

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA

FACULTE DE TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du diplôme de

MASTER

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Installation Energétique et Turbomachine

Réalisé par :

CHEMACHE Koussaila

BENAMER Ali

Thème

**Etude thermodynamique de cycle de Rankine organique : influence de type
de fluide de travail**

Soutenu le 20/09/2022 devant le jury composé de :

Mr. ADNANI	président
Mr. BOUTALBI	Encadreur
Mr. ALIAGHA	Examineur

Année Universitaire 2021-2022

Remerciements

Au terme de ce travail, nous devons remercier tout d'abord dieu qui nous a donné la force et le courage de suivre nos études et d'arriver à ce stade-là et nos parents qui nous ont beaucoup soutenus pendant tous le long de notre parcours.

Un grand merci à nos encadreurs :

*M^r **BOUTALBI Nadir** pour son aide précieuse ou sans lui on aurait pas pu réaliser ce modeste travail et pour sa confiance en nous.*

Nous tenons aussi à remercier les membres de jury qui nous ont fait honneur d'examiner ce travail.

Enfin, nous renouvelons nos remerciements à ceux qui nous ont aidés de près ou de loin pour réaliser ce travail sans oublier, les enseignants qui ont contribué à notre formation et nos amis.

Nos sincères remerciements

Dédicace

Au nom d'ALLAH, le tout Miséricordieux, le très Miséricordieux

Je remercie ALLAH le tout Puissant, clément et Miséricordieux de m'avoir motivé à réaliser ce modeste travail, ensuite je remercie infiniment mes parents, qui m'ont encouragé et aidé à arriver à ce stade de formation.

*Je dédie ce modeste travail à **ma très chère mère**, qui m'a accompagné durant les moments les plus pénibles de ce long parcours de mon éducation, celle qui a fait preuve de ces plus copieux desseins pour me permettre de goûter le fardeau de ce monde et de chercher la voie de ma vie avec ces précieux conseils, donc je devais incessamment être de grande compétence et motivation. Cependant. Je prie Dieu le Miséricordieux qu'il te portera récompense, car la mienne ne sera guère complète,*

Et te protège et te garde en bonne santé.

*A **mon père** qui a sacrifié sa vie afin de me voir grandir et réussir dans le parcours de l'enseignement. Celui qui a toujours resté à mes côtés dans les moments rudes de ma vie.*

*A mes braves frères : **Ferhat, Amine, Saci***

*A mes chères sœurs : **Lidia, Lobna***

Et tous mes collègues.

*A mon binôme et confrère : **Ali BENAMER***

A tous ceux qui ont contribué de loin ou de près à la réalisation de ce mémoire.

Enfin, à tous ceux qui m'aiment.

CHEMACHE Koussaila

Dédicace

Avec l'expression de ma reconnaissance, je dédie ce modeste travail à ceux qui, quels que soient les termes embrassés, je n'arriverais jamais à leur exprimer mon amour sincère.

*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** « MOHAMED », pour ses encouragements, son soutien, surtout pour son amour et son sacrifice afin que rien n'entrave le déroulement de mes études.*

*A mon **frère** « SOUFIANE » et **mes sœurs**.*

*A la mémoire de ma **grand-mère** que dieu la préserve dans son vaste paradis.*

*A tous **mes oncles**, particulièrement **mon oncle** « KHERRAZ Hamid » pour son aide précieux, et ses conseils généreux.*

*A mon **cher amis**, **mon frère**, mon soutien moral « TABET Rafik », pour l'encouragement et l'aide qu'il m'a toujours accordé.*

*En fin, mon **cher binôme** « CHEMACHE Koussaila », pour son soutien, sa patience, et sa compréhension tout au long de ce projet.*

*A tous ceux qui ont contribué de loin ou de près à la
réalisation de ce mémoire.*

Enfin, à tous ceux qui m'aiment.

BENAMER Ali

Sommaire

Remerciements.....	I
Dédicace.....	II
Sommaire.....	IV
Liste des figures.....	VIII
Liste tableaux.....	X
Nomenclature.....	XI
Introduction générale.....	1

CHAPITRE I : Recherches bibliographies

I.1 Introduction.....	3
I.2 Conversion d'énergie.....	3
I.2.1 Efficacité énergétique	4
I.2.2 Conservation d'énergie	5
I.3 turbone à vapeur.....	5
I.3.1 Les principaux composants des turbines à vapeur.....	6
I.3.1.1 Alternateur	6
I.3.1.2 Transformateurs	6
I.3.1.3 Chaudière	6
I.3.1.4 Condenseur	7
I.3.1.5 Pompe alimentaire	7
I.3.2 Principe de Fonctionnement d'une turbine à vapeur	8
I.3.3 Domaine d'utilisation	9
I.3.4 Cycle de Rankine.....	9
I.3.4.1 Cycle de Rankine théorique.....	9

I.3.4.2 Cycle de Hirne	10
I.4 Cycle organique Rankine (ORC).....	11
I.4.1 Description d'un cycle organique de Rankine	11
I.4.3 Installation mondiale du cycle de Rankine organique	12
I.4.4 Objectifs.....	13
I.4.5 Les applications du cycle organique de Rankine	14
I.4.5.1 La biomasse	14
I.4.5.2 Géothermie	16
I.4.5.3 Récupération de chaleur fatale.....	17
I.4.5.4 Energie solaire	18
I.4.6 Types du Cycle organique de Rankine	19
I.4.7 La thermodynamique du cycle de Rankine organique et principes de fonctionnement..	20
I.5 Fluide de travail organique	21
I.5.1 Les différents fluides de travail actuellement utilisés.....	21
I.5.2 Méthode de comparaison des différents fluides de travail	22
I.5.2.1 Les critères de comparaison.....	22
I.5.2.2 Méthode de comparaison des fluides organiques	24
I.6. Conclusion.....	27

CHAPITRE II : analyse énergétique et exergétique du cycle ORC

II.1 Introduction	28
II.2 Les logiciels thermodynamique.....	28
II.2.1 REFPROP –NIST Reference Fluid PROPERTIES	28
II.2.2 THERMOPTIM	29
II.2.3 Engineering Equation Solver	30
II.3 Revues bibliographies sur les cycles thermodynamiques	30
II.4 Positon de problème.....	34
II.4.1 Modélisation thermodynamique de l'installation.....	35

II.4.2 Données de l'étude	35
II.4.3 premier principe	36
II.4.4 Le second principe de la thermodynamique.....	36
II.5 bilan énergétique du cycle ORC	37
II.5.1 Modèles mathématiques.....	37
II.5.1.1 Application sur la pompe d'alimentation (1-2).....	37
II.5.1.2 Application sur évaporateur (générateur de vapeur) (2-3).....	38
II.5.1.3 Application sur la turbine (3-4).....	39
II.5.1.4 Application sur condenseur (4-1).....	40
II.5.1.5 Les performances thermodynamiques de cycle ORC	41
II.5.2 Calculs énergétiques du cycle ORC	42
II.6 Bilan exergétique de cycle ORC.....	44
II.6.1 Les performances de cycle ORC.....	47
II.6.2 Calculs exergétiques du cycle ORC	47
II.7 Méthodes numériques de simulation du problème d'optimisation.....	50
II.8 Conclusion.....	51

CHAPITRE III : Résultats et discussions

III.1 Introduction	52
III.2 Les effets de la température d'évaporateur.....	52
III.3 Les effets de la température de condensation	53
III.4 Démarche pour l'analyse exégétique.....	55
III.4.1 L'effet de la température d'évaporateur sur le rendement exergétique du système.	56
III.4.2 La distribution de l'exergie détruite au niveau du système ORC.....	56
III.5 Conclusion	59
Conclusion générale	60

Référence bibliographie

Résumé

Liste des figures

Figure I.1: Conversion d'énergie.....	5
Figure I.2 : Schéma de la turbine à vapeur.....	7
Figure I.3 : Cycle de Rankine théorique.....	9
Figure I.4 : Cycle de Hirne.....	10
Figure I.5 : Schéma d'un cycle ORC.....	11
Figure I.6 : Répartition par pays de puissance développée à partir de la technologie ORC.....	12
Figure I.7 : Principe de fonctionnement d'un système ORC de biomasse.....	16
Figure I.8 : cycle organique de Rankine géothermique.....	17
Figure I.9 : Principe de fonctionnement d'un système ORC à récupération de chaleur.....	18
Figure I.10 : Schéma de cycle organique Rankine solaire avec surchauffeur et récupérateur...	19
Figure I.11: Fonctionnement du cycle organique de Rankine.....	21
Figure I.12 : Diagramme du travail net volumique et du rendement thermique.....	25
Figure II.1 : Diagramme schématique de l'ORC.....	34
Figure II.2 : Diagramme T-S de l'ORC.....	35
Figure II.3 : schéma descriptive de la pompe.....	37
Figure II.4 : schéma évaporateur.....	38
Figure II.5 : Schéma descriptive d'une turbine à vapeur.....	39
Figure II.6 : ORC turbine.....	39
Figure II.7 : schéma descriptive de condenseur.....	40
Figure II.8 : schéma descriptive de la pompe.....	45
Figure II.9 : schéma d'un évaporateur.....	45

Figure II.10 : Schéma descriptive d'une turbine à vapeur.....	46
Figure II.11 : schéma descriptive de condenseur.....	46
Figure III.1 : montre la variation du rendement énergétique du cycle ORC en fonction de la température d'évaporateur ORC.....	52
Figure III.2 : l'effet de la température d'évaporation sur le travail net du cycle.....	53
Figure III.3 : montre la variation de l'efficacité énergétique du cycle ORC en fonction de la température de condenseur.....	54
Figure III.4 : l'effet de la température de condensation sur le travail net du cycle.....	55
Figure III.5 : l'effet de la température d'évaporateur sur le rendement exergetique du système.....	56
Figure III.6 : la distribution de l'exergie détruite au niveau du système ORC en utilisant le R123.....	57
Figure III.7 : la distribution de l'exergie détruite au niveau du système ORC en utilisant le R134a.....	57
Figure III.8 : la distribution de l'exergie détruite au niveau du système ORC en utilisant le R600.....	58

Liste des tableaux

Tableau I.1 : Liste des fluides de travail et leurs propriétés physiques.....	24
Tableau I.2 : Bilans des fluides présentant les meilleures performances.....	26
Tableau II.1 : données de l'étude du cycle ORC.....	35
Tableau II.2 : Caractéristiques thermodynamiques des points du cycle ORC pour le fluide R123.....	42
Tableau II.3 : Performances du cycle ORC pour le fluide R123.....	42
Tableau II.4 : Caractéristiques thermodynamiques des points du cycle ORC pour le fluide R134a.....	43
Tableau II.5 : Performances du cycle ORC pour le fluide R134a.....	43
Tableau II.6 : Caractéristiques thermodynamiques des points du cycle ORC pour le fluide R600.....	44
Tableau II.7 : Performances du cycle ORC pour le fluide R600.....	44
Tableau II.8 : Caractéristiques thermodynamiques des points du cycle ORC pour le fluide R123.....	47
Tableau II.9 : Performances du cycle ORC pour le fluide R123.....	48
Tableau II.10 : Caractéristiques thermodynamiques des points du cycle ORC pour le fluide R134a.....	48
Tableau II.11 : Performances du cycle ORC pour le fluide R134a.....	49
Tableau II.12 : Caractéristiques thermodynamiques des points du cycle ORC pour le fluide R600.....	49
Tableau II.13 : Performances du cycle ORC pour le fluide R600.....	50

NOMENCLATURE

Q_F	Chaleur consommée à la source froide [kJ/kg]
Q_c	Chaleur consommé à la source chaude [kJ/kg]
\dot{m}	Débit massique [kg/s]
E_X	Exergie consommé [kJ/kg]
E_{Xd}	Exergie détruite [kJ/kg]
S	Entropie [kJ/kg k]
h	Enthalpie spécifique [kJ/kg]
ΔT	Ecart de température au niveau de la source thermique [°C]
\dot{W}	Puissance [Watt]
P	Pression [bar]
\dot{Q}_c	Puissance consommée à la source chaude [Watt]
\dot{Q}_F	Puissance consommée à la source froide [Watt]
η_{th}	Rendement thermique de l'installation [%]
η_{ex}	Rendement exergetique de système [%]
W	Travail [kJ/kg]
T	Température [°C]

Indice

Cond	Condenseur
EES	Engineering Equation Solver
Evp	Evaporateur
In	Entrée

Net	Nette
ORC	Organique Rankine Cycle
Ppe (P)	Pompe
Out	Sortie
Tv (T)	Turbine à vapeur



Introduction Générale

Introduction générale

Accompagnant l'augmentation de la population mondiale, la demande totale d'énergie a augmenté dans le monde, soit une augmentation de 2% par année IEA (International Energy Agency, 2010) et selon l'édition 2017 des perspectives énergétiques de BP, la demande mondiale d'énergie augmentera encore plus, soit une croissance moyenne de 1.3% par an, tirée par une prospérité croissante dans les pays en développement, partiellement compensée par des gains rapides d'efficacités énergétique, si les tendances croissance actuelles poursuivent, la demande dépassera la disponibilité des ressources dans un avenir prévisible.

La conservation de l'énergie dans le monde est devenue très importante ces dernières années, en particulier l'utilisation de sources de chaleur à basse température et à petite échelle. L'extraction d'énergie à partir de la chaleur résiduelle industrielle, de l'énergie de la biomasse, de l'énergie solaire et de la chaleur d'échappement des turbines devient de plus en plus populaire.

Le cycle organique de Rankine est un moyen efficace de convertir ces sources de chaleur en énergie électrique. Cycle de Rankine organique offre la possibilité de gérer la chaleur à basse température pour générer de l'énergie. Le cycle de Rankine traditionnel qui utilise l'eau comme fluide de travail nécessite une source de chaleur à température beaucoup plus élevée, tandis que (l'ORC) du cycle de Rankine organique peut générer de l'énergie à une température beaucoup plus basse. La température de la source de chaleur peut varier de 50 à plus de 250°C. Ces dernières années, de nombreuses recherches ont été menées dans le monde entier et de nombreux systèmes (ORC) ont été installés avec succès dans différents pays, notamment aux États-Unis, au Canada, en Allemagne et en Italie.

Ainsi, dans ce qui suit on va s'intéresser à l'étude énergétique et exergétique de cycle organique entre trois fluides de travail. Cette étude, permet non seulement d'approfondir nos connaissances sur le principe de fonctionnement de diverses composantes de cycle organique. En outre, à travers la simulation numérique, la présente étude vise à contribuer aux travaux relatifs à l'amélioration des performances des cycles (ORC). La simulation numérique aide à prévoir les meilleurs fluides de travail du cycle. Afin d'atteindre l'objectif de l'étude, Ce travail s'articule autour de trois chapitres :

Le premier chapitre présente une recherche bibliographies sur les turbines à vapeur et le cycle organique du Rankine. Le chapitre conclut en discutant sur les différents fluides de travail organique utilisés par le cycle Organiques du Rankine (ORC) et ses critères de comparaison.

Le deuxième chapitre présente une analyse énergétique et exergetique du cycle Organique du Rankine, ou on a présenté les différents logiciels thermodynamique et une revue bibliographie sur les cycles à vapeur.

Le troisième chapitre présente une discussion sur les résultats obtenus à partir de trois fluides organiques est présentée et discutés. Les effets du la température de l'évaporateur et la température de condensation étudiés sont également discutés. La simulation numérique est élaborée grâce au logiciel EES.

Enfin ce travail se termine par une conclusion générale présentant une synthèse des résultats trouvés.



CHAPITRE I

Recherches bibliographies

I.1 Introduction

La technologie des cycles organiques de Rankine l'ORC, permet cette conversion en énergie utile, en particulier là où les autres cycles thermodynamiques ne permettent pas de valoriser les rejets d'énergie basse température. Elle se base sur l'application d'un cycle thermodynamique de Rankine classique, tel que celui utilisé dans les centrales thermiques et nucléaires, mais en remplaçant la vapeur d'eau par un fluide organique qui peut notamment avoir un point d'ébullition assez bas.

Ce chapitre avait pour l'objectif de faire comprendre le principe du fonctionnement d'un cycle organique de Rankine basé sur le cycle de Rankine mais utilisant un composé organique de basse température d'ébullition à la pression atmosphérique, en remplacement de l'eau par un fluide de travail organique.

I.2 Conversion d'énergie

L'énergie est un élément fondamental de nos sociétés, elle est extraite de ressources primaires, transportées, transformées, stockées... Depuis l'aube de l'humanité, les ressources primaires exploitées ont été le bois, puis les fossiles (charbon, pétrole, gaz), transformées via des combustions et, plus récemment, l'uranium à travers la fission nucléaire, l'énergie mécanique des cours d'eau et du vent a également été mise à contribution.

Des transformations stellaires aux transformations d'énergie terrestres, les conversions d'énergie sont au cœur de nos vies.

En à peine plus d'un siècle, l'électricité, forme moderne de l'énergie par excellence, a pris une place de premier plan. Sa production absorbe désormais plus du tiers de la consommation d'énergie primaire massifs de gaz à effet de serre qui modifient les équilibres du système climatique ; par ailleurs, si leurs ressources restent extrêmement abondantes, au point de causer des dégâts environnementaux incommensurables, elles finiront par s'épuiser. Les déchets nucléaires, produits de l'extraction de l'uranium jusqu'au démantèlement des centrales, ont des durées de vie souvent extrêmement longues et s'accumulent dangereusement.

Parallèlement, la nature nous dispense, de façon assez bien répartie sur la terre, une quantité d'énergie renouvelable plus que suffisante pour satisfaire nos besoins ; en effet la ressource solaire et ses sous-produits (vent, hydraulique...) représentent environ 8000 fois

la consommation annuelle d'énergie primaire de l'humanité.

Cette ressource pédagogique aborde les conversions d'énergie, la problématique de l'efficacité énergétique, les possibilités et limites des conversions. Les notions de rendement instantané et rendement sur cycle sont formalisées, puis celle de rendement sur cycle de vie est introduite en incluant des notions de soutenabilité ; la gestion des conversions, le juste dimensionnement des convertisseurs et des usages sont abordés, quelques exemples sont alors développés (éclairage, bâtiments, transports...) [1].

I.2.1 Efficacité énergétique

En physique, l'énergie est une grandeur unifiée qui permet de quantifier diverses transformations d'un système. Elle se manifeste sous forme de chaleur, de travail mécanique se traduisant par une mise en mouvement, de rayonnement électromagnétique, de transformations chimiques (à l'échelle moléculaire) ou nucléaires (à l'échelle des noyaux atomiques).

D'un point de vue physique, l'énergie ne se produit pas, ni se consomme, elle se transforme ou se convertit d'une forme en une autre. Assurer un service (déplacement, éclairage, chauffage...), nécessite des transformations, donc une dépense d'énergie. L'énergie est transformée par un convertisseur d'énergie qui dépend du service à réaliser, Un convertisseur peut être un moteur électrique ou thermique, une lampe ou une chaudière... Le rendement énergétique est le rapport entre deux quantités, l'énergie « produite », c'est-à-dire l'énergie utile pour réaliser un service, sur l'énergie « consommée », c'est-à-dire l'énergie absorbée pour réaliser ce service. L'efficacité énergétique est la quantification de la « consommation » d'énergie pour assurer un service, avec l'idée de la minimiser grâce à des technologies plus efficaces.

Dans la plupart des cas, les services convertissent de l'énergie finale, qui est une forme d'énergie commercialisée et directement consommable. L'énergie finale est transformée à partir de ressources primaires. Les ressources énergétiques primaires sont disponibles à l'état brut dans la nature, on peut les classer en deux catégories, celles de stocks non renouvelables (fossiles et fissiles) et celles de flux renouvelables. Les formes d'énergie finale sont directement utilisables dans les convertisseurs. L'énergie utile correspond quant à elle aux services énergétiques attendus [1].

I.2.2 Conservation d'énergie

D'un point de vue physique, l'énergie ne se produit pas, ni se consomme, elle se transforme ou se convertit d'une forme en une autre : le carburant se convertit en chaleur par combustion ou en énergie mécanique via un moteur à combustion, le rayonnement solaire est transformé en électricité par un système photovoltaïque... Lors d'une transformation ou d'une conversion, toute l'énergie entrante n'est pas extraite en énergie de sortie (souhaitée ou utile), une partie est « Perdue » sous forme de chaleur dispersée dans l'environnement ; le rendement, rapport de l'énergie sortante sur l'énergie entrante, est donc inférieur à 100%. L'évacuation des pertes vers l'environnement nécessite un système de refroidissement, un échangeur de chaleur.

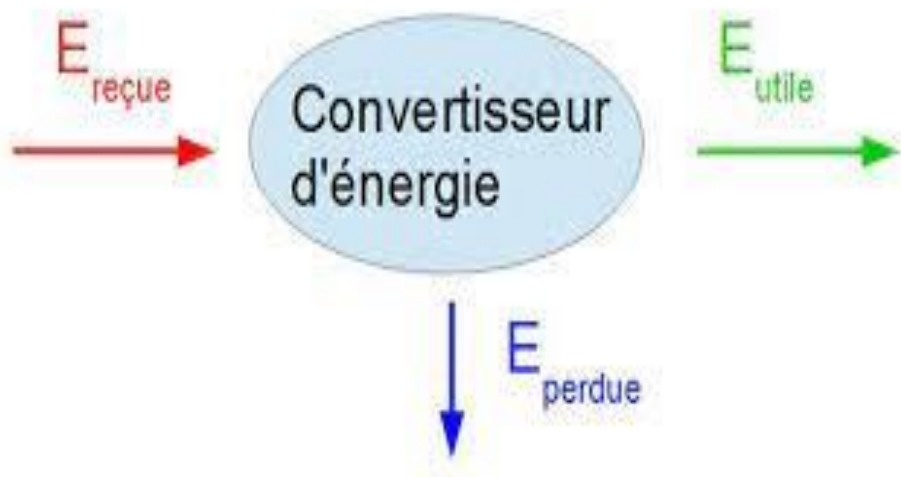


Figure I.1: Conversion d'énergie [1].

Une turbine est un dispositif rotatif à combustion externe. Permet de transformer l'énergie d'un fluide vers une énergie mécanique à partir d'un arbre que peut être utilisé au plusieurs domaine (production de l'électricité. Alimenter une pompe...etc.).

Les centrales électriques utilisent, principalement, deux types de turbines couplées à un alternateur : les turbines à gaz et les turbines à vapeur.

I.3 Turbine à vapeur

Une turbine à vapeur est un dispositif rotatif destiné à utiliser l'énergie cinétique d'un fluide liquide comme l'eau ou gazeux (vapeur, air, gaz de combustion), pour faire tourner un arbre solidaire des pales de la turbine.

L'énergie du fluide, caractérisée par sa vitesse et son enthalpie, est partiellement convertie en énergie mécanique pour entraîner un alternateur, une pompe ou tout autre récepteur mécanique rotatif.

I.3.1 Les principaux composants des turbines à vapeur

I.3.1.1 Alternateur

C'est un générateur d'électricité. Il sert à transformer l'énergie mécanique produite par l'arbre de la turbine en énergie électrique. Le courant électrique créé est un courant alternatif. Il est formé de deux pièces principales (rotor et stator), le rotor est la partie mobile tandis que le stator est fixe. Pour entraîner les aimants d'un alternateur dans un mouvement de rotation, l'axe de celui-ci est relié à une turbine. Dans les centrales, cette turbine est mise en mouvement par de la vapeur d'eau ou de l'eau liquide. Au sein de l'alternateur, la mise en mouvement du rotor crée un courant par induction (déplacement d'électrons à l'intérieur du stator). Au sein du rotor, l'énergie mécanique est convertie en énergie électrique.

I.3.1.2 Transformateurs

Un transformateur électrique est un convertisseur permettant de modifier les valeurs de tension et d'intensité du courant délivrées par une source d'énergie électrique alternative (l'alternateur), en un système de tension et de courant de valeurs différentes, mais de même fréquence et de même forme. Il se compose de deux bobines. Le primaire ou le courant électrique entre à bas voltage, et à la secondaire ou est produit le courant à très haut voltage qui est acheminé vers les lignes de transmission [2].

I.3.1.3 Chaudière

La chaudière appelée aussi le générateur de vapeur a pour rôle de transformer l'eau d'alimentation en vapeur surchauffée à haute température en vue d'alimenter le groupe turboalternateur.

Si on veut obtenir de la vapeur surchauffée (fonctionnement normal), il suffit de positionner les vannes de manière à diriger la vapeur à surchauffer depuis le manifold jusqu'à la surchauffeur.

Si l'on désire se servir de la vapeur saturée, la surchauffeur doit être shuntée [3].

I.3.1.4 Condenseur

Le condenseur est un échangeur à contre-courant, c'est-à-dire que l'eau provenant de la tour de refroidissement circule en sens inverse de la vapeur. Le condenseur fonctionne normalement sous vide. Pour éviter toute surpression au condenseur, il dispose d'une soupape de sécurité.

Le condenseur est un matériel simple passe. Il assure également la fonction de dégazage et d'extraction des gaz incondensable, le dégazage permet l'élimination de l'oxygène dans l'eau afin de prévenir tout risque de corrosion dans les circuits du central. Cette fonction est essentielle pour la qualité de l'eau [3].

I.3.1.5 Pompe alimentaire

Il y a quatre types de pompes électriques différentes [2] :

- **La pompe d'alimentation** en eau de la chaudière fonctionne continuellement dès la mise en marche.
- **La pompe d'extraction**, des condensats sont commandés manuellement ou automatiquement grâce aux détecteurs de niveau (interrupteurs à flotteur) du bac à condensats.
- **La pompe à vide** est mise en route manuellement. En marche normale, elle fonctionne continuellement. C'est une pompe à anneau liquide qui nécessite une alimentation faible, mais continue en eau.
- **La pompe de refroidissement** qui assure la circulation de l'eau dans la boucle de la tour de refroidissement et de condenseur, est mise en marche manuellement et fonctionne elle aussi continuellement marche normale.

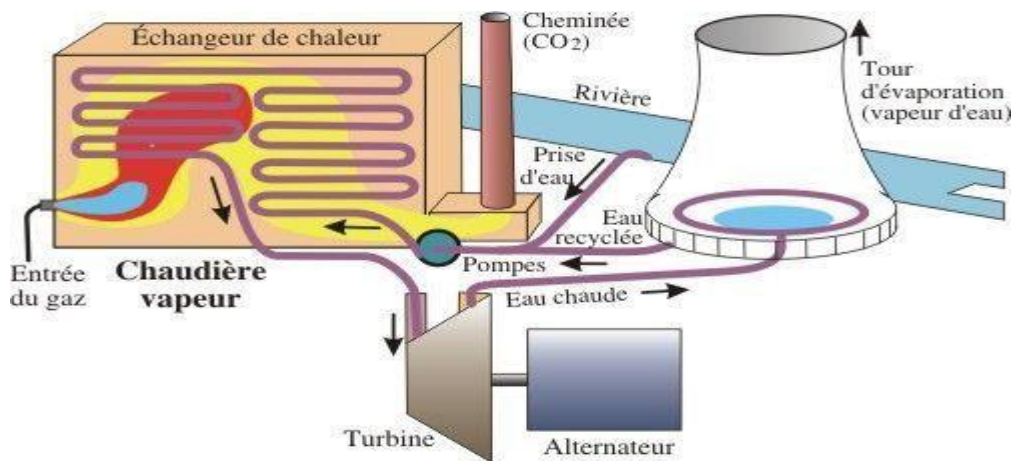


Figure I.2 : Schéma de la turbine à vapeur [4].

I.3.2 Principe de Fonctionnement d'une turbine à vapeur

Bien que les turbines à vapeur soient construites selon deux principes différents (à action ou à réaction, leurs éléments essentiels sont similaires. Elles se composent de tuyères ou de jets, et d'ailettes. La vapeur s'écoule dans les tuyères, dans lesquelles elle se dilate. Ainsi, sa température diminue et son énergie cinétique augmente. La vapeur en mouvement exerce une pression contre les ailettes, entraînant leur rotation.

La disposition des jets et des ailettes, fixes ou stationnaires, dépend du type de turbine. À la sortie du dernier condenseur (échangeur thermique), l'eau peut être de nouveau vaporisée et surchauffée. L'eau ou la vapeur en sortie est alors ramenée vers la chaudière et la pompe alimentaire, qui compresse de l'eau à l'état liquide. Il s'agit d'une turbine auxiliaire intégrée au cycle thermodynamique de la turbine principale utilisant de la vapeur soutirée dans celle-ci.

Les turbines à vapeur possèdent toute fois un équipement annexe, nécessaire à leur fonctionnement. Parmi celui-ci, un palier de tourillon supporte l'arbre et un palier de butée le positionne de manière axiale. Un système d'huile assure le graissage des paliers ; des joints réduisent les pertes de vapeur tout au long de son trajet. Enfin, un système d'étanchéité empêche la vapeur de s'échapper à l'extérieur de la turbine et l'air d'y entrer. La vitesse de rotation est commandée par des soupapes situées aux entrées d'admission de la machine et pilotées par des systèmes de régulation électroniques ou mécaniques. Les turbines à réaction développent une poussée axiale considérable, du fait de la chute de pression sur les ailettes mobiles. Cette poussée est généralement compensée par l'utilisation d'un piston d'équilibrage.

La turbine à vapeur utilise des principes thermodynamiques. Lorsque la vapeur se dilate, sa température et donc son énergie interne diminuent. Cette réduction de l'énergie interne s'accompagne d'une augmentation de l'énergie cinétique sous la forme d'une accélération des particules de vapeur. Cette transformation rend une grande partie de l'énergie disponible.

Ainsi, une réduction de 100 kJ de l'énergie interne, du fait de la dilatation, peut provoquer un accroissement de la vitesse des particules de vapeur de l'ordre de 2800 km/h. À de telles vitesses, l'énergie disponible est importante. Lorsque la pression de la vapeur d'eau en sortie de la turbine est égale à la pression atmosphérique, la turbine est dite à condensation.

Aujourd'hui, les turbines à vapeur sont généralement limitées à une température maximale de 580 °C dans le premier étage, et à une pression maximale d'admission de 170 à 180 bars [5].

I.3.3 Domaine d'utilisation

Les turbines à vapeur sont notamment utilisées dans la production d'électricité à partir d'énergie thermique ou pour la propulsion des bateaux, Dans les systèmes de cogénération c'est à dire utilisant à la fois la chaleur de traitement (celle utilisée lors d'un processus industriel) et l'électricité, la vapeur est portée à haute pression dans une chaudière, puis extraite de la turbine à la pression et à la température exigées par procédé, dans ce cas, la turbine est dite à contrepression. Les turbines à vapeur peuvent être utilisées en cycle combiné avec un générateur de vapeur qui récupère la chaleur. Les unités industrielles sont utilisées pour entraîner des machines, des pompes, des compresseurs et des générateurs. Leur puissance nominale va de quelques centaines de Watts à plus de 1300 MW [6].

I.3.4 Cycle de Rankine

I.3.4.1 Cycle de Rankine théorique

Le cycle de base d'une turbine à vapeur (cycle théorique comportant un changement d'état) est un cycle de Rankine qui se déroule totalement en vapeur humide. Ce cycle comporte :

- Deux isobares (changement d'état isotherme).
- Deux adiabatiques.

C'est un cycle de Carnot (rectangle dans le diagramme (T-S)), appliqué aux vapeurs condensables.

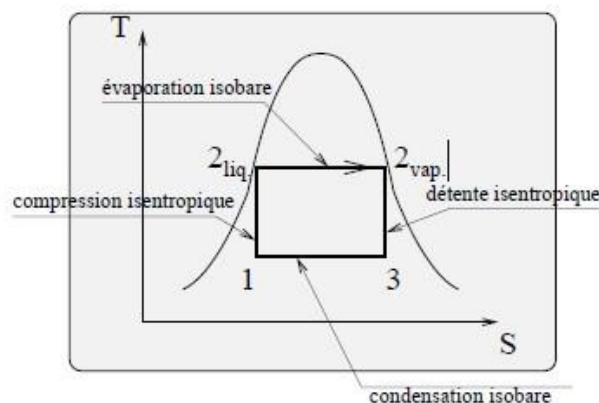


Figure I.3 : Cycle de Rankine théorique [7].

Remarque

Pratiquement, ce cycle est difficilement réalisable car :

- Il est difficile de comprimer de façon isentropique un mélange à deux phases (1-2liq).
- Il est difficile de contrôler la condensation (3-1) pour parvenir précisément au point 1 (titre de vapeur $0 < x_1 < 1$).
- Les ailettes de la turbine risquent d'être rapidement érodées par les gouttelettes liquides qui apparaissent lors de la détente [7].

I.3.4.2 Cycle de Hirne

Le cycle de Rankine avec surchauffe est à la base des machines utilisant la vapeur d'eau dans les centrales thermiques. Il comporte étapes suivantes :

- L'eau liquide est mise en pression par une pompe (1-2) et envoyée vers la chaudière.
- L'eau est chauffée (2-3), vaporisée (3-4) et surchauffée (4-5).
- La vapeur se détend et se refroidit dans la turbine (5-6) en fournissant de l'énergie mécanique.
- La vapeur détendue est condensée (6-1) au contact de la source froide sous vide partiel.

On peut représenter le cycle de Rankine dans un diagramme entropique (Température - Entropie T-S). Dans ce cycle la compression et la détente sont isentropiques, l'échauffement et la condensation supposés isobares ; à la sortie de la chaudière la vapeur d'eau peut être surchauffée avant son entrée dans la turbine. On obtient alors le cycle de Hirn représenté dans la figure I.4 dont le rendement est bien meilleur que celui du cycle de Rankine simple.

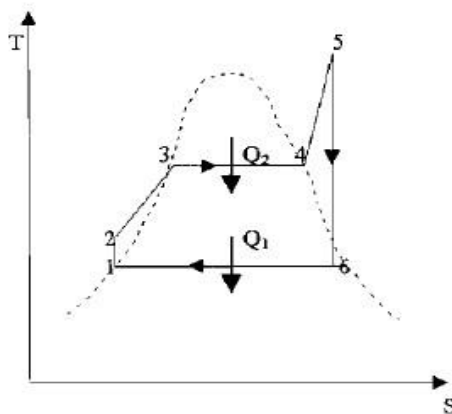


Figure I.4 : Cycle de Hirne [8].

I.4 Cycle organique Rankine (ORC)

I.4.1 Description d'un cycle organique de Rankine

Le cycle de Rankine est un cycle moteur, permettant de transformer la chaleur en travail. Le cycle organique de Rankine est particulièrement adapté aux sources de chaleur à relative basse température. Il emploie généralement des fluides plus volatiles que l'eau, autorisant ainsi des pressions de fonctionnement à des températures plus faibles que le cycle traditionnel de Rankine à l'eau. Ce cycle se décompose en 4 phases :

- Un transfert (compression) d'un liquide froid à basse pression vers une haute pression.
- Une évaporation devant une source de chaleur de ce liquide devenant vapeur sous pression.
- Une détente de cette vapeur sous-pression fournissant du travail à une machine.
- Un refroidissement devant une source froide et une condensation de cette vapeur détendue permettant de fermer le cycle [9].

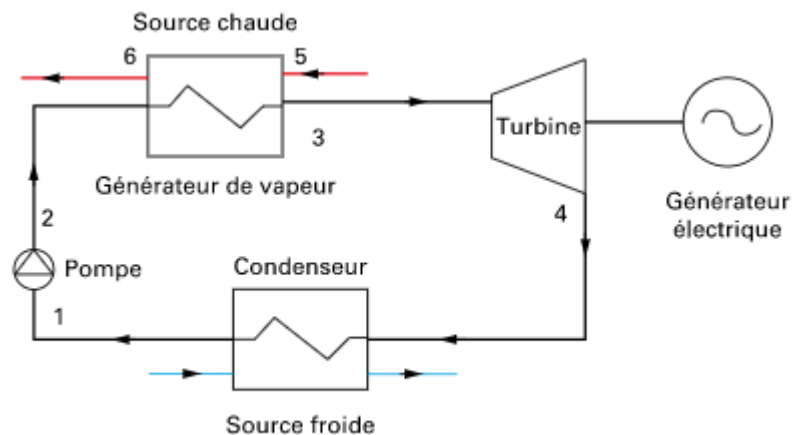


Figure I.5 : Schéma d'un cycle ORC [9].

I.4.2 Historique

Le développement du cycle organique de Rankine (ORC) a commencé dans les années 1850 et a suivi celui des moteurs à vapeur. En dépit de la clairvoyance de Carnot d'utiliser des fluides autres que l'eau, il a fallu attendre le milieu du XXe siècle pour tirer parti de l'analyse thermodynamique pour exploiter la flexibilité inhérente à la ORC, afin d'optimiser l'utilisation de sources de chaleur de mauvaise qualité [10].

Grace au durcissement des règlementations environnementales et la raréfaction des ressources énergétiques, la machine ORC est de nos jours en plein essor et un nombre important de recherches surgissent dans le but de la développer.

Bien qu'elle soit commercialisée depuis plusieurs décennies, la machine ORC a vu son développement freiné dans le monde, à cause notamment de son faible rendement, de l'abondance des ressources énergétiques et de l'absence de règlementations sévères vis-à-vis de l'environnement clés de la machine ORC [10] :

1823 : Première mention des ORC en 1823 (Sir Humprey Davis).

1856: Navire « La France » équipé d'un moteur ORC à l'éther pour la récupération de chaleur sur moteur à vapeur (explosion du bateau dans le port de Bahia).

1880: ORC installées dans des barges propulsées par des moteurs au naphta, comme alternative aux moteurs à vapeur. Ces derniers requéraient la présence d'un ingénieur à bord pour limiter le risque d'explosion.

1967: une centrale géothermique de 670 kW est mise en opération en Russie

Les années 90 : Regain d'intérêt pour la machine ORC.

I.4.3 Installation mondiale du cycle de Rankine organique

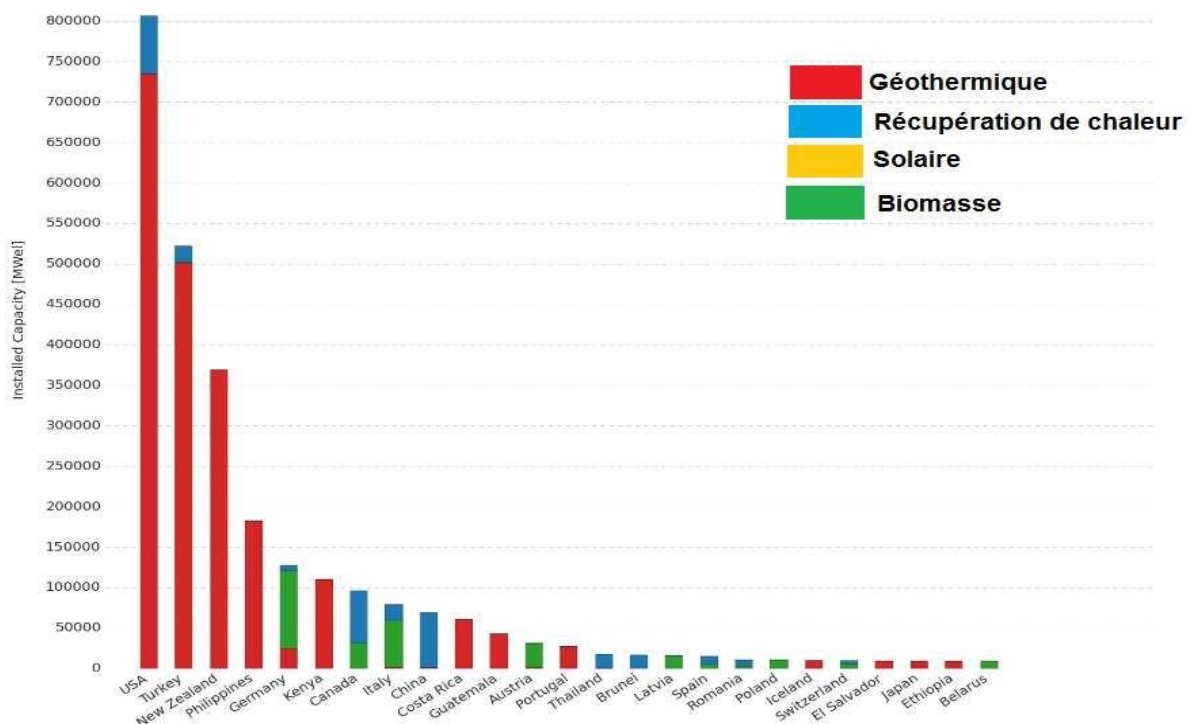


Figure I.6 : Répartition par pays de puissance développée à partir de la technologie ORC.

Les systèmes Organiques Rankine ont été installés avec succès dans de nombreux pays du monde. (Figure I.6) montre certains pays qui utilisent déjà le système (ORC) pour la récupération de la chaleur perdue. Il est évident que la plupart des unités existent aux États-Unis, au Canada, en Italie et en Allemagne alors qu'il existe une seule unité en Finlande, en Belgique, au Swaziland, en Autriche, en Russie, en Roumanie, en Inde et au Maroc. Certains des fournisseurs d'équipement (ORC) sont Ormat, Turboden, ABB et Tas Energy. Les unités sont utilisées pour récupérer la chaleur perdue pour certaines industries typiques telles que le pétrole et le gaz, la biomasse, l'énergie, l'emballage, le ciment et l'industrie du verre [11]. Opcon AB et Entrans sont deux sociétés suédoises actives. Plusieurs cycles organiques de Rankine ont été installés par Opcon AB en Suède ces dernières années. La société Opcon AB a développé une technologie appelée Opcon PowerBox, cette technologie extrait l'énergie électrique de la chaleur perdue.

I.4.4 Objectifs

Cette étude vise à déterminer les fluides de travail optimaux pour les cycles organiques de Rankine. Cette étude se concentre sur les aspects thermodynamiques, environnementaux et de sécurité, plutôt que sur l'économie du système

Dans cette étude, plusieurs scénarios de simulation sont créés avec différentes conditions aux limites couvrant autant de fluides de travail que possible. Le cycle organique de Rankine convertit l'énergie thermique d'une source de chaleur de faible qualité en électricité. La température de la source de chaleur et la température du dissipateur thermique sont deux paramètres importants nécessaires pour déterminer les fluides de travail optimaux

Deux objectifs principaux sont visés dans cette étude :

1. Le premier objectif, est de trouver les fluides de travail optimaux d'un point de vue thermodynamique, concernant l'efficacité thermique, l'efficacité de la seconde loi, Net Work Out, etc.
2. Le deuxième objectif, est d'évaluer l'importance des critères environnementaux et de sécurité il convient de prêter attention à l'impact des fluides de travail sur le potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone ODP et le potentiel de réchauffement global GWP. Il convient également de prêter attention à l'inflammabilité et à la toxicité des fluides de travail.

I.4.5 Les applications du cycle organique de Rankine

I.4.5.1 La biomasse

Les centrales biomasses sont des centrales où l'on produit de la chaleur par la réaction de combustion de matière organique. Elle englobe plusieurs systèmes complexes, du système le plus simple qui implique de faire brûler du bois, à des systèmes complexes de gazéification ou un gaz avec un PCI relativement élevé est utilisé ou encore la pyrolyse (de déchets ultimes comme par exemple les déchets d'hôpitaux) ou la carbonisation où l'on récupère du charbon. Tous ces procédés produisent une grande quantité d'énergie chaleur. Si la gestion de nos forêts et des ressources exploitables du sol est maîtrisée, nous pouvons par ce schéma d'équilibre utiliser les produits de l'environnement pour contrôler notre émission de surplus de dioxyde de carbone. En effet, si, par exemple, les déchets des scieries sont valorisés par ce procédé, en replantant le même nombre d'arbres qui a été consommé, nous pouvons, par le phénomène de photosynthèse équilibrer naturellement la concentration en carbone de la planète.

La maxime « Rien ne se perd, rien ne se crée, tout se transforme » attribuée à Lavoisier, qui est simplement la reformulation d'une phrase du philosophe grec Anaxagore : « Rien ne naît ni ne périt, mais des choses déjà existantes se combinent, puis se séparent de nouveau » est ici la pensée directive à adopter pour que plus aucun impact ne soit oublié à long terme. Pour l'instant, les installations ORC sont exploitées principalement en Italie, Autriche, Suisse et en Allemagne. La majorité de ces installations utilisent la biomasse forestière comme carburant solide. La biomasse est la première source d'énergie renouvelable en France. En Roumanie, celle-ci est également présente en grande quantité. Une multitude de projets d'exploitation de la biomasse voient le jour pour pouvoir augmenter la part de production d'énergie renouvelable. Nous pouvons citer par exemple le projet de valorisation de la sciure de bois mis en œuvre dans le village de Tasca (région de Bucovine-Moldavie) ; il fait appel à une technique moderne de combustion qui a permis de trouver une solution à deux problèmes : l'un, écologique, posé par le rejet non contrôlé de déchets de scierie et l'autre, énergétique, à savoir l'approvisionnement en chaleur du village de Tasca et de sa population [12].

La biomasse est une ressource disponible en quantité et est particulièrement adaptée à la production d'énergie renouvelable sous forme d'électricité et de chaleur

dans de petites centrales (ORC) de cogénération.

Ces types d'installations permettent :

- Le développement des industries du bois dans les territoires ruraux et forestiers.
- La sécurisation de l'approvisionnement en électricité d'un territoire et la réduction des besoins en lignes de transmission électrique en offrant une production décentralisée.
- Une solution de débouchés locale, pérenne et sécurisée pour l'industrie du bois et la sylviculture.
- Une optimisation des rendements énergétiques des scieries en valorisant au maximum la chaleur produite (séchage des produits, production de granulés de bois).
- La création d'emplois locaux dans l'exploitation de la centrale ORC et dans la filière d'approvisionnement en combustible.

Pour qu'une centrale à la biomasse soit exploitée pour une utilisation quotidienne, il est essentiel qu'elle livre une disponibilité élevée et que les frais de fonctionnement et d'entretien soient aussi faibles que possible. Dans de nombreux cas, les centrales ne sont pas exploitées par les producteurs d'énergie mais bien par des entrepreneurs qui souhaitent exploiter à des fins de cogénération leurs matières résiduelles en plus de leur corps de métier. Il est donc particulièrement important que la centrale soit autonome et nécessite peu d'attention. Les centrales (ORC) offrent cette possibilité, car elles peuvent être exploitées sans surveillance constante. Bien entendu, l'efficacité est également déterminante puisque cela détermine la consommation de carburant, et ainsi le temps de retour sur investissement du système. Pour les puissances électriques de moins de 2 MW, les centrales (ORC) s'avèrent plus efficaces que des turbines à vapeur conventionnelles.

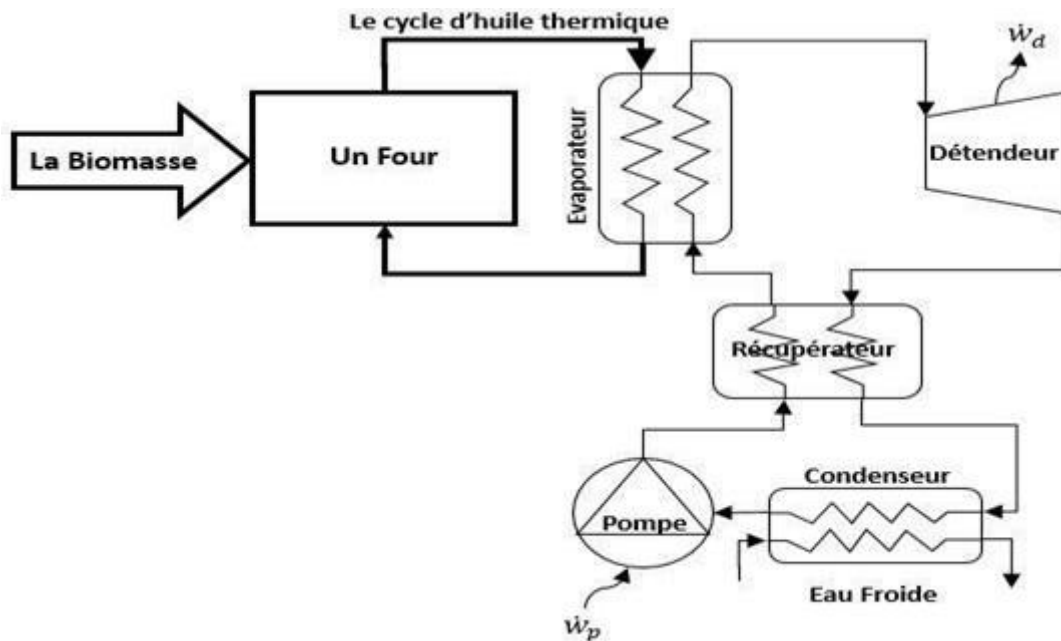


Figure I.7 : Principe de fonctionnement d'un système ORC de biomasse [12].

I.4.5.2 Géothermie

La géothermie est une énergie dite du sol. La chaleur sous terre augmente plus l'on creuse (en moyenne de 3 K par 100 mètres de profondeur). C'est l'exploitation de la chaleur stockée dans la croûte terrestre depuis des millions d'années. Cette énergie thermique est disponible lorsque la roche est suffisamment friable et donc gorgée d'eau. Car c'est la plupart du temps l'eau qui est utilisée pour réaliser la captation thermique.

La géothermie est considérée comme inépuisable, mais il faut bien comprendre que si l'on effectue une extraction plus vite que le temps de régénération du flux de réchauffement de la croûte terrestre (flux solaire et dégradation thermonucléaire naturelle) il risque d'y avoir un déséquilibre catastrophique. Mais ce scénario est loin d'être atteint car la géothermie profonde dépend des sources internes de la terre qui sont chiffrées à une durée de vie en milliards d'années et la géothermie de surface dépend directement des apports solaires.

Cette énergie est en général diffuse et rarement concentrée, avec un flux moyen de 0,1 MW/km² et un niveau de température faible. La puissance exploitable économiquement est donc en règle générale réduite. Il arrive cependant qu'elle soit plus concentrée à proximité des failles tectoniques entre plaques terrestres, en particulier des

formations volcaniques ou encore dans des formations géologiques favorables, comme dans le Bassin parisien. C'est pourquoi il faut distinguer plusieurs types d'utilisation de la géothermie suivant ses caractéristiques locales:

- La géothermie de surface à basse température: 5C°-15C°.
- La géothermie profonde 50C°-95C°, jusqu'à 2 000 m de profondeur.
- La géothermie très profonde à haute et très haute température, jusqu'à 10 000 m.
- La géothermie volcanique de type geysier.

Son exploitation durable implique un débit d'extraction d'énergie limité au flux de chaleur alimentant la ressource, à défaut de l'épuiser pour une certaine période et ce même si certains sites géothermiques peuvent atteindre jusqu'à 0,2 W/m² [12].

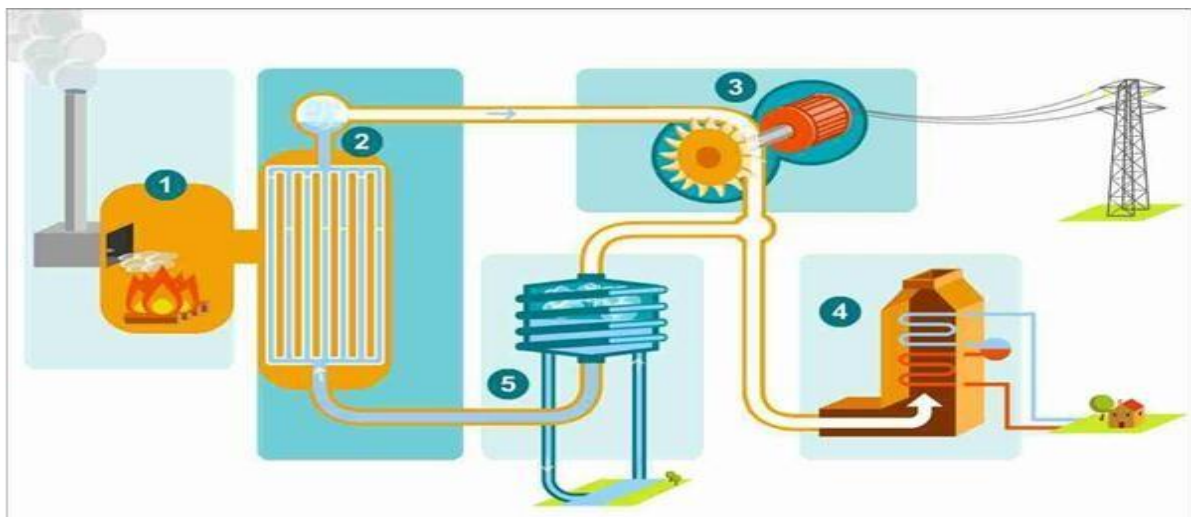


Figure I.8 : cycle organique de Rankine géothermique [12].

I.4.5.3 Récupération de chaleur fatale

L'un des systèmes ORC les plus intéressants du point de vue énergétique est la récupération de la chaleur issue de différents procédés industriels (Four, refroidissement, Cowper, Cokerie). Les procédés impliquant des hautes températures sont :

- La conversion de l'énergie, impliquant la production de vapeur surchauffée
- Les fours à ciment (1400°C)
- La réduction du minerai de fer (1250°C)

- La stérilisation dans l'industrie agroalimentaire
- Les procédés de séchage.

Une grande partie de la quantité de chaleur est perdue sous forme d'effluents thermiques. Une première piste serait une cascade thermique, pour utiliser cette chaleur directement pour réchauffer un autre procédé par exemple ou encore produire de l'eau chaude sanitaire. Mais les demandes en industrie ne sont souvent pas en adéquation avec l'énorme production de chaleur.

De plus, les industries sont rarement connectées à un réseau thermique qui demande un investissement financier conséquent. Or l'électricité est omniprésente et chaque industrie est directement reliée au réseau pour une revente avantageuse.

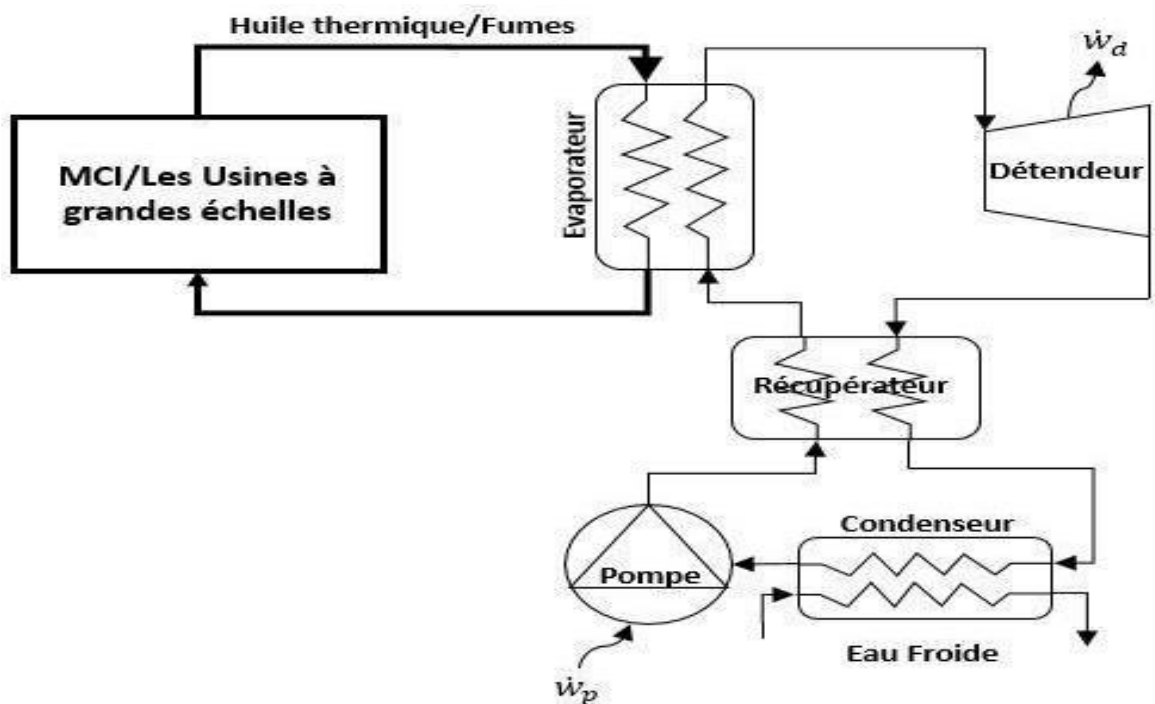


Figure I.9 : Principe de fonctionnement d'un système ORC à récupération de chaleur [12].

I.4.5.4 Energie solaire

Les centrales solaires thermodynamiques utilisent une grande quantité de miroirs qui font converger les rayons solaires vers un fluide caloporteur chauffé à haute température. Pour ce faire, les miroirs réfléchissants doivent suivre le mouvement du soleil afin de capter et de concentrer les rayonnements tout au long du cycle solaire quotidien. Le fluide produit de l'électricité par le biais de turbines à vapeur ou à gaz. Il

existe quatre grands types de centrales solaires thermodynamiques : les centrales à miroirs cylindro-paraboliques et leur variante à miroirs de Fresnel, les centrales à tour et enfin les concentrateurs paraboliques Dish-Stirling [13].

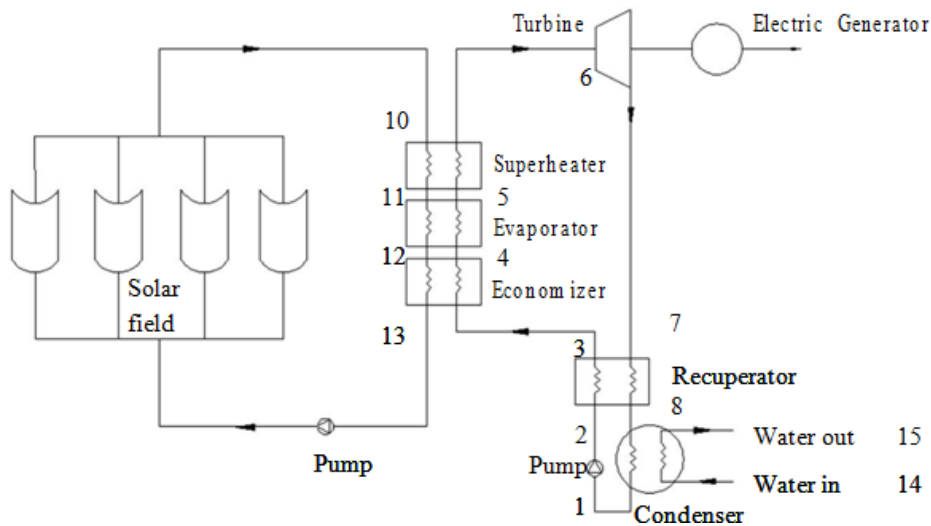


Figure I.10 : Schéma de cycle organique Rankine solaire avec surchauffeur et récupérateur[13].

I.4.6 Types du Cycle organique de Rankine

Il existe trois types de cycles organiques selon l'endroit où les quatre processus thermodynamiques (compression, apport de chaleur, expansion et rejet de chaleur) se produisent.

I.4.6.1 Cycle de Rankine organique sous-critique

Dans ce cycle, les quatre processus se produisent à des pressions inférieures aux pressions critiques pour le fluide de travail.

I.4.6.2 Cycle de Rankine organique transcritique

Dans ce cycle, le processus d'ajout de chaleur se produit à une pression supérieure à la pression critique pour le fluide de travail. Le processus de rejet de chaleur se produit à une pression inférieure à la pression critique pour le fluide de travail. Les processus de compression et de détente se produisent entre les deux niveaux de pression.

I.4.6.3 Cycle de Rankine organique supercritique

Dans ce cycle, les quatre processus se produisent à des pressions supérieures aux pressions critiques pour le fluide de travail.

I.4.7 La thermodynamique du cycle de Rankine organique et principes de fonctionnement

Les principes de fonctionnement du cycle de Rankine organique idéal sont similaires au cycle de Rankine idéal. Le fluide de travail condensé est pompé du condenseur où la pression est basse vers l'évaporateur où la pression est élevée. Le processus se déroule à entropie constante. Le liquide à haute pression entre dans l'évaporateur et absorbe l'énergie thermique de la source de chaleur à pression constante. Dans ce processus, le réfrigérant change la phase d'un liquide saturé à une vapeur saturée ou surchauffée. La source de chaleur externe peut être la chaleur résiduelle de l'industrie, la chaleur géothermique, la chaleur solaire, la biomasse, etc. La vapeur saturée ou surchauffée à haute pression quitte l'évaporateur et se dilate à travers un détendeur à entropie constante pour produire un travail mécanique. Dans le cadre du processus d'expansion, la pression diminue jusqu'à la pression du condenseur. Après le processus de détente, le fluide de travail quitte le détendeur et entre dans le condenseur sous forme de vapeur insaturée, saturée ou surchauffée en fonction des conditions de travail et du type de fluide de travail utilisé. Dans le condenseur, le fluide de travail se condense et change de phase en liquide saturé ou sous-refroidi à l'aide d'un dissipateur thermique, puis le cycle se répète [14].

Dans le cycle réel, les processus de compression et de détente ne sont pas isentropiques et il y a toujours des pertes dans la pompe et le détendeur. Les processus d'ajout et de rejet de chaleur ne sont pas isobares et il y a toujours des pertes de pression dans le système de tuyauterie. L'irréversibilité affecte beaucoup les performances du système thermodynamique.

Dans un cycle réel, il existe deux sources principales de génération d'entropie et ces sources sont externes et internes. La génération d'entropie interne se produit en raison de :

- Chute de pression due au frottement dans les tuyaux associés au système
- Compression et détente non isentropiques dans le compresseur ou le détendeur
- Transfert d'énergie interne sur une différence de température finie dans les composants

Et la génération d'entropie externe se produit en raison de :

- Les pertes mécaniques lors du transfert de travail
- Le transfert de chaleur sur la différence de température finie

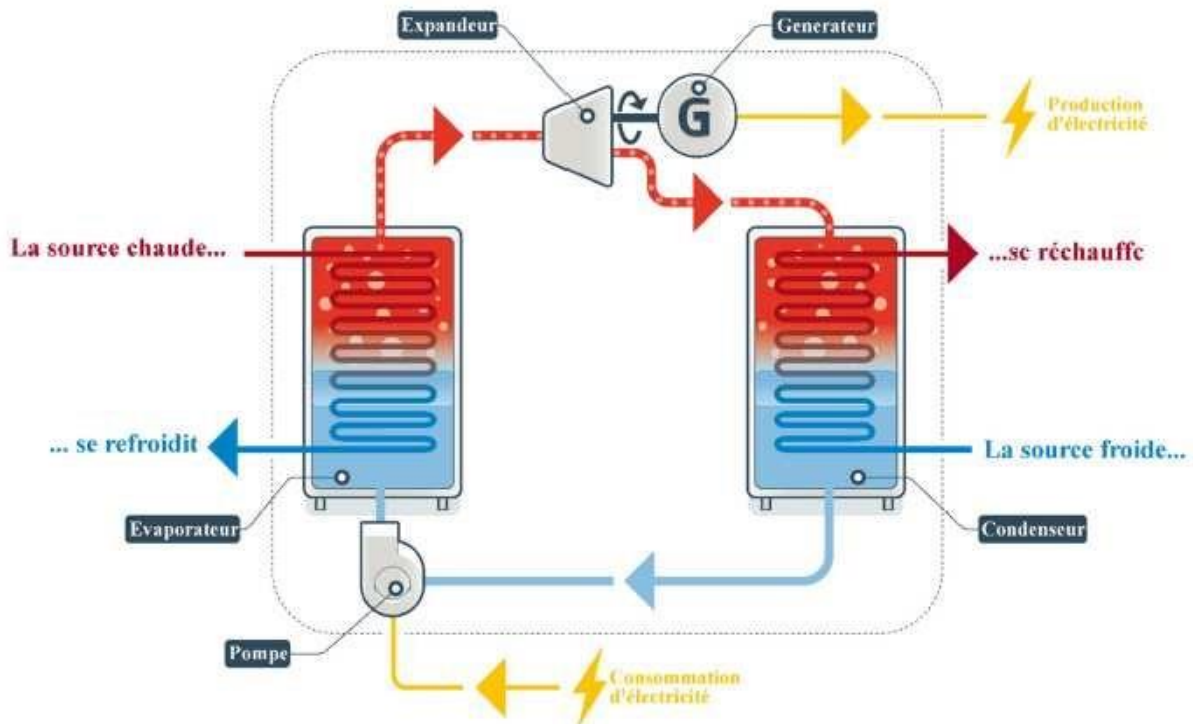


Figure I.11: Fonctionnement du cycle organique de Rankine [15].

I.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 [16].

I.5.1 Les 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. [18], le R245fa et le R134a sont classés dans les fluides isentropiques, alors que Wang et al. [19] 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

I.5.2 Méthode de comparaison des différents fluides de travail

I.5.2.1 Les critères de comparaison

Afin de pouvoir choisir le fluide le plus adapté, il est nécessaire de prendre en compte plusieurs critères de qualité de natures différentes. Dans cette étude, les fluides seront comparés sur la base de trois types de critères :

a. Critères environnementaux

Les impacts environnementaux d'un fluide sont mesurés par trois critères :

- Le potentiel de réchauffement global (PRG ou GWP pour « Global Warmin

Potentiel »).

- Le potentiel de déplétion ozonique (PDO ou ODP pour « Ozone Depletion Potential »).
- La durée de vie atmosphérique (ALT pour « Atmospheric LifeTime »).

Le GWP indique l'impact sur le réchauffement climatique, en termes de variation de température provoquée par la libération d'une certaine quantité de fluide, rapportée à celle provoquée par la même quantité de CO₂. Le GWP du CO₂ vaut donc 1. Le potentiel de déplétion ozonique est défini par le rapport entre la quantité d'ozone pouvant être détruite par la libération d'une certaine quantité du fluide dans l'atmosphère et la quantité d'ozone détruite par la même quantité de R11. La référence de cette échelle est par conséquent le R11 qui a un ODP de 1. Depuis le protocole de Montréal (1987), de nombreux fluides avec des valeurs élevées d'ODP ont été interdits d'utilisation. La durée de vie atmosphérique (ALT) est la durée, en années, nécessaire pour que la libération d'une certaine quantité de fluide n'influence plus la charge globale de l'atmosphère [20,21,22].

b. Critères liés à la sécurité

L'utilisation de certains fluides de travail présente des risques liés à la sécurité. L'indicateur que nous avons retenu est celui de l'ASHRAE, standard 34 [23]. Celui-ci se compose d'une lettre qui indique la toxicité du fluide (de A pour non-toxique à C pour très toxique) suivie d'un chiffre qui indique son inflammabilité (1 pour non-inflammable, 2L pour moyennement inflammable, 2 pour inflammable et 3 pour très inflammable).

c. Critères de performances thermodynamiques

Les performances thermodynamiques sont déterminantes pour permettre la viabilité d'un système, autant d'un point de vue énergétique qu'économique. C'est pour cette raison que de nombreuses études précédemment citées se concentrent essentiellement sur des critères liés aux rendements et aux échanges d'énergie résultants du calcul du cycle [24]. La détermination des performances thermodynamiques d'un cycle dépend cependant de nombreux paramètres, notamment en ce qui concerne les caractéristiques géométriques et thermiques des composants du circuit. Ces données ne peuvent être connues à une phase préliminaire de conception d'un système. Cette contrainte impose de définir une approche simplifiée pour le calcul du cycle, en gardant des conditions de fonctionnement proches d'un comportement réel pour permettre de réaliser une comparaison pertinente des fluides de travail. Une approche de calcul originale est proposée dans les paragraphes suivants afin de répondre à cette problématique, qui repose en

particulier sur un mode de caractérisation général du fonctionnement des échangeurs de chaleur [25].

I.5.2.2 Méthode de comparaison des fluides organiques

a. comparaison Propriétés physiques des fluides organiques

Fluides	Formule	Tc (°C)	Pc (bar)
R-11	CCl_3F	198.05	44.08
R-21	CHCl_2	178.45	51.81
R-123	$\text{C}_2\text{HF}_3\text{Cl}_2$	183.68	36.62
R-134a	$\text{C}_2\text{H}_2\text{F}_4$	101.1	40.59
R-290	$\text{CH}_3\text{CH}_2\text{CH}_3$	96.75	42.48
R-600	$\text{CH}_3\text{CH}_2\text{CH}_2\text{CH}_3$	151.85	37.96

Tableau I.1 : Liste des fluides de travail et leurs propriétés physiques [26].

Dans un cycle ORC, la pression de saturation dans l'évaporateur est fonction de l'énergie injectée dans le système, c'est-à-dire fonction de la température du fluide de la source chaude et des débits du fluide secondaire et du fluide de travail.

Dans un cycle subcritique de petite puissance, la température de changement de phase dans l'évaporateur est limitée par la température critique du fluide de travail utilisé. Une fois que la température de la source chaude est connue, le choix du fluide de travail doit prendre en compte sa température critique : il ne faut pas que cette température soit trop éloignée de la température de la source chaude, afin de limiter les écarts de températures dans l'évaporateur.

Il ne faut pas que cette température critique soit trop élevée non plus, par rapport de celle de la source chaude, car dans ce cas, les pressions de fonctionnement sont faibles et les puissances délivrées le sont également.

Evidemment, du côté condenseur, la pression de condensation est liée à la température de la source froide. La majorité des concepteurs suggèrent une pression supérieure à la pression

atmosphérique afin d'éviter l'infiltration de l'air dans le système. L'infiltration de l'air, gaz incondensable, cause une augmentation de la pression de condensation qui influence le fonctionnement de la pompe. En général, un réservoir est placé à la sortie du condenseur pour assurer un état liquide pur dans la pompe et pour collecter aussi les gaz non-condensables du système.

b. Comparaison propriétés thermodynamiques des fluides organiques

Le classement des différents fluides par rapport aux performances thermodynamiques varie fortement en fonction du critère de performance considéré. Ainsi, afin de pouvoir considérer conjointement les fluides ayant les plus hauts rendements thermiques et les meilleurs travaux nets volumiques, chaque fluide a été placé sur un repère prenant pour abscisse le travail net volumique et pour ordonnée le rendement thermique. Une frontière de Pareto a alors pu être représentée (cf. figure I.12). La frontière de Pareto est utilisée en optimisation multicritère afin de définir les meilleurs points pour les critères considérés [27]. Pour chaque fluide sur cette frontière, il ne peut avoir d'autre fluide qui présentera de meilleures performances pour les deux critères simultanément. Les fluides sur cette frontière,

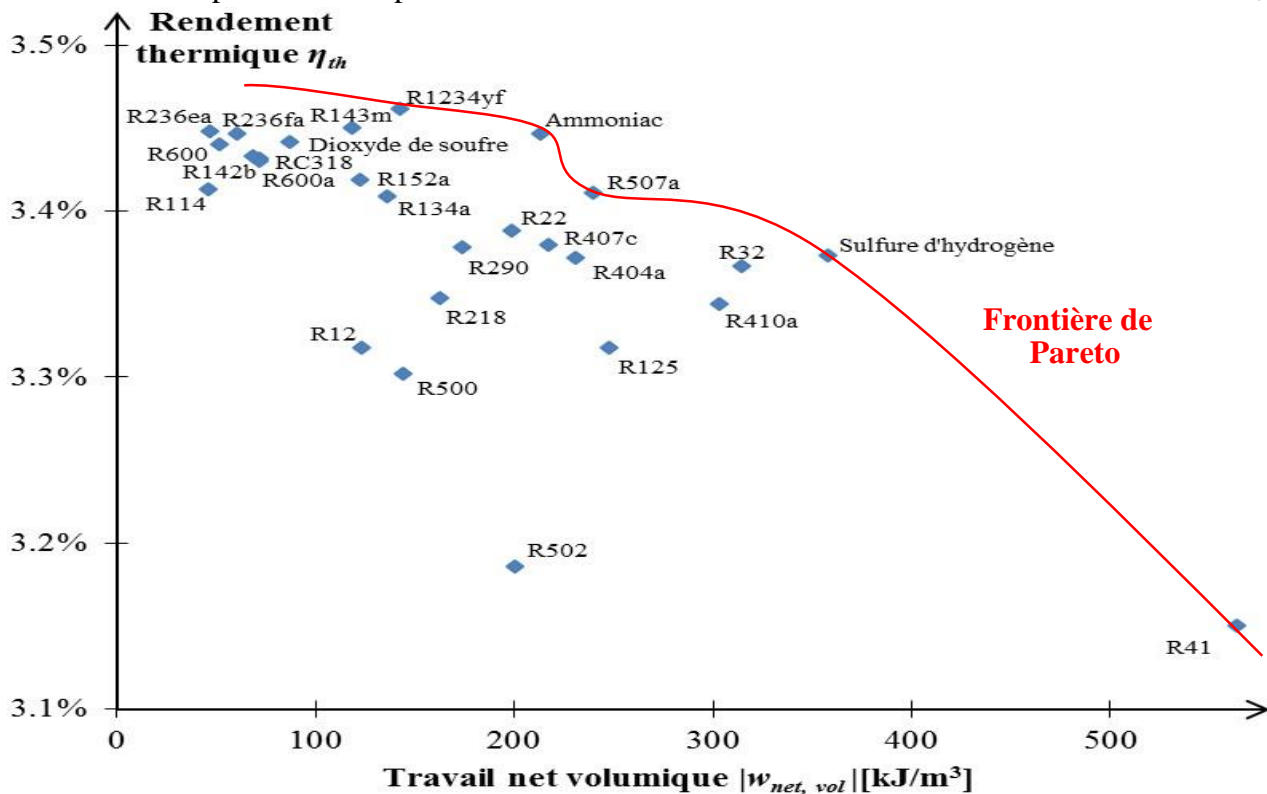


Figure I.12 : Diagramme du travail net volumique et du rendement thermique [27].

qui sont donc les plus performants à la vue de ces deux critères, sont le R1234yf, l'ammoniac, le R507a, le sulfure d'hydrogène H_2S et le R41. Le R41 ne sera cependant pas considéré dans

la suite de cette étude car même s'il s'agit du fluide présentant la plus haute valeur de travail net volumique, il s'agit également du fluide présentant le plus faible rendement thermique et les plus hauts niveaux de pression (36 bar pour la haute pression, tandis que l'on ne dépasse pas 20 bar pour les autres fluides).

c. Comparaison des fluides suivants les trois critères

Fluides présentant les meilleures propriétés thermodynamiques	Fluides présentant le meilleur indicateur de sécurité A1			Fluides présentant les plus faibles valeurs de GWP, ODP et ALT
R1234yf	R507a	R236fa	R218	R1234yf
Ammoniac	R114	R500	R22	Ammoniac
R507a	R502	R134a	R404a	R600
Dioxyde de soufre	R12	R410a	RC318	R600a
/	R125	R407c	/	R290

Tableau I.2 : Bilans des fluides présentant les meilleures performances [28].

Le tableau I.2 regroupe les fluides les plus performants suivant chacun des trois critères. Aucun fluide dans notre panel n'est parmi les meilleurs pour les trois critères. Un compromis doit donc être fait lors du choix du fluide de travail. L'ammoniac, le R1234yf et le R507a semblent être les meilleurs candidats. En effet, l'ammoniac et le R1234yf sont tous les deux parmi les meilleurs en ce qui concerne les propriétés thermodynamiques et les impacts environnementaux. En revanche, l'ammoniac est classé B2L (toxique et moyennement inflammable) et le R1234yf est classé A2L (non toxique et moyennement inflammable). Le R1234yf, fluide récemment créé pour remplacer le R134a dans les climatisations automobiles à cause du haut GWP du R134a, semble présenter de bonnes performances et pourrait être une bonne alternative à l'ammoniac souvent retenu comme le meilleur fluide pour l'exploitation de l'ETM, malgré sa toxicité. Le R507a est un mélange qui présente de bonnes performances thermodynamique et est classé A1. Cependant, il présente un GWP et un ALT élevé.

I.6.Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons discuté sur le principe de fonctionnement d'un Cycle Organique de Rankine basé sur le cycle Rankine simple et l'installation mondiale de ORC. La technologie de ORC est mentionnée dans le chapitre en focalisant sur quatre application (biomasse, Energie solaire, géothermie récupération de chaleur fatal.

Pour les différents types de sources de chaleur a température constante ou variable, les critères de sélection du fluide pour la performance du cycle, la fiabilité, la sécurité, l'impact environnemental et le cout doivent être pris en compte.



CHAPITRE II

Analyse énergétique et énergétique du cycle ORC

II.1 Introduction

Ce chapitre présente une analyse énergétique et exergetique d'un système ORC dont le but de l'optimisation thermodynamique des cycles organiques du Rankine auquel on ne peut aboutir que suite à la modélisation et à la simulation du fonctionnement de ce type d'installation. Il porte donc sur les modèles et les formules adaptées qui ont été sélectionnés à partir des recherches basées sur les études les plus récentes en la matière et préalablement exposées dans le chapitre précédent. Il s'agit donc de modéliser le cycle ORC, et de présenter une méthode numérique pour le calcul thermodynamique du cycle ORC afin d'étudier ses performances. Cette analyse est suivie par une étude comparative en se basant sur trois fluides de travail : le R134a, le R123 et le R600 afin de choisir le meilleur fluide adapté pour ce type de système pour améliorer ses performances.

Pour ce faire, il y'a lieu de formuler convenablement le problème et de lancer une simulation numérique à l'aide de logiciel EES (Engineering Equation Solver).

II.2 Les logiciels thermodynamiques

Un logiciel selon le vocabulaire officiel de l'informatique, est l'ensemble des programmes, procédés et règles, et éventuellement de la documentation, relatifs au fonctionnement d'un ensemble de traitement de données.

Actuellement, il existe de nombreuses typologies de logiciels, selon qu'on se place d'un point de vue technique, juridique, fonctionnel, etc. : logiciel serveur ou logiciel client, micro logiciel, logiciel spécifique (développé par ou pour une entreprise utilisatrice donnée) ou progiciel (logiciel standard destiné à répondre aux besoin communs de nombreux utilisateurs), logiciel de gestion (logiciel de comptabilité, de paie,) logiciel de modélisation systémique et mathématique (REFPROP, ENGENREENG EQUATION SOLVER (EES), THERMOPTIM).

II.2.1 REFPROP –NIST Reference Fluid PROPERTIES

REFPROP est un acronyme pour REFrence fluid PROPERTIES. Ce logiciel, développé par l'Institut National de Standards et de Technologies (NIST), réalise des calculs des propriétés thermodynamiques et de transport des fluides importants dans l'industrie et leurs mélanges.

REFPROP est basé sur des modèles les plus précis des fluides purs et des mélanges. Trois modèles pour les propriétés thermodynamiques sont, dans ce programme, utilisés pour des

fluides purs: l'équation d'état explicite en énergie de Helmholtz, l'équation d'état modifié de Benedict-Webb-Rubin, et un modèle d'ECS (Extended Corresponding States - en anglais).

Les calculs de mélange utilisent un modèle qui applique les règles de mélangeage à l'énergie de Helmholtz des composés du mélange; une fonction de déviation est employée pour tenir compte de la déviation à partir de mélange idéal. La viscosité et la conductivité thermique sont modélisées avec soit les corrélations des fluides spécifiques, soit avec la méthode d'ECS ou dans quelques cas avec la méthode de la théorie du frottement.

Il est nécessaire de noter que REFPROP est un programme, et non pas une base de données qui contient des informations expérimentales sauf les points critiques et les points triples. L'objectif des développeurs est de sélectionner des modèles les plus précis de propriétés qui sont actuellement disponible pour l'utilisation dans REFPROP. Selon les développeurs, les incertitudes de ces modèles varient considérablement selon le fluide, la propriété, et l'état thermodynamique. Il est donc impossible de donner une déclaration simple, globale des incertitudes. Les incertitudes sont des fonctions complexes de température et de pression [29].

II.2.2 THERMOPTIM

Le progiciel Thermoptim (www.thermoptim.org) fournit un environnement de modélisation intégrant de manière profondément interconnectée un éditeur de schémas / écran synoptique, des diagrammes interactifs, des fonctions de simulation et une méthode d'optimisation basée sur la méthode du pincement. Son objectif est double : faciliter et sécuriser la modélisation des technologies de conversion de l'énergie.

THERMOPTIM permet de faire :

- Représentation par simple assemblage graphique de systèmes énergétiques très variés de complexités diverses
- Modélisation phénoménologique ou/et technologique des composants
- Extension du noyau du progiciel permettant l'ajout de composants externes et le pilotage personnalisé des calculs
- Un outil utilisable aussi bien pour l'initiation que pour résoudre des problèmes industriels En effet, THERMOPTIM permet de calculer automatiquement l'état complet (température, pression, volume massique, enthalpie, énergie interne, entropie, énergie, titre) de différents fluides, qui peuvent être des gaz idéaux ou des vapeurs condensables.

- De plus, le progiciel possède une base de données des propriétés thermodynamiques des corps les plus couramment rencontrés en pratique.
- Un outil comme ThermoOptim permet de compléter un enseignement classique de la thermodynamique par une grande diversité d'activités pédagogiques, qui peuvent être regroupées en deux principales catégories : celles de découverte et initiation, notamment par exploration de modèles prédéfinis, et celles de construction de modèles [30].

II.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 EES 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 [31].

II.3 Revues bibliographiques sur les cycles thermodynamiques

Le cycle de Rankine est un cycle thermodynamique moteur qui convertit la chaleur en travail mécanique. C'est le cycle thermodynamique le plus utilisé pour la génération d'électricité. La chaleur est fournie extérieurement à une boucle fermée qui utilise l'eau comme

fluide de travail Selon **Wiser [32]**, les moteurs à vapeur d'eau génèrent environ 90 % d'électricité consommée dans le monde. Le cycle porte le nom de **William John Macquorn Rankine (1820-1872) [33]**, un ingénieur civil, physicien, mathématicien Ecossais.

Le cycle de base de Rankine peut être vu comme une modification du cycle de Carnot. D'un point de vue technique, les procédés de compression et de détente diphasiques demandés par le cycle de Carnot ne sont pas pratiques [34]. Le cycle de Rankine diffère du cycle de Carnot par la compression isentropique du liquide, suivie d'une transformation isobare de chauffage en chaleur sensible puis de chauffage en chaleur latente [35]. Le cycle idéal de Rankine est un cycle dans lequel le fluide de travail traverse les composants du cycle sans irréversibilités. En particulier : la chute de pression est absente dans la chaudière, le condenseur et les conduites. La turbine et la pompe sont considérées isentropiques.

L'inconvénient principal du cycle de Rankine provient de la détente isentropique dans le domaine diphasique ; cette détente correspondant à une marche en régime humide et donc sujette à des limitations technologiques (érosion d'aubage de la turbine si le titre en vapeur s'éloigne trop de la saturation vapeur : $x < 1$) [35]. Pour obtenir en sortie de la turbine une vapeur saturée ($x=1$), **Gustave-Adolphe Hirn (1815-1890)**, un ingénieur français, a proposé d'introduire en turbine une vapeur surchauffée [36].

Le cycle idéal de Rankine/Hirn se réfère à la configuration simple du cycle de Rankine fonctionnant avec des composants sans irréversibilités à laquelle une étape de surchauffe de la vapeur est ajoutée.

Le cycle réel de Rankine diffère de cycle idéal en raison des irréversibilités dans les composants du cycle. Nous illustrons sur la. L'influence des irréversibilités sur la transformation énergétique est détaillée dans [37]. Les irréversibilités et les pertes sont présentées avec les quatre sous-systèmes du cycle de Rankine.

Le cycle organique de Rankine est un cycle de Rankine utilisant un composé organique au lieu de l'eau comme fluide de travail. En effet, l'eau est un fluide de travail excellent pour le cycle de Rankine si la température de source thermique est suffisamment élevée. Ce fluide additionnel est thermiquement, et chimiquement stable, non-toxique, ininflammable, peu coûteux, qui possède des propriétés excellentes de transfert de chaleur, et qui possède un ODP (potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone), et un GWP (potentiel de réchauffement global) nuls [38]. C'est pourquoi, il est souvent utilisé dans des centrales thermiques et dans

des applications à haute température et de puissance importante. Cependant, pour les applications où la source de chaleur est de basse qualité énergétique et plus particulièrement dans des applications de relative faible puissance, l'eau, comme fluide de travail, n'est technologiquement ou économiquement pas la meilleure sélection [39]. Pour la génération d'électricité à partir des sources de chaleur de basse et de moyenne température, le cycle ORC présente des intérêts par rapport au cycle traditionnel.

L'avantage majeur du cycle ORC par rapport au cycle classique pour la génération d'électricité à basse température et de relative faible puissance réside dans le fait que la machine de détente peut être une turbine axiale ou radiale ou même une machine volumétrique, c.à.d. une machine à piston, ou une machine à vis ou à spirale.

Comme expliqué dans le travail de **Badr et al. [40]**, pour les systèmes de faible puissance avec les différences de température moyennes à travers le détendeur, les chutes correspondantes de l'enthalpie de la vapeur d'eau sont relativement élevées à cause de la faible masse molaire de l'eau (18 g/mol). Si toute l'énergie est extraite dans une turbine à impulsion mono-étagée (c.à.d. en employant une seule buse avec une roue simple), la vitesse d'écoulement à travers la buse serait supérieure à 1000 m/s. Cela impose aux aubages une vitesse de rotation d'environ 500 m/s. Cette vitesse est deux fois supérieure à la limite pratique, dictée par les contraintes autorisées pour les matériaux et les techniques de construction des turbines communes. L'utilisation des turbines multi-étages, qui permet de limiter la vitesse de rotation de la turbine pour une puissance donnée, conduit à avoir des turbines de faible puissance qui sont très grosses et coûteuses. Par ailleurs, l'utilisation de l'eau comme fluide de travail pour les applications à basse température, amène au fait que les niveaux de surchauffe nécessaires pour éviter la condensation durant la détente soient impossibles compte tenu de la faible température de la source de chaleur. Donc, l'érosion des aubages de la turbine se produit.

Dans la présentation de **Lucien Y. Bronicki [41]**, Directeur de la Technologie de Ormat Technologies, Inc., lors du deuxième séminaire international sur les systèmes ORC aux Pays Bas de l'année 2013, une brève histoire des cycles ORC a été présentée en citant les événements importants concernant le développement de cette technologie. Nous en retraçons les éléments les plus significatifs:

- **1823: Monsieur Humphrey Davy (1778-1829)** suggère le cycle ORC comme une alternative à la machine à vapeur. Il a suggéré qu'un liquide volatil peut être vaporisé par la vapeur d'eau échappée et peut donc générer plus l'énergie [41].

- **1824:** Les travaux de Carnot [42].
- **1825 – 1826: Thomas Howard** a fait un moteur utilisant l'alcool comme fluide de travail.
- **1853: Du Trembley**, un ingénieur français, applique le cycle ORC à la propulsion de bateau (avec un éther comme fluide actif) [43]. Le moteur a été installé dans quelques bateaux de voyageurs. Cependant, la construction des moteurs binaires à vapeur d'eau – éther a été interrompue après une explosion causée par l'éther au port de Bahia, en Amérique du sud en 1856 [44].
- **1859: William J.M. Rankine** à développer la théorie complète du moteur à vapeur d'eau.
- **1883: Frank W. Ofeldt** a déposé un brevet sur un moteur à naphta. En 1883, Frank W. Ofeldt a déposé un brevet sur un moteur à naphta qui a été essentiellement un moteur à cycle fermé à vapeur utilisant le naphta au lieu de l'eau comme fluide de travail [45]. Le moteur est développé par **Gas Engine and Power Company of Morris Heights**, New York. En 1890, il y avait 500 bateaux à moteur à naphta en opération.
- **1923 – 1930: Tito Romagnoli** à développé quelques moteurs de Rankine dont un avec chlorure de méthyle comme fluide de travail [46].
- **1930: Luigi D'Amelio** à expérimenté avec le chlorure d'éthyle à l'Université de Naples
- **1935:** La pompe solaire basée sur le travail de D'Amelio.
- **1940:**
 - Centrale géothermique de 1 MW à Citara, île d'Ischia utilisant l'Ethylène.
 - **Gasperini et Grassi** développe la pompe solaire SOMOR1 utilisant un réfrigérant.
- **De 1958 à 1961: Tabor et Bronicki** établissent les critères pour la sélection des fluides organiques appropriés pour optimiser le rendement du cycle au laboratoire national israélien de physique.
- 1961: un cycle ORC nouveau a été développé avec un prototype de 3 kW et présenté à la conférence de l'Organisation des Nations Unies à Rome. Ce travail amène à l'établissement de l'entreprise Ormat en 1965.
- **1965: Ormat commercialise** ses cycles ORC de 0.5 à 4 kW pour l'opération à distance sans surveillance.
- **1967:** le premier cycle binaire géothermique a été installé. Son fluide de travail était le réfrigérant R12 avec une puissance brute de 680 kW [47].

- **1970:** Gianfranco Agelino, Ennico Macchi et Mario Gaia ont développé un cycle ORC de 3 kW, amenant à l'établissement de l'entreprise Turboden en 1980.
- **1980:** Turboden fabrique des unités à partir de 300 kW, surtout pour la cogénération utilisant la biomasse.
- **1990:** Ormat a des croissances substantielles dans l'utilisation du cycle ORC pour la géothermie. Alors que, Turboden fournit plusieurs systèmes de cogénération en Europe.
- **2000:** plusieurs des fabricants des systèmes ORC et des fournisseurs de composants sont disponibles. Les recherches se poursuivent dans le domaine et de nouvelles technologies apparaissent.

II.4 Positon de problème

Le cycle de Rankine organique a les mêmes principes de fonctionnement et composants principaux (évaporateur, condenseur, détendeur et pompe) que le cycle de Rankine à vapeur. La principale différence entre les deux cycles est le fluide de travail utilisé (R134a , R123 et R600). La résolution de ce problème s'effectue à travers la résolution d'un système d'équation.

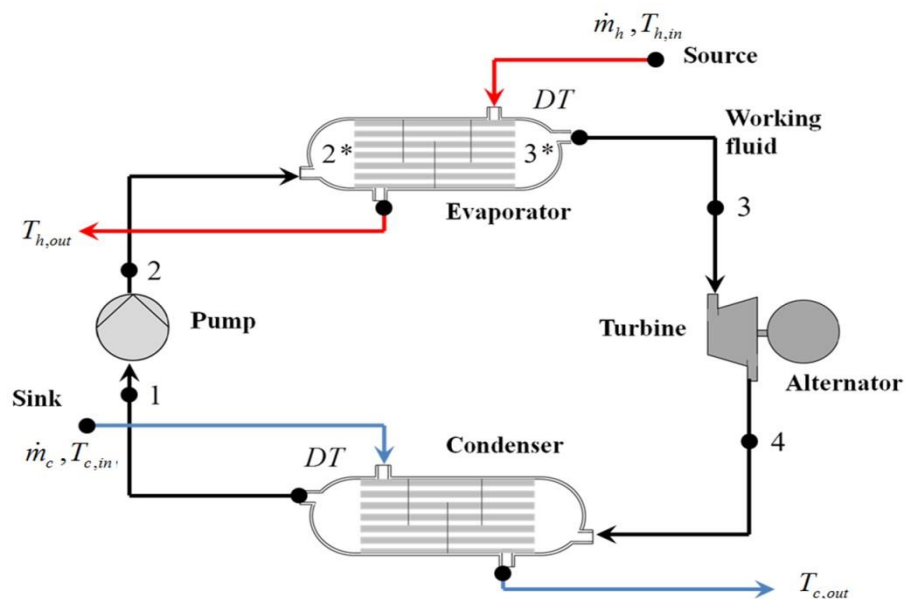


Figure II.1 : Diagramme schématique de l'ORC.

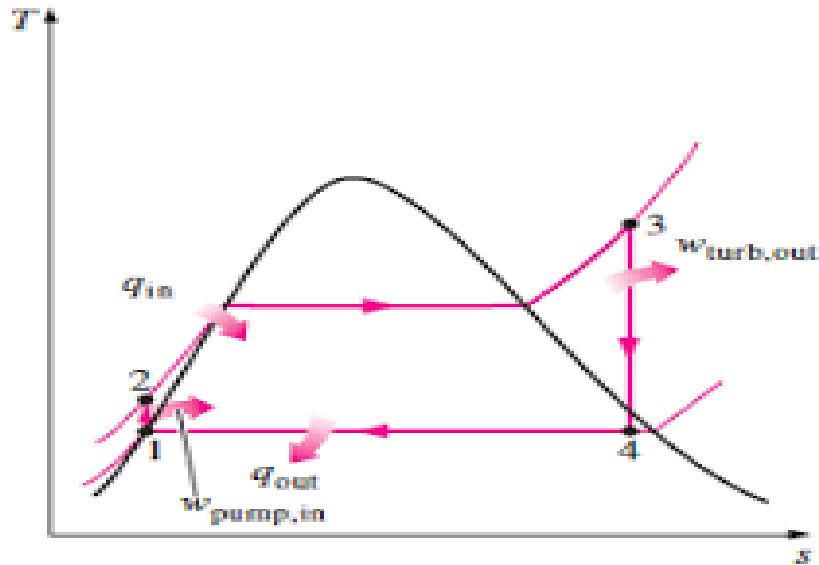


Figure II.2 : Diagramme T-S de l'ORC

II.4.1 Modélisation thermodynamique de l'installation

Les hypothèses suivantes sont adoptées pour la modélisation de l'ORC :

- Chaque composante est considérée comme un système ouvert fonctionnant en régime permanent.
- Les pertes de friction, et les pertes thermiques sont négligées (adiabatique réversible).
- Les chaleurs massiques des courants de la source et de la charge sont constantes.
- Le fluide moteur à la sortie du condenseur est à l'état de liquide saturé.
- Le volume spécifique du fluide moteur est constant pendant le pompage.
- On néglige les variations des énergies cinétiques et potentielles.
- La pompe et la turbine un fonctionnement isentropique.

II.4.2 Données de l'étude

Température de l'évaporateur (chaudière) (°C)	80
Température de condenseur (°C)	40
Rendement isentropique de la turbine et de la pompe (%)	85
T_0 (°C)	25
Débit massique ORC (kg/s)	1
Ecart de température au niveau de la source thermique ΔT (°C)	5

Tableau II.1 : données de l'étude du cycle ORC

II.4.3 premier principe

En mécanique le travail élémentaire d'une force est défini comme étant le produit scalaire de cette force par le déplacement élémentaire de son point d'application.

Puis que la définition d'une force ne fait pas intervenir de concept thermodynamique, nous nous renvoyons à la mécanique classique.

II.4.3.1 Enoncé premier principe

Le premier principe de la thermodynamique s'énonce comme suit :

Pour faire passer un système thermodynamique adiabatique et fermer d'un état déterminé 1 à un autre 2, il faut mettre en jeu avec le milieu extérieur un certain travail qui est indépendant.

Le premier principe est une loi empirique établie par des observations expérimentales.

L'énoncé général du premier principe en termes d'énergie, s'énonce comme suit :

L'accroissement de l'énergie interne totale d'un système quelconque est égal à la somme des énergies travail et des énergies chaleur reçues par le système, ainsi que les enthalpies totales introduites dans le système

Le premier principe s'écrit :

$$\delta W + \delta Q = dU + dEc + dEp \quad (\text{II.1})$$

II.4.4 Le second principe de la thermodynamique

Le deuxième principe de la thermodynamique également connu sous le nom de deuxième loi de la thermodynamique, établit l'irréversibilité des phénomènes physique, en particulier lors des échanges thermiques, c'est un principe d'évolutions qui fut énoncé pour la première fois par Sadi Carnot en 1824.

Enonce de la loi :

Toute transformation d'un système thermodynamique s'effectue avec augmentation du désordre global incluant le désordre du système et le désordre du milieu extérieur.

On dit encore qu'il y a création d'entropie car la fonction d'état entropie : S est une mesure du désordre.

$$\Delta S_{global} = \Delta S_{creation} = \Delta S_{syst} + \Delta S_{ext} \geq 0 \quad (II.2)$$

Dans le cas d'une transformation réversible, la création d'entropie est nulle.

L'entropie d'un système isolé ne peut qu'augmenter ou rester constante puisqu'il n'y a pas d'échange de chaleur avec le milieu extérieur.

L'entropie d'un système peut diminuer mais cela signifie que l'entropie du milieu extérieur augmente de façon plus importante, le bilan entropique étant positif ou nul si la transformation est réversible.

II.5 bilan énergétique du cycle ORC

II.5.1 Modèles mathématiques

II.5.1.1 Application sur la pompe d'alimentation (1-2)

Pompage adiabatique et réversible dans la pompe, à partir d'un état de liquide saturé.

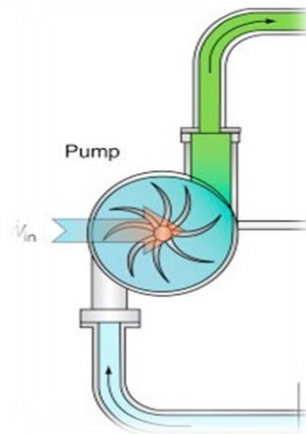


Figure II.3 : schéma descriptive de la pompe.

Le travail massique de la pompe :

$$W_{ppe} = (h_2 - h_1) > 0 \quad (II.3)$$

Le travail des systèmes ouverts se calcule par :

$$\delta W = v dp \quad (II.4)$$

Et

$$W = \int_1^2 v dp \quad (II.5)$$

Dans le cas présent on aura :

$$W_{pp} = v_1(p_2 - p_1) \quad (II.6)$$

En effet en rassemblant les équations II.1 et II.4 on aura :

$$W_{ppe} = (h_2 - h_1) = v_1(p_2 - p_1) \quad (II.7)$$

Alors

$$h_2 = h_1 + v_1(p_2 - p_1) \quad (II.8)$$

La puissance mécanique de la pompe :

$$\dot{W}_{ppe} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (II.9)$$

\dot{m} : Le débit massique de l'installation.

h_1 Et h_2 : sont respectivement les enthalpies du fluide de travail organique à l'entrée et à la sortie de la pompe.

II.5.1.2 Application sur évaporateur (générateur de vapeur) (2-3)

Echange de chaleur isobare dans la chaudière jusqu'à l'état de vapeur saturé.

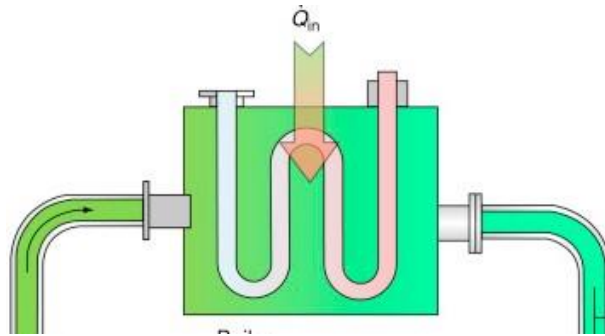


Figure II.4 : schéma d'un évaporateur

La chaleur consommée à la source chaude.

$$Q_C = (h_3 - h_2) > 0 \quad (II.10)$$

La puissance :

$$\dot{Q}_C = \dot{m}(h_3 - h_2) > 0 \quad (II.11)$$

II.5.1.3 Application sur la turbine (3-4)

Détente adiabatique et réversible dans la turbine.

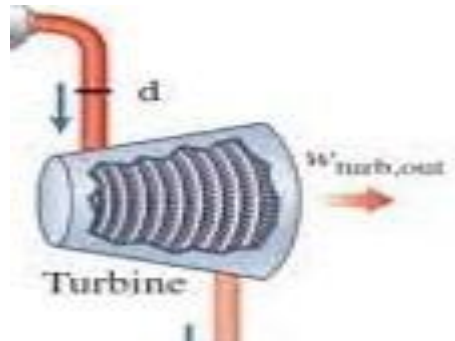


Figure II.5 : Schéma descriptive d'une turbine à vapeur.



Figure II.6 : ORC turbine

Le travail massique de la turbin :

$$W_T = (h_4 - h_3) < 0 \quad (\text{II.12})$$

Et

$$W_{eT} = (h_3 - h_4) > 0 \quad (\text{II.13})$$

Le rendement isentropique de la turbine :

$$\eta_{TV} = \frac{h_4 - h_3}{h_{4s} - h_3} \quad (\text{II.14})$$

$$\eta_{TV} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (\text{II.15})$$

h_{4s} Est déterminé par le EES en fonction de s_{4s} et p_4 .

La détente isentropique :

$$s_3 = s_{4s} \quad (\text{II.16})$$

L'enthalpie massique de point (4) s'écrit :

$$h_4 = h_3 - \eta_{TV}(h_3 - h_{4s}) \quad (\text{II.17})$$

La puissance mécanique de la turbine :

$$\dot{W}_{TV} = \dot{m} (h_3 - h_4) \quad (\text{II.18})$$

\dot{m} : Le débit massique de l'installation.

h_3 Et h_{4s} et h_4 : sont respectivement les enthalpies du fluide de travail organique à l'entrée et à la sortie de la turbine.

II.5.1.4 Application sur condenseur (4-1)

Echange de chaleur isobare dans le condenseur.

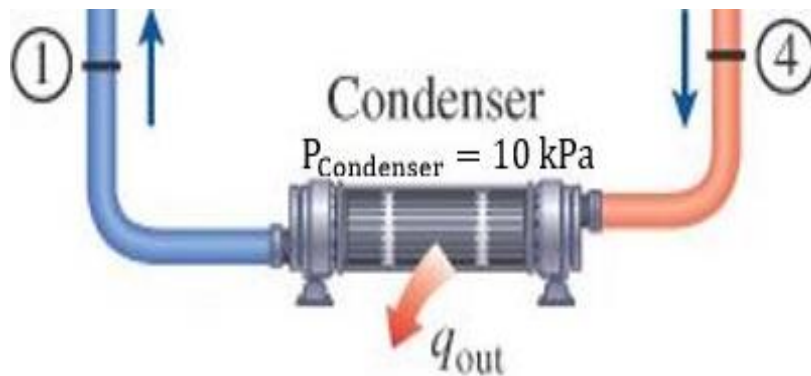


Figure II.7 : schéma descriptive de condenseur.

La chaleur rejetée à la source froide.

$$Q_F = (h_1 - h_4) < 0 \quad (\text{II.19})$$

Ou encore

$$Q_{eF} = -Q_F = (h_4 - h_1) > 0 \quad (\text{II.20})$$

La puissance de condenseur :

$$\dot{Q}_F = \dot{m} (h_4 - h_1) \quad (\text{II.21})$$

II.5.1.5 Les performances thermodynamiques de cycle ORC

Les performances du système ORC sont déterminées par les équations suivantes:

Le travail net:

S'écrit comme suit :

$$W_{net} = W_T - W_P \quad (\text{II.22})$$

La puissance nette :

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

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_T - \dot{W}_P \quad (\text{II.23})$$

Le rendement thermique 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 :

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_C} \quad (\text{II.24})$$

Ou encore :

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_C} \quad (\text{II.25})$$

Pour un cycle idéal :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{\dot{Q}_C}{\dot{Q}_F} \quad (\text{II.26})$$

II.5.2 Calculs énergétiques du cycle ORC

II.5.2.1 Cas du fluide R123 :

Points	T (°C)	P (kPa)	h (kJ/kg)	S (kJ/kg k)
1	40	156	243.1	1.1470
2	41.11	490	243.4	1.1478
3	80	490	429.8	1.6825
4	49.54	156	413.7	1.6914

Tableau II.2 : Caractéristiques thermodynamiques des points du cycle ORC pour le fluide R123.

	Valeurs	Unités
W_t	16.10	kJ/kg
W_p	0.3	kJ/kg
W_{net}	15.80	kJ/kg
Q_c	186.40	kJ/kg
Q_f	170.60	kJ/kg
η_{th}	8.48	%

Tableau II.3 : Performances du cycle ORC pour le fluide R123.

II.5.2.2 Cas du fluide R134a :

Points	T (°C)	P (kPa)	h (kJ/kg)	S (kJ/kg k)
1	40	1017	256.09	1.1897
2	41.11	2633	258.43	1.1950
3	80	2633	428.92	1.6852
4	40	1017	413.99	1.6937

Tableau II.4 : Caractéristiques thermodynamiques des points du cycle ORC pour le fluide R134a.

	Valeurs	Unités
W_t	14.13	kJ/kg
W_p	2.34	kJ/kg
W_{net}	12.59	kJ/kg
Q_c	170.49	kJ/kg
Q_f	157.9	kJ/kg
η_{th}	7.38	%

Tableau II.5 : Performances du cycle ORC pour le fluide R134a.

II.5.2.3 Cas du fluide R600 :

Points	T (°C)	P (kPa)	h (kJ/kg)	S (kJ/kg k)
1	40	378.49	296.4	1.3288
2	40.45	1011.6	297.5	1.3324
3	80	1011.6	696.3	2.4765
4	50.53	378.49	661.9	2.4942

Tableau II.6 : Caractéristiques thermodynamiques des points du cycle ORC pour le fluide R600.

	Valeurs	Unités
W_t	34.40	kJ/kg
W_p	0.9	kJ/kg
W_{net}	33.50	kJ/kg
Q_c	398.8	kJ/kg
Q_f	365.3	kJ/kg
η_{th}	8.40	%

Tableau II.7 : Performances du cycle ORC pour le fluide R600.

II.6.Bilan exergetique de cycle ORC

II.6.1 Modèles mathématiques

II.6.1.1 La pompe (1-2)

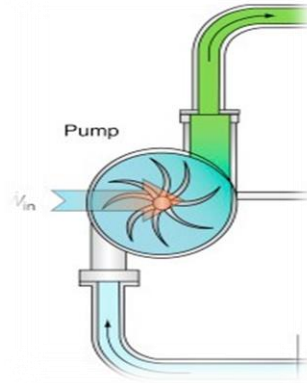


Figure II.8 : schéma descriptive de la pompe.

L'exergie reçue par le fluide de travail :

$$E_{X,P} = (h_2 - h_1) - T_0 (S_2 - S_1) \quad (\text{II.27})$$

L'exergie détruite dans la pompe :

$$E_{X,D,P} = T_0 (S_2 - S_1) \quad (\text{II.28})$$

Le rendement exergetique de la pompe :

$$\eta_{X,P} = \frac{E_{X,P}}{W_P} \quad (\text{II.29})$$

II.6.1.2 L'évaporateur (2-3)

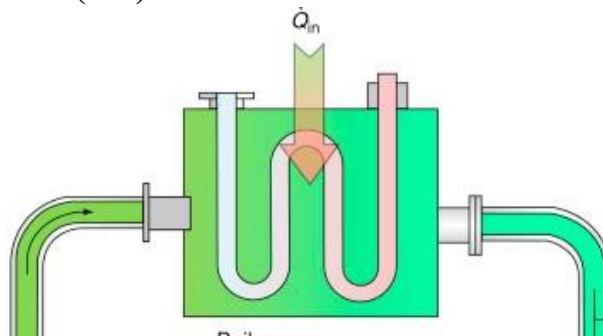


Figure II.9 : schéma d'un évaporateur.

L'exergie consommée est la différence entre l'entrée et la sortie de l'échangeur des flux d'exergie transportés par le fluide de travail:

$$E_{X,evp} = (h_3 - h_2) - T_0 (S_3 - S_2) \quad (\text{II.30})$$

L'exergie détruite dans l'échangeur :

$$E_{XD.evp} = -T_0 (S_3 - S_2) - T_0 \left(\frac{Q_c}{T_{3+\Delta T}} \right) \quad (\text{II.31})$$

Le rendement exergetique d'échangeur :

$$\eta_{X.evp} = 1 - \frac{E_{X.D.evp}}{E_{X.evp}} \quad (\text{II.26})$$

II.6.1.3 La turbine (3-4)

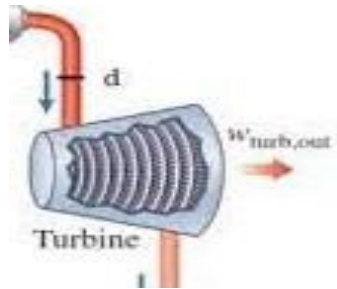


Figure II.10 : Schéma descriptive d'une turbine à vapeur.

L'exergie consommé :

$$E_{X.TAV} = (h_3 - h_4) - T_0 (S_3 - S_4) \quad (\text{II.32})$$

L'exergie détruite dans la turbine :

$$E_{D.TAV} = T_0 (S_4 - S_3) \quad (\text{II.33})$$

Le rendement exergetique de la turbine :

$$\eta_{X.TAV} = \frac{W_{TAV}}{E_{XTAV}} \quad (\text{II.34})$$

II.6.1.4 Le condenseur (4-1)

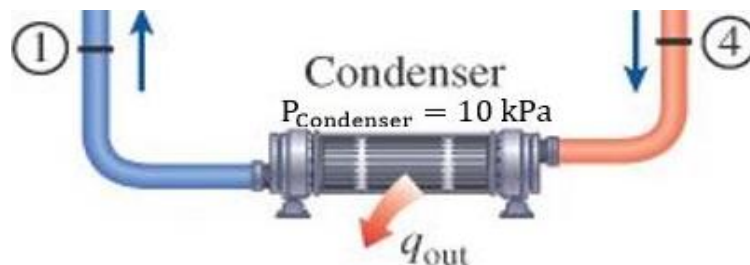


Figure II.11 : schéma descriptive de condenseur.

L'exergie consommée est la différence entre l'entrée et la sortie de l'échangeur des flux d'exergie transportés par le fluide de travail.

$$E_{X.cond} = h_4 - h_1 - T_0 (S_4 - S_1) \quad (II.35)$$

L'exergie détruite dans le condenseur :

$$E_{XD.cond} = T_0 (S_4 - S_1) + T_0 \left(\frac{Q_F}{T_1 - \Delta T} \right) \quad (II.36)$$

Le rendement exergetique :

$$\eta_{X.cond} = 1 - \frac{E_{X.D cond}}{E_{X.cond}} \quad (II.37)$$

II.6.1.5 Les performances de cycle ORC

$$\eta_{EX.sys} = \frac{W_{net}}{E_{X.D evp}} \quad (II.38)$$

II.6.2 Calculs exergetiques du cycle ORC

II.6.2.1 Cas du fluide R123 :

Points	T (°C)	P (kPa)	h (kJ/kg)	S (kJ/kg k)
1	40	156	2431	1.1470
2	40.27	490	243.4	1.1478
3	80	490	429.8	1.6825
4	49.54	156	413.7	1.6914

Tableau II.8 : Caractéristiques thermodynamiques des points du cycle ORC pour le fluide R123

Composants	Exd	Ex (KJ/kg)	$\eta_{EX}(\%)$
Turbine	2.65	18.81	85.9
Pompe	0.23	0.04	14.81
Evaporateur	4.18	27.05	84.54
Condenseur	4.49	13.65	67
$\eta_{EX.SYS}=25.1\%$			

Tableau II.9 : Performances du cycle ORC pour le fluide R123.

II.6.2.2 Cas du fluide R134a :

Points	T (°C)	P (kPa)	h (kJ/kg)	S (kJ/kg k)
1	40	1017	256.09	1.1897
2	41.11	2633	258.43	1.1950
3	80	2633	428.92	1.6852
4	40	1017	413.99	1.6937

Tableau II.10 Caractéristiques thermodynamiques des points du cycle ORC pour le fluide R134a.

Composants	Exd	Ex (kJ/kg)	$\eta_{EX}(\%)$
Turbine	2.53	17.46	85.5
Pompe	1.58	0.079	4.64
Evaporateur	3.40	24.67	84
Condenseur	3.61	11.89	69.63
$\eta_{EX.SYS}=22.78\%$			

Tableau II.11 : Performances du cycle ORC pour le fluide R134a.

II.6.2.3 Cas du fluide R600 :

Points	T (°C)	P (kPa)	h (kJ/kg)	S (kJ/kg k)
1	40	378.49	296.4	1.3288
2	40.45	1011.6	297.5	1.3324
3	80	1011.6	696.3	2.4765
4	50.53	378.49	661.9	2.4942

Tableau II.12 : Caractéristiques thermodynamiques des points du cycle ORC pour le fluide R600.

Composants	Exd	Ex (kJ/kg)	$\eta_{EX}(\%)$
Turbine	5.72	40.13	86.86
Pompe	1.07	0.066	5.78
Evaporateur	8.8	57.86	84.79
Condenseur	8.92	30.03	70.76
$\eta_{EX.SYS}=24.77\%$			

Tableau II.13 : Performances du cycle ORC pour le fluide R600.

II.7 Méthodes numériques de simulation du problème d'optimisation

Le problème d'optimisation du cycle ORC dans le présent mémoire peut être numériquement exécuté par les méthodes d'optimisation intégrées dans le logiciel EES (Engineering Equation Solver ou solveur d'équations pour l'ingénierie) qui avant tout un outil mathématique de résolution des systèmes d'équation et des modèles thermodynamiques spécifiques à l'eau et pour les fluides organiques utilisées. Ils vont permettre de calculer les enthalpies à des températures et des pressions fixées. En effet, plusieurs algorithmes sont intégrés dans le logiciel EES pour résoudre les problèmes d'optimisation. Le logiciel a été choisi parce qu'il comporte :

- Les bases de données thermodynamiques.
- Les méthodes de résolution d'équation.
- L'interface graphique adaptée.

II.8. Conclusion

Dans ce chapitre on a pu faire des calculs pour avoir une base d'analyse énergétique et exergetique du cycle à vapeur et l'ensemble des calculs ont été orientés en fonction des données disponibles.

L'analyse exergetique faite en parallèle avec celle énergétique, met en évidence l'importance d'utiliser le concept d'exergie dans l'étude des installations énergétiques et particulièrement dans les centrales thermiques à vapeur.



Chapitre III

Résultats et discussions

III.1 Introduction

Ce chapitre est donné pour présenter et analyser nos résultats, dans lesquels nous expliquerons certains des paramètres et leurs effets sur le comportement, les performances énergétiques, exergetiques, des cycles organiques. En premier temps, nous allons présenter la validation pour vérifier la fiabilité de notre modèle par rapport aux données réelles de la centrale thermique. Dans l'étape suivante, les résultats obtenus durant notre analyse des sept configurations sont affichés dans ce chapitre graphiquement sous forme des schémas et des diagrammes T-s pour présenter et analyser les valeurs obtenues à chaque point de cycle de chaque composant du système, et pour chaque configuration. Après avoir effectué une comparaison entre les fluides de travail étudié.

III.2 Les effets de la température d'évaporateur

Dans cette partie, nous étudions l'effet de la température d'évaporation sur les performances du cycle ORC en tenant compte des trois fluides sélectionnés. Pour ce faire, certains paramètres de fonctionnement sont fixés dont la température de condensation $T_{cond} = 40^{\circ}\text{C}$. D'autre part, on fait varier la température d'évaporation du côté ORC sur une plage de température 70°C à 95°C .

III.2.1 l'effet de la température d'évaporateur sur le rendement énergétique

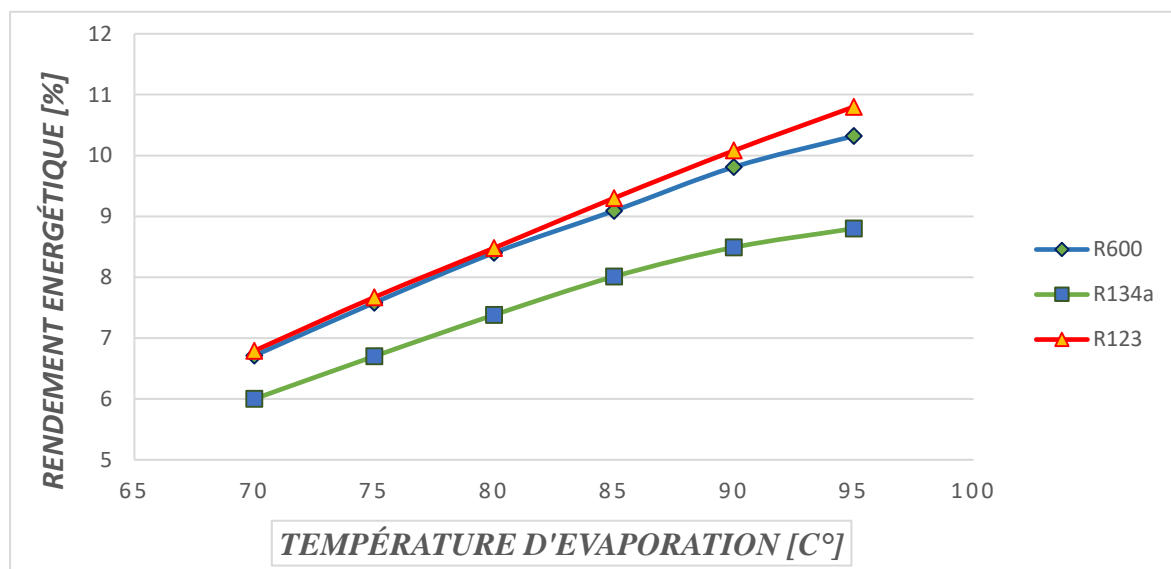


Figure III.1 : montre la variation du rendement énergétique du cycle ORC en fonction de la température d'évaporateur ORC.

Les résultats de la figure III.1 montrent que la température d'évaporation de l'ORC à un effet positif sur l'efficacité énergétique du cycle ORC, le rendement énergétique augmente considérablement pour les trois fluides organiques étudiés. Mais en comparant les résultats trouvés pour les trois fluides, nous trouvons que l'efficacité énergétique dans le cas d'un fluide R123 est plus élevée par rapport aux autres. On peut voir que le rendement énergétique passe de 6.8% à 10.9%.

III.2.2 L'effet de la température d'évaporateur sur le travail net

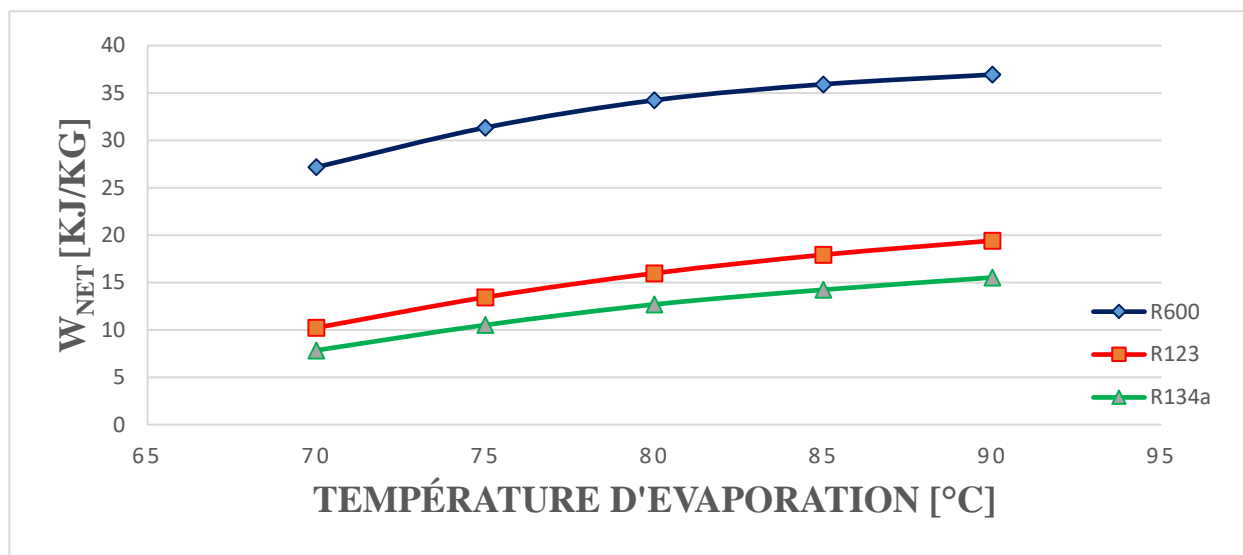


Figure III.2 : l'effet de la température d'évaporation sur le travail net du cycle.

La figure III.2 montre que le travail net augmente lorsque les fluides de travail sont légèrement surchauffés, la valeur maximale atteinte pour le fluide R600 est 36,78 [KJ/kg] à la température 90°C, ce qui est supérieur aux autres fluides.

Globalement les fluides se comportent de la même manière, les résultats montrent que le travail net dépend bien de l'augmentation de l'enthalpie spécifique à différentes températures pour chaque fluide de travail.

III.3 Les effets de la température de condensation

Dans cette partie, nous étudions l'effet de la température de condensation sur les performances du cycle ORC en tenant compte des trois fluides sélectionnés. Pour ce faite, certains paramètres de fonctionnement sont fixés dont la température d'évaporateur

$T_{\text{evap}}=80^{\circ}\text{C}$. D'autre part, on fait varier la température de condensation du côté ORC sur une plage de température 10°C à 60°C .

III.3.1 L'effet de la température de condenseur sur le rendement énergétique

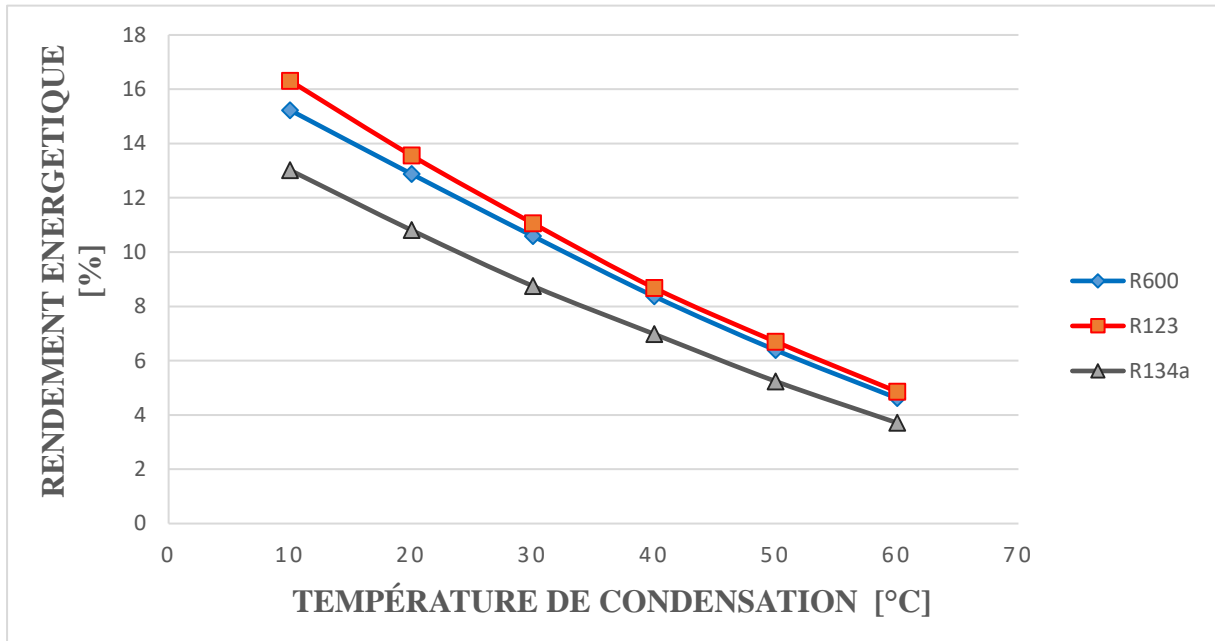


Figure III.3 : montre la variation de l'efficacité énergétique du cycle ORC en fonction de la température de condenseur.

La figure III.3 montre que l'augmentation de la température de condensation a un impact négatif sur le rendement du cycle, les trois fluides se comportent presque de la même façon, l'efficacité du fluide R123 a diminué de 16,53% jusqu'à 5,11%, le R600 a diminué de 15,36% jusqu'à 4,27% et aussi le fluide R134a a diminué de 12,87% jusqu'à 3,92%. Donc ces résultats indiquent que le cycle ORC seront plus efficaces dans les cas où des températures de condensation plus basses peuvent être atteintes.

III.3.2 L'effet de la température de condenseur sur le travail net

La figure III.4 montre que les trois fluides de travail perdent de travail lorsque la température de condensation est augmentée, donc ils ont aussi un impact négatif sur le cycle ORC. La température de condensation détermine la pression de condensation, donc l'augmentation de la température augmente également la pression, ce qui réduit à son tour le rapport de pression du détendeur car il y a une température et une pression d'évaporation fixées.

qui affectent le travail net. Ce sont toutes des pertes significatives dans le travail net et par conséquent, une attention particulière doit être accordée à la température de condensation.

Et une fois de plus ont confirment que le système ORC fonctionne efficacement avec un travail net dans les cas où une température de condensation plus faible peut être réalisée.

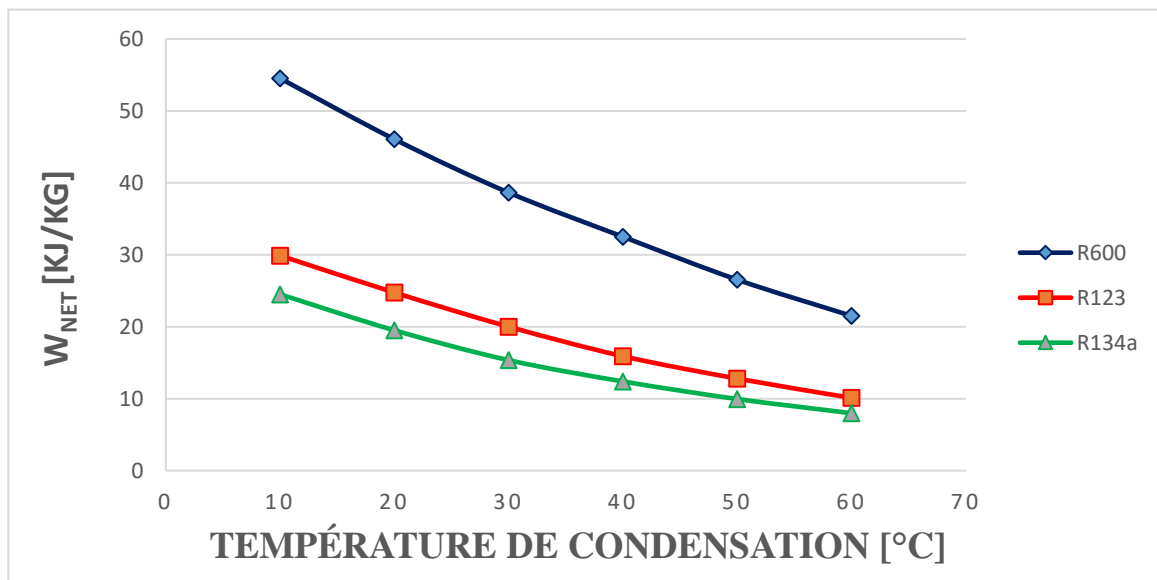


Figure III.4 : l'effet de la température de condensation sur le travail net du cycle.

III.4 Démarche pour l'analyse exégétique

Tout système réel fonctionne en respectant le premier principe qui régit le bilan d'énergie et le second principe régissant le bilan entropique. Ce dernier permet d'énoncer que toutes les formes d'énergies ne sont pas équivalentes. Il est donc impossible de convertir une forme d'énergie intégralement en une autre. Le second principe permet de déterminer les limites de la conversion de l'énergie, à travers l'entropie, l'irréversibilité et la dégradation d'énergie.

Par définition, l'énergie est constituée d'une partie noble, mécanisable et convertible, appelée exergie, l'autre est la partie non convertible et est appelée anergie. La somme des deux donnant l'énergie. Pour une analyse thermodynamique, il est courant d'émettre des équivalences entre entropie et exergie. Si un processus thermodynamique réversible considéré comme idéal, la production d'entropie est nulle, puisqu'elle n'engendre aucune perte d'exergie.

III.4.1 L'effet de la température d'évaporateur sur le rendement exergétique du système

Dans cette partie, nous étudions l'effet de la température d'évaporation sur le rendement exergétique cycle ORC en tenant compte des trois fluides sélectionnés. Pour ce fait, certains paramètres de fonctionnement sont fixés dont la température de condensation $T_{cond} = 40^{\circ}\text{C}$. D'autre part, on fait varier la température d'évaporation du côté ORC sur une plage de température 70°C à 95°C .

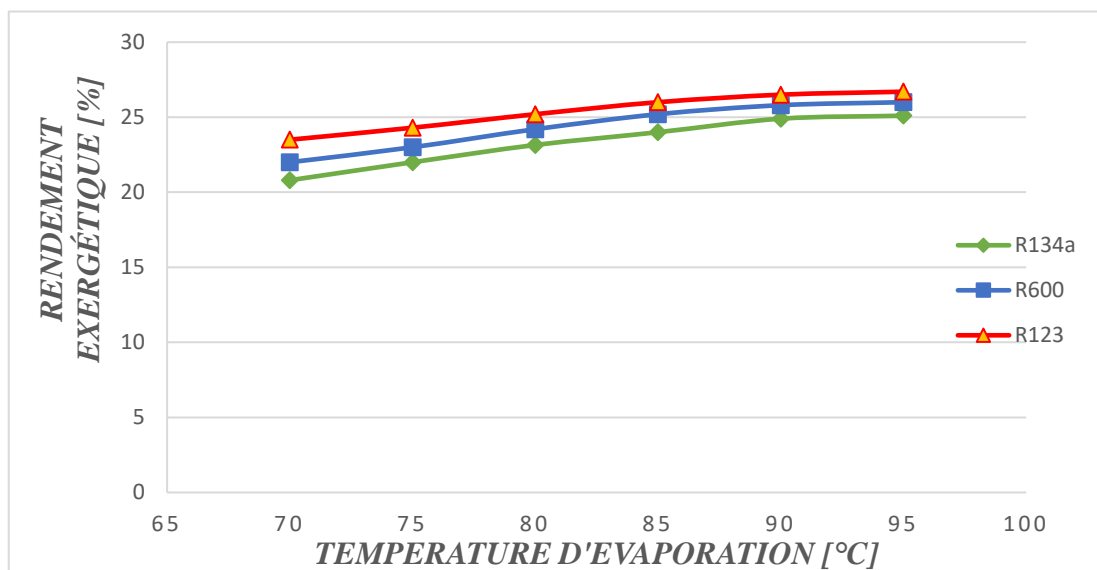


Figure III.5 : l'effet de la température d'évaporateur sur le rendement exergétique du système.

les résultats montrent que le rendement exergétique du système augmente significativement avec l'augmentation de la température d'évaporateur dans le cas des trois fluides organiques, on remarque que le rendement exergétique pour le fluide R123 est très élevé par rapport aux autres fluides. La maximale atteinte une valeur maximale de 26.7 % pour la température 95 C.

III.4.2 La distribution de l'exergie détruite au niveau du système ORC

Dans cette partie, nous étudierons d'abord la distribution de l'exergie détruite dans le système organique cycle ORC en utilisant les trois fluides organiques (R123.R134a.R600).

Les résultats des figures montrent que la plus grande exergie détruite se trouve dans le condenseur d'un pourcentage de (R123 : 39 %), (R134a : 32 %) et (R600 : 37 %), et au niveau d'évaporateur avec un pourcentage de (R123 : 36 %), (R134a : 31 %) et (R600 : 36 %).

III.4.2.1 Cas du fluide R123

La figure III.6 montre la distribution de l'exergie détruite dans le système cycle organique ORC pour le cas du fluide R123.

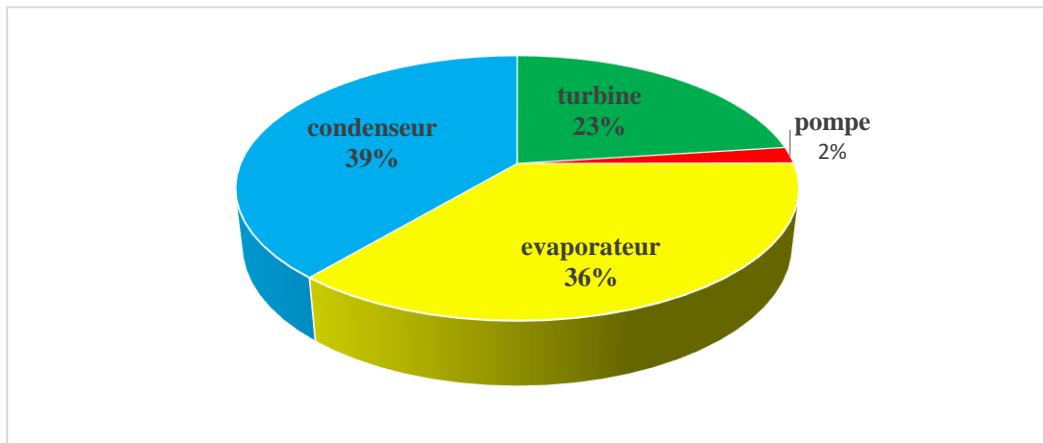


Figure III.6 : la distribution de l'exergie détruite au niveau du système ORC en utilisant le R123.

III.4.2.2 Cas du fluide R134a

La figure III.7 montre la distribution de l'exergie détruite dans le système cycle organique ORC pour le cas du fluide R134a.

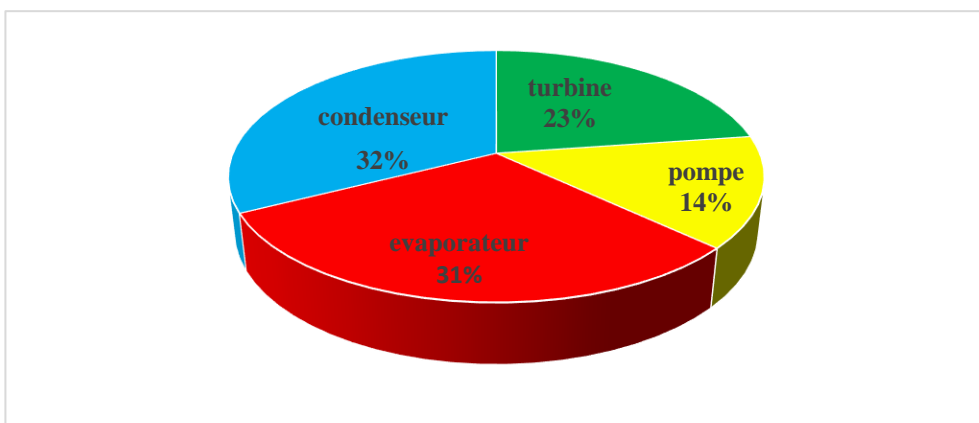


Figure III.7 : la distribution de l'exergie détruite au niveau du système ORC en utilisant le R134a.

III.4.2.3 Cas du fluide R600

La figure III.8 montre la distribution de l'exergie détruite dans le système cycle organique ORC

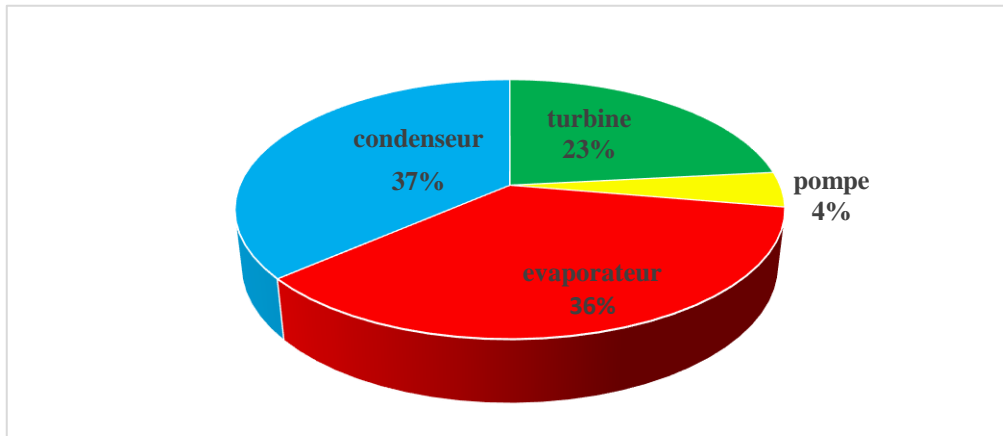


Figure III.8 : la distribution de l'exergie détruite au niveau du système ORC en utilisant le R600.

III.5. Conclusion

Dans ce chapitre, les différents résultats de la simulation numérique du cycle ORC sont présentés et discutés. Les résultats sont sous formes des graphes. Il a été procédé à des variations de certains paramètres au niveau des différents composants du cycle organique du Rankine.. On a varié la température d'évaporateur et la température de condenseur sur les performances du cycle organique. D'une manière générale les performances augmentent avec l'augmentation de la température d'évaporateur et démunie avec l'augmentation de la température de condensation. Cela a permis du mettre en évidence de leurs influences sur le cycle organique du Rankine.

Conclusion générale

Les machines à cycle organique de Rankine (ORC) sont utilisées pour transformer les sources de chaleur à basse et moyenne température en électricité. Ce type des machines a pour rôle d'améliorer l'efficacité énergétique des procédés industriels, par la valorisation de chaleur (à partir de 90°C) et pour la production d'électricité à partir de différentes sources de chaleur (géothermie, solaire, biomasse...).

Ce travail présentait une analyse énergétique et exergétique d'un système ORC afin d'améliorer ses performances en fonction de différents fluides organiques notamment le R134a, R600 et R123 dont l'analyse énergétique nous a permis de déterminer les différents travaux de chaque composant du système cycle organique et la performance du cycle, en particulier l'efficacité énergétique. Cette étude nous a permis aussi de choisir le meilleur fluide organique adapté à cette installation qui est le fluide R123.

L'analyse exergétique du système ORC nous a permis aussi de déterminer la destruction de l'exergie au niveau de chaque composant constituant le système et l'efficacité exergétique du système ORC. Les résultats de la destruction de l'exergie montrent que la grande partie de l'exergie détruite se trouve au niveau des condenseurs et évaporateur dans les trois cas étudiés.. Les résultats montrent que le rendement exergétique augmente avec l'augmentation de la température de l'évaporateur.

La sélection des fluides de travail est également un élément important de la réalisation d'un système ORC performant, mais ce n'est pas une tâche facile puisque le concepteur doit considérer simultanément les propriétés thermodynamiques, physiques, environnementales et de sécurité du fluide de travail. Les effets des propriétés thermodynamique et physique ont été confirmés lorsque les températures d'entrée du l'échangeur et de condensation ont varié. Puisque ces propriétés sont différentes, chaque fluide de travail réagissait à sa manière.

En principe, un bon système ORC nécessitera un bon investissement en temps pour la sélection des fluides de travail et des différents composants. Des conditions de travail telles qu'une température de condensation basse et une pression d'évaporation optimale devront également être déterminées.

Référence bibliographie

- [1] HORSSINE MOLINARO Héléne « conversion d'énergie et efficacité énergétique »
édité le 03/09/2018.
- [2] K. Lekadir, A. Kherkhour, «Etude d'une turbine à vapeur à action», Mémoire de fin d'étude, Université Mouloud Mammeri de Tizi Ouzou ,2000.
- [3] J. Kern, et al. Energy conversion. CRC press. New York. 2008.
- [4] I.BENNARA. Etude et calcul de vérification d'un turbo-alternateur. Mémoire d'ingénieur université M'hamed Bouguara Boumerdes 2009
- [5] encarta encyclopedia.
- [6] Cour, département aéronautique de l'université de Blida, 2010.
- [7] Asme « performance test code PTC-22-1997» Gas turbine power plants, 1997.
- [8] Barker, T. Micros, « Catalysts and Electronics », Power-Gen International 96,Turbomaachinery, 1997.
- [9] S. Quoilin : An introduction to thermodynamics applied to Organic Rankine Cycles. (November), 2008
- [10] Vincent Lemort. Valorisation de la chaleur à basse température. Formation IFC continuée des enseignants du secondaire.2016.
- [11] <http://www.kgraenergy.com/projects/worldwide-orc-installations>
- [12] Macchi E. (2016), Chapter 1 - Theoretical basis of the Organic Rankine Cycle in Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems: Technologies and Applications, 2016 ISBN: 978-0-08-100510-1
- [13] Performance Analysis of Organic Rankine Cycle Integrated with a Parabolic Through SolarCollector Milad Ashouri1, Mohammad Hossein Ahmadi , Michel Feidt
- [14] Wei D, Lu X, Lu Z, Gu J. Analyse des performances et optimisation des Cycle de Rankine (ORC) pour la récupération de la chaleur perdue. Energy Convers Gérer 2007;48:1113–9.
- [15] Arnaud LANDELLE. Experimental and numerical study of transcritical Organic Rankine Cycles for low-grade heat conversion into electricity from various sources. These de doctorat de l'université de LYON. 2017.
- [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.

Référence bibliographique

- [17] S. Quoilin, S. Declaye, A. Legros et L. Guillaume : Working fluid selection and operating maps for Organic Rankine Cycle expansion machines. In International Compressor Engineering Conference, p. 1–10, 2012.
- [18] H. Chen, D. Y. Goswami et E. E. K. Stefanakos : A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(9):3059–3067, dec 2010. ISSN 13640321.
- [19] D. Wang, X. Ling, H. Peng, L. Liu et L. Tao : Efficiency and optimal performance evaluation of organic Rankine cycle for low grade waste heat power generation. *Energy*, 50:343–352, 2013. ISSN 0360-5442.
- [20] P.R. Dalmasso, R.A. Taccone, J.D. Nieto, M.A. Teruel, S.I. Lane, CH₃OCF₂CHFCl and CHF₂OCF₂CHFCl: Reaction with Cl atoms, atmospheric lifetimes, ozone depletion and global warming potentials, *Atmospheric Environment*. 40 (2006) 7298– 7307.
- [21] B.O. Bolaji, Z. Huan, Ozone depletion and global warming: Case for the use of natural refrigerant—a review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 18 (2013) 49–54.
- [22] G. Restrepo, M. Weckert, R. Brüggemann, S. Gerstmann, H. Frank, Ranking of réfrigérants, *Environmental Science & Technology*. 42 (2008) 2925–2930.
- [23] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE), Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2004.
- [24] B. Saleh, G. Koglbauer, M. Wendland, J. Fischer, Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles, *Energy*. 32 (2007) 1210–1221
- [25] D. Wang, X. Ling, H. Peng, L. Liu, L. Tao, Efficiency and optimal performance evaluation of organic Rankine cycle for low grade waste heat power generation, *Energy*. 50 (2013) 343–352.
- [26] Francis Meunier, Paul Rivet, Marie-France Terrier, *Froid Industriel*, (2005).
- [27] Alexandre Dijoux, Frantz Sinama, Olivier Marc, Audrey Journoud, Bertrand Clauzade, et al.. Influence du choix du fluide de travail sur les performances d'un cycle organique de Rankine appliqué à l'énergie thermique des mers. Congrès français de thermique 2016: Thermique et Multiphysique, May 2016, Toulouse, France. hal-01644368.

Référence bibliographie

- [28] J. Wang, Z. Yan, M. Wang, M. Li, et Y. Dai, Multi-objective optimization of an organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery using evolutionary algorithm, *Energy Convers. Manag.*, 71 (2013), 146-158.
- [29] L.E.W.H..M.L , and . M.M.O 'NIST Standard Reference Database 23: reference fluid thermodynamic and transport properties' Gaithersburg: national institute of standards and technology, 2013.
- [30] GICQUEL, Renaud. Un logiciel pédagogique pour la formation des ingénieurs : Thermoptim. In: Fluides de travail pour la production de froid. 2017.
- [31] KLEIN, Sanford A. et ALVARADO, F. L. EES: Engineering equation solver for the Microsoft Windows operating system. F-Chart software, 1992.
- [32] W. H. Wisler, *Energy Resources: Occurrence, Production, Conversion, Use*: Springer, 1999.
- [33] W. J. M. Rankine, *A Manual of the Steam Engine and Other Prime Movers*: Richard Griffin & Company, 1859.
- [34] S. Klein and G. Nellis, *Thermodynamics*: Cambridge University Press, 2011.
- [35] M. Feidt, *Energétique : Concepts et applications Cours et exercices corrigés* : Dunod, 2006.
- [36] G.-A. Hirn, "Mémoire sur la théorie de la surchauffe dans les machines à vapeur," *Bulletin de la Société Industrielle de Mulhouse*, vol. 28, pp. 5-106, 1857.
- [37] M. A. B. Yunus A. Cengel. (2006). *Thermodynamics an engineering approach* (fifth ed.).
- [38] R. Beith, *Small and Micro Combined Heat and Power (CHP) Systems: Advanced Design, Performance, Materials And Applications*: Elsevier, 2011.
- [39] 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.
- [40] L. Y. Bronicki, "Short Review of the Long History of ORC Power Systems," presented at the 2nd International Seminar on ORC Power Systems, Rotterdam, Netherland, 2013.
- [41] T. M. o. R. Technology. (2011). *Ether and Chloroform Engines*. Available.

Référence bibliographique

- [42] S. Carnot, *Réflexions sur la puissance motrice du feu*. Paris: Bachelier, 1824
- [43] C. M. Invernizzi, *Closed Power Cycles - Thermodynamic Fundamentals and Applications* vol. 11, 2013.
- [44] P. Towne. (1991, December 18). The Naphtha Engine. Available.
- [45] L. C. Spencer, "A comprehensive review of small solar-powered heat engines: Part I. A history of solar-powered devices up to 1950," *Solar Energy*, vol. 43, pp. 191-196, 1989.
- [46] M. M. El-Wakil, *Power plant Technology*: McGraw-Hill, 1984.
- [47] ANSI/ASHRAE Standard 34, *Designation and Safety Classification of Refrigerants*, 2016.

Résumé

Ce travail présente une analyse énergétique et exergetique d'un cycle organique de Rankine (ORC). Les cycles organiques de Rankine (ORC) sont des cycles thermodynamiques capables de produire de l'énergie mécanique à partir de source de chaleur relativement basse température. Ils sont de plus bien adaptés aux faibles puissances. Cette étude comporte deux parties dont la première partie est consacrée sur le principe de fonctionnement des turbine à vapeur et les cycles ORC et l'utilisation des ORC dans la production de travail avec plusieurs source de chaleur comme l'énergie solaire, la géothermie, la biomasse et la chaleur récupérée et en se concentrant également sur l'importance de la sélection du fluide de travail. Dans la deuxième et la troisième partie concerne l'analyse énergétique et exergetique de ORC qui modélisés à partir de ESS (Engineering Equation Solver) car il fournit une bonne base de données des fluides organiques et on a étudié l'effet des températures de fonctionnement sur la performance du système étudié, et présente la distribution de l'exergie détruite au niveau du système et l'effet des températures de fonctionnement sur l'efficacité exergetique en tenant compte les trois fluides organiques. Cette étude nous a permis de choisir le meilleur fluide organique adapté à cette installation qui est le fluide R123.

Abstracte

This work presents an energetic and exergy analysis of an organic Rankine cycle (ORC). Organic Rankine cycles (ORC) are thermodynamic cycles capable of producing mechanical energy from relatively low temperature heat sources. They are moreover well adapted to low powers. This study has two parts, the first part of which is devoted to the operating principle of steam turbines and ORC cycles and the use of ORCs in the production of work with several heat sources such as solar energy, geothermal energy, biomass and recovered heat and also focusing on the importance of working fluid selection. In the second and the third part concerns the energy and exergy analysis of ORC which modeled from ESS (Engineering Equation Solver) because it provides a good database of organic fluids and we studied the effect of operating temperatures on the performance of the studied system, and presents the distribution of the exergy destroyed at the level of the system and the effect of the operating temperatures on the exergy efficiency taking into account the three organic fluids. This study allowed us to choose the best organic fluid adapted to this installation which is the fluid R123.