



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 et paramétrique d'un cycle organique de
Rankine solaire

Proposé et encadré par :

▶ Pr. Boumeddane Boussad

Réalisé par :

▶ Benlalam Adel

▶ Chami Mohamed Zakaria

Année universitaire 2019/2020

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 travail à :

Mes très chers parents, en témoignage et en gratitude de leur dévouement, de leur soutien permanent et de leurs sacrifices. Et pour leur amour, leur tendresse et leurs prières tout au long de mes études.

Mes très chères sœurs, pour leur appui et leur encouragement tout au long de mon parcours universitaire.

Toute ma famille.

Tous mes amis fidèles et camarades d'études,

Et à tous ceux qui me sont chers.

Que ce travail soit l'accomplissement de vos vœux tant allégués et le fruit de votre soutien infallible envers moi.

Résumé

Ce travail examine l'utilisation des ORC alimentés par l'énergie solaire pour convertir l'énergie thermique relativement à basse température en électricité.

Une étude thermodynamique et paramétrique d'un ORC solaire simple ainsi qu'un ORC solaire avec un réchauffeur à mélange, est effectuée en prenant en considération l'importance de la sélection du fluide de travail. Les ORC ont été modélisés à l'aide de Engineering Equation Solver (EES) car il fournit une grande base de données de fluides organiques. Les deux systèmes ont été examinés en utilisant cinq fluides organiques : R218, R227ea, R236fa, R236ea et RC318. Les ORC se sont examinés pour étudier l'effet de la température ambiante et l'irradiation solaire sur la performance du cycle. Concernant l'ORC simple ; les effets de la surface des capteurs solaires, le rendement isentropique de la turbine, la température et la pression du cycle ont été déterminés dans l'analyse paramétrique. L'effet du rendement isentropique de la turbine et la pression intermédiaire du réchauffeur à mélange ont été examinés dans l'étude paramétrique pour l'ORC avec réchauffeur à mélange.

يدرس هذا العمل استخدام ORC الذي يعمل بالطاقة الشمسية لتحويل الطاقة الحرارية ذات درجات الحرارة المنخفضة نسبياً إلى كهرباء.

تم إجراء دراسة ثيرموديناميكية وبارامترية لـ نموذج ORC بسيط وكذلك ORC مع إضافة سخان، مع الأخذ بعين الاعتبار أهمية اختيار مائع العمل. تمت الإستعانة ببرنامج (EES) لأنه يوفر قاعدة بيانات كبيرة للموائع. تم فحص كلا النظامين باستخدام خمسة موائع عضوية: R218 و R227ea و R236fa و R236ea و RC318. تمت دراسة ORC لفحص تأثير درجة الحرارة المحيطة والإشعاع الشمسي على أداء الدورة. بخصوص ORC البسيط؛ تم تحديد تأثيرات مساحة الألواح الشمسية، وكفاءة التوربين، ودرجة حرارة وضغط الدورة في التحليل البارامترى. تم فحص تأثير كفاءة التوربين، وضغط السخان في الدراسة البارامترية لـ ORC مع سخان الخليط.

Abstracts

This work examines the use of solar-powered ORCs to convert relatively low-temperature thermal energy into electricity.

A thermodynamic and parametric study of a simple solar ORC, as well as a solar ORC with a mixing heater, is carried out taking into consideration the importance of working fluid selection. ORCs have been modeled using Engineering Equation Solver (EES) as it provides a large database of organic fluids. Both systems were examined using five body fluids: R218, R227ea, R236fa, R236ea and RC318. ORCs were examined to study the effect of ambient temperature and solar irradiation on cycle performance. For the simple ORC ; the effects of the solar collector surface, the isentropic efficiency of the turbine, the cycle temperature and pressure were determined in the parametric analysis. The effect of the isentropic turbine efficiency and the intermediate pressure of the mixing heater were examined in the parametric study for ORC with mixing heater.

Table de matières

Remerciements.....	i
Dédicaces.....	ii
Résumé.....	iii
Liste des figures.....	viii
Liste des tableaux.....	ix
Liste des symboles.....	x
INTRODUCTION GÉNÉRALE.....	1
CHAPITRE 1 : LE CYCLE ORGANIQUE DE RANKINE	4
1.1 Introduction	5
1.2 Les applications du cycle organique de Rankine.....	6
1.2.1 Production combinée de chaleur et d'électricité à partir de la biomasse.....	6
1.2.2 L'énergie géothermique	9
1.2.3 Centrales solaires.....	11
1.2.4 Récupération de chaleur sur les équipements mécaniques et les procédés industriels	13
1.2.5 Récupération de chaleur sur les moteurs à combustion interne	13
1.3 Comparaison du ORC avec le cycle de Rankine conventionnel	15
1.3.1 Surchauffe	16
1.3.2 Récupération de chaleur à basse température	16
1.3.3 Taille des composants	17
1.3.4 Température d'entrée de la turbine.....	17
1.3.5 Consommation de la pompe.....	17
1.3.6 Haute pression.....	17
1.3.7 Pression de condensation	17
1.3.8 Caractéristiques des fluides.....	18
1.3.9 Conception des turbines	18
1.3.10 Rendement.....	19
CHAPITRE 2 : ÉTUDE THÉORIQUE D'UN ORC SOLAIRE SIMPLE.....	20
2.1 Modèle de ORC solaire simple.....	21
2.1.1 Pompe (1 – 2)	22
2.1.2 Capteur solaire (2 – 3).....	22
2.1.3 Turbine (3 – 4).....	23

Table de matières

2.1.4	Condenseur (4 – 1)	23
2.1.5	Puissance nette	23
2.1.6	Rendement du cycle	24
2.2	Résultats et discussion	24
2.2.1	Performance du système.....	26
2.2.2	Étude paramétrique.....	31
2.3	Conclusion	34
CHAPITRE 3 : ÉTUDE THÉORIQUE D'UN ORC SOLAIRE AVEC RÉCHAUFFEUR À MÉLANGE		35
3.1	Modèle de ORC solaire avec réchauffeur à mélange	36
3.1.1	Pompe 1 (1 – 2)	37
3.1.2	Pompe 2 (3 – 4)	37
3.1.3	Capteur solaire (4 – 5)	37
3.1.4	Turbine (5 – 6 / 5 – 7)	38
3.1.5	Réchauffeur à mélange (6 – 2 / 6 – 3)	38
3.1.6	Condenseur (7 – 1)	38
3.1.7	Puissance nette	38
3.1.8	Rendement du cycle :	38
3.2	Résultats et discussion	39
3.2.1	Performance du système.....	40
3.2.2	Étude paramétrique.....	42
3.3	Conclusion	44
CONCLUSION GÉNÉRALE		45

Liste des figures

Figure 1.1 : Principe de fonctionnement d'un cycle ORC avec récupérateur (à droite) et sans récupérateur (à gauche).....	6
Figure 1.2 : Flux d'énergie dans un système ORC de cogénération à partir de biomasse.....	7
Figure 1.3 : Principe de fonctionnement d'un système ORC de cogénération à partir de la biomasse.....	8
Figure 1.4 : Principe de fonctionnement d'un système ORC géothermique.....	10
Figure 1.5 : Principe de fonctionnement d'un système ORC solaire.....	12
Figure 1.6 : Diagramme T-s de quelques fluides organiques et de l'eau.....	16
Figure 2.1 : Schéma de l'ORC solaire.....	21
Figure 2.2 : Diagramme T-s du cycle.....	22
Figure 2.3 : Énergie nette produite par jour représentatif pour chaque fluide.....	27
Figure 2.4 : Rendement du capteur solaire pour chaque mois.....	28
Figure 2.5 : Débit massique moyen pour chaque jour représentatif du mois pour chaque fluide.....	29
Figure 2.6 : Énergie nette produite par mois, pour chaque fluide.....	30
Figure 2.7 : L'effet de la surface de captage sur l'énergie nette produite et le débit massique pour une journée, en janvier et juillet.....	31
Figure 2.8 : L'effet de la pression des capteurs solaires sur l'énergie nette produite et le débit massique pour une journée, en janvier et juillet.....	32
Figure 2.9 : L'effet de la température de condensation sur l'énergie nette produite et le débit massique pour une journée, en janvier et juillet.....	33
Figure 2.10 : L'effet du rendement isentropique de la turbine sur l'énergie nette produite pour une journée en janvier et juillet.....	33
Figure 3.1 : Schéma du ORC solaire et le diagramme T-s associé.....	36
Figure 3.2 : Données annuelles d'irradiation	39
Figure 3.3 : Énergie nette produite par mois utilisant le R236ea comme fluide de travail.....	42
Figure 3.4 : L'effet de la pression intermédiaire sur l'énergie nette et le débit massique moyen pour janvier et juillet.....	43
Figure 3.5 : L'effet du rendement isentropique de la turbine sur l'énergie nette produite pour les mois de janvier et juillet.....	43

Liste des tableaux

Tableau 1.1 : Potentiel de l'énergie géothermique en Europe pour différentes plages de température des sources de chaleur.....	9
Tableau 1.2 : Avantages de chaque technologie.....	19
Tableau 2.1 : Valeurs de l'irradiation solaire.....	25
Tableau 2.2 : Pression critique et plages de pression et de température pour chacun des fluide.....	26
Tableau 2.3 : Les rendements thermiques pour chacun des fluides.....	27
Tableau 2.4 : Énergie nette annuelle produite.....	30
Tableau 3.1 : Pression critique et plages de pression et de température pour chacun des fluides examinés.....	40
Tableau 3.2 : Les rendements thermiques.....	41
Tableau 3.3 : Énergie nette produite.....	41

Liste des symboles

Abréviations

ORC	cycle organique de Rankine
EES	Engineering Equation Solver

Nomenclature

I	irradiation solaire (kW/m ²)
h	enthalpie spécifique (kJ/kg)
\dot{m}	débit massique (kg/s)
η_{is}	rendement isentropique (%)
$\eta_{solaire}$	rendement isentropique du capteur solaire (%)
η_{th}	rendement thermique (%)
\dot{Q}	chaleur (kW)
\dot{W}	puissance (kW)
X	fraction d'extraction

Indice

c	condenseur
e	évaporateur
r	réchauffeur à mélange
in	entrant(e)
out	sortant(e)
p	pompe
p1	pompe 1
p2	pompe 2
t	turbine

Introduction Générale

Introduction générale

Ces dernières années, la consommation de combustibles fossiles a augmenté et la combustion de combustibles fossiles serait un facteur important du réchauffement climatique, et les prix des combustibles fossiles fluctuent considérablement, généralement à la hausse, selon les perspectives énergétiques de British Petroleum la demande énergétique mondiale augmentera d'environ 30% jusqu'en 2035. Actuellement, la récupération de la chaleur à basse température, qui comprend la chaleur perdue, l'énergie géothermique, la chaleur solaire, la biomasse, etc., pourrait être un moyen durable de résoudre la crise énergétique. Par rapport à la chaleur perdue, à l'énergie géothermique et à la biomasse, l'énergie solaire présente des avantages en raison de sa facilité d'utilisation et de son faible coût. L'utilisation des ressources renouvelables comme sources de chaleur thermique de basse qualité ont motivé l'utilisation plus large de l'ORC.

Un cycle de Rankine organique (ORC) ressemble essentiellement au cycle de vapeur selon les principes thermodynamiques. Dans un ORC, l'eau est remplacée par un fluide organique de masse moléculaire élevée dont la température d'ébullition saturée est inférieure à celle de l'eau. Les caractéristiques du fluide rendent l'ORC favorable aux applications à basse température (normalement moins de 400°C) et aux applications de récupération de chaleur à des températures encore plus basses. Les ORC présentent en général plusieurs avantages par rapport au cycle de Rankine à vapeur. Il est connu que les fluides de travail des ORC ont un poids moléculaire plus élevé que l'eau, ce qui augmente le débit massique du fluide de travail pour des turbines de même taille. Un débit massique plus important peut en général donner un meilleur rendement de la turbine avec moins de pertes [1].

Ce travail présente l'étude thermodynamique et paramétrique d'un système ORC solaire simple, et d'un ORC solaire avec un réchauffeur à mélange, les deux systèmes sont évalués en utilisant cinq différents fluides organiques.

Chapitre 1

Généralité sur la technologie ORC est discutée. Les principales applications sont décrites, avec leurs limites pratiques, la gamme de compétitivité, la conception pratique du cycle, les rendements et les niveaux de température typiques, etc.

Chapitre 2

Comparaison des performances ORC solaire simple en utilisant cinq fluides organiques : R218, R227ea, R236fa, R236ea et RC318. Une analyse paramétrique a été effectuée pour déterminer les effets de la surface des capteurs solaires, la température du condenseur et le rendement isentropique de la turbine sur les performances du système.

Chapitre 3

Comparaison d'un ORC avec réchauffeur à mélange et un ORC simple en utilisant les mêmes fluides organiques cités précédemment. Effectuer une analyse paramétrique pour déterminer les effets de la pression du réchauffeur à mélange et le rendement isentropique de la turbine sur les performances du système.

**CHAPITRE 1 :
LE CYCLE ORGANIQUE DE
RANKINE**

1.1 Introduction

La particularité du cycle de Rankine organique (ORC) par rapport au cycle de Rankine conventionnel réside dans le fluide de travail : un composant organique est utilisé à la place de l'eau. Ce composant organique est généralement un réfrigérant, un hydrocarbure, une huile de silicone, son point d'ébullition est inférieur à celui de l'eau, ce qui permet de récupérer la chaleur à une température plus basse que dans le cycle conventionnel de Rankine à vapeur. Ses propriétés thermo-physiques diffèrent de celles de l'eau ce qui a des implications pratiques sur la conception du cycle organique de Rankine [2].

Les cycles de Rankine organiques ont été étudiés à la fois théoriquement [3,4] et expérimentalement [5] dans les années 70, avec des rendements rapportés généralement inférieurs à 10% pour les systèmes à petite échelle [3,4,5]. Les études expérimentales impliquaient généralement l'utilisation d'expansions à palettes [3,6].

Les premières applications commerciales sont apparues à la fin des années 70 et dans les années 80 avec le développement de centrales électriques de taille moyenne pour les applications géothermiques et solaires [7].

Aujourd'hui, plus de 200 centrales ORC sont recensées, et ce nombre augmente à un rythme plus rapide que jamais. La plupart des centrales sont installées pour des applications de cogénération à partir de la biomasse, suivies par les centrales géothermiques et les centrales de récupération de la chaleur perdue.

La présentation du cycle de Rankine organique est un peu plus simple que celle du cycle de Rankine à vapeur : il n'y a pas de tambour eau-vapeur relié à la chaudière, et un seul échangeur de chaleur peut être utilisé pour effectuer les trois phases d'évaporation : préchauffage, vaporisation et surchauffe. Les variations sur l'architecture du cycle sont également plus limitées : le réchauffage et la purge de la turbine ne sont généralement pas adaptés au cycle ORC, mais un récupérateur peut être installé comme préchauffeur de liquide entre la sortie de la pompe et la sortie du détendeur, comme l'illustre la figure 1.1.

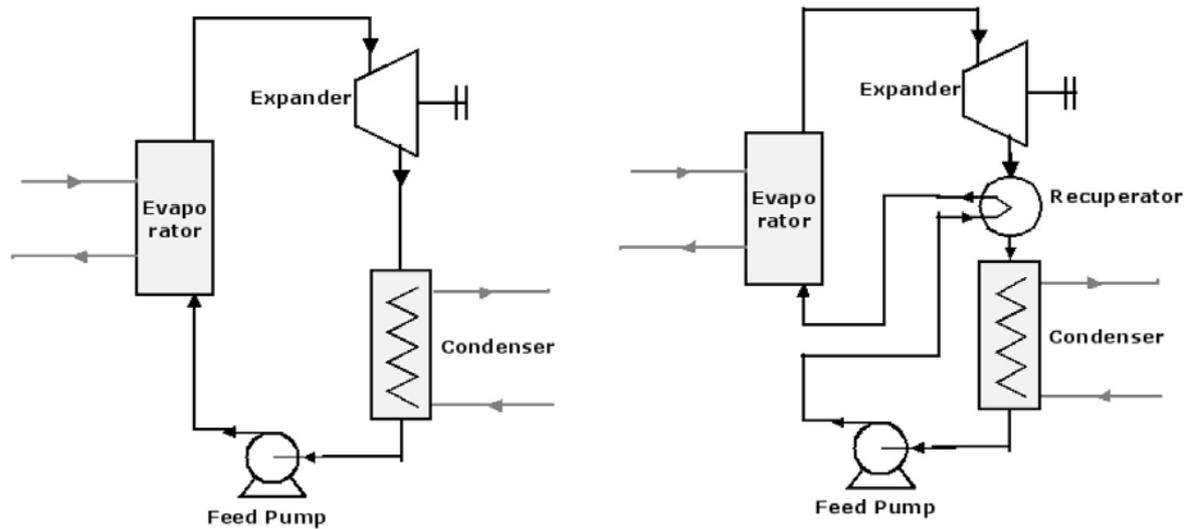


Figure 1.1 : Principe de fonctionnement d'un cycle ORC avec récupérateur (à droite) et sans récupérateur (à gauche).

Le cycle de base est très similaire au cycle conventionnel de la vapeur : le fluide de travail organique est successivement pompé, vaporisé, détendu puis condensé. Le cycle avec récupérateur tire profit de la chaleur résiduelle après la détente pour préchauffer le liquide après la pompe. Cette opération permet de réduire la quantité de chaleur nécessaire pour vaporiser le fluide dans l'évaporateur.

1.2 Les applications du cycle organique de Rankine

1.2.1 Production combinée de chaleur et d'électricité à partir de la biomasse

La biomasse est largement disponible dans un certain nombre de processus agricoles ou industriels tels que l'industrie du bois ou les déchets agricoles. Il est préférable de l'utiliser localement pour deux raisons principales : (1) la densité énergétique de la biomasse est faible par rapport à celle des combustibles fossiles, ce qui augmente les coûts de transport ; (2) la demande de chaleur et d'électricité est généralement disponible sur place [7], ce qui rend une centrale à biomasse particulièrement adaptée en cas de connexion hors réseau ou peu fiable. La production locale conduit à des centrales électriques à plus petite échelle (< 1 ou 2 MWe), ce qui exclut les cycles à vapeur traditionnels qui ne sont pas rentables dans cette gamme de puissance.

Le principe de fonctionnement d'un tel système de cogénération est décrit dans les figures 1.2 et 1.3 : la chaleur de la combustion est transférée des gaz de combustion au fluide caloporteur dans deux échangeurs de chaleur, à une température qui varie entre 150 et 320°C. Le fluide

CHAPITRE 1 : Le cycle organique de Rankine

caloporteur (huile thermique) est ensuite dirigé vers la boucle ORC pour évaporer le fluide de travail, à une température légèrement inférieure à 300°C. Le fluide évaporé est ensuite détendu, passe dans le récupérateur pour préchauffer le liquide et est ensuite condensé à une température d'environ 90°C. Le condenseur est utilisé pour la production d'eau chaude.

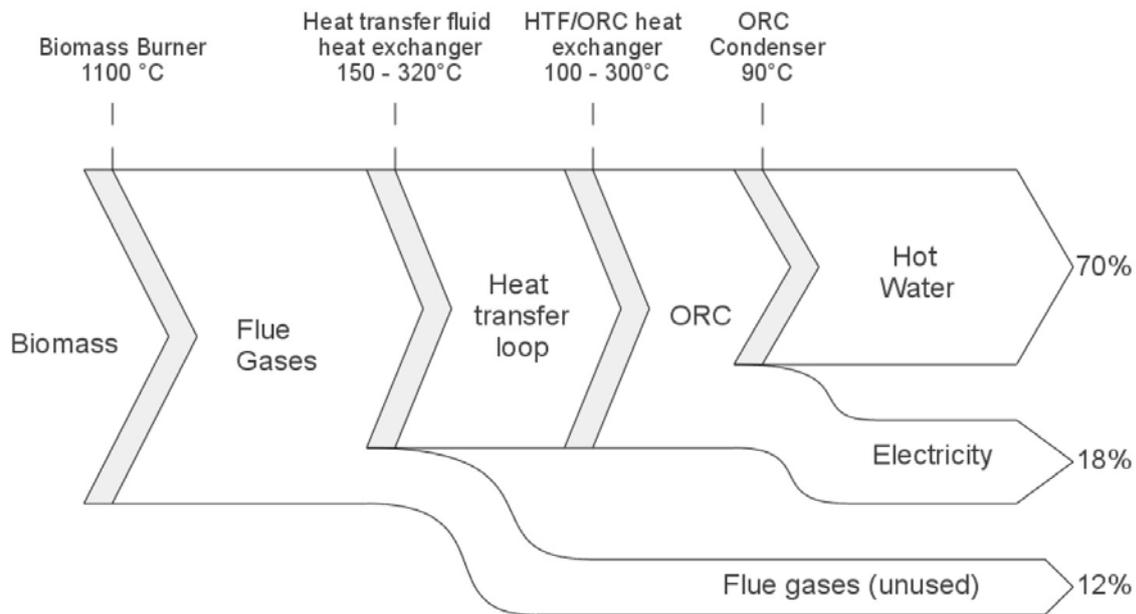


Figure 1.2 : Flux d'énergie dans un système ORC de cogénération à partir de biomasse.

Le rendement de la production d'électricité avec les ORC est inférieur à celui des cycles de vapeur traditionnels, et diminue généralement pour les unités à petite échelle. Cette affirmation s'explique en partie par leur conception plus simple et leur coût inférieur. La demande de chaleur est donc une condition préalable pour augmenter le rendement global de conversion énergétique des installations [7]. Cette demande de chaleur peut être satisfaite par des procédés industriels (comme le séchage du bois) ou par le chauffage des locaux. La charge de la centrale peut être contrôlée soit par la demande de chaleur sur place, soit en maximisant la production d'électricité. Cette dernière solution consiste à gaspiller la chaleur supplémentaire mais présente l'avantage d'augmenter les heures de fonctionnement annuel à pleine charge [8].

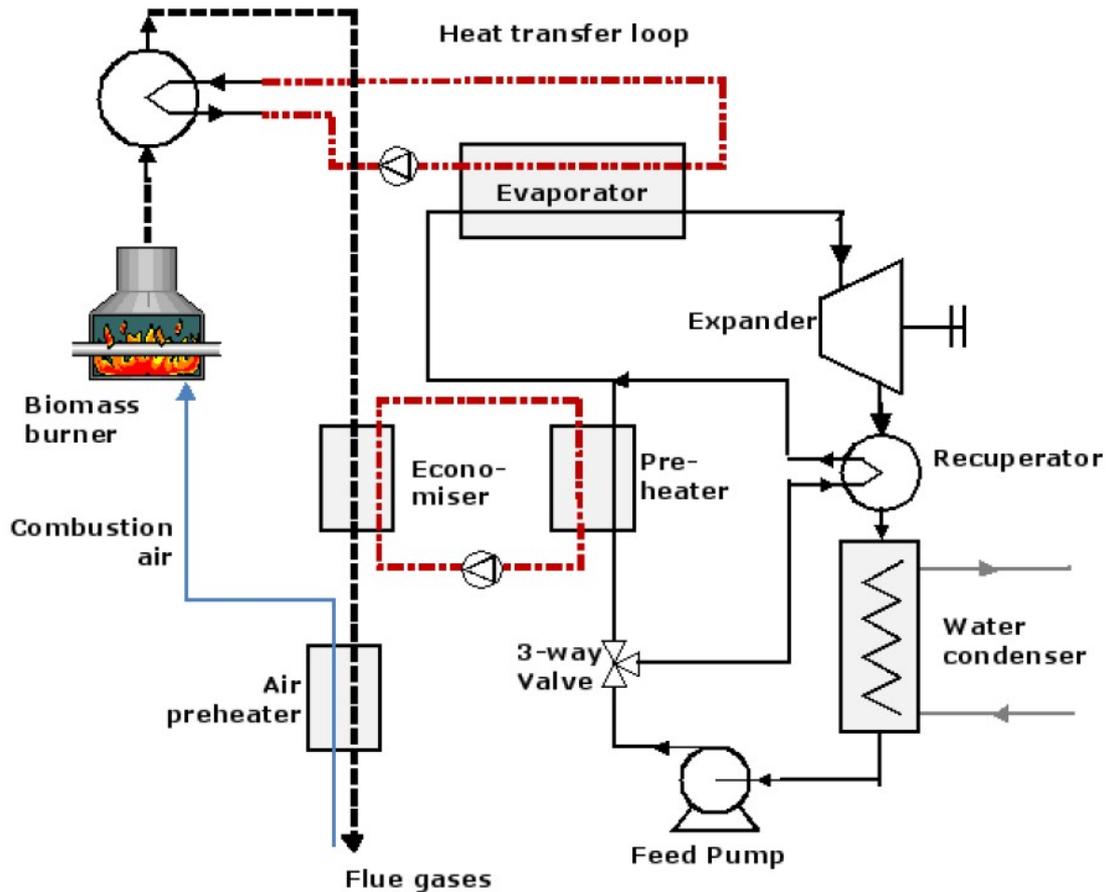


Figure 1.3 : Principe de fonctionnement d'un système ORC de cogénération à partir de la biomasse.

Pour l'exemple particulier de la figure 1.2, bien que le rendement électrique du système de cogénération soit assez faible (18 %), le rendement global du système est de 88 %, ce qui est beaucoup plus élevé que celui des centrales électriques centralisées, dans lesquelles la majeure partie de la chaleur résiduelle est perdue.

Afin de réduire les pertes de chaleur dans les gaz de combustion, ces gaz doivent être refroidis à la valeur la plus basse possible, tant que le point de rosée acide n'est pas atteint. Pour ce faire, deux boucles de transfert de chaleur sont utilisées : une boucle à haute température et une boucle à basse température. La boucle basse température est installée après la boucle haute température sur les gaz de combustion pour réduire leur température de sortie (figure 1.3).

La principale technologie concurrente pour la production d'électricité à partir de biocarburants solides est la gazéification de la biomasse : Dans cette technologie, la biomasse est transformée

CHAPITRE 1 : Le cycle organique de Rankine

en un gaz synthétique composé principalement de H₂, CO, CO₂, CH₄. Ce gaz synthétique est traité et filtré pour éliminer les particules solides, et est finalement brûlé dans un moteur à combustion interne ou dans une turbine à gaz.

Si l'on compare la technologie et les coûts de la cogénération à partir de la biomasse à l'aide d'un ORC avec la gazéification, on peut montrer que la gazéification entraîne des coûts d'investissement plus élevés (environ 75 %) et des coûts d'exploitation et de maintenance plus élevés (environ 200 %). D'autre part, la gazéification présente un rapport puissance/thermique plus élevé, ce qui rend son exploitation plus rentable [9]. Il convient également de noter que l'ORC est une technologie qui a fait ses preuves, tandis que les usines de gazéification actuellement en fonctionnement sont pour la plupart des prototypes destinés à la démonstration.

1.2.2 L'énergie géothermique

Les sources de chaleur géothermiques sont disponibles dans une large gamme de températures, de quelques dizaines de degrés à 300°C. La limite inférieure technologique actuelle pour la production d'électricité est d'environ 80°C : en dessous de cette limite, le rendement de conversion de la température devient trop faible et les centrales géothermiques ne sont pas économiques. Le tableau 1.1 indique le potentiel de l'énergie géothermique en Europe et montre que ce potentiel est très élevé pour les sources à basse température.

Température	MWth	MWe
65 – 90°C	147736	10462
90 – 120°C	75421	7503
120 – 150°C	22819	1268
150 – 225°C	42703	4745
225 – 350°C	66897	11150

Tableau 1.1 : Potentiel de l'énergie géothermique en Europe pour différentes plages de température des sources de chaleur [10].

Pour récupérer la chaleur à une température acceptable, des forages doivent généralement être réalisés dans le sol, pour le puits de production et pour le puits d'injection figure 1.4. La saumure chaude est pompée dans la première et injectée dans la seconde à une température plus basse. Selon la configuration géologique, les forages peuvent avoir plusieurs milliers de mètres de profondeur, ce qui nécessite plusieurs mois de travail continu. Il en résulte une part élevée du forage dans le coût d'investissement (jusqu'à 70 %) d'une centrale géothermique ORC [11].

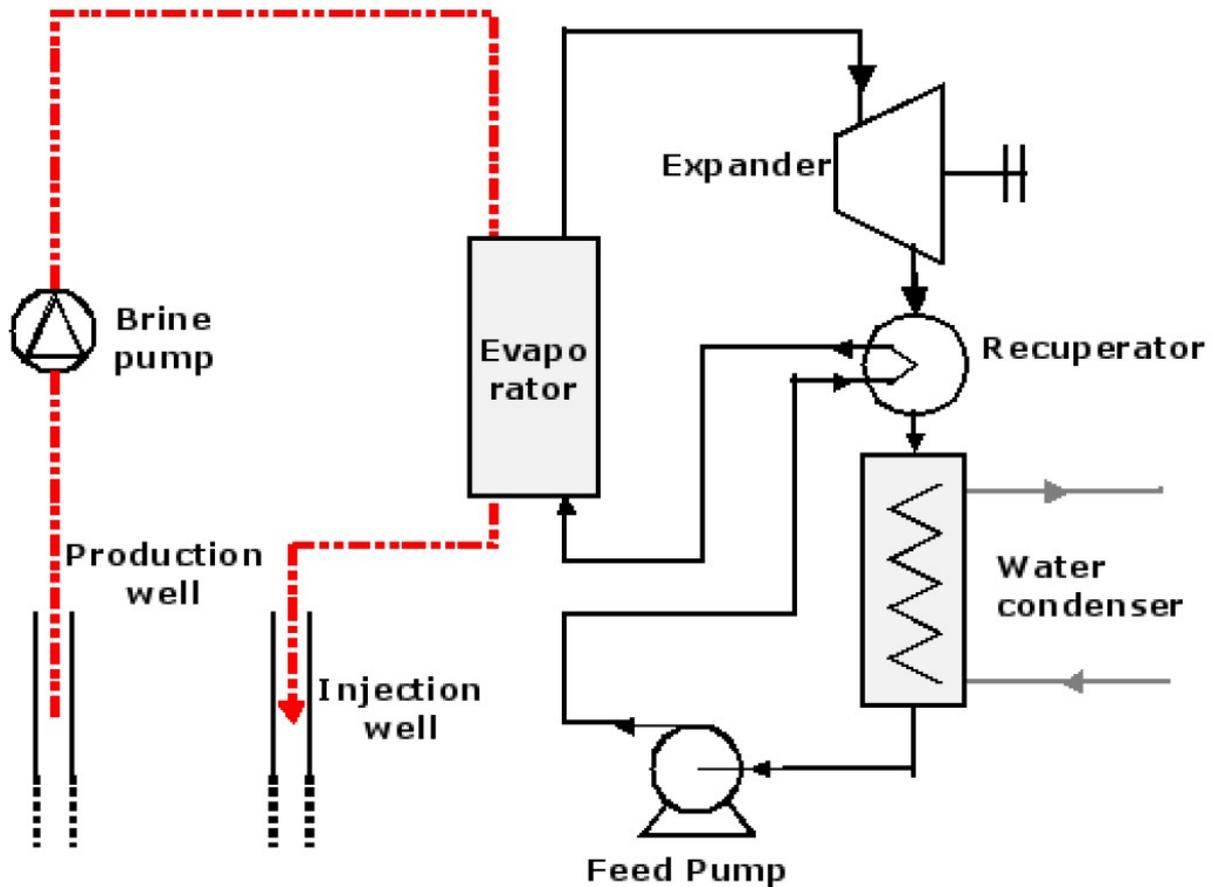


Figure 1.4 : Principe de fonctionnement d'un système ORC géothermique.

Les centrales géothermiques ORC à basse température se caractérisent également par une consommation auxiliaire relativement élevée : les pompes consomment de 30 à plus de 50 % de la puissance brute de sortie. Le principal consommateur est la pompe à saumure qui doit faire circuler la saumure sur de grandes distances et avec un débit important. La consommation de la pompe à fluide de travail est également plus élevée que dans les cycles de température plus élevés, car le rapport entre la consommation de la pompe et la puissance de sortie de la turbine augmente avec la diminution de la température d'évaporation.

Les sources de chaleur géothermiques à température plus élevée ($>150^{\circ}\text{C}$) permettent la production combinée de chaleur et d'électricité : la température de condensation est réglée à une température plus élevée (par exemple 60°C), ce qui permet d'utiliser l'eau de refroidissement pour le chauffage urbain. Dans ce cas, l'efficacité globale de la récupération d'énergie est accrue, mais au détriment d'un rendement électrique plus faible.

1.2.3 Centrales solaires

La concentration de l'énergie solaire est une technologie qui a fait ses preuves : le soleil est suivi et réfléchi sur un collecteur linéaire ou ponctuel, transférant la chaleur à un fluide à haute température. La chaleur est ensuite transférée à un cycle de puissance produisant de l'électricité. Les trois principales technologies de concentration sont l'antenne parabolique, la tour solaire et le creux parabolique. Les antennes paraboliques et les tours solaires sont des technologies de concentration ponctuelle, conduisant à un facteur de concentration plus élevé et à des températures plus élevées. Les cycles de puissance les mieux adaptés à ces technologies sont le moteur Stirling (petites centrales), le cycle à vapeur, ou encore le cycle combiné, pour les tours solaires.

Les gouttières paraboliques fonctionnent à une température plus basse (300°C à 400°C). Jusqu'à présent, elles étaient principalement couplées aux cycles de Rankine à vapeur traditionnels pour la production d'électricité [12]. La même limitation que pour les centrales géothermiques ou à biomasse demeure : les cycles de vapeur nécessitent des températures et des pressions élevées, et donc une puissance installée élevée pour être rentables.

Les cycles organiques de Rankine semblent être une technologie prometteuse pour réduire les coûts d'investissement à petite échelle : ils peuvent fonctionner à des températures plus basses et la puissance totale installée peut être réduite jusqu'à l'échelle du kW. Le principe de fonctionnement d'un tel système est présenté dans la figure 1.5. Des technologies telles que les concentrateurs linéaires de Fresnel [13] sont particulièrement adaptées aux ORC solaires car elles nécessitent un coût d'investissement moindre, mais fonctionnent à une température plus basse.

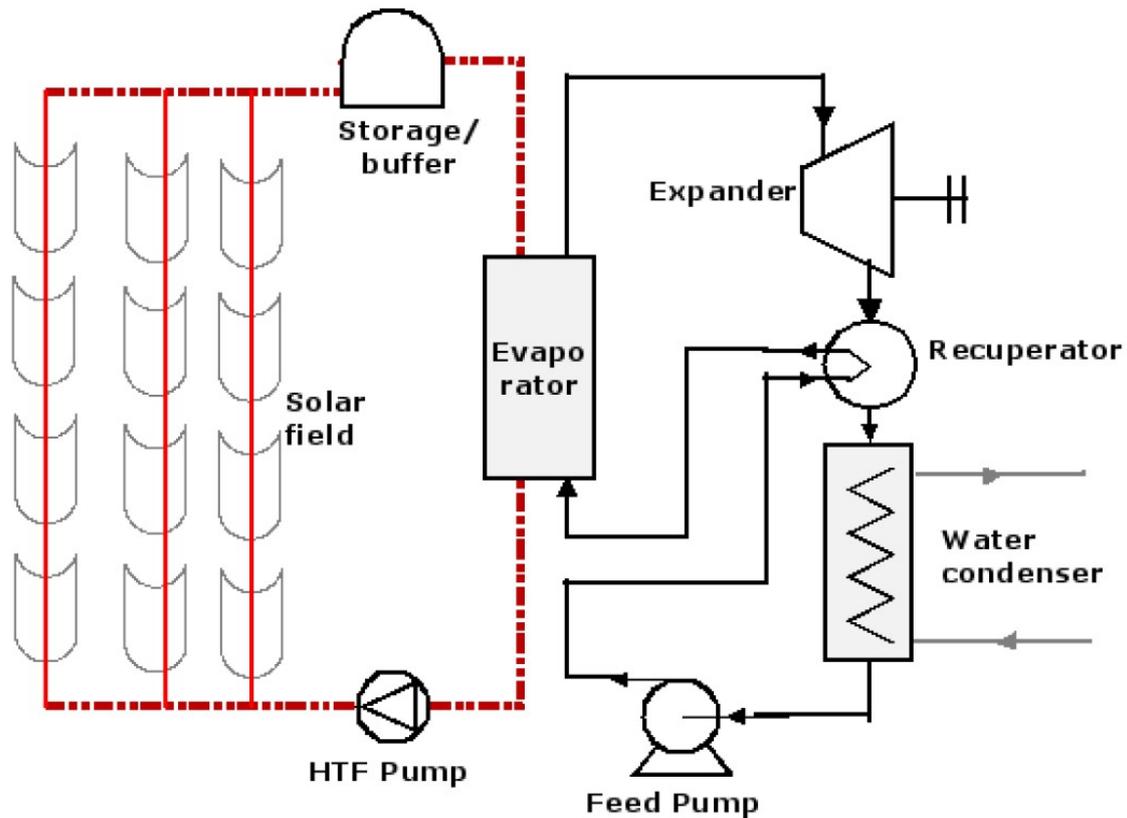


Figure 1.5 : Principe de fonctionnement d'un système ORC solaire.

Jusqu'à présent, beaucoup d'installations des centrales solaire à concentration utilisant l'ORC sont disponibles sur le marché :

- Une centrale solaire à concentration ORC de 1MWe a été achevée en 2006 en Arizona. Le module ORC utilise le n-pentane comme fluide de travail et affiche un rendement de 20 %. Le rendement global de l'énergie solaire par rapport à l'électricité est de 12,1 % au point de conception [14].
- Certains systèmes à très petite échelle sont à l'étude pour des applications hors réseau à distance. La seule preuve de concept disponible est un système de 1 KWe installé au Lesotho par "STG International" pour l'électrification rurale [15]. L'objectif de ce projet est de développer et de mettre en œuvre une technologie solaire thermique à petite échelle utilisant des capteurs à température moyenne et un ORC pour atteindre une rentabilité analogue à celle des installations solaires thermiques à grande échelle. Cette configuration vise à remplacer ou à compléter les générateurs diesel dans les zones hors réseau des pays en développement, en produisant de l'énergie propre à un coût moindre.

1.2.4 Récupération de chaleur sur les équipements mécaniques et les procédés industriels

De nombreuses applications dans l'industrie manufacturière rejettent la chaleur à une température relativement basse. Dans les grandes usines, cette chaleur est généralement surabondante et ne peut être réutilisée sur place ou pour des applications telles que le chauffage urbain. Elle est donc rejetée dans l'atmosphère.

Cela entraîne deux types de pollution [16] :

- Les polluants (CO₂, NO_x, SO_x, HC) contenus dans les gaz de combustion peuvent générer des problèmes sanitaires ou environnementaux.
- Le rejet de chaleur peut perturber l'équilibre aquatique et avoir un effet négatif sur la biodiversité.

La récupération de cette chaleur perdue peut atténuer ces deux types de pollution. Elle peut en outre produire de l'électricité qui sera consommée sur place ou renvoyée au réseau. Dans un tel système, la chaleur perdue est généralement récupérée par une boucle de transfert de chaleur intermédiaire et utilisée pour évaporer le fluide de travail du cycle ORC. Un potentiel de 750 MWe est estimé pour la production d'électricité à partir de la chaleur résiduelle industrielle aux États-Unis, 500 MWe en Allemagne, et 3000 MWe en Europe [17].

Certaines industries présentent un potentiel particulièrement élevé de récupération de la chaleur perdue. Parmi elles, l'industrie du ciment, dans laquelle 40 % de la chaleur est perdue dans les gaz de combustion. Ces gaz de combustion sont situés après le préchauffeur de calcaire ou dans le refroidisseur de clinker, avec une température variante entre 215 et 315 °C [18]. Les émissions de CO₂ de l'industrie du ciment représentent 5 % du total des émissions mondiales de CO₂, et la moitié est due à la combustion de combustibles fossiles dans les fours [16]. Les autres industries possibles sont la sidérurgie (10 % des émissions de CO₂ en Chine par exemple), les raffineries ou les industries chimiques.

1.2.5 Récupération de chaleur sur les moteurs à combustion interne

Un moteur à combustion interne ne convertit qu'environ un tiers de l'énergie du carburant en puissance mécanique. Par exemple, pour un moteur à combustion interne à allumage par étincelle de 1,4 litre typique, avec un rendement thermique allant de 15 à 32 %, 1,7 à 45 kW sont libérés par le radiateur (à une température proche de 80 à 100 °C) et 4,6 à 120 kW par les gaz d'échappement (400 à 900 °C) [19].

CHAPITRE 1 : Le cycle organique de Rankine

Le système de récupération de chaleur du cycle de Rankine est un moyen efficace de récupérer la chaleur (par rapport à d'autres technologies telles que la thermoélectricité et la climatisation à cycle d'absorption). L'idée d'associer un cycle de Rankine à un moteur à combustion interne n'est pas nouvelle et les premiers développements techniques ont suivi la crise énergétique des années 70. Par exemple, Mack Trucks [20] a conçu et construit un prototype d'un tel système fonctionnant sur les gaz d'échappement d'un moteur de camion de 288 cheval-vapeur.

Un test sur route de 450 km a démontré la faisabilité technique du système et son intérêt économique : une amélioration de 12,5 % de la consommation de carburant a été constatée. Les systèmes développés aujourd'hui diffèrent de ceux des années 70 en raison des progrès réalisés dans le développement des dispositifs d'expansion et du choix plus large des fluides de travail.

Cependant, à l'heure actuelle, les systèmes du cycle de Rankine sont en cours de développement, mais aucune solution commerciale ne semble encore être disponible.

La plupart des systèmes en cours de développement récupèrent la chaleur des gaz d'échappement et du circuit de refroidissement [21].

Différentes architectures peuvent être proposées pour récupérer la chaleur résiduelle des moteurs : Le système de récupération de la chaleur peut être un système d'évaporation directe ou un système de transfert de chaleur en boucle. Dans le premier cas, l'évaporateur de l'ORC est directement relié aux gaz d'échappement. L'avantage d'une telle configuration est la température élevée de la récupération de chaleur, permettant un meilleur rendement du cycle. Dans le second cas, l'huile thermique est utilisée pour récupérer la chaleur des gaz d'échappement et est ensuite dirigée vers l'évaporateur. Ce second système agit comme un tampon et réduit le caractère transitoire de la source de chaleur ORC, ce qui simplifie son contrôle. Il présente également l'avantage d'éviter les points chauds dans l'évaporateur, qui pourraient endommager le fluide de travail organique.

La sortie de l'expandeur peut être mécanique ou électrique. Dans le cas d'un système mécanique, l'arbre du détendeur est directement relié à la courroie d'entraînement du moteur, avec un embrayage pour éviter les pertes de puissance lorsque la puissance de sortie du cycle ORC est trop faible. Le principal inconvénient de cette configuration est la vitesse imposée au détendeur : cette vitesse est un rapport fixe du régime moteur et n'est pas nécessairement la vitesse optimale pour maximiser le rendement du cycle. Dans le cas de la production d'électricité, le détendeur est couplé à un alternateur, utilisé pour recharger les batteries ou alimenter des équipements auxiliaires tels que la climatisation. Il convient de noter que les alternateurs des

CHAPITRE 1 : Le cycle organique de Rankine

véhicules actuels ont un rendement assez faible (environ 50 à 60%), ce qui réduit la puissance de sortie de l'ORC.

Quant au détendeur, la pompe peut être directement reliée à la courroie d'entraînement, à l'arbre du détendeur ou à un moteur électrique. Dans ce dernier cas, le débit du fluide de travail peut être contrôlé indépendamment, ce qui facilite grandement la régulation d'un tel système.

Le contrôle du système est particulièrement complexe en raison du régime (souvent) transitoire de la source de chaleur. Cependant, l'optimisation du contrôle est cruciale pour améliorer les performances du système. Il est généralement nécessaire de contrôler à la fois la vitesse de la pompe et la vitesse du détendeur pour maintenir les conditions requises (température, pression) à l'entrée du détendeur [22].

Les performances des prototypes de cycles de Rankine récemment mis au point sont prometteuses. Par exemple, le système conçu par Honda [23] a montré un rendement thermique de cycle maximum de 13%. À 100 km/h, cela donne une puissance de cycle de 2,5 kW (pour une puissance de moteur de 19,2 kW) et représente une augmentation du rendement thermique du moteur de 28,9 % à 32,7 %.

Une technologie concurrente en cours de recherche et développement est le générateur thermoélectrique (TEG), qui est basé sur l'effet Seebeck : ses principaux avantages sont un poids nettement inférieur à celui du système ORC, et l'absence de pièces mobiles. Les principaux inconvénients sont le coût des matériaux (ils contiennent des terres rares) et le faible rendement obtenu.

1.3 Comparaison du ORC avec le cycle de Rankine conventionnel

La figure 1.6 montre dans le diagramme T-s les courbes de saturation de l'eau et de quelques fluides organiques typiques dans les applications ORC. Deux différences principales peuvent être relevées :

- La pente de la courbe de la vapeur saturée (courbe droite du dôme) est négative pour l'eau, alors que la courbe est beaucoup plus verticale pour les fluides organiques. En conséquence, la limitation de la qualité de la vapeur à la fin du processus de détente disparaît dans un cycle ORC, et il n'est pas nécessaire de surchauffer la vapeur avant l'entrée de la turbine.
- La différence d'entropie entre le liquide saturé et la vapeur saturée est beaucoup plus faible pour les fluides organiques. Cela implique également que l'enthalpie de

vaporisation est plus petite. Par conséquent, pour une même puissance thermique à travers l'évaporateur, le débit massique du fluide de travail organique doit être beaucoup plus élevé que celui de l'eau, ce qui entraîne une consommation plus importante de la pompe.

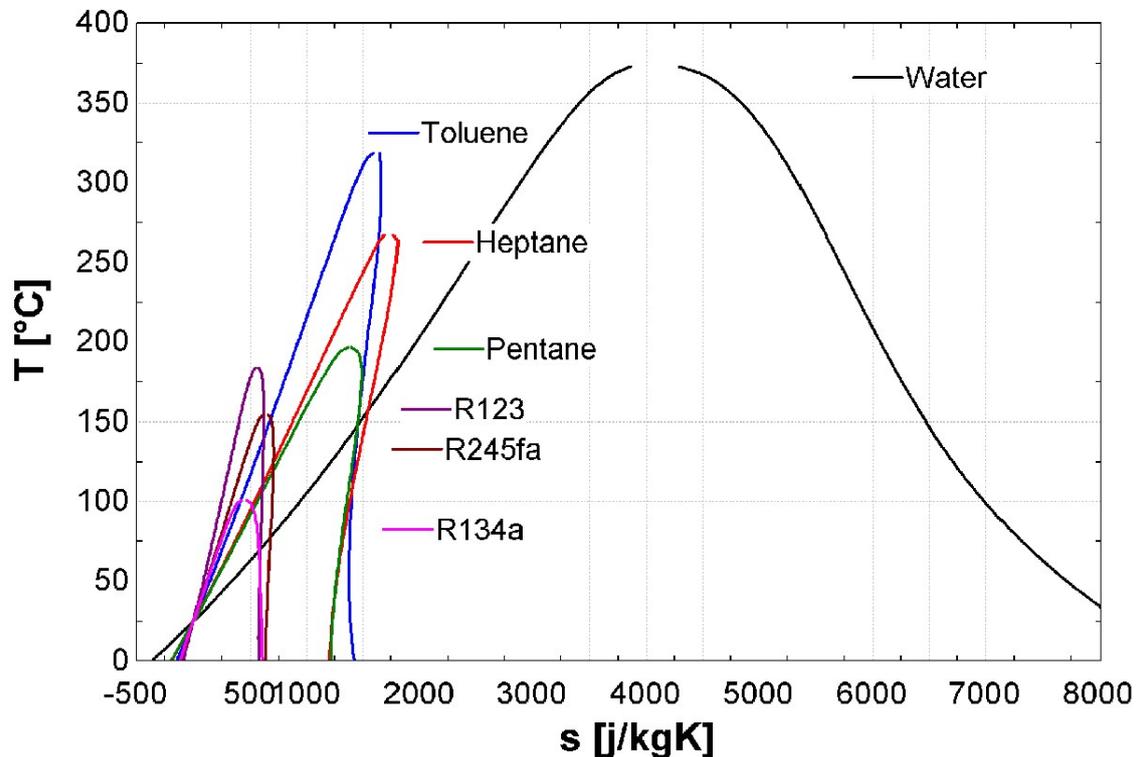


Figure 1.6 : Diagramme T-s de quelques fluides organiques et de l'eau.

1.3.1 Surchauffe

Comme indiqué précédemment, les fluides organiques restent généralement surchauffés à la fin de l'expansion. Il n'est donc pas nécessaire de les surchauffer dans les cycles ORC, contrairement aux cycles de vapeur. L'absence de condensation réduit également le risque de corrosion sur l'aube de la turbine, et augmente sa durée de vie jusqu'à 30 ans au lieu de 15-20 ans pour les turbines à vapeur [16].

1.3.2 Récupération de chaleur à basse température

En raison du point d'ébullition inférieur des fluides de travail organiques, la chaleur peut être récupérée à une température beaucoup plus basse. Cela permet, entre autres, de produire de l'électricité à partir de sources de chaleur géothermique.

1.3.3 Taille des composants

La taille des composants est très dépendante du débit volumique du fluide de travail car les chutes de pression augmentent avec le carré de la vitesse du fluide. Il est donc nécessaire d'augmenter le diamètre hydraulique des échangeurs de chaleur et le diamètre des tuyaux pour réduire cette vitesse. La taille de la turbine est à peu près proportionnelle au débit volumique.

1.3.4 Température d'entrée de la turbine

Dans les cycles de Rankine à vapeur, en raison de la contrainte de surchauffe, une température supérieure à 450°C est nécessaire à l'entrée de la turbine pour éviter la formation de gouttelettes pendant la détente. Cela entraîne des contraintes thermiques plus élevées dans la chaudière et sur les aubes de la turbine, ainsi qu'un coût plus élevé.

1.3.5 Consommation de la pompe

La consommation de la pompe est proportionnelle au débit volumique du liquide et à la différence de pression entre la sortie et l'entrée. Elle peut être évaluée par le Back Work Ratio, qui est défini comme la consommation de la pompe divisée par la puissance de sortie de la turbine. Dans un cycle de Rankine à vapeur, le débit d'eau est relativement faible et le back work ratio est généralement de 0,4%. Pour un ORC à haute température utilisant du toluène, la valeur typique est de 2 à 3 %. Pour un ORC à basse température utilisant du HFC-134a, des valeurs supérieures à 10 % peuvent être indiquées.

1.3.6 Haute pression

Dans un cycle de vapeur, des pressions d'environ 60 à 70 bars et des contraintes thermiques augmentent la complexité et le coût de la chaudière à vapeur. Dans un ORC, la pression ne dépasse généralement pas 30 bars. De plus, le fluide de travail n'est pas évaporé directement à la source de chaleur (par exemple un brûleur à biomasse) mais par l'intermédiaire d'une boucle de transfert de chaleur. Cela facilite la récupération de la chaleur puisque l'huile thermique est à la pression ambiante, et évite d'avoir recours à un opérateur de chaudière à vapeur sur place.

1.3.7 Pression de condensation

Afin d'éviter les infiltrations d'air dans le cycle, il est conseillé d'utiliser des pressions de condensation élevées. Ce n'est pas le cas pour l'eau, dont la pression de condensation est généralement inférieure à 100 mbar absolus. Les fluides organiques à basse température tels que le HFC-245fa, le HCFC-123 ou le HFC-134a répondent à cette exigence puisqu'ils se condensent à une pression supérieure à la pression atmosphérique. Cependant, les fluides ayant

une température critique plus élevée, comme l'hexane ou le toluène, sont sub-atmosphériques à température ambiante.

1.3.8 Caractéristiques des fluides

L'eau comme fluide de travail est très pratique par rapport aux fluides organiques. Ses principaux atouts sont les suivants :

- Rentabilité et disponibilité
- Non-toxicité
- Ininflammabilité
- Respect de l'environnement : faible potentiel de réchauffement planétaire (PRP), potentiel nul d'appauvrissement de la couche d'ozone.
- Stabilité chimique : pas de détérioration du fluide de travail en cas de point chaud dans l'évaporateur
- Faible viscosité : moins de pertes par frottement, coefficients d'échange thermique plus élevés

Cependant, les cycles de vapeur ne sont généralement pas totalement étanches : l'eau est perdue à la suite de fuites, d'un drainage ou d'une explosion de la chaudière. C'est pourquoi un système de traitement de l'eau doit être intégré à la centrale pour alimenter le cycle avec de l'eau déionisée de haute pureté.

Dans ce travail cinq fluides de travail organiques seront utilisés : R218, R227ea, R236ea, R236fa et RC318. Ces cinq fluides organiques sont des fluides frigorigènes qui ne causent pas de propagation de la flamme, et avec une toxicité très faible de classe A1 selon ASHRAE Standard 34 [31].

1.3.9 Conception des turbines

Dans les cycles de vapeur, le rapport de pression et la chute d'enthalpie sur la turbine sont tous deux très élevés. Cela implique l'utilisation de turbines à plusieurs étages d'expansion. Dans les cycles ORC, la chute d'enthalpie est beaucoup plus faible, et des turbines à un ou deux étages sont généralement utilisées, ce qui réduit leur coût.

Les effets supplémentaires de la faible chute d'enthalpie comprennent des vitesses de rotation et de pointe plus faibles. La vitesse de rotation plus faible permet l'entraînement direct du générateur électrique sans réducteur (ce qui est particulièrement avantageux pour les centrales

CHAPITRE 1 : Le cycle organique de Rankine

de faible puissance), tandis que la faible vitesse de pointe diminue la contrainte exercée sur les pales de la turbine et facilite leur conception.

1.3.10 Rendement

Le rendement des cycles de Rankine organiques actuels à haute température ne dépasse pas 24 %. Les cycles de Rankine à vapeur typiques présentent un rendement thermique supérieur à 30 %, mais avec une conception de cycle plus complexe (en termes de nombre de composants ou de taille). La même tendance est constatée pour les sources de chaleur à basse température : les cycles de Rankine à vapeur restent plus efficaces que les cycles ORC.

Les avantages de chaque technologie sont résumés dans le tableau 1.2.

Avantages de l'ORC	Avantages du cycle de vapeur
Pas de surchauffe	Caractéristiques des fluides
Basse température d'entrée de la turbine	Un rendement élevé
Compacité (densité plus élevée des fluides)	Consommation de la pompe
Basse pression d'évaporation	
Pression de condensation plus élevée	
Pas de système de traitement de l'eau	
Conception des turbines	
Récupération de chaleur à basse température	

Tableau 1.2 : Avantages de chaque technologie.

En conséquence, le cycle ORC est plus rentable dans la gamme des puissances faibles à moyennes (généralement inférieures à quelques MWe), car les petites centrales électriques n'ont pas les moyens d'avoir un opérateur sur place et nécessitent des composants et une conception simple et facile à fabriquer. Pour les gammes de puissance élevées, le cycle à vapeur est généralement préféré, sauf pour les sources de chaleur à basse température [24].

**CHAPITRE 2 :
ÉTUDE THÉORIQUE D'UN ORC
SOLAIRE SIMPLE**

CHAPITRE 2 : Étude théorique d'un ORC solaire simple

Ce chapitre présente une étude thermodynamique et paramétrique d'un ORC fonctionnant à l'énergie solaire. Le système a été étudié en utilisant cinq fluides de travail organiques secs, R218, R227ea, R236fa, R236ea et RC318. Le but de cette étude est d'étudier comment le changement de température ambiante affecte les performances de l'ORC solaire, et de déterminer l'effet du fluide de travail sur le système. Une analyse paramétrique est effectuée pour déterminer comment la température et la pression du fluide de travail organique, la surface du capteur solaire et le rendement isentropique de la turbine affectent la production d'électricité.

2.1 Modèle de ORC solaire simple

Le modèle utilisé pour simuler les performances d'un ORC fonctionnant à l'énergie solaire est présenté dans cette section. La figure 2.1 illustre un schéma de l'ORC solaire utilisé dans ce chapitre et la figure 2.2 montre le diagramme T-s correspondant. Quatre composants sont généralement utilisés dans un ORC simple : une pompe, un évaporateur, une turbine et un condenseur. La pompe augmente la pression du fluide de travail organique vers la pression de l'évaporateur, qui est dans ce cas le capteur solaire. Le capteur solaire transfère la chaleur au fluide organique de travail en utilisant l'énergie solaire. Le fluide entre alors dans la turbine à pression plus haute et à température plus haute et en sort à une température plus basse et une pression plus basse, produisant de l'énergie. Enfin, le fluide de travail organique entre dans le condenseur où la chaleur est transférée du fluide de travail vers la source froide. Cela permet de condenser le fluide en un liquide à la température initiale du fluide lorsqu'il entre dans la pompe, ce qui permet de relancer le cycle. Le système proposé a été étudié en utilisant des fluides secs car il a été prouvé qu'ils offrent de meilleures performances que les fluides humides pour les applications ORC [25].

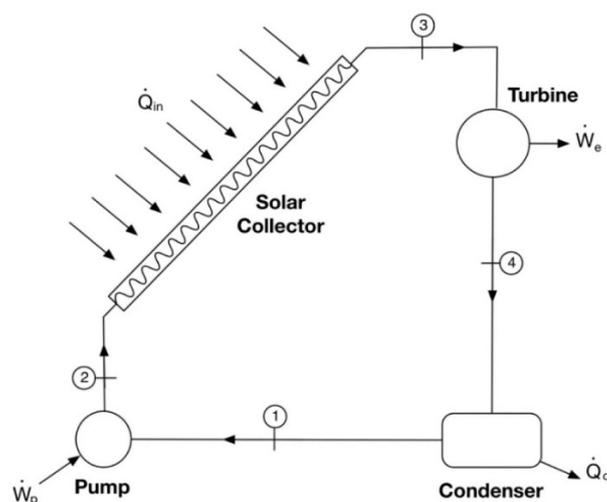


Figure 2.1 : Schéma de l'ORC solaire.

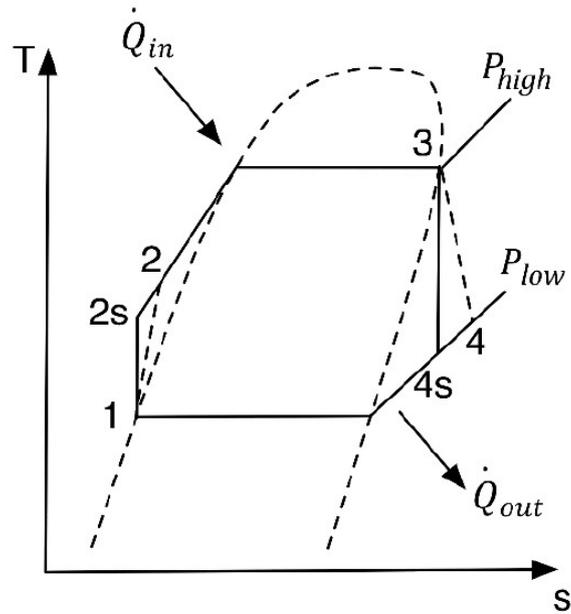


Figure 2.2 : Diagramme T-s du cycle.

2.1.1 Pompe (1 – 2)

La puissance de la pompe peut être exprimée en :

$$\dot{W}_p = \frac{\dot{W}_{p,is}}{\eta_{p,is}} = \frac{\dot{m}_f(h_{2,is} - h_1)}{\eta_{p,is}} = \dot{m}_f(h_2 - h_1) \quad (2.1)$$

où $\dot{W}_{p,is}$ est la puissance idéale de la pompe, \dot{m}_f est le débit massique du fluide de travail, $\eta_{p,is}$ le rendement isentropique de la pompe, et h_1 , $h_{2,is}$ et h_2 sont les enthalpies du fluide de travail organique à l'entrée, la sortie de la pompe pour le cas idéal, et la sortie de la pompe pour le cas réel, respectivement.

2.1.2 Capteur solaire (2 – 3)

Il s'agit d'un processus de transfert de chaleur à pression constante. Le capteur solaire chauffe le fluide de travail à la sortie de la pompe jusqu'à l'entrée de la turbine. Le taux de transfert de chaleur du capteur solaire dans le fluide de travail est donné par :

$$\dot{Q}_e = \dot{Q}_{in} = \dot{m}_f(h_3 - h_2) \quad (2.2)$$

où h_3 et h_2 sont les enthalpies du fluide de travail organique à la sortie et à l'entrée du capteur solaire, respectivement.

CHAPITRE 2 : Étude théorique d'un ORC solaire simple

Dans cette étude, un panneau solaire utilisé pour chauffer l'eau a remplacé un évaporateur typique de l'ORC. La chaleur du panneau solaire a été modélisée comme étant directement transférée au fluide de travail dans l'ORC. Le taux de transfert de chaleur du capteur solaire peut également être déterminé comme :

$$\dot{Q}_{in} = \eta_{solaire}IA \quad (2.3)$$

où I est l'irradiation solaire, A est la surface du capteur, et $\eta_{solaire}$ est le rendement du capteur solaire.

Le rendement du capteur solaire, $\eta_{solaire}$, est déterminé à partir de l'équation suivante fournie par le fabricant :

$$\eta_{solaire} = 0.755 - 5.22470 \left(\frac{P}{G} \right) - 0.01950 \left(\frac{P^2}{G} \right) \quad (2.4)$$

où P représente la différence de la température ambiante et la température interne et G les insulations aux conditions de référence. Dans ce chapitre, la valeur de P varie selon la température ambiante et $G = 1000 \text{ W/m}^2$ ont été utilisées et ont été fournies par « Solar Rating and Certification Corporation » pour un capteur solaire de modèle AE-40 [26].

2.1.3 Turbine (3 – 4)

La puissance de la turbine est donnée par :

$$\dot{W}_t = \dot{W}_{t,is} \eta_{t,is} = \dot{m}_f (h_3 - h_{4,is}) \eta_{t,is} = \dot{m}_f (h_3 - h_4) \quad (2.5)$$

où $\dot{W}_{t,is}$ est la puissance idéale de la turbine, $\eta_{t,is}$ est le rendement isentropique de la turbine, $h_{4,is}$ et h_4 sont les enthalpies du fluide organique de travail à la sortie de la turbine pour le cas idéal et pour le cas réel, respectivement.

2.1.4 Condenseur (4 – 1)

Le taux de chaleur du condenseur peut être exprimé comme suit :

$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_{out} = \dot{m}_f (h_1 - h_4) \quad (2.6)$$

2.1.5 Puissance nette

La puissance nette produite par l'ORC peut être exprimée comme suit :

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_t - \dot{W}_p \quad (2.7)$$

2.1.6 Rendement du cycle

Le rendement thermique est défini comme le rapport entre la puissance nette du cycle et le taux d'apport de chaleur comme suit :

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{in}} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2} \quad (2.8)$$

2.2 Résultats et discussion

Le modèle présenté dans ce chapitre a été étudié pour simuler le rendement d'un ORC solaire. La quantité de chaleur transférée par le capteur solaire dépend de l'irradiation solaire et du rendement du capteur solaire (varie avec la température ambiante), qui varient tous les deux au cours de l'année. Dans le modèle présenté dans ce chapitre, le débit massique du fluide de travail changera en fonction de la quantité de chaleur disponible du capteur solaire. Par conséquent, la puissance nette produite ainsi que la chaleur rejetée par le système varient également.

Ce chapitre a utilisé les données d'irradiation obtenues de PVGIS TMY [27]. Ces données ont été utilisées pour créer un jour représentatif pour chaque mois de l'année. Les valeurs d'irradiation sont indiquées dans le tableau 2.1. Un endroit a été choisi pour effectuer l'analyse de ce chapitre : Ouargla. Cette ville a été choisie pour étudier l'effet de la température ambiante sur les performances de l'ORC. La température ambiante moyenne a été tirée de la base de données climatique [28]. La température ambiante du lieu affecte le rendement du capteur solaire, ce qui affecte également la quantité de chaleur transférée au fluide de travail de l'ORC.

Mois	Irradiance (Wh/m ²)
Janvier	153.6
Février	198.9
Mars	258.2
Avril	275.2
Mai	317.3
Juin	340.5
Juillet	332.2
Août	307.0
Septembre	254.1
Octobre	190.5
Novembre	161.1
Décembre	144.9

Tableau 2.1 : Valeurs de l'irradiation solaire [27].

Cinq différents fluides organiques secs ont été utilisés dans cette analyse : R218, R227ea, R236ea, R236fa et RC318. Pour la simulation de l'ORC, la température de condensation a été supposée être de 30°C et la haute pression du système a été supposée être de 2 MPa pour tous les fluides étudiés. Par conséquent, la différence entre les hautes et les basses pressions dans le système ORC sera différente et dépendra du fluide organique choisi pour chaque étude. Ces informations sont présentées dans le tableau 2.2. Les rendements isentropiques de la pompe et de la turbine ont été estimée à 80 %. Comme le débit massique change en fonction de la quantité de chaleur disponible du capteur solaire, les rendements de la pompe et de la turbine ne seront pas constants, mais ils ont été supposés constants pour simplifier le modèle proposé. Le choix du fluide de travail peut également influencer le rendement. Comme le rendement varie, l'effet

CHAPITRE 2 : Étude théorique d'un ORC solaire simple

du rendement de la turbine sur l'énergie nette produite est étudié dans l'étude paramétrique. Chaque fluide entre dans la pompe sous forme de liquide saturé et quitte le capteur solaire sous forme de vapeur saturée. Le tableau 2.2 indique les plages de pression et de température pour chacun des fluides étudiés obtenus à l'aide de EES (Engineering Equation Solver).

Fluide	Pression Critique (MPa)	Basse Pression (MPa)	Basse Température (°C)	Haute Pression (MPa)	Haute Température (°C)	Haute Pression /Basse Pression
R218	2.64	0.9963	30	2	59.710	2.01
R227ea	2.999	0.5265	30	2	83.280	3.80
R236ea	3.502	0.24437	30	2	111.65	8.18
R236fa	3.2	0.3204	30	2	101.60	6.24
RC318	2.778	0.3655	30	2	98.69	5.47

Tableau 2.2 : Pression critique et plages de pression et de température pour chacun des fluides.

2.2.1 Performance du système

Les rendements thermiques de l'ORC sont indiqués dans le tableau 2.3 pour chacun des fluides étudiés. Les résultats de ce tableau montrent que le rendement thermique le plus élevé a été obtenu lorsque l'ORC utilise le R236ea, soit 11.93 %. En revanche, le rendement thermique le plus faible a été obtenu lorsque l'ORC utilise le R218, soit 4.69 %. Bien que les rendements soient faibles, ce système est avantageux car il tire parti de l'énergie solaire pour produire de l'électricité. Le R236ea est le fluide de travail ayant le rapport de pression le plus élevé (8.18) tandis que le R218 est le fluide de travail ayant le rapport de pression le plus faible (2.01). On peut donc conclure que pour les fluides sélectionnés, le rendement thermique est affecté par la différence entre la haute et la basse pression.

CHAPITRE 2 : Étude théorique d'un ORC solaire simple

Fluide	Rendement thermique (%)
R218	4.69
R227ea	8.34
R236ea	11.93
R236fa	10.69
RC318	9.63

Tableau 2.3 : Les rendements thermiques pour chacun des fluides.

Pour étudier la performance de l'ORC solaire proposé, le système a été étudié en utilisant quatre capteurs d'une superficie de 3.690 m² chacun (AE-40). La figure 2.3 montre l'énergie nette produite par l'ORC solaire pour chaque jour représentatif de chaque mois pour chacun des fluides examinés. Les résultats indiquent que lorsque l'ORC utilise le R236ea, il produit l'énergie nette la plus élevée. D'autre part, lorsque l'ORC utilise le R218, il affiche les performances les plus faibles parmi les fluides examinés. La figure 2.4 illustre la variation de rendement de capteur solaire au cours de l'année.

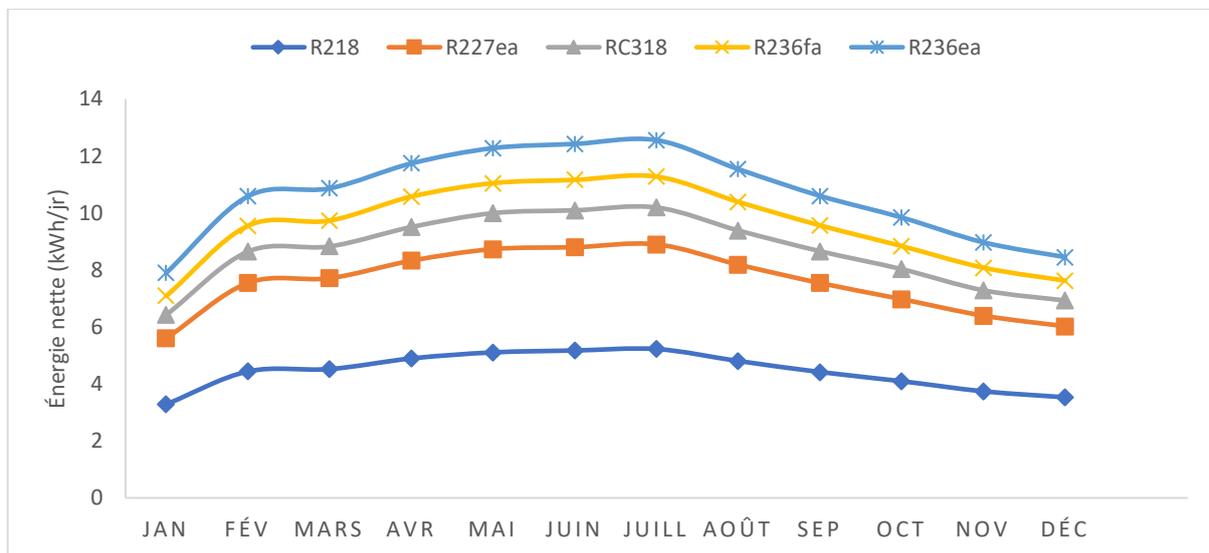


Figure 2.3 : Énergie nette produite par jour représentatif pour chaque fluide.

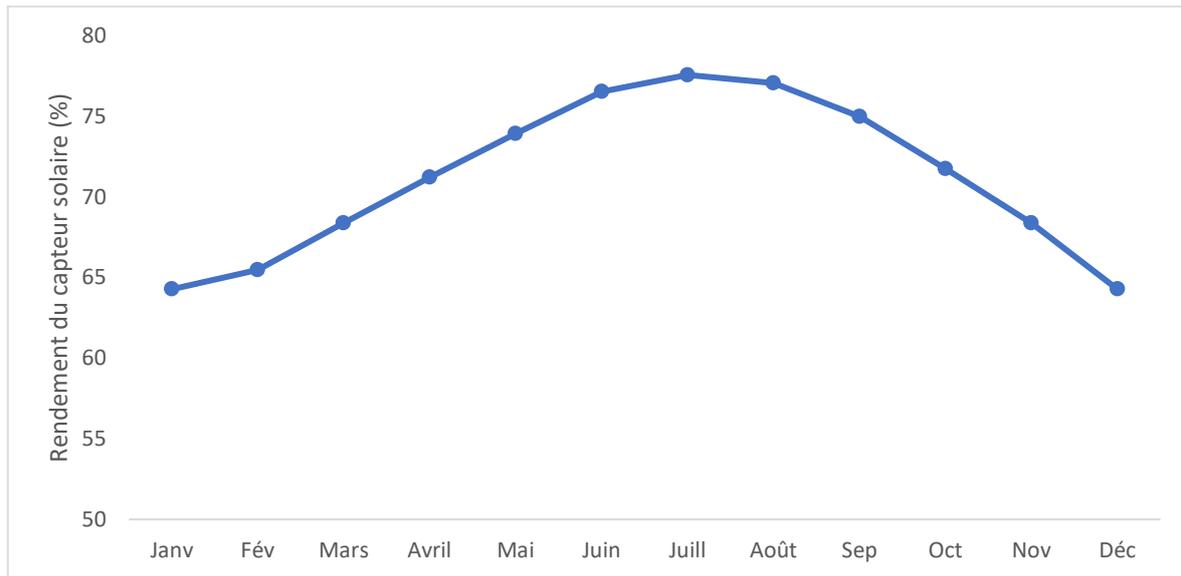


Figure 2.4 : Rendement du capteur solaire pour chaque mois.

Les débits massiques moyens requis pour chaque jour représentatif pour les résultats présentés dans la figure 2.3 sont présentés dans la figure 2.5. Cette figure montre que l'ORC fonctionnant avec le R218 nécessite le débit massique le plus élevé tandis que l'ORC fonctionnant avec le R236ea nécessite les débits massiques les plus faibles. Les résultats des figures 2.3 et 2.5 indiquent que le R236ea produit l'énergie nette la plus élevée avec le plus faible débit massique moyen. Le R236ea a également la plus faible puissance de pompe requise et le R218 a la plus grande puissance de pompe requise. Par conséquent, si le coût de la pompe et le coût de la turbine sont estimés sur la base du modèle proposé par Quoilin et al. [29], le R236ea est le fluide de travail dont les coûts de la pompe et de la turbine sont les plus faibles, tandis que le R218 est le fluide de travail dont les coûts de la pompe et de la turbine sont les plus élevés.

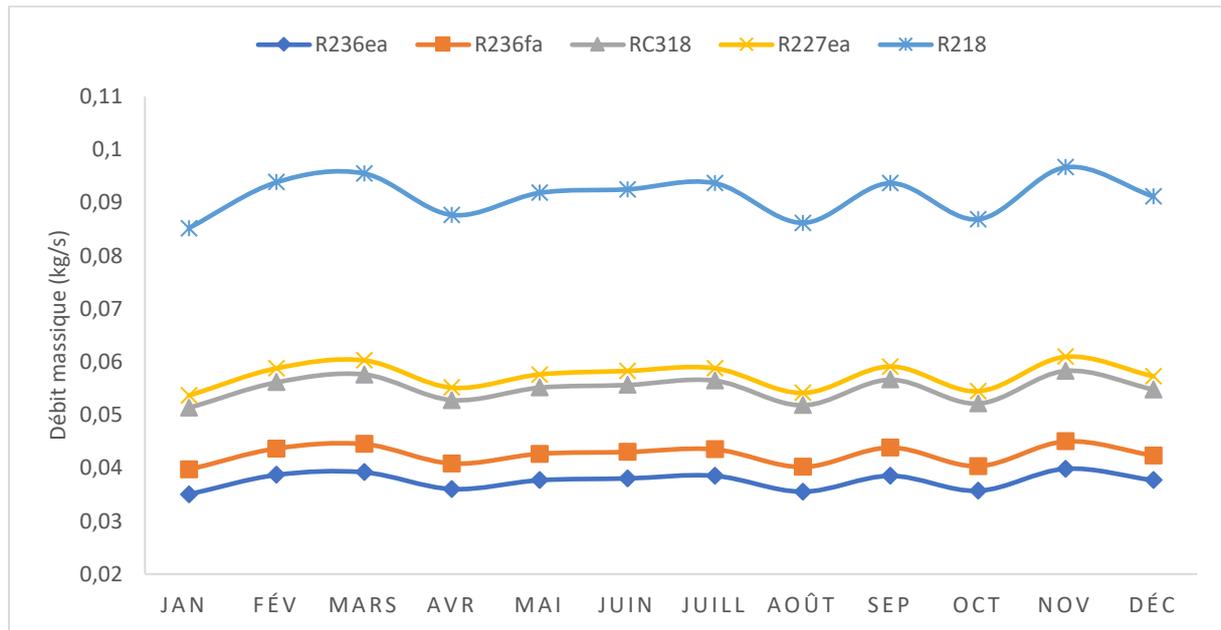


Figure 2.5 : Débit massique moyen pour chaque jour représentatif du mois pour chaque fluide.

La figure 2.6 illustre l'énergie nette produite par mois par chaque fluide. L'énergie nette pour chaque mois a été estimée par l'énergie nette produite en un jour représentatif du mois, multipliée par le nombre de jours du mois. Les résultats montrent que le R236ea a produit le plus d'énergie nette chaque mois par rapport aux quatre autres fluides étudiés, tandis que le R218 a produit le moins. Cette figure montre également que l'ORC à énergie solaire est capable de produire la plupart de l'énergie pendant les mois de printemps et d'été, avec un pic de production au mois de juillet pour tous les fluides examinés. L'énergie totale produite annuellement pour chaque cas examiné est présentée dans le tableau 2.4. L'énergie nette la plus élevée est produite par l'ORC en utilisant le R236ea comme fluide de travail (3879 kWh/an) tandis que la plus faible est produite par l'ORC en utilisant le R218 (1617 kWh/an). On peut observer comment la sélection des fluides joue un rôle très important dans les performances de l'ORC puisque l'ORC utilisant le R236ea est capable de générer plus d'énergie l'ORC utilisant le R218.

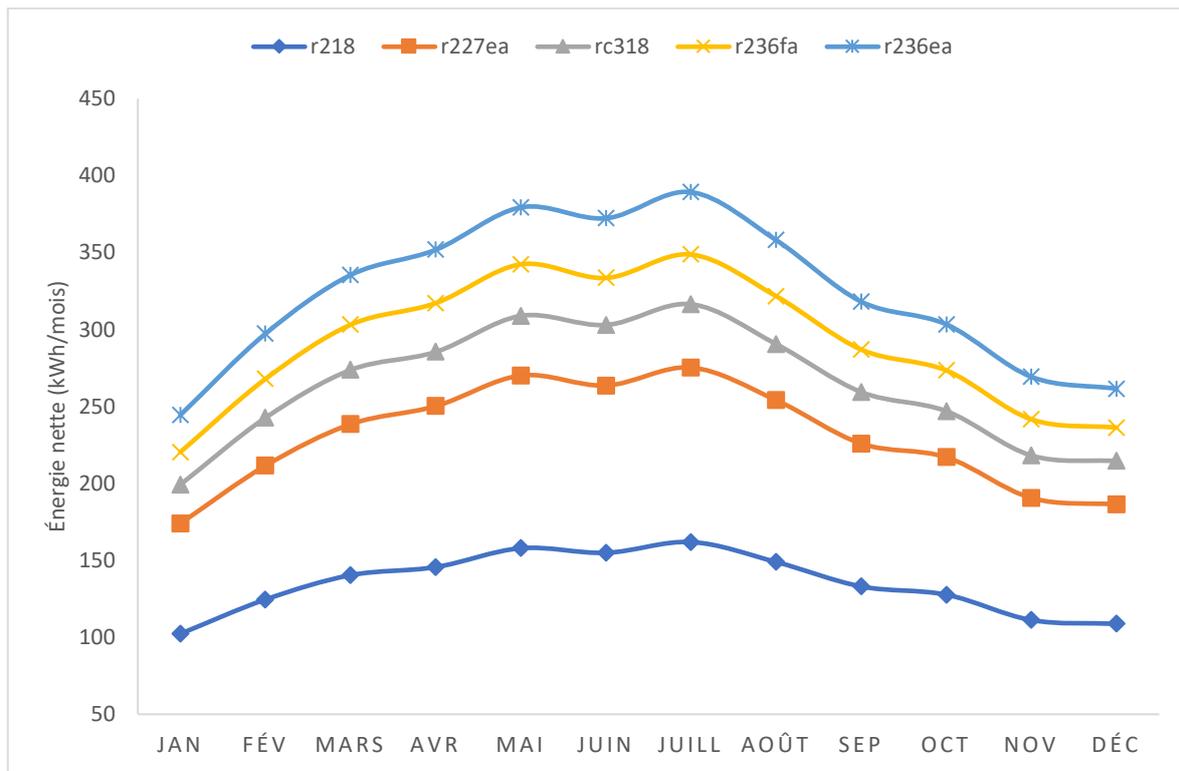


Figure 2.6 : Énergie nette produite par mois, pour chaque fluide.

Fluide	Énergie nette générée (kWh/an)
R218	1616.89
R227ea	2756.156
R236ea	3878.985
R236fa	3491.989
RC318	3157.844

Tableau 2.4 : Energie nette annuelle produite.

Les résultats présentés dans les figures 2.3 à 2.6 ainsi que ceux présentés dans les tableaux 2.3 et 2.4 indiquent que le R236ea a le rendement thermique le plus élevé dans les conditions modélisées décrites dans le tableau 2.2. En plus, le R236ea est aussi celui qui génère le plus d'énergie par jour et par an et qui a le plus faible débit massique nécessaire dans les conditions évaluées. Par conséquent, le R236ea est utilisé comme fluide de travail pour les résultats qui sont présentés ensuite dans ce chapitre.

2.2.2 Étude paramétrique

Une étude paramétrique a été réalisée à l'aide du R236ea afin de comprendre comment différents paramètres affectent la performance globale de l'ORC solaire proposé. Les paramètres examinés dans ce chapitre sont : la surface de captage, la haute pression de l'ORC, la température du condenseur et le rendement de la turbine.

La figure 2.7 montre l'effet de la surface de captage pour les mois de janvier et juillet, sur l'énergie nette produite et le débit massique de fluide nécessaire au fonctionnement. La surface du capteur solaire AE-40, est de 3.690 m². Les résultats pour 1 à 10 capteurs sont présentés dans la figure 2.8. Comme la surface de captage augmente, l'énergie nette produite augmente et le débit massique moyen requis augmente également de façon linéaire. Les résultats présentés dans cette figure montrent que lorsque la surface de captage augmente, la différence entre l'énergie produite augmente en juillet par rapport à janvier. Le débit massique moyen a la même tendance que l'énergie nette produite par rapport à la surface de captage. Le rendement thermique est constant lorsque le nombre de capteurs solaires est modifié.

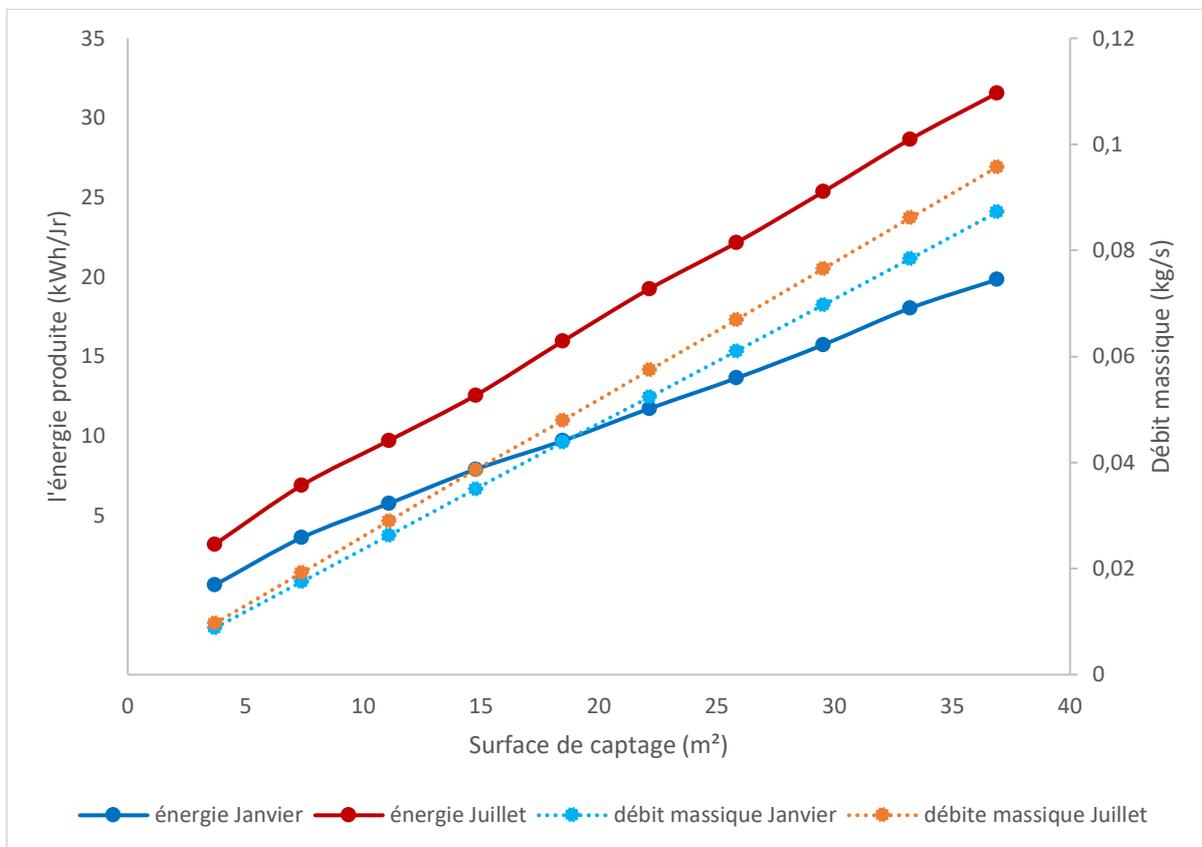


Figure 2.7 : L'effet de la surface de captage sur l'énergie nette produite et le débit massique pour une journée, en janvier et juillet.

CHAPITRE 2 : Étude théorique d'un ORC solaire simple

La figure 2.8 présente l'effet de la pression du fluide à travers le capteur solaire sur la production nette d'énergie et débit massique moyen requis pour l'ORC en janvier et juillet. La valeur de la haute pression du fluide de travail varie de 0,5 MPa à 3,0 MPa. Comme la haute pression du fluide augmente, le débit massique requis diminue et l'énergie nette générée augmente. Le rendement thermique passe respectivement de 8.73% lorsque la pression du fluide à travers le capteur solaire est de 1 MPa à 13.23% avec une pression de 3 MPa à travers le capteur solaire.

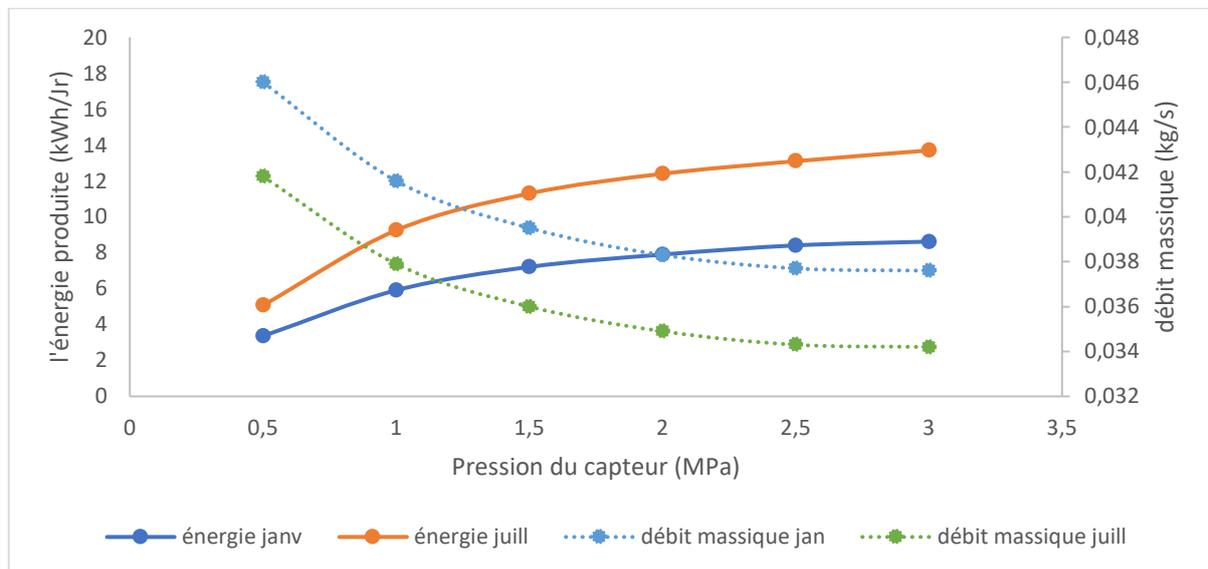


Figure 2.8 : L'effet de la pression des capteurs solaires sur l'énergie nette produite et le débit massique pour une journée, en janvier et juillet.

La figure 2.9 montre l'effet du changement de température de condensation sur l'énergie nette produite et le débit massique moyen requis en janvier et juillet. La basse température du fluide a été modifiée de 30°C à 60°C. La basse température affecte inversement le débit massique moyen et l'énergie générée ; lorsque la température augmente, tout diminue. Le rendement thermique diminue également lorsque la température augmente. À 30°C, le rendement thermique est 11.93%, et à 60°C, le rendement est 7.73%.

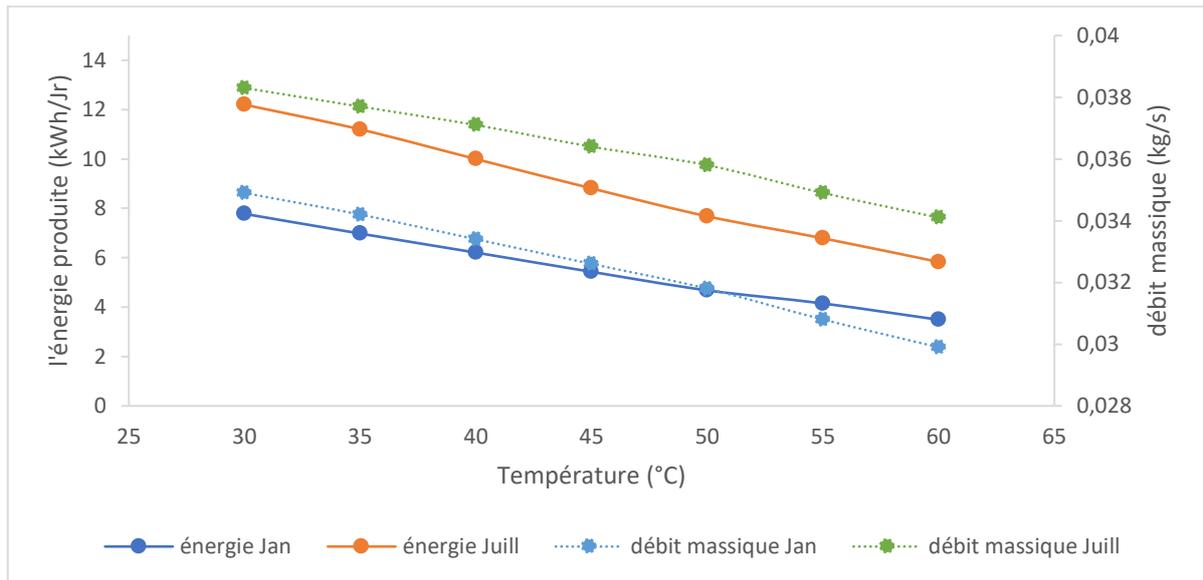


Figure 2.9 : L'effet de la température de condensation sur l'énergie nette produite et le débit massique pour une journée, en janvier et juillet.

La figure 2.10 illustre l'effet du rendement isentropique de la turbine sur l'énergie nette produite en janvier et juillet. Le rendement de la turbine a varié de 50% à 80%. La réduction du rendement de la turbine réduit l'énergie nette produite.

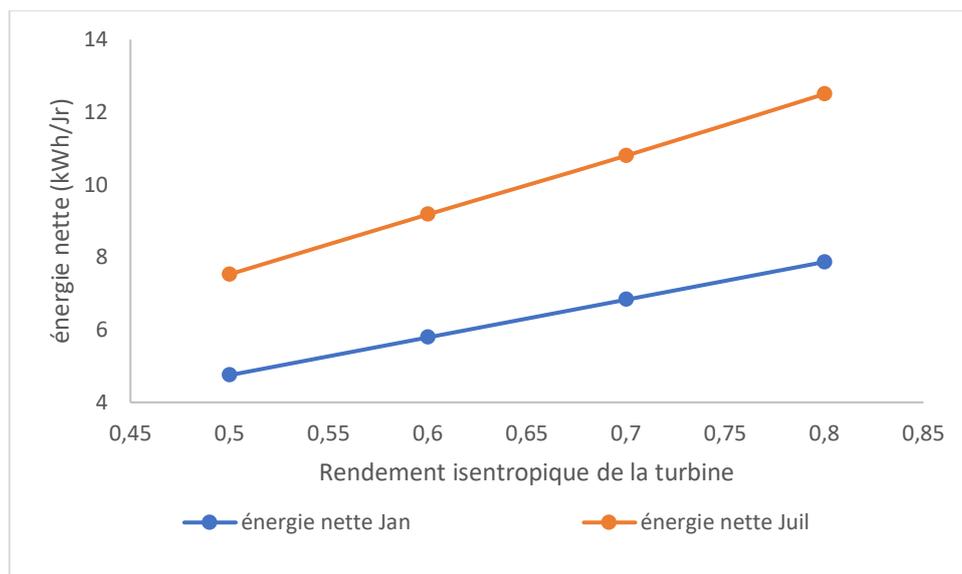


Figure 2.10 : L'effet du rendement isentropique de la turbine sur l'énergie nette produite pour une journée en janvier et juillet.

2.3 Conclusion

Ce chapitre a présenté un cycle organique de Rankine solaire simple, qui a été étudié en utilisant cinq fluides de travail organiques (secs) pour déterminer l'effet de la température ambiante et l'effet du fluide de travail sur les performances du cycle. Une étude paramétrique a été effectuée pour déterminer l'influence de la température et de la pression du fluide de travail organique ainsi que de la surface des capteurs solaires sur la production d'électricité dans l'ORC solaire. Pour tous les fluides examinés, le modèle a montré que l'ORC produisait le plus de puissance nette pendant les mois de printemps et d'été. Le R236ea a donné les meilleurs résultats parmi les cinq fluides, il a produit le plus d'énergie nette par an, avait le rendement thermique le plus élevé, ainsi que le plus faible débit massique moyen requis. Le R236ea a donc été le fluide de travail choisi pour l'étude paramétrique.

L'étude paramétrique a déterminé que lorsque la surface du capteur solaire augmente l'énergie nette et le débit massique augmentent. Lorsque la pression du capteur solaire augmente, le travail net augmente et le débit massique moyen diminue. La température de condensation a un effet inverse sur l'énergie nette produite et le débit massique. Les mois de janvier et de juillet ont été comparés dans l'étude paramétrique, les effets de la surface des capteurs solaires, de la pression des capteurs solaires et de la température de condensation étaient plus importants pour le mois de juillet. La réduction du rendement isentropique de la turbine a réduit l'énergie nette produite. La variation de la pression des capteurs solaires et de la température de condensation a affecté le rendement thermique, alors que le nombre de capteurs solaires n'a pas affecté le rendement thermique. Le rendement le plus élevé est obtenu avec une pression élevée des capteurs solaires et une basse température de condensation. L'analyse paramétrique a également montré que des rapports de pression et des plages de température plus élevés augmentaient la performance du cycle organique de Rankine solaire. Le choix du fluide de travail a un rôle très important. Le R236ea, qui a le rapport de pression et la plage de température les plus élevés, est le fluide qui a donné les meilleures performances parmi les fluides étudiés.

CHAPITRE 3 :
ÉTUDE THÉORIQUE D'UN ORC
SOLAIRE AVEC RÉCHAUFFEUR À
MÉLANGE

CHAPITRE 3 : Étude théorique d'un ORC solaire avec réchauffeur à mélange.

Ce chapitre présente l'étude thermodynamique d'un cycle organique de Rankine solaire avec réchauffeur à mélange en utilisant les mêmes fluides organiques utilisés dans le chapitre précédent. Une analyse paramétrique est effectuée pour étudier l'effet du rendement de la turbine ainsi que de la pression intermédiaire du réchauffeur à mélange sur le rendement du système.

3.1 Modèle de ORC solaire avec réchauffeur à mélange

Cette section décrit le modèle utilisé pour étudier la performance du cycle organique de Rankine alimenté par l'énergie solaire. La figure 3.1 présente un schéma du ORC examiné et le diagramme T-s associé. Comme le montre la figure 3.1, le système est une génération directe de vapeur, puisque le fluide de travail organique est chauffé directement à l'état de vapeur dans l'évaporateur [30].

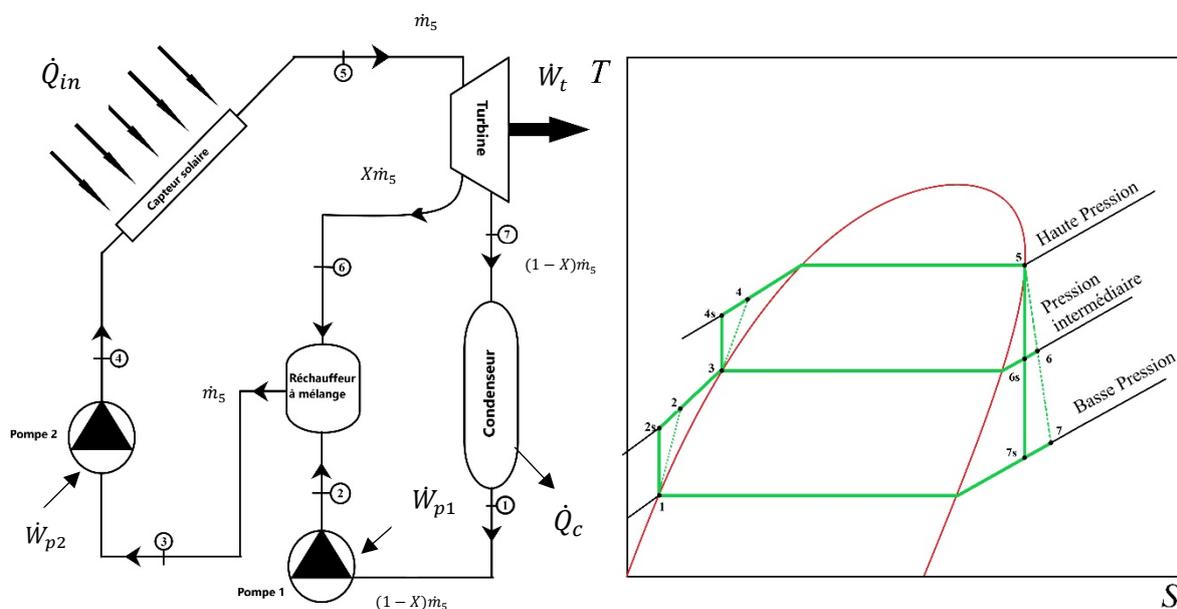


Figure 3.1 : Schéma du ORC solaire et le diagramme T-s associé.

Le fluide organique à l'état 3 est pompé à l'état 4 et entre dans le capteur plan où la chaleur est transférée au fluide. Le fluide de travail organique à l'état 5 entre dans une turbine à deux étages, sous forme de vapeur saturée, où l'énergie est produite. Dans le premier étage de la turbine, le fluide est détendu à l'état 6, où une fraction du fluide organique est extraite dans le réchauffeur à mélange fonctionnant à la pression d'extraction (pression intermédiaire). Le reste du fluide de travail se détend à travers le deuxième étage de la turbine jusqu'à l'état 7 et passe ensuite dans un condenseur (état 1). Cette partie du fluide est pompée à la pression intermédiaire et introduite dans le réchauffeur à mélange à l'état 2. Ce fluide est ensuite mélangé et chauffé avec la fraction

du fluide qui sort du premier étage de la turbine, de sorte que le fluide de travail qui quitte le réchauffeur à mélange est un liquide saturé à la pression intermédiaire. Après la combinaison des deux courants de fluide, le fluide de travail organique entre dans la deuxième pompe, à l'état 3, pour augmenter la pression avant d'entrer dans le capteur solaire à l'état 4 et de répéter le cycle. Les hypothèses de ce modèle comprennent : un taux d'irradiation constant pour chaque heure, un système en régime permanent, aucune perte de pression, la pression intermédiaire est la moyenne des hautes et basses pressions pour chaque fluide de travail, et des rendements isentropiques constants pour les pompes et la turbine. Dans le modèle présenté dans ce chapitre, les fluides organiques secs sont utilisés car la courbe de vapeur saturée a une pente négative qui s'est avérée fournir de meilleurs résultats que les fluides qui ont une pente positive pour la courbe de vapeur saturée (fluides humides) [25].

3.1.1 Pompe 1 (1 – 2)

La puissance de la pompe peut être déterminée comme :

$$\dot{W}_{p1} = \frac{\dot{W}_{p1,is}}{\eta_{p1,is}} = \frac{\dot{m}_5(1-X)(h_1 - h_{2,is})}{\eta_{p1,is}} = \dot{m}_5(1-X)(h_1 - h_2) \quad (3.1)$$

où $\dot{W}_{p1,is}$ est la puissance idéale de la pompe 1, $\eta_{p1,is}$ est le rendement isentropique de la pompe 1, \dot{m}_5 est le débit massique du fluide de travail à l'état 5, X est la fraction du fluide extrait du premier étage de la turbine, et h_1 , $h_{2,is}$ et h_2 sont les valeurs d'enthalpie du fluide de travail à l'entrée de la pompe, la valeur d'enthalpie idéale à la sortie de la pompe, et la valeur réelle à la sortie de la pompe, respectivement.

3.1.2 Pompe 2 (3 – 4)

La puissance requise pour la pompe 2 est donnée par :

$$\dot{W}_{p2} = \frac{\dot{W}_{p2,is}}{\eta_{p2,is}} = \frac{\dot{m}_5(h_3 - h_{4,is})}{\eta_{p2,is}} = \dot{m}_5(h_3 - h_4) \quad (3.2)$$

où $\dot{W}_{p2,is}$ est la puissance idéale de la pompe 2, $\eta_{p2,is}$ est le rendement isentropique de la pompe 2, et h_3 et h_4 sont les valeurs d'enthalpie du fluide de travail aux états 3 et 4, qui sont respectivement l'entrée et la sortie de la pompe 2.

3.1.3 Capteur solaire (4 – 5)

Il s'agit d'un processus isobare où la chaleur est fournie au fluide organique de travail avant l'entrée de la turbine après que le fluide soit sorti de la deuxième pompe. Le capteur plan

CHAPITRE 3 : Étude théorique d'un ORC solaire avec réchauffeur à mélange.

remplace l'évaporateur. Le taux de transfert de chaleur du capteur solaire dans le fluide de travail est donné par :

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_5(h_5 - h_4) \quad (3.3)$$

où h_5 est l'enthalpie du fluide de travail à la sortie du capteur solaire.

Le taux de transfert de chaleur du capteur solaire peut également être exprimé en fonction de l'irradiation et de rendement du capteur solaire. Les équations 2.3 et 2.4 du chapitre 2 montrent comment le transfert de chaleur est lié à l'irradiation et au rendement des capteurs solaires.

3.1.4 Turbine (5 – 6 / 5 – 7)

La puissance de la turbine à deux étages est déterminée par :

$$\dot{W}_t = \eta_{t,is} \dot{W}_{t,is} = \eta_{t,is} \dot{m}_5 (h_5 - h_{7,is} + X(h_{7,is} - h_{6,is})) = \dot{m}_5 (h_5 - h_7 + X(h_7 - h_6)) \quad (3.4)$$

où $\dot{W}_{t,is}$ est la puissance de la turbine idéale, $\eta_{t,is}$ est le rendement isentropique de la turbine, h_6 et $h_{6,is}$ sont les enthalpies du fluide de travail à la sortie du premier étage de la turbine pour les cas réel et idéal respectivement, et h_7 et $h_{7,is}$ sont les enthalpies du fluide de travail à la sortie du deuxième étage de la turbine pour les cas réel et idéal respectivement.

3.1.5 Réchauffeur à mélange (6 – 2 / 6 – 3)

La fraction d'extraction est définie comme suit :

$$X = \frac{(h_3 - h_2)}{(h_6 - h_2)} = \frac{\dot{m}_6}{\dot{m}_5} \quad (3.5)$$

où \dot{m}_6 est le débit massique du fluide de travail à la sortie du premier étage de la turbine.

3.1.6 Condenseur (7 – 1)

Le taux de transfert de chaleur à la sortie du condenseur est donné par :

$$\dot{Q}_c = (1 - X) \dot{m}_5 (h_1 - h_7) \quad (3.6)$$

3.1.7 Puissance nette

L'équation de la puissance nette du cycle est la suivante :

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_t - \dot{W}_{p1} - \dot{W}_{p2} \quad (3.7)$$

3.1.8 Rendement du cycle :

Le rendement thermique peut être exprimé par :

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{in}} = \frac{(h_5 - h_7 + X(h_7 - h_6)) - (1 - X)(h_2 - h_1) - (h_4 - h_3)}{(h_5 - h_4)} \quad (3.8)$$

3.2 Résultats et discussion

Le travail décrit dans la section précédente c'était une étude d'un cycle organique de Rankine solaire avec un réchauffeur à mélange. Les données sur l'irradiation ont été obtenues depuis PVGIS TMY pour le même endroit sélectionné au chapitre 2 [27].

La figure 3.2 illustre les données d'irradiation annuelle, obtenues à partir des données de PVGIS TMY [27].

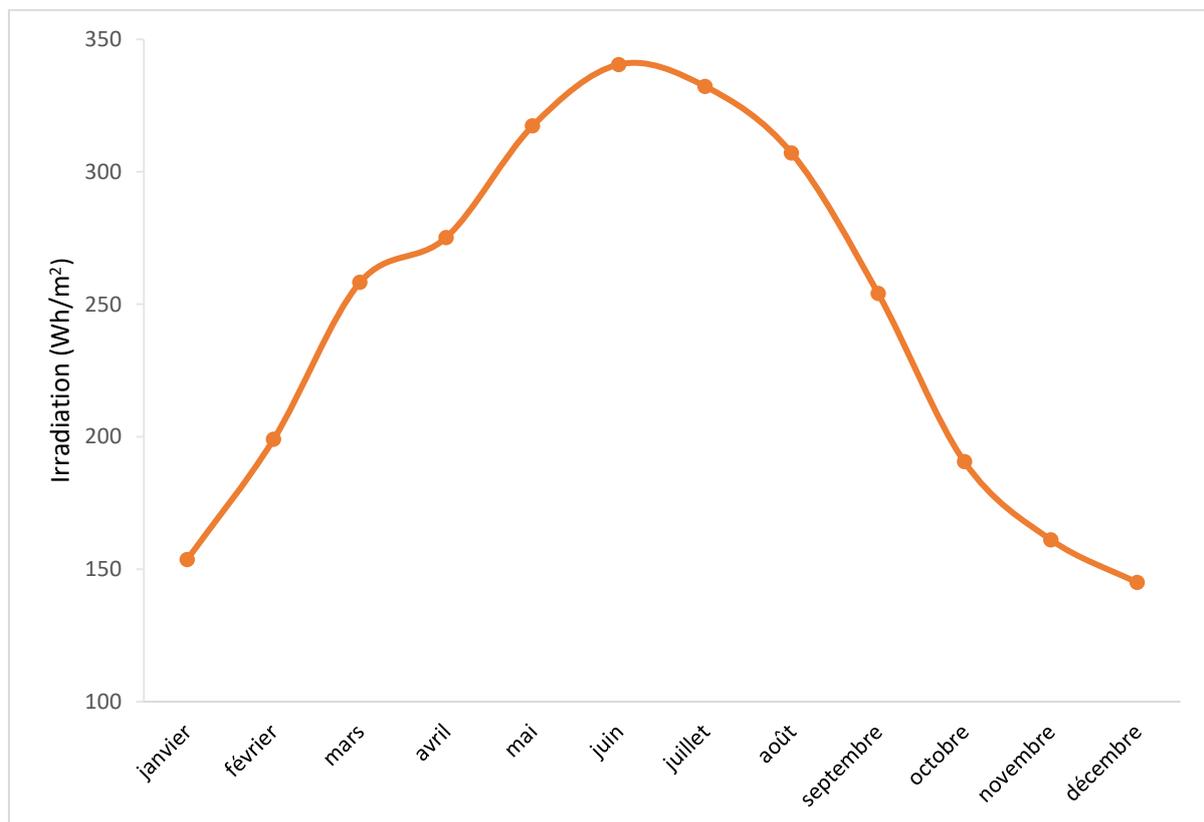


Figure 3.2 : Données annuelles d'irradiation [27].

Cinq fluides de travail organiques secs ont été utilisés dans ce chapitre : R236ea, R236fa, RC318, R227ea et R218. Comme mentionné précédemment, dans cette étude, l'état du fluide de travail est supposé d'être une vapeur saturée lorsque le fluide quitte le capteur solaire, par conséquent, l'énergie maximale disponible du capteur solaire a été récoltée en changeant le débit massique du fluide de travail. Pour chaque fluide sélectionné, le fluide entrant dans les

CHAPITRE 3 : Étude théorique d'un ORC solaire avec réchauffeur à mélange.

deux pompes a été supposé d'être un liquide saturé. Pour tous les fluides, on a supposé que la température de condensation était de 30 °C, que la pression du capteur solaire était de 2 MPa, et que la pression du réchauffeur à mélange était la pression moyenne entre le capteur solaire et le condenseur. Les rendements isentropiques de la pompe et de la turbine ont été estimés à 80 %. Comme le débit massique du fluide de travail organique change en fonction de la quantité d'irradiation du capteur solaire, les rendements de la pompe et de la turbine varient au cours du cycle, mais ils ont été supposés constants pour simplifier les études. L'effet du rendement des turbines sur l'énergie nette produite est étudié dans une étude paramétrique présentée plus loin dans ce chapitre. Les valeurs de pression et de température pour chaque fluide sont indiquées dans le tableau 3.1.

Fluide	Pression critique (MPa)	Basse pression (MPa)	Basse température (°C)	Pression intermédiaire (MPa)	Haute pression (MPa)	Haute température (°C)
R218	2.64	0.9963	30	1.4982	2	59.710
R227ea	2.999	0.5265	30	1.2633	2	83.280
R236ea	3.502	0.24437	30	1.1222	2	111.65
R236fa	3.2	0.3204	30	1.1602	2	101.60
RC318	2.778	0.3655	30	1.1828	2	98.69

Tableau 3.1 : Pression critique et plages de pression et de température pour chacun des fluides examinés.

3.2.1 Performance du système

L'ORC avec réchauffeur à mélange a été comparé à l'ORC simple en utilisant les mêmes données météorologiques du même endroit pour chaque fluide étudié. Le tableau 3.2 présente les rendements thermiques de chaque fluide pour l'ORC simple et l'ORC avec réchauffeur. Pour tous les fluides étudiés, l'ORC avec réchauffeur à mélange avait un rendement thermique plus élevé que l'ORC simple lorsque les deux systèmes fonctionnaient avec le même fluide de travail.

Fluide	Rendement thermique (%)	
	ORC simple	ORC avec réchauffeur
R218	4.69	5.18
R227ea	8.34	9.39
R236ea	11.93	13.42
R236fa	10.69	12.03
RC318	9.63	10.97

Tableau 3.2 : Les rendements thermiques.

Dans le tableau 3.3, l'énergie nette produite est présentée pour les cinq fluides dans le cycle avec réchauffeur et le cycle simple. L'ORC avec réchauffeur est capable de générer plus d'énergie nette que l'ORC simple modélisé pour chacun des fluides examinés. Parmi tous les fluides examinés, le R236ea a donné les meilleurs résultats pour l'ORC avec réchauffeur et l'ORC simple aux niveaux de rendement thermique et l'énergie nette produite. Pour étudier la performance du cycle, le système a été examiné en utilisant quatre capteurs d'une surface de 3.690 m² chacun. L'ORC avec réchauffeur utilisant le R236ea comme fluide de travail avait un rendement supérieur, une énergie nette produite plus élevée que l'ORC simple avec le même fluide de travail. Les autres fluides se sont comportés moins que le R236ea dans l'ORC simple.

Fluide	Énergie nette produite (kWh/an)	
	ORC simple	ORC avec réchauffeur
R218	2393	2537
R227ea	3142	3401
R236ea	3879	4229
R236fa	3624	3944
RC318	3407	3726

Tableau 3.3 : Énergie nette produite.

Comme le R236ea a donné les meilleurs résultats parmi les fluides examinés, il est utilisé comme fluide de travail pour les autres résultats présentés dans ce chapitre. La figure 3.3 compare l'ORC simple et l'ORC avec réchauffeur à mélange pendant un an. L'ORC avec

CHAPITRE 3 : Étude théorique d'un ORC solaire avec réchauffeur à mélange.

réchauffeur a produit plus d'énergie nette par mois que l'ORC simple. L'ORC avec réchauffeur a produit 4229 kWh/an d'énergie nette tandis que l'ORC simple a produit 3879 kWh/an d'énergie nette.

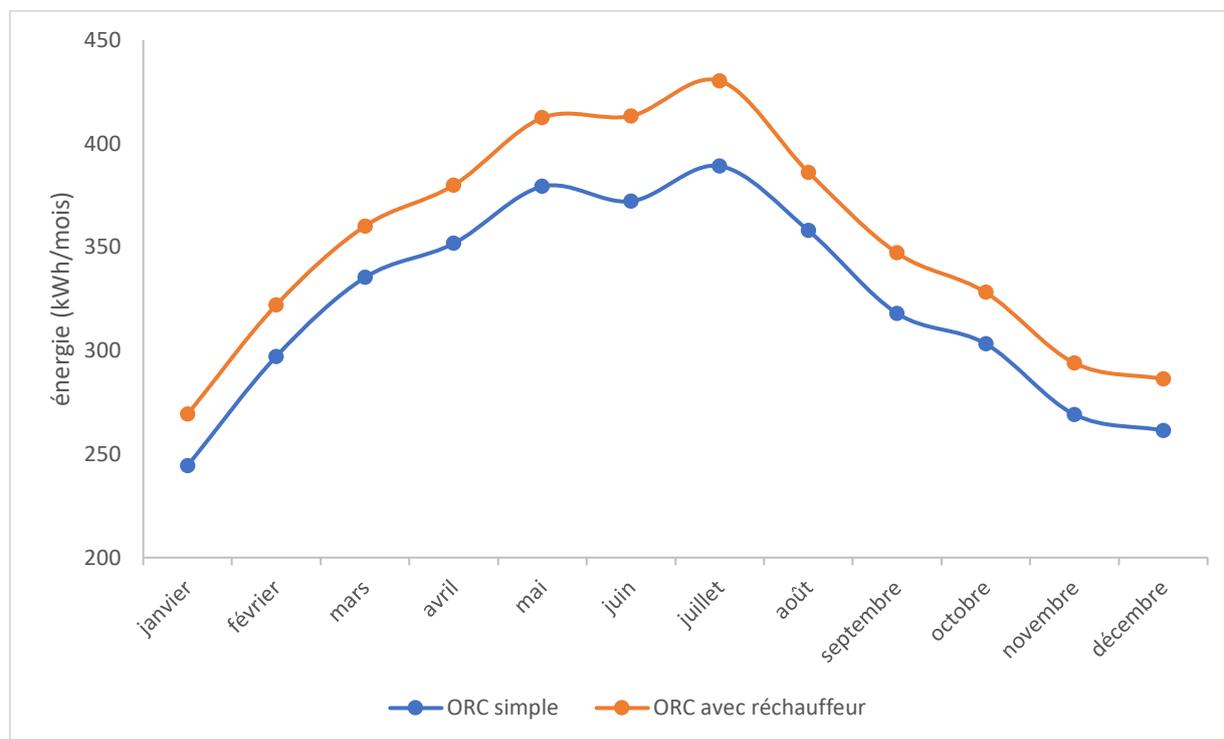


Figure 3.3 : Énergie nette produite par mois utilisant le R236ea comme fluide de travail.

3.2.2 Étude paramétrique

L'effet de la pression intermédiaire et du rendement de la turbine sur l'énergie nette produite et le débit massique du système a été étudié. La figure 3.4 montre l'effet de la pression intermédiaire sur l'énergie nette produite et le débit massique moyen pour les mois de janvier et juillet lorsque la pression intermédiaire varie de 0.3 MPa à 1.9 MPa. L'énergie nette produite et le débit massique moyen étaient plus élevés au mois de juillet qu'au mois de janvier. Les débits massiques moyens pour les mois de janvier et juillet ont augmenté quand la pression intermédiaire augmentait. L'énergie nette maximale s'est produite à la même valeur de la pression intermédiaire de 0.75 MPa. La modification du rendement de la turbine n'affecte que l'énergie nette produite. L'effet du rendement des turbines sur l'énergie nette produite pour les mois de janvier et juillet est illustré à la figure 3.5. Le rendement de la turbine a varié de 50 % à 80 %. Quand le rendement de la turbine augmente, l'énergie nette augmente.

CHAPITRE 3 : Étude théorique d'un ORC solaire avec réchauffeur à mélange.

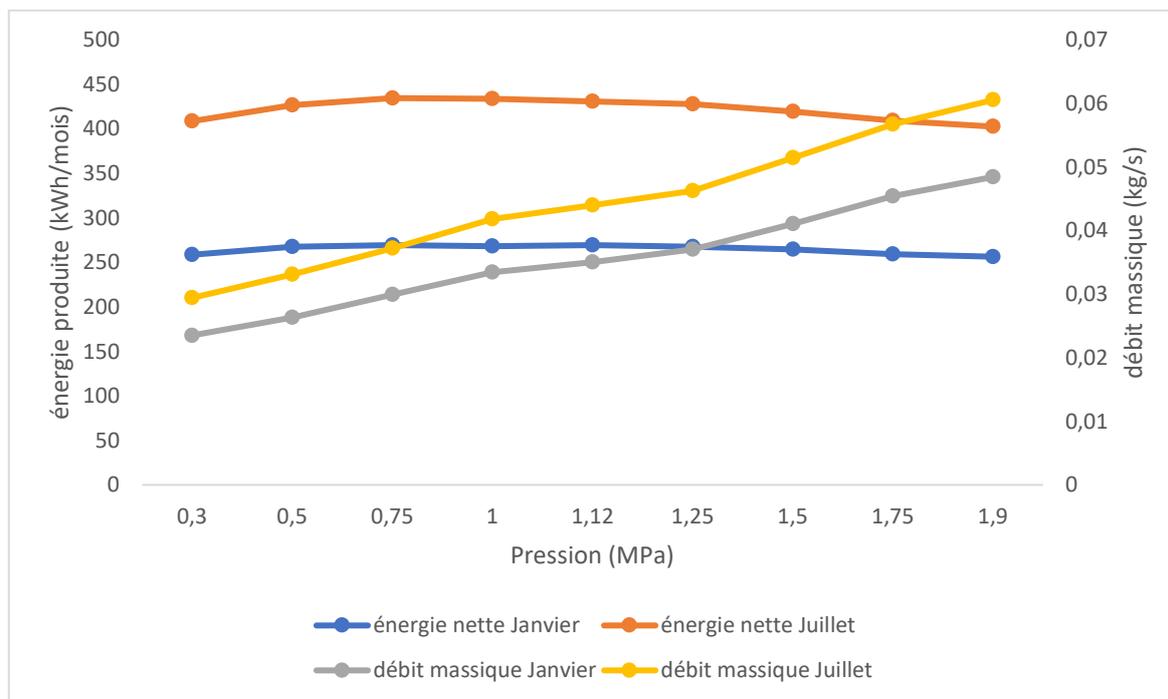


Figure 3.4 : L'effet de la pression intermédiaire sur l'énergie nette et le débit massique moyen pour janvier et juillet.

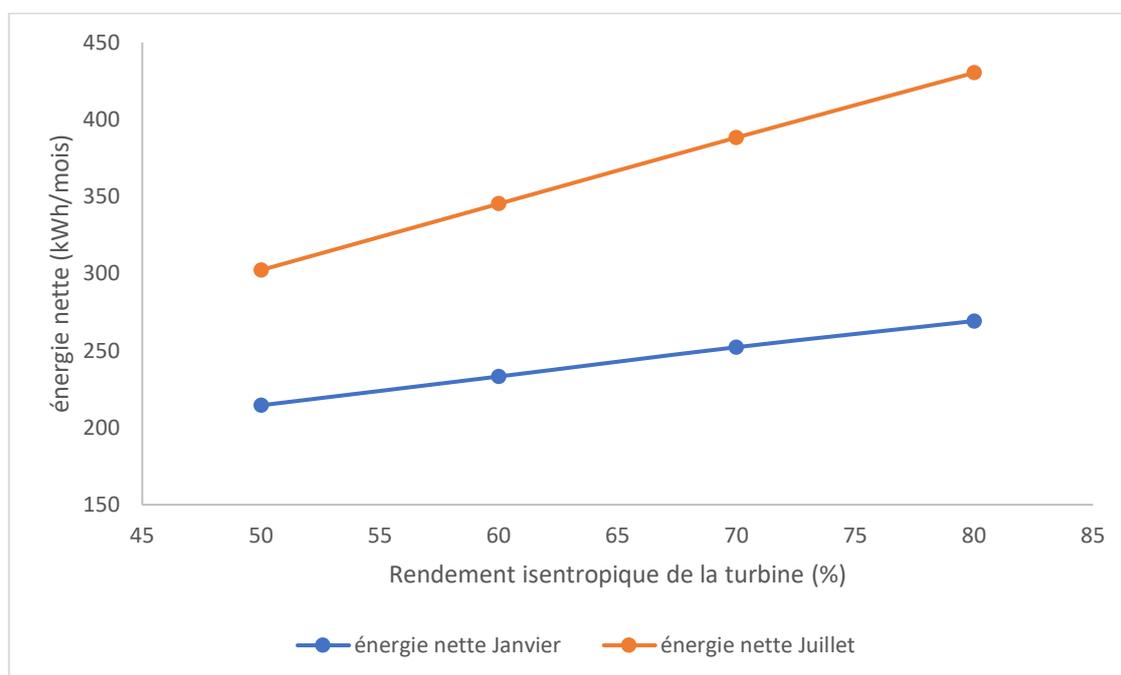


Figure 3.5 : L'effet du rendement isentropique de la turbine sur l'énergie nette produite pour les mois de janvier et juillet.

3.3 Conclusion

Dans cette étude, le cycle organique de Rankine solaire avec réchauffeur à mélange a été étudié en utilisant cinq fluides organiques secs. La performance de l'ORC avec réchauffeur et de l'ORC simple a été examinée. Une comparaison a été effectuée en termes de rendement thermique.

R218, R227ea, R236ea, R236fa et RC318 sont les fluides sélectionnés dans cette étude et le R236ea a donné les meilleurs résultats parmi les fluides examinés.

Le R236ea est le fluide qui a produit le plus d'énergie nette, a eu le rendement thermique le plus élevé. Le cycle organique simple et le cycle organique avec réchauffeur ont été comparés pour chacun des fluides. Pour tous les fluides, l'ORC avec réchauffeur avait un rendement plus élevé que l'ORC simple, produisait plus d'énergie que l'ORC simple.

Une analyse paramétrique a été effectuée pour déterminer l'effet de la pression intermédiaire et le rendement isentropique de la turbine. Lorsque la pression intermédiaire augmente, le débit massique de l'ORC avec réchauffeur augmente. Une quantité maximale de production d'énergie s'est produite lorsque la pression intermédiaire était de 0.75 MPa. Quand le rendement de la turbine augmente, l'énergie nette produite augmente.

CONCLUSION GÉNÉRALE

Conclusion générale

Deux modèles d'ORC fonctionnant à l'énergie solaire ont été étudiés dans le cadre de ce travail. Les performances des ORC évaluées ont été déterminées à l'aide de critères thermodynamiques. Parmi les mesures de performance utilisées dans ce travail figurent l'énergie produite et le rendement thermique. Cinq fluides de travail organiques, R218, R227ea, R236fa, R236ea et RC318, ont été examinés pour le cycle organique de Rankine simple, et le cycle organique de Rankine avec réchauffeur à mélange. Le R236ea est le plus performant en termes de rendement thermique des fluides examinés pour les deux cycles. L'effet de la température ambiante a également été étudié pour les deux cycles. Il a été déterminé que la quantité d'irradiation solaire et les températures ambiantes influent sur la quantité d'électricité que l'ORC simple et avec réchauffeur à mélange sont capables de produire.

Il a été étudié un ORC simple au deuxième chapitre, fonctionnant à l'énergie solaire en utilisant les mêmes fluides de travail organiques secs. Le R236ea a donné les meilleurs résultats parmi les fluides évalués en fonction de l'énergie produite par an et le rendement thermique. C'est pourquoi le R236ea a été utilisé comme fluide de travail pour le reste du chapitre. Une analyse paramétrique a également été effectuée pour déterminer l'effet de la surface des capteurs solaires, de la pression des capteurs solaires, de la température de condensation et du rendement isentropique des turbines. Des rapports de pression et des plages de température plus élevés ont augmenté la performance de l'ORC solaire. Le R236ea avait le rapport de pression et la plage de température les plus élevés et absolument a donné les meilleurs résultats parmi les fluides examinés. L'augmentation de la surface des capteurs solaires a augmenté l'énergie nette produite et la diminution de rendement des turbines a diminué l'énergie nette produite.

Dans le troisième chapitre, un réchauffeur à mélange a été ajouté au cycle et une comparaison a été effectuée avec l'ORC simple, en utilisant les mêmes fluides organiques. L'ORC avec réchauffeur à mélange a donné un meilleur rendement thermique, produit plus d'énergie que l'ORC simple. L'analyse paramétrique a déterminé la quantité maximale d'énergie produite lorsque la pression intermédiaire était de 0,75 MPa pour le R236ea comme fluide de travail et que le rendement de la turbine augmentait, l'énergie nette augmentait.

Bibliographie

- [1] U. Drescher, D. Bruggemann, Fluid selection for the organic Rankine cycle (ORC) in biomass power and heat plants, *Applied Thermal Engineering* 27 pp223-228, 2007.
- [2] Wikipédia « Machine à cycle organique de Rankine », https://fr.wikipedia.org/wiki/Machine_%C3%A0_cycle_organique_de_Rankine
- [3] Davidson, T. A. (1977). Design and analysis of a 1 kw Rankine power cycle, employing a multi-vane expander, for use with a low temperature solar collector. Massachusetts Institute of Technology.
- [4] Probert, S. D., Hussein, M., O'Callaghan, P. W., & Bala, E. (1983). Design optimisation of a solar-energy harnessing system for stimulating an irrigation pump. *Applied Energy*, 15(4), 299-321.
- [5] Monahan, J. (1976). Development of a 1-kW, Organic Rankine Cycle Power Plant for remote applications. Presented at the Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, New York.
- [6] Badr, O., O'Callaghan, P. W., & Probert, S. D. (1990). Rankine-cycle systems for harnessing power from low-grade energy sources. *Applied Energy*, 36(4), 263-292.
- [7] Moro R, Pinamonti P, Reini M. ORC technology for waste-wood to energy conversion in the furniture manufacturing industry. *Thermal Science* 2008;12:61–73.
- [8] Chinesen D, Meneghetti A, Nardin G. Diffused introduction of Organic Rankine Cycle for biomass-based power generation in an industrial district: a systems analysis. *International Journal of Energy Research* 2004;28: 1003–21.
- [9] Rentizelas A, Karellas S, Kakaras E, Tatsiopoulos I. Comparative techno- economic analysis of ORC and gasification for bioenergy applications. *Energy Conversion and Management* 2009;50(3):674–81.
- [10] Karytsas, C. (2007). Efficient Low Temperature Geothermal Binary Power – Low-Bin Project. pp. 1–6.
- [11] Kranz, S. (2007). Market Survey – Germany, Low-Bin project. En ligne à: <https://www.yumpu.com/en/document/view/29034254/market-survey-germany-low-bin-geothermal-power>
- [12] Müller-Steinhagen H, Trieb F. Concentrating solar power—a review of the technology. *Quarterly of the Royal Academy of Engineering Ingénia* 2004;18:43–50.
- [13] Ford G. CSP: bright future for linear fresnel technology? *Renewable Energy Focus* 2008;9(5):48–51.
- [14] Canada S. Parabolic Trough Organic Rankine Cycle Solar Power Plant, DOE Solar Energy Technologies, NREL, 2004.
- [15] Quoilin S, Orosz M, Lemort V. Performance and design optimization of a low-cost solar Organic Rankine Cycle for remote power generation. *Solar Energy* 2011.
- [16] Bundela PS, Chawla V. Sustainable development through waste heat recovery. *American Journal of Environmental Sciences* 2010;6(1):83–9.

Bibliographie

- [17] Bailey O, Worrell E. Clean energy technologies: a preliminary inventory of the potential for electricity generation, 2005.
- [18] Engin T, Ari V. Energy auditing and recovery for dry type cement rotary kiln systems—a case study. *Energy Conversion and Management* 2005;46(4): 551–62.
- [19] El Chammas R, Clodic D. Combined cycle for hybrid vehicles, SAE Technical Paper, 01-1171, 2005.
- [20] Patel PS, Doyle EF. Compounding the truck diesel engine with an Organic Rankine-Cycle system. Society of Automotive Engineers, Report Number SAE 760343 (12p), 1976.
- [21] Freymann R, Strobl W, Obieglo A. The turbosteamer: a system introducing the principle of cogeneration in automotive applications. *Motortechnische Zeitschrift* 2008;69:20–7.
- [22] Espinosa N, Gil-Roman I, Didiot D, Lemort V, Lombard B, Quoilin S. Transient Organic Rankine Cycle modelling for waste heat recovery on a truck. In: *Proceedings of Ecos conference*, 2011.
- [23] Endo T, Kojima Y, Takahashi K, Baba T, Ibaraki S, Takahashi T, et al. Study on maximizing exergy in automotive engines. SAE Technical Paper 2007- 01-0257, 2007 , en ligne à:
<https://saemobilus.sae.org/content/2007-01-0257/>
- [24] Vankeirsbilck I, Vanslambrouck B, Gusev S, De Paepe M. Organic Rankine Cycle as efficient alternative to steam cycle for small scale power generation. In: *Proceedings of the HEFAT 2011 conference*, Mauritius, 2011.
- [25] P. J. Mago, L. M. Chamra, K. Srinivasan, and C. Somayaji, "An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids," *Applied thermal engineering*, vol. 28, pp. 998-1007, 2008.
- [26] Alternate Energy Technologies. “Certified Solar Collector,” en ligne à:
http://www.aetsolar.com/literature/SRCC_Certs/Systems/DB/SRCC_DB-80-80.pdf
- [27] PVGIS TMY solar radiation database en ligne à :
<https://gds-files.nrelcloud.org/rredc/1991-2005.zip>
- [28] Base de données climatiques en ligne à:
<https://fr.weatherspark.com/y/51500/M%C3%A9t%C3%A9o-habituelle-%C3%A0-Ouargla-Alg%C3%A9rie>
- [29] S. Quoilin, S. Declaye, B. F. Tchanche, and V. Lemort, "Thermo-economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles," *Applied Thermal Engineering*, vol. 31, pp. 2885-2893, 2011.

Bibliographie

- [30] G. Xu, G. Song, X. Zhu, W. Gao, H. Li, and Y. Quan, "Performance evaluation of a direct vapor generation supercritical ORC system driven by linear Fresnel reflector solar concentrator," *Applied Thermal Engineering*, vol. 80, pp. 196-204, 2015.
- [31] U.S. Environmental Protection Agency accédé en ligne à partir de :
<https://www.epa.gov/snap/refrigerant-safety>