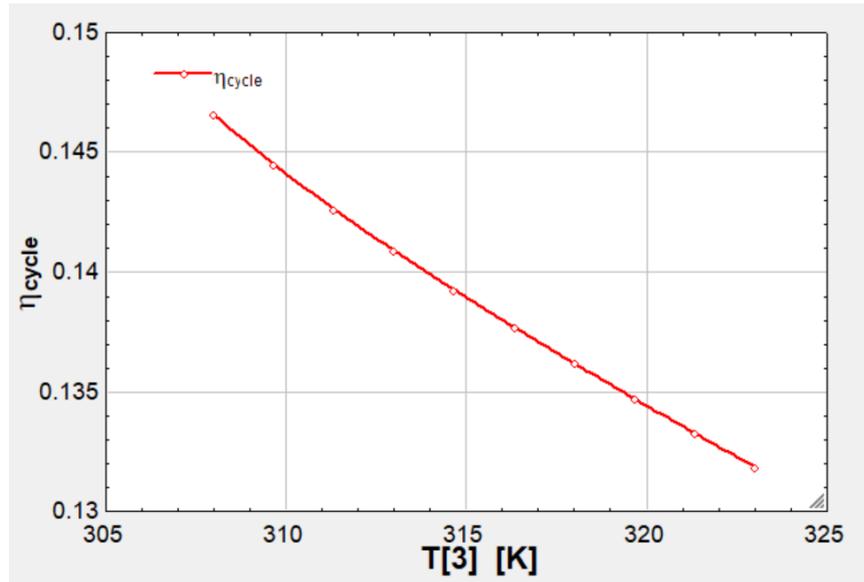


Figure 4.15 : Variation du rendement du cycle **SCO2** en fonction de la température T_3 à l'entrée du compresseur

4.5.3 Effet du rapport de pression (λ)

L'évolution de la puissance et du rendement du cycle, en fonction du rapport de pression est illustrée dans les figures (4-16) et (4-17). On remarque que ces deux grandeurs s'accroissent lorsque λ augmente. Mais comme l'ensemble du cycle évolue dans une zone supercritique, toute augmentation du rapport λ entrainerait des pressions trop importantes à la sortie du compresseur. En raison de ces fortes pressions exercées, les équipements subiront des contraintes importantes, ce qui les fragilise et augmente le risque de défaillance. Par conséquent, il est impératif qu'ils soient conçus et fabriqués avec des matériaux et des techniques de construction de très haute résistance afin de garantir leur durabilité et leur fiabilité

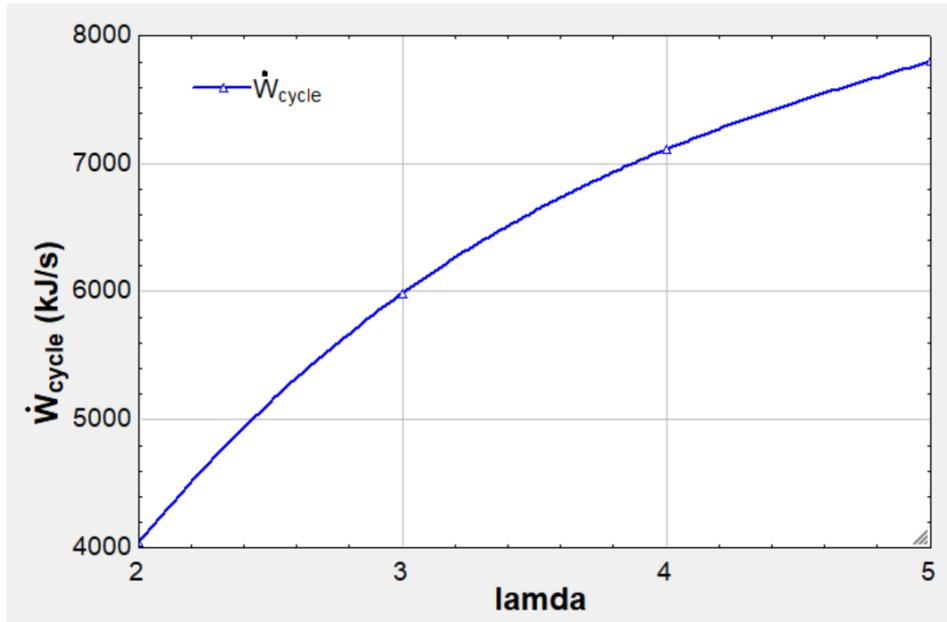


Figure 4-16 : Variation de la Puissance du cycle SCO2 en fonction du rapport de pression

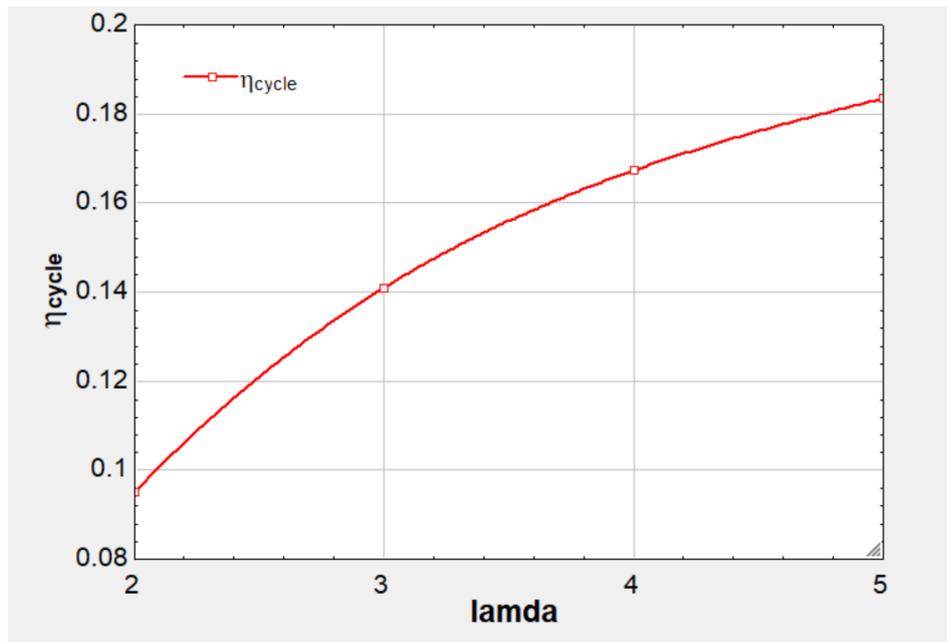


Figure 4-17 : Variation du rendement thermique du cycle SCO2 en fonction du rapport de pression

4.6 Conclusion :

Nous avons présenté, dans ce chapitre, les résultats de l'étude des performances thermodynamiques de deux systèmes pour valoriser les rejets thermiques industriels, à savoir un cycle organique de Rankine ORC et un cycle supercritique SCO₂.

Les résultats montrent que le cycle supercritique SCO₂, combiné à une turbine à gaz (TAG-SCO₂), a un rendement thermodynamique globale de 31.31% et fournit une puissance (supplémentaire) de 5.99 MW, plus importante que celle du cycle combiné TAG-ORC (3.66 MW) dont le rendement est de 28.91%.

L'étude paramétrique a permis de montrer que pour augmenter la puissance du cycle ORC, il faut augmenter la température du fluide organique à l'entrée de la turbine, réduire sa pression de condensation ou augmenter de débit de l'huile thermique. Concernant le cycle supercritique, il faut réduire la température de CO₂ à l'entrée du compresseur ou augmenter la température à l'entrée de la turbine et le rapport de pression.

CONCLUSIONS GÉNÉRALES ET PERSPECTIVES

Conclusion générale

Dans notre travail, nous avons étudié deux cycles thermodynamiques (cycle organique de Rankine et celui supercritique SCO₂) en vue de les combiner à une turbine à gaz pour valoriser les rejets thermiques (gaz brûlés) qu'elle déverse dans l'environnement. Une analyse comparative des performances énergétiques de deux systèmes a été menée à l'aide du logiciel EES (Engineering Equation Solver).

En comparant les performances énergétiques par une variation des paramètres (température, pression, débit) dans chaque système, on conclut que :

- Les cycles sont plus performants avec CO₂ supercritique comme fluide de travail dans une large gamme de températures de fonctionnement.
- Le cycle supercritique S-CO₂ a des composants de taille beaucoup plus petite et une disposition de cycle plus simple par rapport au cycle Rankine à vapeur actuellement considéré, étant donné l'absence de la boucle de l'huile thermique dans ce cas.
- Les équipements du cycle supercritique sont soumis à de hautes pressions ce qui risque de fragiliser leurs structures et réduire leur durée de vie.
- Rendement thermique du cycle combiné TAG-SCO₂ plus élevé que celui du cycle combiné TAG-ORC.

Perceptives

Les développements futurs de ce travail peuvent être résumés comme suit :

- Élargir l'étude à des fluides de travail mixtes, tels qu'un mélange binaire de benzène-toluène, qui peut garantir une meilleure transition thermique, afin de déterminer les fluides de travail les plus adaptés ;
- Faire une étude technicoéconomique des deux systèmes considérés
- Procéder au dimensionnement des équipements des deux cycles étudiés
- Effectuer une analyse exergétique des cycles en question afin d'améliorer leurs performances.
- Prendre en compte d'autres paramètres tels que la température de pincement, les températures d'approche, le débit des gaz brûlés et les rendements isentropiques pour compléter l'étude paramétrique des cycles.
- Faire une étude d'optimisation (plus avancée) des cycles.

Bibliographie

- [1] P. S. Patel et E. F. Doyle, «Compounding the Truck Diesel Engine with an Organic Rankine Cycle System,» *society automotive engineers* , 1976.
- [2] D. Wei, X. Lu, Z. Lu et J. Gu, «Performance analysis and optimization of organic Rankine cycle,» *ScienceDirect*, 2006.
- [3] H. Semmari, A. Filali, S. Aberkane, R. Feidt et M. Feidt, «Flare Gas Waste Heat Recovery: Assessment of Organic Rankine Cycle for Electricity Production and Possible Coupling with Absorption Chiller,» *energies*, 2020.
- [4] T. M. Rusev, «Comparative Study of Different Organic Rankine Cycle Models: Simulations and Thermo-Economic Analysis for a Gas Engine Waste Heat Recovery Application,» *KTH School of Industrial Engineering and Management*, 2014.
- [5] T. M. Rusev, «Comparative Study of Different Organic Rankine Cycle Models: Simulations and Thermo-Economic Analysis for a Gas Engine Waste Heat Recovery Application,» *KTH School of Industrial Engineering and Management*, 2014.
- [6] f. A. D. Bella, «GAS TURBINE WASTE HEAT RECOVERY USING A 20,000 RPM, SEALLESS, TURBINE GENERATOR/ORC SYSTEM,» *SYMPOSIUM OF THE INDUSTRIAL APPLICATION OF GAS TURBINES COMMITTEE* , 2015.
- [7] C. Carcasci, L. Cheli, P. Lubello et L. Winchler, «Off-Design Performances of an Organic Rankine,» *energies*, 2020.
- [8] M. A. Khatita, T. S. Ahmed, F. H. Ashour et I. M. Ismail, «Power generation using waste heat recovery by organic Rankine cycle in oil and gas sector in Egypt: A case study,» *ScienceDirect*, 2013.
- [9] J. Roy, M. Mishra et A. Misra, «Parametric optimization and performance analysis of a waste heat recovery system using Organic Rankine Cycle,» *ScienceDirect*, 2010.
- [10] R. Beith, *Small and Micro Combined Heat and Power (CHP) Systems: Advanced Design, Performance, Materials And Applications*: Elsevier, 2011.
- [11] O. Badr, S. D. Probert, and P. W. O'Callaghan, "Selecting a working fluid for a Rankine- cycle engine," *Applied Energy*, vol. 21, pp. 1-42, 1985.

- [12] Présentation des activités du Laboratoire de Thermodynamique dans le domaine des ORC de Vincent Lemort Laboratoire de Thermodynamique, ULg 23 avril 2012.
- [13] optimisation paramétrique d'un cycle organique de Rankine pour la récupération énergétique des gaz des rejets thermique d'une cimenterie par Zineb fergani université de SAAD Dahleb Blida1.
- [14] S. Quoilin, M. V. D. Broek, S. Declaye, P. Dewallef, and V. Lemort, "Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 22, pp. 168-186, 2013.
- [15] K. Brun, *Fundamentals and Applications of Supercritical Carbon Dioxide (sCO₂) Based Power Cycles*, Sawston,UK: Woodhead Publishing (2017), ISBN 978-0-08- 100804-1
- [16] Jean-François Oudkerk. Modélisation, simulation et contrôle d'un cycle de Rankine organique en régime dynamique .Mémoire de fin d'études Ingénieur. Université de Liege2010.
- [17] S. Quoilin, S. Declaye, A. Legros et L. Guillaume : Working fluid selection and operatingmaps for Organic Rankine Cycle expansion machines. In International Compressor Engineering Conference, p. 1–10, 2012.

Annexe A

Calcul des paramètres thermodynamiques du cycle ORC avec EES



"huile thermique"

{T_1h = 623[K]}
m_dot_hot=57[kg/s]
P_1h=500[kPa]

" fluide organique "

"m_dot_f.t=41"
{P_eva=2000[kPa]}
P_cond=80[kPa]
DELTA_T_pp1=10[K]
DELTA_T_pp2=10[K]
DELTA_T_ap=20[K]
eta_ist=0.85
eta_isp=0.8

"Turbine"

P[1]=P_eva
T[1]=T_1h - DELTA_T_ap
h[1]=Enthalpy(Toluene,T=T[1],P=P[1])
s[1]=Entropy(Toluene,T=T[1],P=P[1])
rho_1=Density(Toluene,T=T[1],P=P[1])

P[2]=P_cond
s_2s=s[1]
h_2s=Enthalpy(Toluene,s=s_2s,P=P[2])
T_2s=Temperature(Toluene,P=P[2],s=s_2s)

h[2]= h[1]-eta_ist*(h[1]-h_2s)

T[2]=Temperature(Toluene,P=P[2],h=h[2])
s[2]=Entropy(Toluene,P=P[2],h=h[2])
P[3]=P_cond
T[3]=Temperature(Toluene,P=P_cond,x=1)

s[3]=Entropy(Toluene,x=1,P=P[3])
h[3]=Enthalpy(Toluene,x=1,P=P[3])

"Condenseur"

P[4]=P_cond
T[4]=Temperature(Toluene,P=P[4],x=0)
h[4]=Enthalpy(Toluene,P=P[4],x=0)
s[4]=Entropy(Toluene,P=P[4],x=0)
rho_4=Density(Toluene,P=P[4],x=0)

"Pompe"

P[5]=P_eva
h_5s=Enthalpy(Toluene,P=P[5],s=s[4])
T_5s=Temperature(Toluene,P=P[5],s=s[4])
h[5]=h[4]+((h_5s-h[4])/eta_isp)
T[5]=Temperature(Toluene,P=P[5],h=h[5])
s[5]=Entropy(Toluene,P=P[5],h=h[5])

"Générateur de vapeur"

P[6]=P_eva
P[7]=P_eva
T[6]=Temperature(Toluene,P=P[6],x=0)
h[6]=Enthalpy(Toluene,P=P[6],x=0)
s[6]=Entropy(Toluene,P=P[6],x=0)

T[7]=Temperature(Toluene,P=P[7],x=1)
h[7]=Enthalpy(Toluene,P=P[7],x=1)
s[7]=Entropy(Toluene,P=P[7],x=1)

T_2h=T[7]+DELTA_T_pp1

$T[8]=T[1]$
 $s[8]=s[1]$

"Puissance thermique du générateur de vapeur"

$h_{1h}=\text{Enthalpy}(\text{Dowtherm_RP}, T=T_{1h}, P=P_{1h})$
 $h_{2h}=\text{Enthalpy}(\text{Dowtherm_RP}, T=T_{2h}, P=P_{1h})$
 $m_{\text{dot_f}}=(m_{\text{dot_hot}}(h_{1h}-h_{2h}))/(h[1]-h[6])$
 $Q_{\text{dot_géné}}=m_{\text{dot_f}}(h[1]-h[5])$

"Puissance mécanique de la turbine"

$W_{\text{dot_t}}=m_{\text{dot_f}}(h[2]-h[1])$

"Puissance mécanique de la pompe"

$W_{\text{dot_p}}=m_{\text{dot_f}}(h[5]-h[4])$

"Puissance thermique du condenseur"

$Q_{\text{dot_cond}}=m_{\text{dot_f}}(h[2]-h[4])$

"Puissance mécanique du cycle ORC"

$W_{\text{dot_ORC}}=\text{abs}(W_{\text{dot_t}}+W_{\text{dot_p}})$

"Rendement thermique du cycle ORC"

$\text{eta_ORC}=\text{ABS}(W_{\text{dot_ORC}})/(Q_{\text{dot_géné}})$

"Rendement Globale"

$Q_{\text{cc_dot_TAG}}=97320$ [kW]

$W_{\text{dot_cyc_TAG}}=24480$ [kW]

$W_{\text{dot_globale}}=W_{\text{dot_cyc_TAG}}+W_{\text{dot_ORC}}$

$\text{eta_cycle_TAG}=\text{ABS}(W_{\text{dot_cyc_TAG}})/(Q_{\text{cc_dot_TAG}})$

$Cp_{\text{GB}}=1.5$

$T_{\text{GB_e}}=508$

$T_{\text{GB_s}}=200$

$m_{\text{dot_GB}}=m_{\text{dot_f}}(h[1]-h[5])/(Cp_{\text{GB}}(T_{\text{GB_e}}-T_{\text{GB_s}}))$

Annexe B

Calcul des paramètres thermodynamiques du cycle SCO2 avec EES

"GAZ BRULES"

T1_GB = 781 [K]
T2_GB=473 [k]
m_dot_GB=92 [kg/s]
Cp_GB=1.5 [kJ/kg-K]

"CO2"

P[2]=7500[kPa]
T[3]=313 [K]
lamda=3
DELTAT_ap=20
eta_ist =0.85
eta_isc=0.8

"entre Turbine"

P[1]=lamda*P[2]
T[1]=T1_GB - deltaT_ap
h[1]=Enthalpy(CarbonDioxide,T=T[1],P=P[1])
s[1]=Entropy(CarbonDioxide,T=T[1],P=P[1])
rho_1=Density(CarbonDioxide,T=T[1],P=P[1])

"sortie Turbine"

s_2s=s[1]
h_2s=Enthalpy(CarbonDioxide,s=s_2s,P=P[2])
T_2s=Temperature(CarbonDioxide,P=P[2],s=s_2s)
h[2]= h[1]-eta_ist*(h[1]-h_2s)
T[2]=Temperature(CarbonDioxide,h=h[2],P=P[2])

"entre compresseur"

P[3]=P[2]
s[3]=Entropy(CarbonDioxide,T=T[3],P=P[3])
h[3]=Enthalpy(CarbonDioxide,T=T[3],P=P[3])
rho_3=Density(CarbonDioxide,T=T[3],P=P[3])

"sortie compresseur"

P[4]=P[1]
s_4s=s[3]

h_4s=Enthalpy(CarbonDioxide,s=s_4s,P=P[4])
T_4s=Temperature(CarbonDioxide,P=P[4],s=s_4s)

h[4]=h[3]+((h_4s-h[3])/eta_isc)
T[4]=Temperature(CarbonDioxide,h=h[4],P=P[4])
rho_4=Density(CarbonDioxide,T=T[4],P=P[4])

"Debit CO2"

m_dot_CO2=m_dot_GB * Cp_GB * (T1_GB-T2_GB) / (h[1]-h[4])

"Puissance thermique Apporter"

Q_dot_gene=m_dot_CO2*(h[1]-h[4])

"Puissance mécanique de la turbine"

W_dot_t=m_dot_CO2*(h[2]-h[1])

"Puissance mécanique du COMPRESEUR"

W_dot_c=m_dot_CO2*(h[4]-h[3])

"Puissance mécanique du condenseur"

Q_dot_cond=m_dot_CO2*(h[3]-h[2])

"Puissance mécanique du cycle"

W_dot_cycle=abs(W_dot_t+W_dot_c)

"Rendement thermique du cycle S_CO2"

eta_cycle=ABS(W_dot_cycle)/(Q_dot_gene)

"Rendement Globale"

Qcc_dot_TAG=97320 [kW]
W_dot_cyc_TAG=-24480 [kW]
eta_cycle_TAG=ABS(W_dot_cyc_TAG)/(Qcc_dot_TAG)
W_globale=W_dot_cycle+W_dot_cyc_TAG
eta_globale=ABS(W_globale)/(Qcc_dot_TAG)

Annexe C

Résultats du cycle supercritique CO2

Unit Settings: SI K kPa kJ mass deg

$C_{pGB} = 1.5$	$\Delta T_{ap} = 20$ [K]	$\Delta T_{pp1} = 10$ [K]	$\Delta T_{pp2} = 10$ [K]	$\eta_{cycle, TAG} = 0.2515$	$\eta_{globale} = 0.2891$	$\eta_{isc} = 0.8$
$\eta_{ist} = 0.85$	$\eta_{ORC} = 0.1683$	$h_{1h} = 728.8$ [kJ/kg]	$h_{2h} = 537.2$ [kJ/kg]	$h_{2s} = 578.6$ [kJ/kg]	$h_{5s} = -14.13$ [kJ/kg]	$\dot{m}_{tt} = 29.28$ [kg/s]
$\dot{m}_{GB} = 47.07$ [kJ/s]	$\dot{m}_{hot} = 57$ [kg/s]	$P_{1h} = 500$ [kPa]	$P_{cond} = 80$ [kPa]	$P_{eva} = 2000$ [kPa]	$Q_{cctAG} = 97320$ [kW]	$\dot{Q}_{cond} = 18086$ [kJ/s]
$\dot{Q}_{gene} = 21745$ [kJ/s]	$\rho_1 = 45.27$ [kg/m ³]	$\rho_4 = 787.7$ [kg/m ³]	$s_{2s} = 1.448$ [kJ/kg-K]	$T_{1h} = 623$ [K]	$T_{2h} = 546$ [K]	$T_{2s} = 511.6$ [K]
$T_{5s} = 376$ [K]	$T_{GB,s} = 508$	$T_{GB,s} = 200$	$\dot{W}_{cyc, TAG} = 24480$ [kW]	$\dot{W}_{globale} = 28139$ [kW]	$\dot{W}_{ORC} = 3659$ [kJ/s]	$\dot{W}_p = 89.1$ [kJ/s]
$\dot{W}_t = -3748$ [kJ/s]						

Résultats du cycle supercritique CO2

Unit Settings: SI K kPa kJ mass deg

$C_{pGB} = 1.5$ [kJ/kg-K]	$\Delta T_{ap} = 20$ [K]	$\eta_{cycle} = 0.1409$	$\eta_{cycle, TAG} = 0.2515$	$\eta_{globale} = 0.19$	$\eta_{isc} = 0.8$	$\eta_{ist} = 0.85$
$h_{2s} = 305.2$ [kJ/kg]	$h_{4s} = -44.24$ [kJ/kg]	$\lambda = 3$	$\dot{m}_{CO2} = 88.06$ [kg/s]	$\dot{m}_{GB} = 92$ [kg/s]	$Q_{cctAG} = 97320$ [kW]	$\dot{Q}_{cond} = -36516$ [kJ/s]
$\dot{Q}_{gene} = 42504$ [kJ/s]	$\rho_1 = 151.8$ [kg/m ³]	$\rho_3 = 232.3$ [kg/m ³]	$\rho_4 = 428.9$ [kg/m ³]	$s_{2s} = -0.1207$ [kJ/kg-K]	$s_{4s} = -1.024$ [kJ/kg-K]	$T_{1GB} = 781$ [K]
$T_{2GB} = 473$ [K]	$T_{2s} = 624.3$ [K]	$T_{4s} = 395.9$ [K]	$\dot{W}_c = 4801$ [kJ/s]	$\dot{W}_{cycle} = 5988$ [kJ/s]	$\dot{W}_{cyc, TAG} = -24480$ [kW]	$\dot{W}_t = -10789$ [kJ/s]
$W_{globale} = -18492$ [kJ/s]						