



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

Projet de Fin d'études
Pour l'obtention de diplôme de
Master en Génie Mécanique

Spécialité : Installations Energétiques et Turbomachines

Etude de la Production de Travail à basse
température à l'aide d'un Cycle Organique de
Rankine

Proposé et encadré par :

- Pr. B. Boumeddane

Etudié par :

- Kawanzaruwa Kudakwashe
- Abdassalam Abdoulaye Mourra

Année universitaire 2017/2018

Remerciements

Nous aimerions d'abord remercier le Professeur B. Boumeddane pour ses conseils dans la rédaction de ce mémoire, son soutien pour la fourniture des logiciels et de certaines des sources que nous avons utilisées ainsi que son soutien dans notre développement en tant qu'étudiants ingénieurs.

Deuxièmement, nous tenons à remercier les autres étudiants en particulier ceux qui étudient avec nous dans la spécialité de l'Installations Energétiques et Turbomachines pour leur soutien dans la fourniture des sources et le partage d'autres matériaux d'étude différents que nous avons utilisés dans la rédaction de ce mémoire.

Enfin et surtout, nous devons montrer notre reconnaissance à nos familles pour leur soutien indéfectible dans la poursuite de nos rêves et vers l'accomplissement des objectifs du mémoire. Pour fournir de l'aide financière au besoin et pour l'amour qu'ils continuent à nous montrer, car sans elle nous ne serions pas où nous sommes aujourd'hui.

Tableau de Matières

Remerciements.....	ii
Liste des abréviations.....	v
Nomenclature.....	vi
Résumé et mots clés.....	vii
Liste des figures.....	ix
Liste des tableaux.....	x
Introduction Générale.....	1
Chapitre 1 : Le Cycle Organique de Rankine.....	4
1.1. Historique.....	5
1.2. Système conventionnel de Rankine.....	6
1.3. Les principales différences entre le cycle Organique et Conventionnel de Rankine.....	9
1.4. Les Applications d'un Système ORC.....	11
1.4.1. La chaleur Géothermique.....	11
1.4.2. La chaleur de la concentration Solaire.....	12
1.4.3. La chaleur de la Biomasse.....	13
1.4.4. Récupération de la chaleur perdue.....	14
1.5. ORC dans le monde.....	15
Chapitre 2 : Analyse Théorique d'un Système ORC.....	18
2.1. Le Contexte.....	19
2.2. Analyse de pincement.....	22
2.3. Modifications d'un système ORC.....	23
2.3.1. Récupérateur de la chaleur.....	24
2.3.2. Récupérateur de chaleur à flux divisé.....	25
2.3.3. Le cycle Supercritique.....	26
2.3.4. Mélanges de fluides.....	28
2.4. Choix de fluide de travail.....	29
2.4.1. Les propriétés Thermodynamiques et Physiques.....	30
2.4.2. La Sécurité.....	32
2.4.3. L'Impact environnemental.....	33
2.4.4. Le Coût.....	34
2.5. Méthodes de sélection du fluide de travail.....	35
2.5.1. La méthode de dépistage.....	35
2.5.2. La méthode de la carte de fonctionnement.....	36

2.5.3. L'Approche Thermo-économique.....	37
2.6. Conclusion pour choix de fluide de travail.....	38
Chapitre 3 : Modélisation d'un Système ORC.....	39
3.1. Introduction.....	40
3.2. Modèles d'un système ORC.....	41
3.2.1. Modèle du détendeur.....	42
3.2.2. Modèle de la pompe.....	42
3.2.3. Modèle des échangeurs de chaleur.....	43
3.3. L'huile Diathermique.....	45
3.4. Les fluides de travail utilisés.....	46
Chapitre 4 : Résultats et Discussions.....	52
4.1. Production de travail à basse température.....	53
4.2. Production de travail à température intermédiaire.....	54
4.3. Production de travail à haute température.....	54
4.4. Les effets d'un récupérateur.....	55
4.4.1. Les effets d'un récupérateur sur le rendement du cycle.....	56
4.4.2. Les effets d'un récupérateur sur le travail net du cycle.....	56
4.5. Les effets de la surchauffe sur le rendement du cycle.....	57
4.6. Les effets de la surchauffe sur le travail net du cycle.....	57
4.7. Les effets de la température de condensation sur le rendement du cycle.....	58
4.8. Les effets de la température de condensation sur le travail net du cycle.....	59
4.9. Conclusion.....	60
Conclusion Générale.....	61
Bibliographie.....	64

Liste des abréviations

ORC : Cycle Organique de Rankine

EES : Engineering Equation Solver

HR : Heat Recovery (récupération de chaleur)

CU : Cold utility (utilité froide)

HU : Hot utility (utilité chaude)

CC : Courbes Composites

PEN : Point d'ébullition normale

MCI : Moteur à combustion interne

GWP : Global warming potential (potentiel de l'effet de serre)

ODP : Ozone depletion potential (le potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone)

CFC : Chlorofluorocarbone

HCFC : Hydro chlorofluorocarbone

HFC : Hydrofluorocarbure

HC : Hydrocarbures

LIE : limite inférieure d'explosivité

LES : limite supérieure d'explosivité

ASHRAE : American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers

CHP : Combined heat and power (cogénération)

WHR : Waste heat recovery (Récupération de la chaleur perdue)

NPSH : Net Positive Suction Head (La tête d'aspiration à pression nette)

Nomenclature

W/w : Travail spécifique (kJ/kg)

\dot{W} : Puissance (watt)

h : Enthalpie spécifique (kJ/kg)

Q/q : Chaleur spécifique (kJ/kg)

\dot{Q} : Chaleur (watt)

\dot{m} : Débit massique (kg/s)

ε : Efficacité

η : Rendement (%)

T : Température (°C)

P : Pression (bar)

U : Utilisation

s : Entropie (kJ/kg°C)

M : Masse molaire (g/mol)

Indice

cyc : Cycle

ev : évaporation

cd : condensation

is : isentropique

d : détenteur

p : pompe

rec : récupérateur

ech : échangeur de la chaleur

fluide : fluide de travail

huile : huile diathermique

c : cold (froide)

h : hot (chaude)

1/2 : entrée/sortie

atm : atmosphère

sc : source chaude

sf : source froide

opt : optimum

disp : disponible

Résumé

Les cycles organiques de Rankine (ORC) fournissent une alternative aux cycles conventionnels de Rankine pour la conversion des sources de chaleur à basse température en travail, où les cycles de vapeur sont connus pour être moins efficaces et plus chers. Ce travail examine l'utilisation des ORC dans la production de travail avec plusieurs sources de chaleur comme la concentration solaire, la géothermie, la biomasse et la chaleur récupérée, qui sont toutes modélisées à 100°C, 170°C et 250°C.

Une analyse thermodynamique et théorique d'un système de base ORC est effectuée, en se concentrant également sur l'importance de la sélection du fluide de travail. Les ORC sont modélisés en utilisant EES (Engineering Equation Solver) car il fournit une bonne base de données de fluides organiques purs. Les effets d'un régénérateur, l'entrée du détendeur et les températures de condensation sur le rendement du cycle et le travail net du cycle sont étudiés. Le rendement du cycle et le travail net du cycle sont passés de 14,58% et 54,54kJ/kg pour 100°C à 27,85% et 103kJ/kg pour 250°C. Parmi les 5 fluides de travail choisis, R600a fonctionne bien en dessous d'une température de 170°C et le n-hexane et R141b fonctionnent également à 250°C mais R141b possède un rendement du cycle plus élevée et n-hexane un cycle de travail plus élevé.

Un bon nombre de modifications peuvent être apportées au cycle ORC de base, mais le concepteur devra faire un compromis avec les coûts d'investissement et d'exploitation. Les régénérateurs ont tendance à n'être efficaces qu'à des sources de chaleur à haute température et les températures de condensation basses sont préférées pour améliorer l'efficacité du cycle et le travail net du cycle. La surchauffe de ces fluides secs a également montré des effets négligeables et ne sera pas nécessaire car les fluides de travail quittent le détendeur dans un état surchauffé. Les variations des résultats pour chaque fluide de travail à la même température de source de chaleur prouvent que la sélection du fluide de travail est un facteur très important à prendre en compte dans la conception des systèmes ORC.

Mots clés: Cycle Organique de Rankine, Fluide de Travail, Basse Température, Source de Chaleur

Abstract

Organic Rankine Cycles (ORCs) provide an alternative to the conventional Rankine cycles for the conversion of low temperature heat sources into work, where steam cycles are known to be less efficient and more expensive. This work examines the use of ORCs in the production of work with several heat sources like solar concentration, geothermal, biomass and recovered heat which are all modeled at 100°C, 170°C and 250°C.

A thermodynamic and theoretical analysis of a basic ORC system is done, also focusing on the importance of working fluid selection. ORCs are modeled using EES (Engineering Equation Solver) as it provides a good database of pure organic fluids. The effects of a regenerator, expander inlet and condensation temperatures on cycle efficiency and net cycle work are studied. Both the cycle efficiency and net cycle work increased from 14.58% and 54.54kJ/kg at 100°C to 27.85% and 103kJ/kg at 250°C. Amongst the 5 chosen working fluids, R600a performs well below a hot source temperature of 170°C and n-hexane and R141b perform equally at 250°C, R141b possessing a higher cycle efficiency and n-hexane a higher net cycle work.

A good number of modifications can be made to the basic ORC cycle but the designer will have to make a compromise with the investment and operation costs. Regenerators tend to be effective only with high temperature heat sources and low condensation temperatures are preferred to improve the cycle efficiency and net cycle work. Superheating these dry fluids also showed negligible effects and will not be necessary as the working fluids leave the expander in a superheated state. The variations in the results for each working fluid at the same heat source temperature prove that working fluid selection is a very important factor to consider in the design of ORC systems.

Keywords: Organic Rankine Cycle, Working Fluid, Low Temperature, Heat Source

Liste des figures

Figure 1.1 : Conception simple d'un moteur naphte.....	5
Figure 1.2 : Principe de fonctionnement d'un cycle de Clausius-Rankine.....	6
Figure 1.3 : Le diagramme T-s de cycle de Rankine.....	7
Figure 1.4 : Le diagramme T-s pour comparer quelques fluides organiques et l'eau.....	10
Figure 1.5 : Principe de fonctionnement d'un système ORC géothermique.....	12
Figure 1.6 : Principe de fonctionnement d'une centrale ORC de solaire thermique.....	13
Figure 1.7 : Principe de fonctionnement d'un système ORC de biomasse.....	14
Figure 1.8 : Principe de fonctionnement d'un système ORC à récupération de chaleur.....	15
Figure 1.9 : Capacité totale installée par application (a); par fabricant (b).....	16
Figure 1.10 : Aperçu de toutes les unités ORC installées dans le monde.....	17
Figure 2.1 : Diagramme schématique et T-s d'un cycle organique de Rankine.....	20
Figure 2.2 : À gauche: les CC montrant le point de pincement, le potentiel HR associé ainsi que l'utilité froide (CU) et d'utilité chaude (HU). À droite: courbe des coûts montrant l'arbitrage entre le coût d'exploitation et le coût en capital utilisé pour déterminer un ΔT_{min} optimal.....	23
Figure 2.3: Schéma d'un cycle de Rankine organique avec un récupérateur tel que décrit.....	24
Figure 2.4 : Exemple d'un diagramme T/ Δh d'hexane ORC demande de chaleur avec récupérateur (noir) et sans récupérateur (bleu) pour $T_h=240^\circ\text{C}$	25
Figure 2.5 : Diagramme schématique et le profil de la température du récupérateur à flux divisé.....	26
Figure 2.6 : Diagramme schématique et T-s d'un ORC supercritique.....	27
Figure 2.7 : les cycles thermodynamiques pour R245fa pur et R245fa/benzène 0,95/0,05.....	28
Figure 2.8 : Diagramme schématique et T-s d'un ORC utilisant des mélanges de fluides.....	29
Figure 2.9 : Exemples de fluides isentropiques, humides et secs.....	32
Figure 2.10 : La carte de fonctionnement d'un détendeur à scroll.....	37
Figure 3.1 : Diagramme schématique du système ORC de l'expérience.....	41
Figure 3.2 : Définition isentropique pour un détendeur.....	42
Figure 3.3 : Définition isentropique pour une pompe.....	43
Figure 3.4: Configuration du cycle d'un échangeur de chaleur.....	44
Figure 3.5 : Les sélections optimales de fluides de travail correspondant au niveau de température de la source de chaleur.....	50
Figure 4.1 : Courbe du rendement du cycle avec la température à l'entrée du détendeur.....	57
Figure 4.2 : Courbe du travail net du cycle avec la température à l'entrée du détendeur.....	58
Figure 4.3 : Courbe du rendement du cycle avec la température de condensation.....	59
Figure 4.4 : Courbe du travail net du cycle avec la température de condensation.....	60

Liste des tableaux

Tableau 2.1 : La classification de la sécurité.....	33
Tableau 3.1 : La température et pression critique pour différents fluides organiques purs qui peuvent être considéré comme fluide de travail.....	47
Tableau 3.2 : Données physiques et environnementales des fluides de travail utilisés dans la simulation.....	51
Tableau 4.1 : Les résultats pour les 5 fluides de travail à la température de source chaude de 100°C.....	53
Tableau 4.2 : Les résultats pour les 5 fluides de travail à la température de source chaude de 170°C.....	54
Tableau 4.3 : Les résultats pour les 5 fluides de travail à la température de source chaude de 250°C.....	54
Tableau 4.4 : Les résultats pour différents fluides de travail avec et sans récupérateur.....	55

INTRODUCTION GENERALE

Les tendances mondiales actuelles de l'offre et de la demande d'énergie sont mettre davantage l'accent sur l'utilisation efficace des ressources naturelles. Dans les 30 dernières années, la demande totale d'énergie a augmenté de plus de 75% dans le monde, soit une augmentation de 2% par année (International Energy Agency, 2010) et selon l'édition 2017 des perspectives énergétiques de BP, la demande énergétique mondiale augmentera d'environ 30% jusqu'en 2035, 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'efficacité énergétique. Si les tendances de croissance actuelles se poursuivent, la demande dépassera la disponibilité de ressources dans un avenir prévisible. Une utilisation plus efficace des ressources naturelles est une composante nécessaire pour relever ce défi.

Un nombre important de nouvelles solutions ont été proposées pour relever ce défi. Une de solutions étant la production de travail à partir des sources de chaleur à basse température et pour cela, le système de Cycle de Rankine Organique (ORC) est le plus largement utilisé. Ce système implique les mêmes composants que dans une centrale à vapeur conventionnelle (une chaudière, une turbine, un condenseur et une pompe). Cependant, le fluide de travail est un composant organique caractérisé par une pression de vapeur supérieure et une température d'ébullition inférieure à celle de l'eau et permettant la génération d'énergie à partir de températures de source de chaleur à basse température. On sait que les cycles de vapeur sont inefficaces pour convertir des sources de chaleur inférieures à 300°C en raison de l'exigence inhérente que la vapeur soit surchauffée avant la détente. De nombreux fluides organiques ne nécessitent pas de surchauffe, ce qui leur permet d'atteindre une meilleure efficacité que la vapeur à basse température.

Le succès de la technologie ORC peut s'expliquer en partie par sa fonctionnalité modulaire: un système ORC similaire peut être utilisé, avec peu de modifications, en conjonction avec diverses sources de chaleur. Ce succès a été renforcé par la haute maturité technologique de la plupart de ses composants, en raison de leur utilisation intensive dans les applications de réfrigération. De plus, contrairement aux cycles de puissance conventionnels, la génération d'énergie locale et à petite échelle est rendue possible par cette technologie. Aujourd'hui, les cycles de Rankine organiques sont disponibles dans le commerce dans la plage de puissance MW. Cependant, très peu de solutions sont réellement adaptées à l'échelle kW. [2]

Ce travail présente l'étude thermodynamique d'un système ORC actuelle et expose les principales applications cibles, principalement basé sur les cycles sous-critiques, car la technologie s'est révélée moins coûteuse que pour les cycles supercritiques. La modélisation et la simulation d'un tel cycle sont décrites et des questions telles que le choix de fluides de travail ou l'optimisation du cycle sont étudiées en détail.

Chapitre 1

L'historique de la technologie ORC est discuté depuis les origines jusqu'aux technologies récentes. Une revue du cycle Rankine conventionnel est également donnée avec les principales différences qui le distinguent du système ORC. Le chapitre conclut en discutant ses applications et son utilisation dans le monde aujourd'hui.

Chapitre 2

Une analyse théorique du système ORC est donnée pour les ORC simples et certaines des modifications importantes qui peuvent être apportées pour améliorer ses performances. Une brève discussion de l'analyse de pincement est également donnée. Le chapitre se termine en analysant la sélection du fluide de travail et les méthodes qu'il comporte.

Chapitre 3

Un modèle global pour le système ORC utilisé dans l'investigation est donné avec les différentes conditions de travail. Des modèles individuels pour les différents composants ORC sont également donnés et décrits. La dernière partie du chapitre décrit les 5 fluides de travail différents de quelques familles de fluides qui ont été choisis pour être utilisés dans l'enquête.

Chapitre 4

Les résultats obtenus à partir de trois sources chaudes de températures de 100°C, 170°C et 250°C sont présentés et discutés. Les effets du récupérateur, la température d'entrée du détendeur et la température de condensation étudiés sont également discutés.

CHAPITRE 1

LE CYCLE ORGANIQUE DE RANKINE

1.1. Historique

Le principe de la technologie ORC a été établi dès 1826 par T. Howard [6] qui a d'abord expérimenté l'utilisation de l'éther comme fluide de travail dans un cycle de puissance. De cette idée, plusieurs moteurs de naphte ont été construits pour les lancements de puissance par Ofeldt et Esher Wyss AG. Ces moteurs sont restés confinés à des marchés de niche car ils ont été impliqués dans divers accidents qui ont entravé la croissance de la technologie ORC à cette époque. Le premier exemple d'ORC moderne a été construit par D'Amelio en 1936: cette usine était basée sur un simple cycle de Rankine monochloroéthane chauffé à l'énergie solaire et alimenté par un détendeur à impulsions à un étage.

Dans les années qui ont suivi, la même idée a été appliquée à deux centrales géothermiques à basse température d'une puissance de 2,6 kW et 11 kW respectivement. Dans les années 1960, Tabor et Bronicki, du National Physics Laboratory d'Israël, ont commencé un examen approfondi des fluides potentiels qui ont mis en évidence les avantages de l'utilisation de fréons de haute complexité et défini la configuration du cycle saturé régénératif encore largement utilisée aujourd'hui. Des recherches scientifiques similaires ont été menées par les professeurs Angelino, Macchi et Gaia au Politecnico di Milano. [5,7]

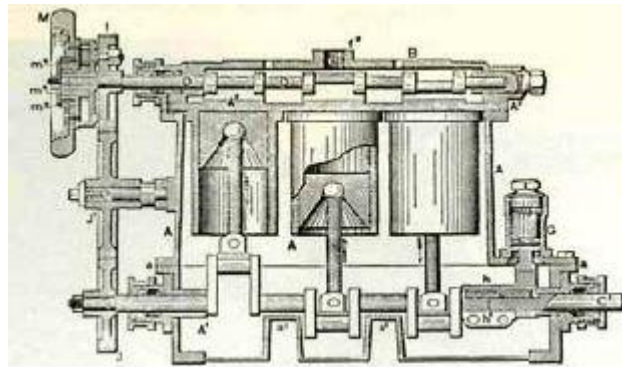


Figure 1.1 : Conception simple du moteur naphte [4]

Ces expériences ont conduit à la conception de plusieurs prototypes et à la création d'ORMAT (1964) et de Turboden (1970), deux entreprises qui sont aujourd'hui encore les plus grands acteurs du marché ORC. Beaucoup d'autres institutions ont contribué à la technologie ORC comme Laapeernanta University of Technology avec le développement de turbodétendeurs scellés et City University of London avec l'étude des détendeurs volumétriques et la définition de configurations cycliques innovantes.

Au cours des dernières années, de nombreuses nouvelles entreprises ont développé et mis en œuvre leur propre technologie: Exergy (turbine radiale), Enertime et Enogia (détendeur axiales moyennes à petites), TriOgen (unités d'évaporation directe), Zuccato (turbine radiale), Electratherm, Opcon et E-Rational (détendeurs de vis pour les applications de petite taille). De

multiples combinaisons de configurations de fluide de travail, des détendeurs ou de cycle sont possibles, créant une industrie dynamique avec de fortes collaborations entre les partenaires industriels et académiques. [7]

1.2. Système conventionnel de Rankine

Le système conventionnel de Rankine utilise l'eau comme fluide de travail. Il a d'abord été développé comme un «moteur à vapeur», qui est un cycle ouvert: l'eau est comprimée, vaporisée, détendu puis rejetée dans l'atmosphère. Maintenant, les cycles en boucle fermée sont préférés, comme le cycle Clausius-Rankine, présenté dans la figure 1.2.

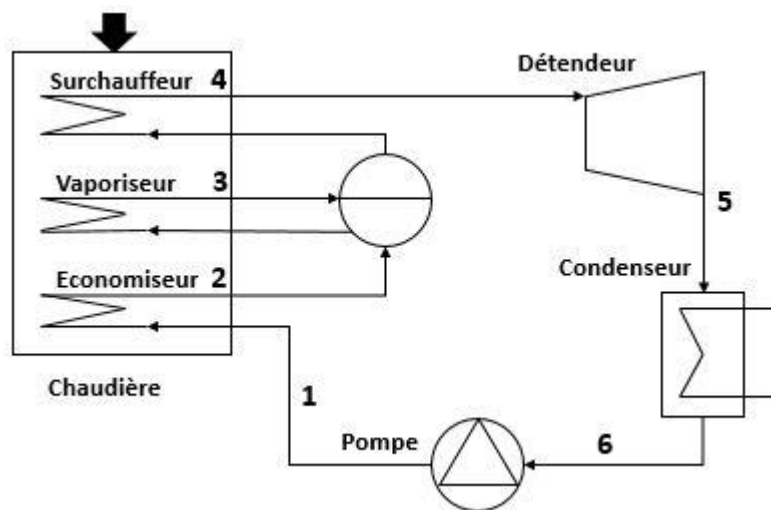


Figure 1.2 : Principe de fonctionnement d'un cycle de Clausius-Rankine

Ce cycle peut être présenté dans divers diagrammes thermodynamiques, tels que p-h, T-s ou p-v. Dans ce travail, le diagramme T-s sera utilisé car c'est celui qui représente le mieux les irréversibilités dans les échangeurs de chaleur et dans la turbine (Figure 1.3). Les différentes phases du cycle peuvent être décrites comme suit :

- 6-1 : Compression du liquide dans la pompe. Les points 1 et 6 coïncident presque sur le diagramme de T-s : si le fluide n'est pas compressible et si la pompe est isentropique, il n'y a pas d'augmentation de l'entropie et la température reste constante ;
- 1-2 : Préchauffage liquide. Dans le cycle idéal, cette transformation est isobare. La température et l'entropie sont augmentées ;
- 2-3 : Vaporisation: Le liquide a atteint sa température de saturation et commence à bouillir. La température est constante, l'entropie augmente ;
- 3-4 : Surchauffe: La vapeur est surchauffée dans la chaudière. La température et l'entropie augmentent ;

CHAPITRE 1: Le Cycle Organique de Rankine

- 4-5 : Détente: Dans le cycle idéal, la détente est isentropique (c.-à-d. que la ligne 4-5 est verticale). Dans le cycle réel, des irréversibilités sont générées et augmentent l'entropie ;
- 5-6 : Condensation: à la fin de la détente, la vapeur commence à se condenser, jusqu'à ce qu'il ne reste plus que du liquide. La température est constante, l'entropie diminue.

En général, la compression d'un liquide consomme beaucoup moins d'énergie que celle d'un gaz. Dans le cycle de Rankine, la consommation de la pompe est donc beaucoup plus faible que l'électricité produite par la turbine et la production d'énergie nette est positive. Le rendement du cycle est donnée par la puissance de sortie nette divisée par le flux de chaleur fourni dans la chaudière. Pour le cycle de base présenté aux figures 1.2 et 1.3, le rendement est généralement proche de 30%.

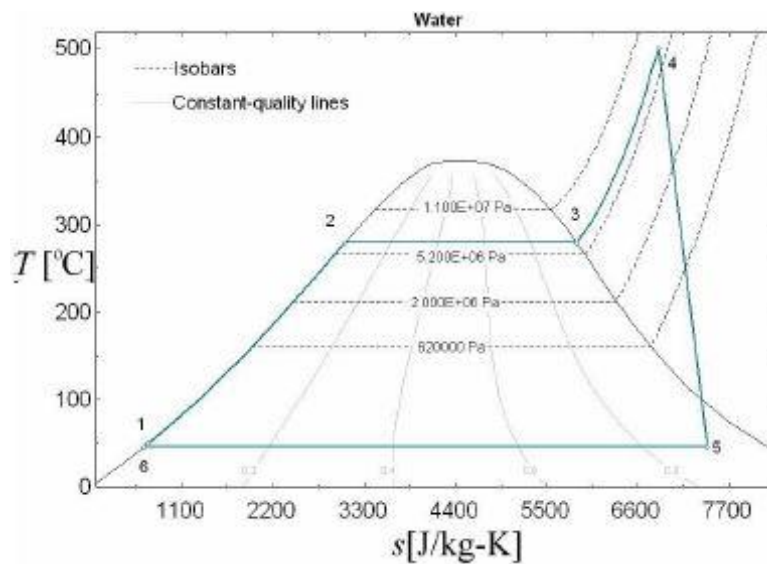


Figure 1.3 : Le diagramme T-s de cycle de Rankine [2]

Limitations et optimisation

Le travail et le rendement du cycle de Rankine idéal peuvent être assimilés au travail et au rendement d'un cycle de Carnot équivalent travaillant entre la température moyenne chaude (c.-à-d. dans la chaudière) et la température de condensation. L'efficacité du cycle peut être exprimée par le rendement de Carnot :

$$\eta_{carnot} = 1 - \frac{\bar{T}_c}{\bar{T}_h} \quad (1.1)$$

CHAPITRE 1: Le Cycle Organique de Rankine

Où \bar{T}_h est la température moyenne de la source de chaleur et \bar{T}_c la température de condensation (en degrés Kelvin).

Ce rendement augmente lorsque la température de la source de chaleur augmente: la courbe d'évaporation augmente, la température moyenne chaude augmente et le rendement du cycle augmente. En résumé, augmenter le rendement de l'idéal de base Rankine peut être réalisé de deux façons: en augmentant la température moyenne, ou en diminuant la température de condensation. La température de condensation (ou la pression) est limitée par la température du radiateur: si une tour de refroidissement est utilisée, cette température correspond à peu près à la température de l'air ambiant. Il y a donc peu de place pour l'optimisation sur ce paramètre et de même pour l'ORC.

Deux degrés de liberté sont disponibles en essayant d'augmenter la température moyenne à chaud: la température d'évaporation (T_2 ou T_3) et la température d'entrée de la turbine T_4 .

Pour le cycle présenté à la figure 1.3, l'augmentation de la surchauffe de 1K augmente le rendement de 0,041%, tandis que l'augmentation de la température d'évaporation de 1K augmente le rendement de 0,085%. L'objectif principal est donc de maximiser la température/pression d'évaporation en premier lieu et non la température d'entrée de la turbine. [2] Cependant, ces températures ne peuvent pas être augmentées indéfiniment en raison des limites suivantes :

- Le T_4 est limité par la conception de la turbine: des températures élevées peuvent diminuer la résistance de la pale et la longévité de la turbine. Il est typiquement compris entre 500 et 600°C. Les recherches actuelles visent à élever cette température maximale, entre autres par l'utilisation d'alliages résistants aux hautes températures;
- La présence de gouttelettes de liquide dans la vapeur peut corroder les aubes de la turbine et diminuer sa durée de vie. Par conséquent, la qualité de la vapeur (la masse de liquide divisée par la masse totale de vapeur et de liquide) est toujours maintenue supérieure à 0,9.

Ces limitations ont des implications pratiques sur la température maximale d'évaporation, par conséquent, l'optimisation consiste à régler le T_4 à sa valeur maximale et à augmenter la température d'évaporation jusqu'à atteindre la limite de qualité de vapeur de 0,9.

1.3. Les principales différences entre le cycle Organique et Conventionnel de Rankine

i. Le fluide de travail

Dans le cycle conventionnel de Rankine, l'eau est le seul fluide de travail pouvant être utilisé alors que dans une ORC, il y a plus d'une centaine de fluides de travail différents qui peuvent être utilisés. La découverte de nouveaux fluides de travail pour le système ORC est un processus continu. La taille des composants d'un système ORC dépend des propriétés thermodynamique du fluide de travail. Les propriétés thermodynamiques, environnementales et de sécurité de chaque fluide de travail sont différentes. Les données de sécurité et d'environnement pour la plupart des fluides de travail ne sont pas facilement disponibles [13]. La sélection d'un fluide de travail approprié pour le système ORC est essentielle pour améliorer l'efficacité du cycle et augmenter les rendements nets du travail.

ii. Propriétés environnementales et de sécurité

Le fluide de travail comme l'eau ne présente aucun danger pour l'environnement car il est non toxique, inflammable, n'a aucun potentiel de réchauffement de la planète et aucun potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone. De nombreux fluides de travail organiques ne sont pas respectueux de l'environnement car ils ont un potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone et certains provoquent des effets de serre qui sont nocifs pour l'environnement. Certains fluides de travail organiques ont la caractéristique d'une toxicité élevée et d'une inflammabilité élevée. [12]

iii. Point d'ébullition normale (PEN)

La majorité des fluides ORC comparativement à l'eau ont un PEN faible. En raison de la faible PEN, le fluide de travail ORC nécessite une source de chaleur de basse température par rapport à l'eau pour s'évaporer et récupérer une faible énergie thermique provenant des sources de chaleur. La figure 1.4 compare les propriétés de saturation des quelques fluides organiques avec celles de l'eau sur un diagramme T-s. L'eau a une pente de vapeur de saturation négative sur un diagramme T-s, alors que les fluides de travail organiques ont trois pentes de vapeur de saturation différentes, à savoir; pente de la ligne de vapeur infinie, positive et négative. Un turbodétendeur présente plus d'avantages lorsque le fluide de travail employé a une pente de ligne de vapeur positive ou infinie. L'un des avantages de la pente positive et infinie est que les fluides de travail dans les deux quittent les turbodétendeur sous forme de vapeur surchauffée, éliminant ainsi le risque de corrosion. De plus, lorsque le fluide de travail a une pente positive ou une pente infinie, la vapeur dans l'évaporateur ne nécessite pas de surchauffe et pour cette raison, des composants ORC plus petits et moins chers peuvent être utilisés [12].

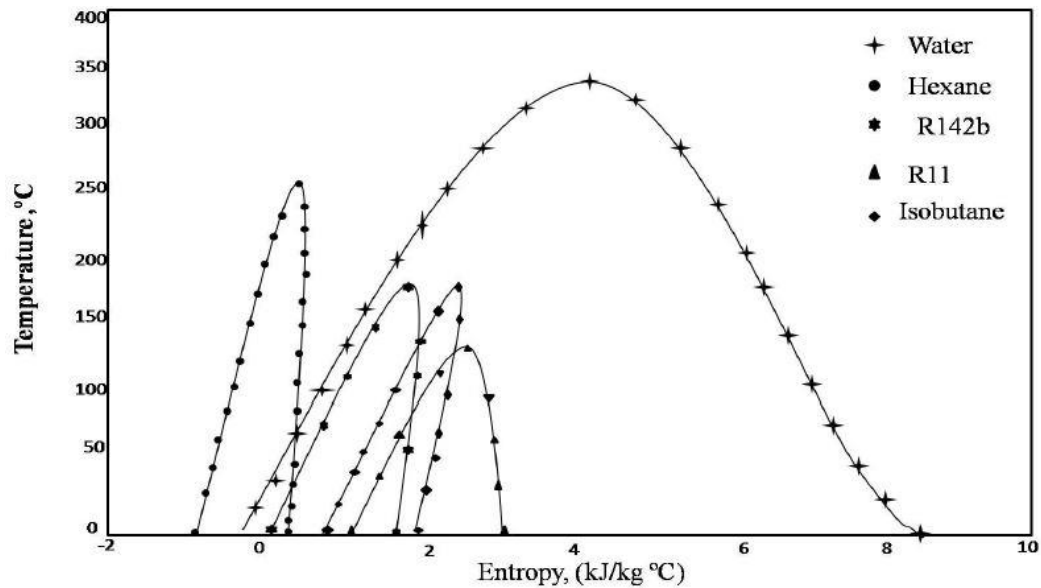


Figure 1.4 : Le diagramme T-S pour comparer quelques fluides organiques et l'eau [18]

Une différence notable dans la figure 1.4 est la différence d'entropie entre la ligne de liquide de saturation et la vapeur saturée. Les fluides organiques ont un très faible changement d'entropie par rapport à l'eau. L'utilisation de l'eau comme fluide de travail nécessite plus d'énergie thermique pour passer de la phase liquide saturée à la phase vapeur saturée. Un débit massique plus élevé entraîne une augmentation de la consommation d'énergie de la pompe, ce qui élimine le risque de pertes de pression élevées pour un système de tuyauterie à haute pression (conduites de vapeur conçues pour fonctionner plus de 15 p.s.i). De plus, lorsque le débit massique augmente, les dimensions des composants du système doivent également être augmentées et vice versa. [18]

iv. Pression de la condensation

Les pressions de condensation dans la plupart des ORC sont supérieures à la pression atmosphérique. Il est très important que la pression de condensation soit supérieure à la pression atmosphérique car cela évite tout problème d'infiltration qui peut se produire dans le système et évite également une diminution du rendement du cycle. Les pressions de condensation à une température de 298 K pour certains fluides organiques tels que R11, Isobutane et R236fa sont respectivement de 105,49, 349,14 et 271,04 kPa et l'eau à la même température a une pression de condensation inférieure à P_{atm} , de 3,15 kPa [15].

v. Chaleur latente du fluide de travail

Il peut être montré après des calculs que le transfert de chaleur spécifique (source chaude) dans le cycle et le travail net spécifique du cycle sont chacun beaucoup plus importants pour l'eau que pour l'hexane utilisé dans l'exemple dans le chapitre 2. Cette différence est causée par la chaleur latente la plus importante de l'eau, qui est environ 7 fois celle de l'hexane. Ainsi,

pour une source de chaleur donnée, le cycle d'hexane nécessitera un débit massique beaucoup plus important que le cycle de vapeur pour absorber de la chaleur à la même vitesse. En outre, l'entrée de travail de la pompe pour le cycle organique consomme 3,3% du travail du détenteur, tandis que l'entrée de travail de la pompe pour le cycle de la vapeur consomme moins de 0,1% de la sortie du détenteur. Cela signifie que le cycle de l'hexane Rankine est plus sensible aux inefficacités de la pompe que le cycle Rankine de la vapeur. [17]

vi. Architecture de cycle

Lorsque la densité du fluide de travail est élevée, le volume spécifique et le débit volumétrique sont ensuite faibles et des composants de taille plus petite peuvent être utilisés pour le système ORC. La densité, le changement d'enthalpie et le rapport de pression influencent l'architecture du cycle du détenteur. Le changement d'enthalpie et le rapport de pression dans l'ORC sont faibles, ce qui réduit les étapes de la détente dans le système ORC pour la plupart des fluides de travail (une ou deux phases de la détente). En raison de la densité élevée dans le condenseur et l'évaporateur, les fluides organiques donnent un système de tuyauterie de plus petite taille et offrent un cycle moins intensif en capital. Certains autres avantages de l'ORC sont qu'ils nécessitent un système de contrôle moins compliqué et que leurs composants sont beaucoup moins chers que le cycle conventionnel de Rankine. [16]

La plupart des ORC utilisent des fluides isentropiques et fonctionnant à sec, donc par rapport à le cycle à vapeur il n'y a pas besoin de surchauffe. Pour les fluides de travail secs et isentropiques, la détente de la vapeur saturée quitte éventuellement le détenteur à une température surchauffée, réduisant ainsi le risque de formation de gouttelettes de liquide dans le détenteur. L'ajout d'un échangeur de chaleur interne dans lequel des fluides organiques secs et isentropiques sont utilisés améliore le rendement du cycle.

1.4. Les Applications d'un Système ORC

1.4.1. La chaleur Géothermique

Les sources de chaleur géothermiques sont disponibles dans une large gamme de températures, allant de quelques dizaines de degrés jusqu'à 300°C. La limite technologique actuelle pour la production d'électricité est d'environ 80°C: en dessous de cette température, l'efficacité de la conversion devient trop faible et les centrales géothermiques ne sont pas économiques. Pour récupérer la chaleur à une température acceptable, les trous de forage doivent généralement être forés dans le sol, pour le puits de production et pour le puits d'injection.

La saumure chaude est pompée du premier et injectée dans le second à une température plus basse. Selon la configuration géologique, les forages peuvent atteindre plusieurs milliers de mètres de profondeur, nécessitant plusieurs mois de travail continu. Cela conduit à une part élevée du forage dans le coût d'investissement (jusqu'à 70%) d'une usine ORC géothermique.

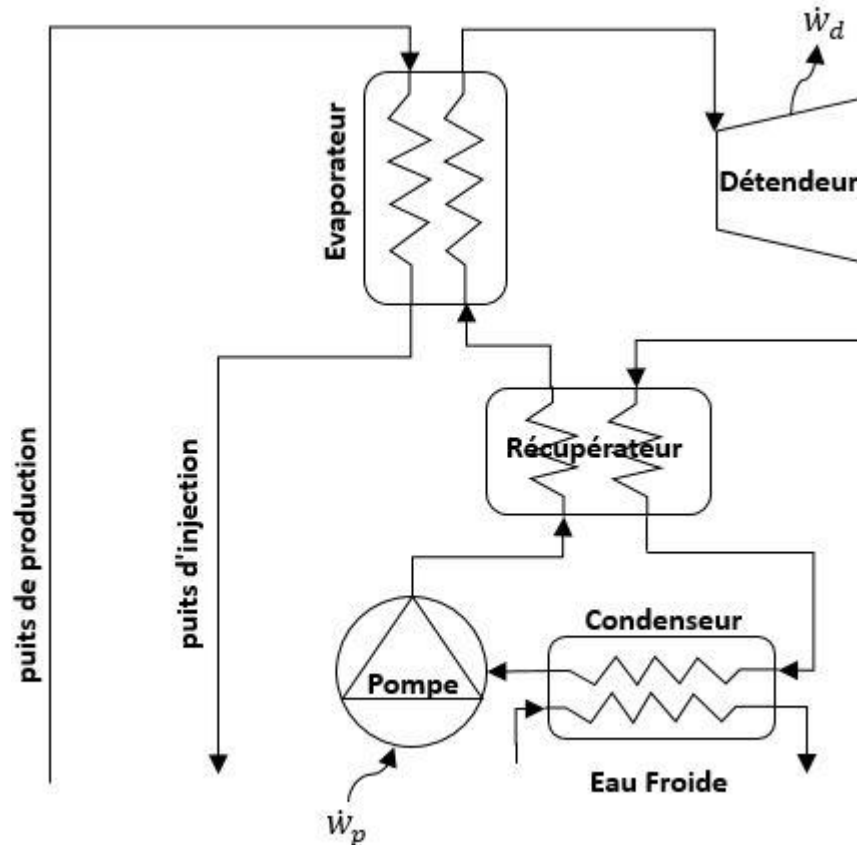


Figure 1.5 : Principe de fonctionnement d'un système ORC géothermique

1.4.2. La chaleur de la concentration Solaire

La production d'énergie solaire thermique est une technologie bien établie. L'extraction de l'énergie solaire thermique peut être réalisée en utilisant différents composants tels que les collecteurs paraboliques et la tour solaire. La température de fonctionnement de la parabole varie de 300°C à 400°C [18]. Il y a plusieurs années, la production d'énergie électrique à partir de la vapeur était liée à cette technologie. Cependant, pour que le cycle de Rankine conventionnel soit économiquement intéressant, il nécessite une température de source élevée et une capacité de puissance d'installation élevée. L'ORC fonctionne à des températures beaucoup plus basses et nécessite moins de capital. L'ORC nécessite et accepte une plus petite taille de composant par rapport au cycle conventionnel de Rankine. La figure 1.6 montre une centrale thermique solaire typique.

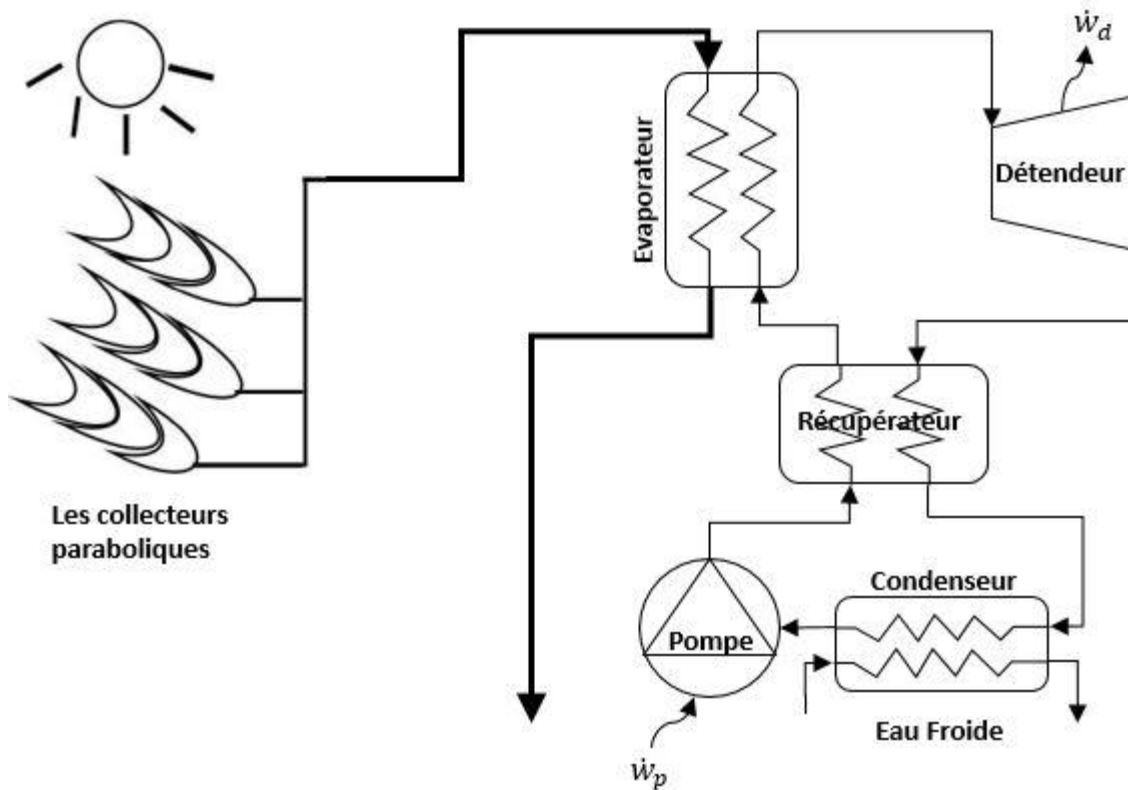


Figure 1.6 : Principe de fonctionnement d'une centrale ORC de solaire thermique.

1.4.3. La chaleur de la Biomasse

Le prix et l'utilisation des combustibles fossiles classiques augmentent continuellement. La consommation de combustibles fossiles affecte largement l'environnement; provoquant un changement dans les conditions climatiques et la pollution due aux gaz d'échappement. À l'heure actuelle, les ressources énergétiques de la biomasse connaissent une augmentation de la croissance du marché en raison du fait qu'elle est moins chère et plus respectueuse de l'environnement que les combustibles fossiles. Les combustibles à base de biomasse existent sous de nombreuses formes, par exemple le biogaz provenant des déchets de bois et les déchets agricoles combustibles. L'utilisation de biocombustibles a beaucoup d'avantages quand il s'agit de la réduction des prix du carburant et du potentiel de réchauffement de la planète. [18]

Il est préférable de l'utiliser localement pour deux raisons principales: (1) la densité énergétique de la biomasse est faible par rapport à celle des combustibles fossiles, ce qui augmente les coûts de transport; (2) la demande de chaleur et d'électricité est généralement disponible sur site, ce qui rend une installation de biomasse particulièrement adaptée en cas de raccordement hors réseau ou non fiable. La production locale conduit à des centrales

électriques de plus petite taille (<1-2 MWe), ce qui exclut les cycles de vapeur traditionnels qui ne sont pas rentables dans cette plage de puissance. La chaleur provenant de la combustion est transférée des gaz de combustion au fluide caloporteur dans les échangeurs de chaleur, à une température variant entre 150 et 320°C. Le fluide caloporteur (huile thermique) est ensuite dirigé vers la boucle ORC pour évaporer le fluide de travail, à une température légèrement inférieure à 300°C. [31] La figure 1.7 montre l'application de l'ORC en utilisant la biomasse.

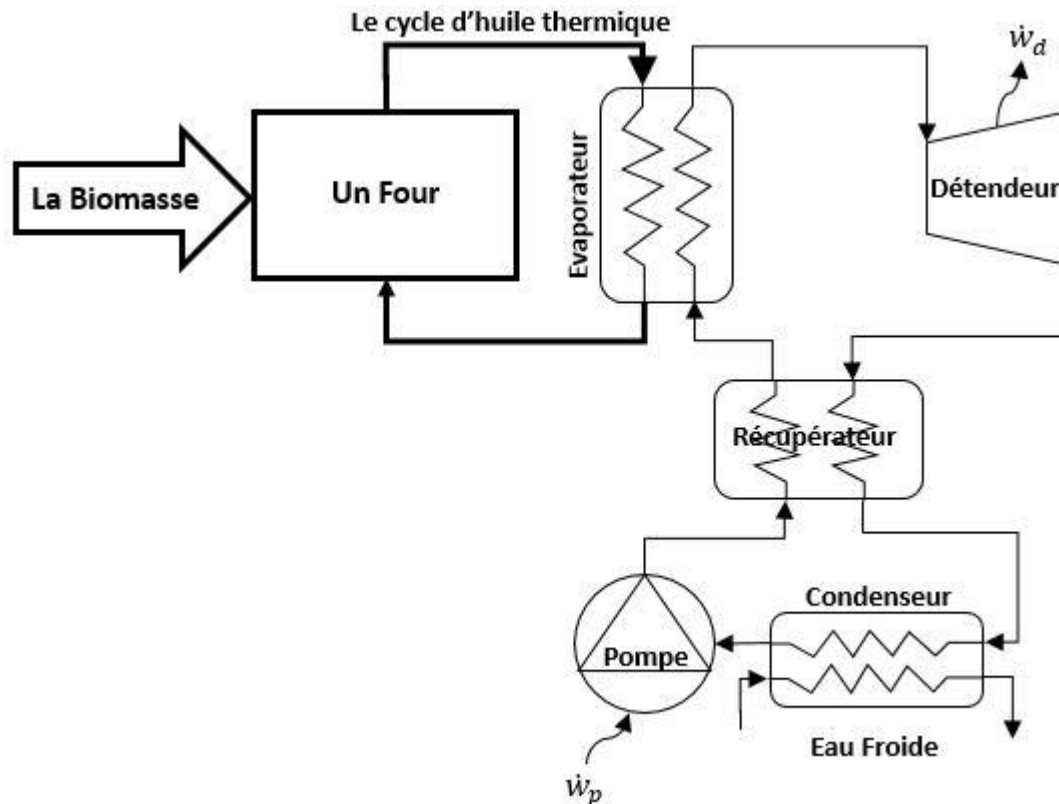


Figure 1.7 : Principe de fonctionnement d'un système ORC de biomasse.

1.4.4. Récupération de la chaleur perdue

De nombreuses applications dans l'industrie manufacturière rejettent la chaleur à une température relativement basse. Dans les usines à grande échelle, cette chaleur est généralement surabondante et ne peut pas être réutilisée sur place ou pour des applications telles que le chauffage urbain. Il est donc rejeté dans l'atmosphère et cela provoque deux types de pollution [51]:

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

La récupération de cette chaleur perdue peut atténuer ces deux types de pollution. Il peut en outre générer de l'électricité pour être consommé sur site ou renvoyé au réseau

Un moteur à combustion interne ne convertit qu'environ un tiers de l'énergie du carburant en énergie mécanique. Par exemple, pour un MCI à allumage par étincelle typique de 1,4 litre, avec une efficacité thermique allant de 15 à 32%, le radiateur libère de 1,7 à 45 kW (à une température proche de 80-100°C) et de 4,6 à 120 kW les gaz d'échappement (400-900°C). Le système de récupération de chaleur Rankine est un moyen efficace de récupération de chaleur (en comparaison avec d'autres technologies telles que la thermoélectricité et la climatisation à cycle d'absorption). [31]

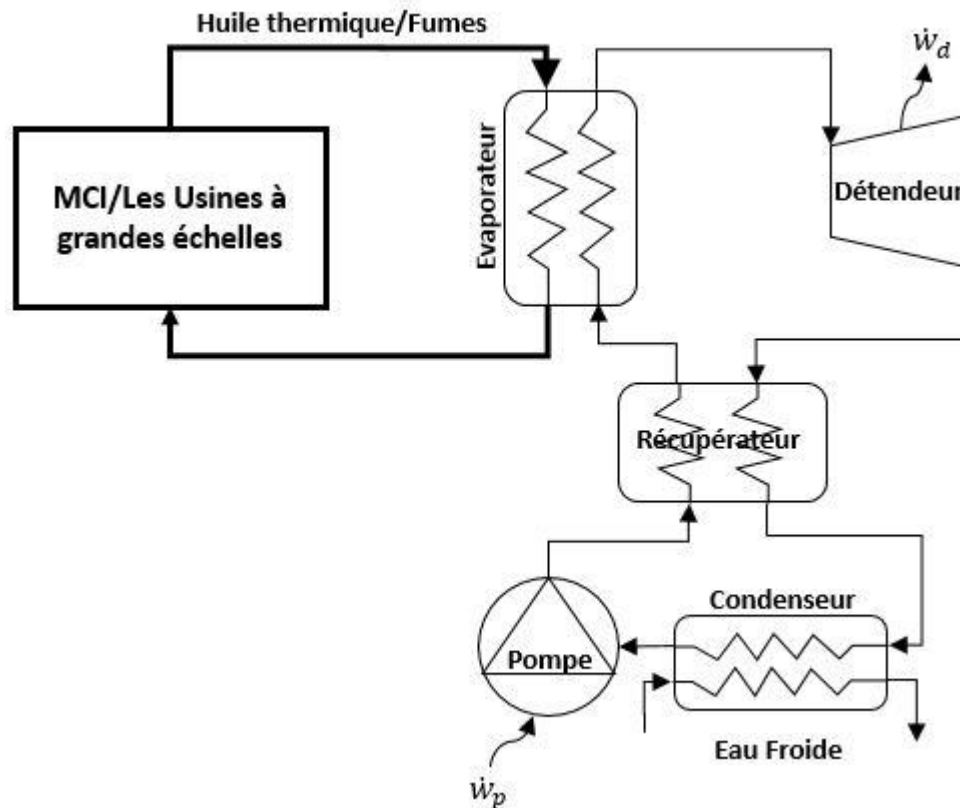


Figure 1.8 : Principe de fonctionnement d'un système ORC à récupération de chaleur.

1.5. ORC dans le monde

En tenant compte seulement les références avec une puissance totale installée supérieure à 50 kW, au 01 Septembre 2017, la technologie ORC représente une puissance installée totale d'environ 2749.1 MW, répartie sur 705 projets et 1754 unités ORC (soit 563 centrales) avec une nouvelle capacité prévue de 523.6 MW pour 75 centrales. La figure 1.9 illustre la capacité installée totale et le nombre total d'usines divisées par application.

CHAPITRE 1: Le Cycle Organique de Rankine

Les centrales géothermiques contribuent à 76,5% de toute la capacité installée des ORC dans le monde. La biomasse suit avec 10,7%. La récupération de chaleur des turbines à gaz (stations de compression le long des pipelines) et des centrales diesel stationnaires a une part similaire avec 8,5%. Toutes les autres applications de récupération de chaleur représentent 4,2%, tandis que la thermodynamique solaire reste négligeable.

En conséquence, seules quelques entreprises (ORMAT, Exergy, TAS et Turboden) ont été actives dans ce secteur à forte intensité de capital. ORMAT est le leader mondial de la capacité totale installée (65,7%), suivi par les entreprises italiennes Turboden (12,6%) et Exergy (9,8%). [1]

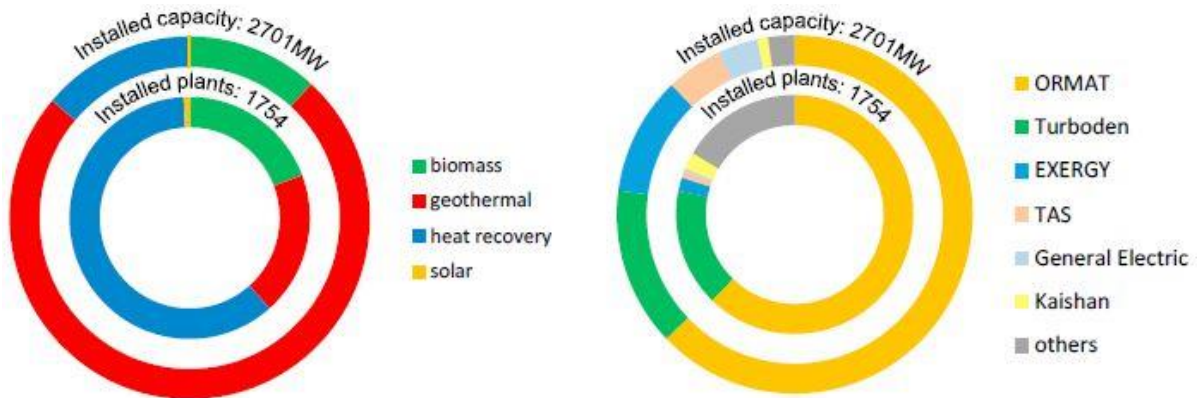


Figure 1.9 : Capacité totale installée par application (a); par fabricant (b).

La technologie ORC n'est pas très connue et le nombre de centrales électriques basées sur cette technologie est souvent sous-estimé. Cependant, de nombreux pays dans le monde, en particulier en Europe, ont adopté la technologie, comme le montre la figure 1.10.

CHAPITRE 1: Le Cycle Organique de Rankine

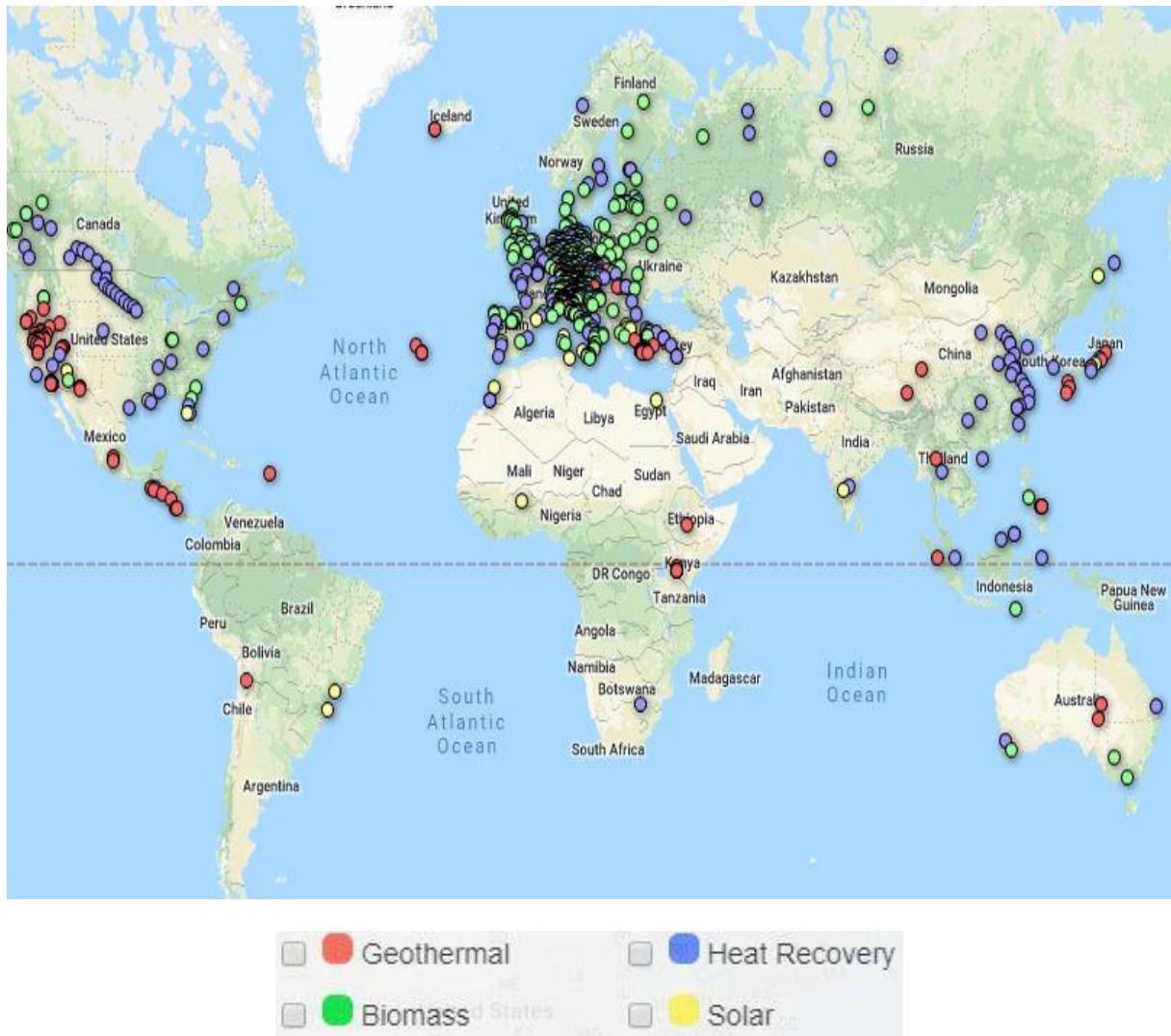


Figure 1.10 : Aperçu de toutes les unités ORC installées dans le monde. [11]

CHAPITRE 2
ANALYSE THEORIQUE D'UN SYSTEME
ORC

2.1. Le Contexte

L'ORC suit les mêmes principes que le cycle traditionnel de Rankine de vapeur utilisé dans la plupart des centrales thermiques pour produire du travail, mais utilise un fluide organique au lieu de l'eau. La possibilité de sélectionner le meilleur fluide de travail en fonction de la source de chaleur disponible et de la taille de l'installation présente de multiples avantages en particulier pour les sources de chaleur inférieures à 400°C et les puissances inférieures à 20 MW [8,9] comme les suivants:

- i. turbomachines plus efficaces ;
- ii. vide limité au condenseur ;
- iii. performances supérieures aux cycles vapeur de Rankine, les cycles gazeux.

Les fluides de travail peuvent être choisis parmi une longue liste de candidats des fluides isentropique et sec comprenant des hydrocarbures, des hydrofluorocarbures, des siloxanes et des mélanges de ces composants [10]. Ces caractéristiques distinctives font de l'ORC l'option la plus fiable pour les sources de chaleur non conventionnelles comme les saumures géothermiques chaudes, la combustion de la biomasse, la récupération de la chaleur résiduelle des procédés industriels et les applications solaires thermiques.

Un ORC simple fonctionne entre une source de chaleur à haute température, T_h et une source froide à basse température, T_c . La figure 2.1 est un schéma du cheminement du fluide à travers un cycle organique de Rankine avec les états fluides associés sur un diagramme T-s. La puissance de sortie est \dot{w} , et le taux de transfert de chaleur spécifique est \dot{q} . Les états saturés de fluide qui sont la limite de la région à deux phases sont représentés par une ligne noire sur le diagramme T-s. Soient une haute température de 240°C et une basse température de 30°C.

Dans un cycle de Rankine organique, une source de chaleur à haute température et un puits de chaleur à basse température fournissent le potentiel nécessaire pour faire fonctionner ce moteur thermique. Le fluide de travail est de l'hexane, qui est un fluide sec, ce qui signifie que la courbe de vapeur saturée a une pente positive (dT/ds). Cela fait que le dôme de vapeur a l'air de se pencher vers la droite, ce qui signifie que la surchauffe n'est pas nécessaire pour empêcher la condensation dans le détendeur.

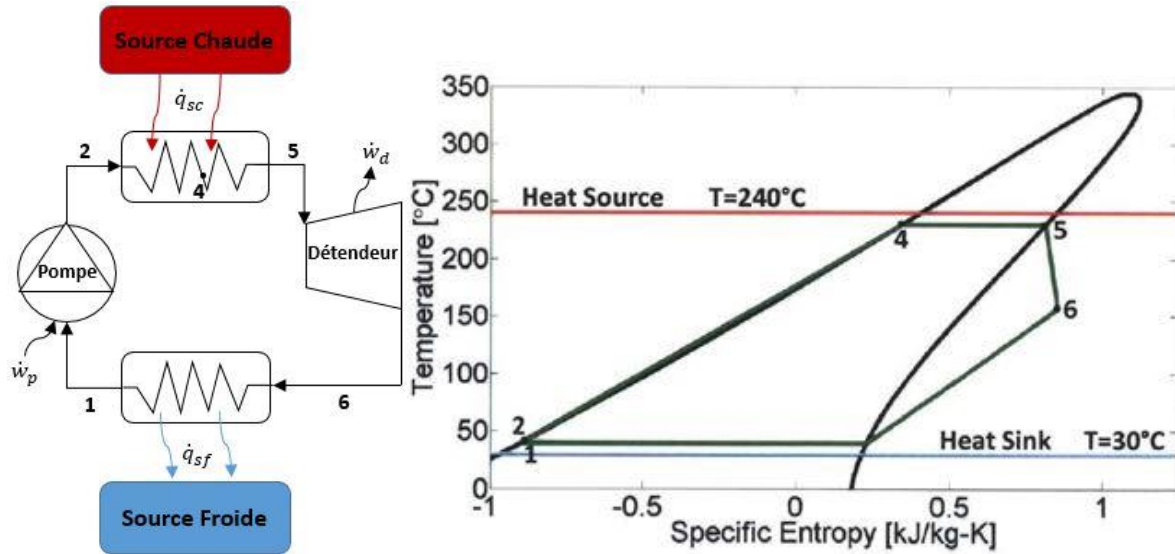


Figure 2.1: Diagramme schémétique et T-s d'un cycle organique de Rankine. [17]

1-2 compression dans la pompe : Dans ce processus, le fluide saturé qui quitte le condenseur est pompé à une entropie constante jusqu'à la pression de l'évaporateur. L'efficacité de la transformation énergétique n'atteint jamais 100% même dans un processus idéal. Le travail spécifique fait par la pompe est calculé par l'équation suivante.

$$w_p = h_2 - h_1 \quad (2.1)$$

Où w_p est le travail spécifique fait par la pompe (kJ/kg), h_1 est l'enthalpie à l'entrée de la pompe (kJ/kg) et h_2 est l'enthalpie à la sortie de la pompe (kJ/kg).

2-5 chauffage dans la chaudière : Le liquide à haute pression est ensuite préchauffé du point 2 au point 4 et bouilli du point 4 au point 5 par transfert de chaleur de la source de chaleur. La chaleur spécifique ajoutée au fluide de travail est calculée comme suit :

$$q_{sc} = h_5 - h_2 \quad (2.2)$$

5-6 détend dans le détendeur : Dans ce processus, l'énergie est absorbée dans l'évaporateur lorsque le fluide de travail se détend dans le détendeur pour produire un travail mécanique. En raison de sa nature sec, le fluide peut être expansé directement à partir d'une vapeur saturée au point 5 jusqu'à un état de vapeur surchauffée à basse pression au point 6 et le travail spécifique du détendeur est :

$$w_d = h_5 - h_6 \quad (2.3)$$

6-1 rejet de la chaleur dans le condenseur : La chaleur est rejetée dans ce processus lorsque le fluide de travail dans le condenseur se condense et est à nouveau recyclé dans le système.

Indépendamment des pertes par frottement dans les tuyaux du condenseur, le processus de rejet de chaleur est dit isobare même s'il y a une chute de pression dans le condenseur. Le fluide de travail devient saturé après avoir quitté le condenseur. La quantité de chaleur rejetée peut être calculée comme suit:

$$q_{sf} = h_5 - h_6 \quad (2.4)$$

$$\text{Travail spécifique net du cycle} = w_{net} = w_d - w_p \quad (2.5)$$

Le rendement thermique du cycle pour l'ensemble du processus peut être calculée à partir de l'équation suivante :

$$\eta_{cyc} = \frac{w_{net}}{q_{sc}} \quad (2.6)$$

Le rapport entre le rendement du cycle et le rendement de Carnot indique la capacité de ce cycle à convertir de manière optimale l'apport de chaleur de la source de chaleur à température constante en sortie de travail de l'arbre. Ce pourcentage de rendement optimale, également appelé 2nd Law Efficiency, sera noté :

$$\eta_{opt} = \frac{\eta_{cyc}}{\eta_{carnot}} \quad (2.7)$$

Le taux de transfert de chaleur dans le cycle, \dot{Q}_{sc} , sera inférieur au taux de transfert de chaleur disponible à partir de la source, \dot{Q}_{disp} , si le cycle est limité par un point de pincement. Une variable appelée utilisation de la source de chaleur, U_{cyc} , est définie ici comme la fraction du taux de chaleur disponible qui est réellement transférée dans le cycle:

$$U_{cyc} = \frac{\dot{Q}_{sc}}{\dot{Q}_{disp}} \quad (2.8)$$

Un deuxième type de rendement, appelé rendement de conversion thermodynamique, η_{conv} , est maintenant défini comme le rendement du cycle à convertir la puissance thermique disponible de la source de chaleur en puissance:

$$\eta_{conv} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{disp}} \quad (2.9)$$

La relation entre le rendement du cycle, le rendement de la conversion et l'utilisation de la chaleur du cycle peut être démontrée comme étant:

$$\eta_{conv} = \eta_{cyc} \times U_{cyc} \quad (2.10)$$

2.2. Analyse de pincement

L'analyse de pincement fournit une approche pratique et systématique pour l'optimisation des processus, les objectifs d'énergie et de coût sont déterminés avant d'achever la conception de la configuration de l'équipement de traitement. Le fondement de la méthode est la définition des exigences de chauffage et de refroidissement nécessaires basées sur une compréhension profonde du processus d'un point de vue énergétique. Cette étape doit être complétée par l'extraction de données de flux de matériaux à partir de diagrammes de processus, de documents d'exploitation, de simulations de processus, de données de mesure d'installations, etc. Il s'agit d'une tâche cruciale et à ne pas sous-estimé en importance et l'effort. Il en résulte une caractérisation de la température et de la puissance des besoins individuels de chauffage et de refroidissement du procédé industriel. [19]

L'analyse de pincement est une méthode graphique avec le graphe principal étant les courbes composites (CCs) comme montré sur la gauche dans la figure 2.2. Sur ce graphe à la fois une courbe bleue "froide" (flux à chauffé) et rouge "chaude" (flux à refroidit) sont dessinés ensemble sur un diagramme de température en fonction de l'enthalpie obtenu en fusionnant les exigences individuelles du procédé. Les deux courbes peuvent être décalées horizontalement l'une par rapport à l'autre et le dépassement donne le potentiel HR en supposant un transfert de chaleur de la courbe composite chaude vers la courbe froide.

Un pincement se produit lorsque les deux courbes se rapprochent les unes des autres définissant une différence de température minimale ($\Delta T_{min}/\Delta T_{pinch}$). En déplaçant, par exemple, la courbe froide horizontalement vers la droite par rapport à la courbe chaude, le ΔT_{min} augmentera et le potentiel de récupération de chaleur diminuera. Une valeur économique optimale $\Delta T_{min,opt}$ peut être choisie en fonction du compromis entre l'investissement annualisé (donné par la surface totale de l'échangeur de chaleur pour le $\Delta T_{min,opt}$ sélectionné) et les coûts d'exploitation annuels (tous les deux en EUR / an) sur la base des informations le CC. Les expériences montrent que $\Delta T_{min,opt}$ est d'environ 10°C. Le graphe sur la droite de la figure 2.2 montre la courbe de coût total résultante qui peut être déterminée lorsque le ΔT_{min} est modifié en décalant les CC. Le "processus" point de pincement sépare les profils en deux régions indépendantes. Dans la région au-dessus de la pince il y a un déficit de chaleur (seulement l'utilité chaude optimale ($\dot{Q}_{HU,opt}$) est nécessaire) et en dessous il y a un surplus de chaleur (seulement l'utilité du froid optimale ($\dot{Q}_{CU,opt}$) est nécessaire). [20]

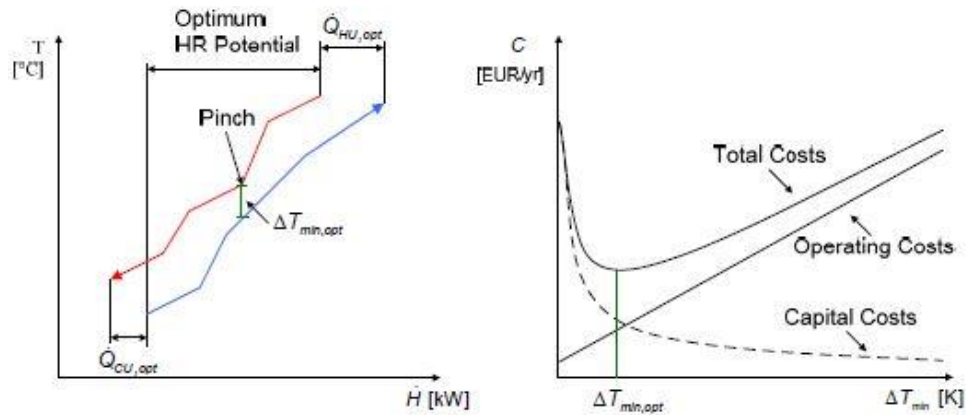


Figure 2.2 : À gauche: les CC montrant le point de pincement, le potentiel HR associé ainsi que l'utilité froide (CU) et d'utilité chaude (HU). À droite: courbe des coûts montrant l'arbitrage entre le coût d'exploitation et le coût en capital utilisé pour déterminer un ΔT_{min} optimal. [20]

La courbe combinée d'utilité chaude et froide aide à la disposition de l'installation car elle indique quel courant chaud doit être proche de quel courant froid pour une tuyauterie minimale. Il indique également où la chaudière et la tour de refroidissement doivent être situées par rapport aux courants. Globalement, il détermine la conception du réseau d'échangeurs de chaleur.

2.3. Modifications d'un système ORC

Tout comme les cycles de Rankine à vapeur, nous pouvons également apporter un bon nombre des modifications aux systèmes ORC pour améliorer le rendement du cycle, réduire les coûts du système, etc., afin d'obtenir des conditions de travail optimales. Cela varie de l'ajout de divers composants comme un récupérateur, la séparation des flux, les différents niveaux de pression au changement du cycle utilisé à un cycle supercritique en fonction des conditions d'entrée et de la sortie désirée. Il existe également la possibilité d'utiliser des mélanges de fluides de travail dans le but d'améliorer les propriétés thermodynamiques. On peut citer :

- Récupérateur de la chaleur simple et à flux divisé ;
- Niveaux de pression multiples ;
- Réchauffe des étapes ;
- Le cycle supercritique ;
- Mélanges de fluides.

Cependant, beaucoup de ces modifications n'offrent que de légères améliorations dans les performances du cycle, alors dans cette étude, nous allons seulement étudier l'utilisation des récupérateurs, le cycle supercritique et les mélanges de fluides.

2.3.1. Récupérateur de la chaleur

Une conséquence de la détente d'un fluide sec est que le courant de sortie du détendeur, point 6 sur la figure 2.1, est une vapeur surchauffée à température élevée telle que $T_6 > T_c$. Par conséquent, il est possible de transférer de la chaleur du courant de vapeur basse pression dans le courant liquide haute pression dans le processus de préchauffage qui se produit du point 2 au point 4. Un récupérateur est ajouté pour récupérer la chaleur du courant de sortie du détendeur surchauffé, réduisant ainsi l'apport de chaleur nécessaire pour faire fonctionner le cycle. La vapeur chaude entre dans le récupérateur directement à partir du détendeur au point 6 et sort du récupérateur à basse température au point 7. Le flux froid entre dans le récupérateur sous forme de liquide haute pression au point 2 et sort du récupérateur à une température élevée au point 3 comme le montre la figure 2.3. Le récupérateur réduit l'apport de chaleur nécessaire pour faire fonctionner un cycle sans modifier la puissance de travail, améliorant ainsi le rendement.

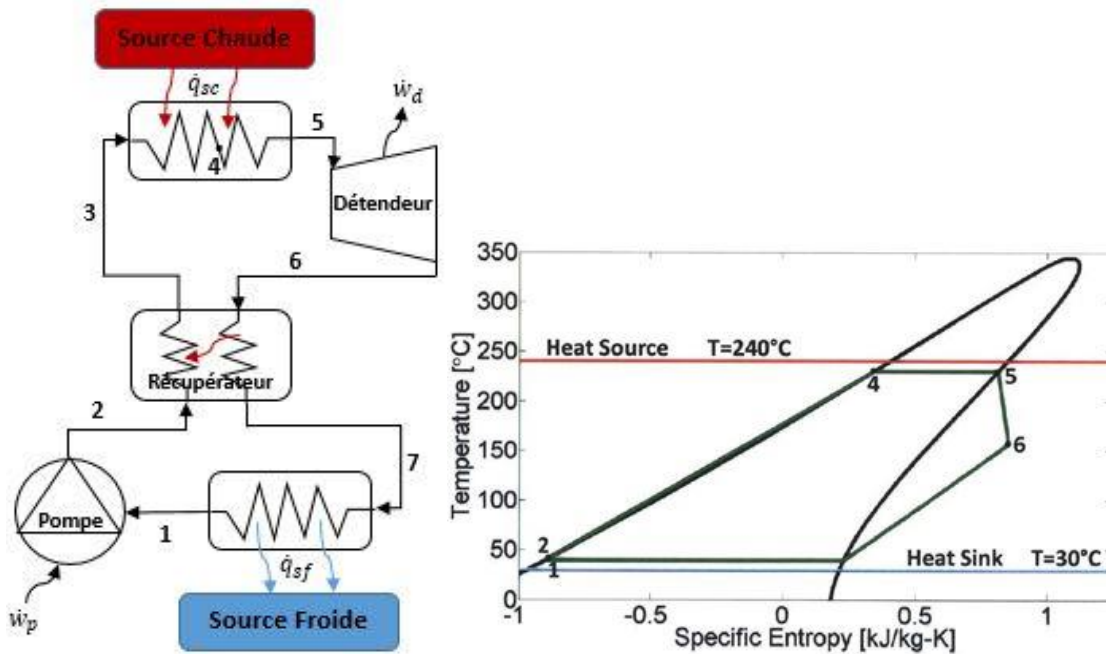


Figure 2.3: Schéma d'un cycle de Rankine organique avec un récupérateur tel que décrit. [17]

Pour le fluide de travail sec, la chaleur spécifique récupérée dans le récupérateur doit être prise en compte:

$$q_{rec} = h_6 - h_7 \tag{2.11}$$

L'apport de chaleur spécifique provenant de sources externes qui est nécessaire pour faire fonctionner le cycle organique de Rankine est réduit en conséquence :

$$q_{sc} = h_5 - h_2 - q_{rec} \tag{2.12}$$

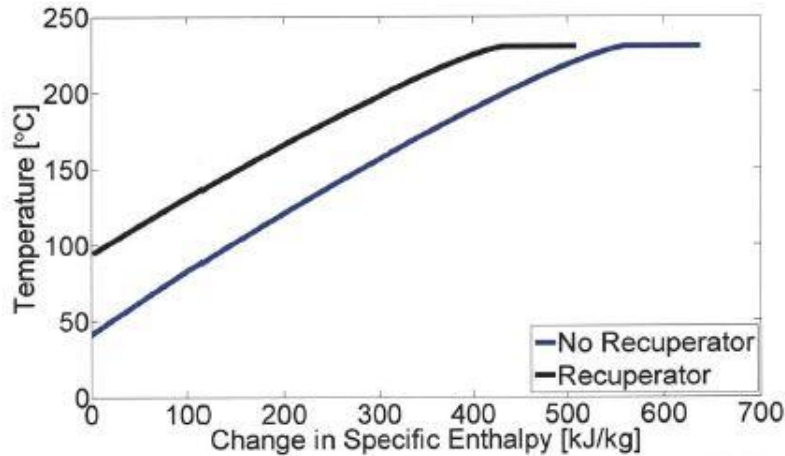


Figure 2.4 : Exemple d'un diagramme T/Δh d'hexane ORC demande de chaleur avec récupérateur (noir) et sans récupérateur (bleu) pour $T_h=240^\circ\text{C}$. [17]

2.3.2. Récupérateur de chaleur à flux divisé

Le récupérateur standard décrit ci-dessus est un échangeur de chaleur déséquilibré dans lequel le taux de capacité thermique du courant de vapeur chaude, $\dot{m}C_p$, est très inférieur au taux de capacité thermique du courant de liquide froid. Le côté droit de la figure 2.5 comprend un tracé des deux flux pour un récupérateur standard dans le plan T/ΔH. Le courant chaud (rouge) et le courant froid (bleu) ont des pentes différentes. Le récupérateur fournit un taux de chaleur pour préchauffer le flux de liquide froid. Ce taux de chaleur ne peut pas être facilement modifié, mais la température à laquelle le liquide froid absorbe ce taux de chaleur peut être modifiée. Si la température obtenue en préchauffant le liquide froid dans le récupérateur est augmentée, alors l'exigence de température pour la source de chaleur du cycle est réduite de manière comparable sans affecter le taux de chaleur total requis pour la source de chaleur du cycle. [17]

La température de préchauffage maximale possible dans le récupérateur est obtenue en équilibrant l'échangeur de chaleur du récupérateur. Pour équilibrer le récupérateur, le débit massique est réduit du côté froid de l'échangeur de chaleur jusqu'à ce que les taux des capacités thermiques soient les mêmes pour les flux chauds et froids. Cette réduction du débit massique est obtenue en déviant une fraction du courant de liquide sous-refroidi, comme indiqué sur le schéma à gauche de la figure 2.5. Une partie du flux peut être acheminée directement à la source de chaleur, tandis qu'un flux de masse approprié traverse le récupérateur. Le résultat de cette modification est que le courant chaud (rouge) et le courant froid fendu (vert) ont la même pente, et la température de sortie du courant froid au point 3 est aussi chaude que possible.

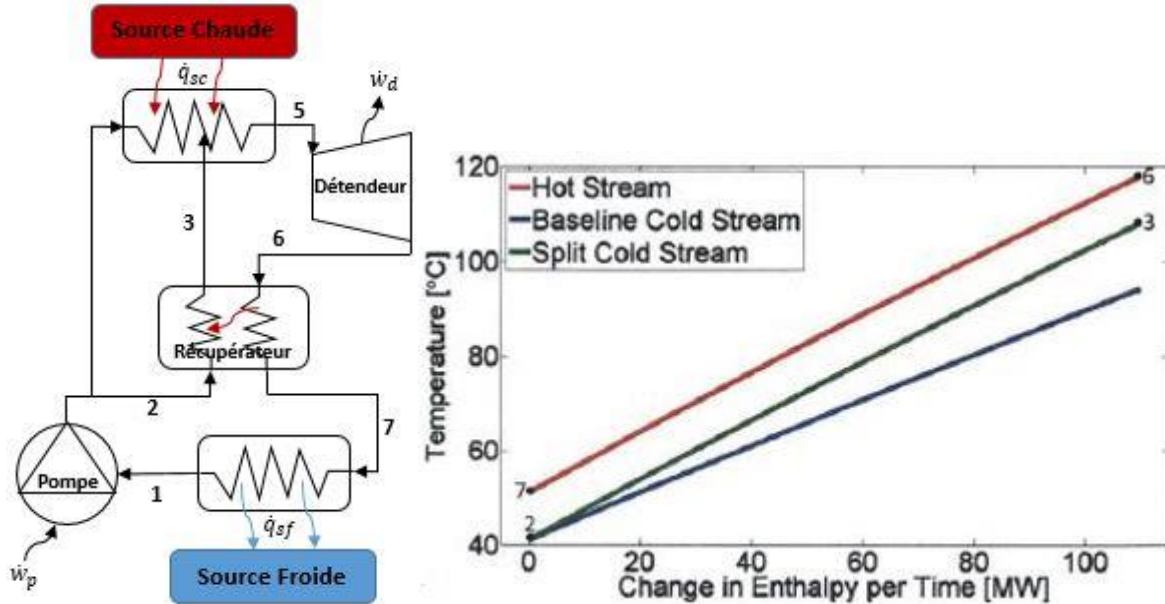


Figure 2.5 : Diagramme schématique et le profil de la température du récupérateur à flux divisé. [17]

La chaleur totale requise pour faire fonctionner le cycle organique de Rankine reste la même que celle du récupérateur simple, mais la température nécessaire pour fournir ce taux de chaleur est plus faible à l'extrémité froide, ce qui facilite l'utilisation efficace des sources de chaleur à basse température. Le rendement du cycle, η_{cyc} , est identique pour un cycle de base avec un récupérateur simple et un cycle avec un récupérateur à flux divisé. Cependant, pour certaines sources de chaleur, le récupérateur fendu peut déplacer le point de pincement et augmenter l'utilisation de la source de chaleur, améliorant ainsi le rendement de la conversion du cycle η_{conv} . Nous pouvons également remarquer que les performances d'un récupérateur à flux divisé varient avec le fluide de travail, il est donc nécessaire d'étudier les effets de l'utiliser avec divers fluides de travail.

2.3.3. Le cycle Supercritique

Dans certaines situations, il peut être avantageux d'avoir une exigence de chaleur du fluide de travail qui ne comprend pas un palier de température constante, c'est-à-dire un cycle fonctionnant au-dessus de la pression critique du fluide de travail. Ceci est obtenu en chauffant le fluide de travail à une pression constante P_{high} qui est supérieure à la pression critique du fluide. La figure 2.6 comprend un diagramme schématique et T-s du cycle supercritique utilisant du pentane comme fluide de travail. Il est nécessaire que la température de la source de chaleur soit bien au-dessus de la température critique du fluide de travail pour réaliser les

CHAPITRE 2 : Analyse Théorique d'un Système ORC

conceptions de cycle souhaitées. L'équipement nécessaire pour un cycle supercritique est essentiellement le même que pour le cycle sous-critique que nous avons étudié.

Le trajet du fluide à travers les points T-s diffèrent seulement en ce que les points 2 à 5 sont à une pression supercritique, donnant les points 2s, 3s et 5s. Il n'y a pas d'état liquide saturé pour un fluide supercritique, donc le point 4 a été omis. A partir du point 5s, le pentane supercritique est détendu à basse pression, récupéré et condensé exactement de la même manière qu'un cycle sous-critique. A partir d'un liquide saturé au point 1, le fluide est pompé à une pression qui dépasse la pression critique, de sorte que le fluide supercritique absorbe la chaleur sans changement de phase. Le niveau de pression doit être choisi pour éviter une condensation importante dans le détendeur, car le trajet d'état du fluide peut traverser dans la région à deux phases entre le point 5s et le point 6. [17]

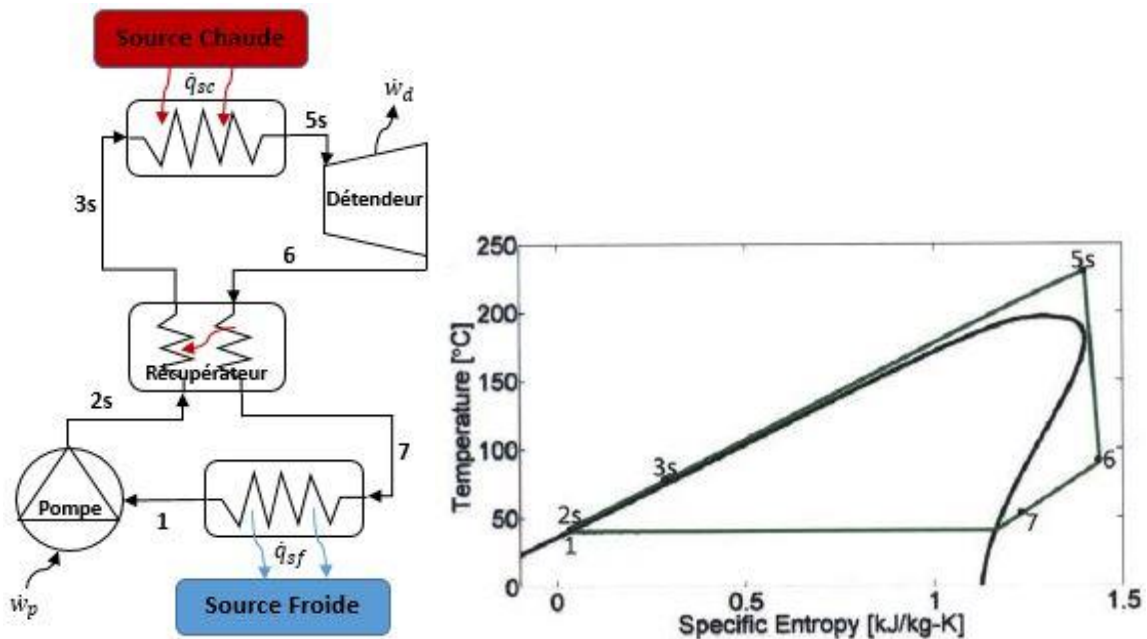


Figure 2.6 : Diagramme schématisé et T-s d'un ORC supercritique. [17]

Pour plusieurs sources de chaleur, il est peu probable qu'un cycle supercritique soit choisi en raison de l'absence de changement de phase à température constante qui rend la courbe de chaleur un mauvais appariement. Les cycles supercritiques sont souvent utiles dans les cas où la source de chaleur est un courant de fluide fournissant uniquement de la chaleur sensible, de sorte que l'absence de changement de phase dans un cycle supercritique devient un avantage pour adapter la forme de la source de chaleur. De ce fait, atteindre l'utilisation complète de la source de chaleur avec des rendements acceptables.

2.3.4. Mélanges de fluides

Les mélanges de fluides purs montrent des propriétés intéressantes capables d'améliorer le rendement exégetique du cycle de Rankine, grâce à la pente positive du changement de phase. Ils peuvent également réduire le potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone (ODP) et le potentiel de réchauffement planétaire (GWP), en aidant les tendances de remplacement des fluides de travail. L'utilisation d'hydrocarbures dans les mélanges est particulièrement appropriée et lorsqu'ils sont utilisés en fractions limitées avec d'autres fluides organiques, ils perdent leurs limites liées à l'inflammabilité. L'un des fluides les plus prometteurs est le R245fa [9], car il n'a pas d'ODP, il est non-inflammable et presque non toxique. R245fa obtient une grande augmentation nette de la puissance lorsqu'il est utilisé dans des mélanges avec des hydrocarbures, par rapport à un fluide pur, un mélange R245fa/benzène optimisé, par exemple, atteint une augmentation nette de la puissance de 11%. [21]

L'intérêt pour les mélanges de fluides de travail organiques concerne le rendement thermodynamique [22, 23], l'optimisation des composants [24] et la performance économique [25]. Les mélanges, en effet, ont une température variable pendant le changement de phase, ce qui rendra les conditions de condensation et de vaporisation plus proches des sources de chaleur pendant le transfert de chaleur, améliorant ainsi l'efficacité énergétique et le travail utile net [26]. De plus, les fluides à haut GWP et d'inflammabilité, qui sont interdits en tant que fluides purs, peuvent être utilisés en petite fraction dans des mélanges avec d'autres fluides. Dans la figure 2.7, les diagrammes T-s du fluide pur (R245fa) et celui du meilleur mélange (5% de benzène dans R245fa) sont montrés et l'amélioration la plus significative montrant est la proximité pendant la phase de condensation obtenue par l'effet de glissement du mélange zéotropique.

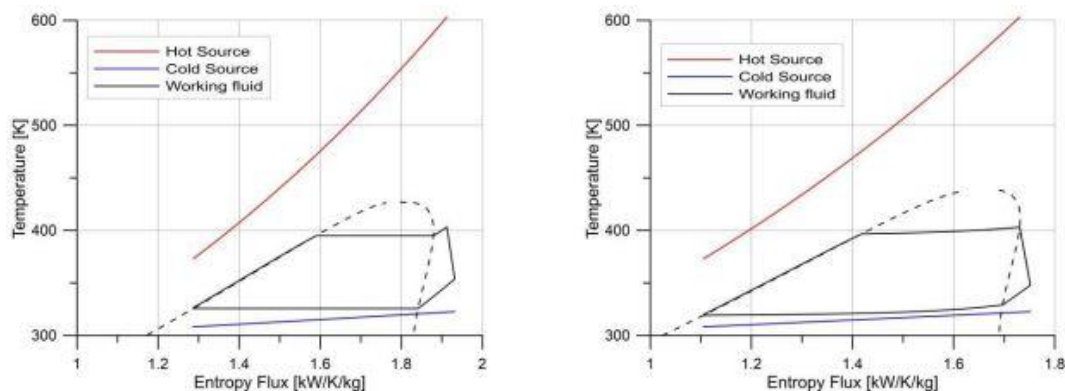


Figure 2.7 : les cycles thermodynamiques pour R245fa pur et R245fa/benzène 0,95/0,05. [21]

Le mélange représenté sur la figure 2.8 est de 50% d'hexane et 50% de décane en masse. L'ébullition du point 4 au point 5 et la condensation du point 7 au point 1 se produisent le long d'un glissement de température plutôt qu'à température constante. L'étendue de ce

glissement de température est déterminée par la composition du mélange fluide. Nous pouvons voir que la courbe du point 2 au point 5 où le chauffage se produit dans la chaudière correspond mieux à plusieurs courbes de source de chaleur que les fluides de travail purs qui possèdent un plateau de température constante. L'un des plus grands obstacles au calcul de la performance thermodynamique des mélanges de fluides est de trouver des équations d'état précises.

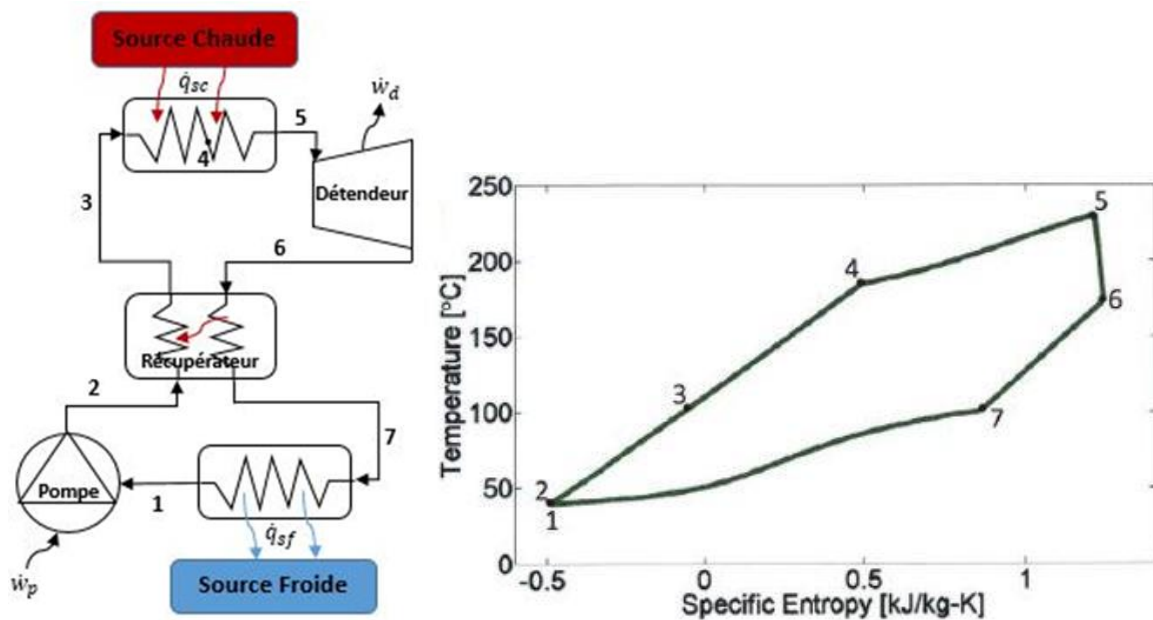


Figure 2.8 : Diagramme schématique et T-s d'un ORC utilisant des mélanges de fluides. [17]

2.4. Choix de fluide de travail

Le choix du fluide de travail est très important pour la performance et l'économie du système ORC car il affecte l'efficacité du système, la taille des composants du système, la conception de la machine de la détente, la stabilité du système, la sécurité et les préoccupations environnementales. Le processus de sélection du fluide dépend essentiellement des propriétés physiques, thermodynamiques, de sécurité et environnementales du fluide de travail. Différente des caractéristiques des autres cycles thermodynamiques, la sélection du fluide de travail du système ORC est une tâche plus compliquée pour les deux raisons suivantes [30]:

- Les conditions de travail et les types de sources de chaleur de l'ORC varient largement: de la source de chaleur à basse température de 80°C (par exemple géothermique, collecteur solaire) à la chaleur à haute température de 500°C (par exemple la biomasse) ;

- À l'exception de certaines substances dont les températures critiques sont trop basses ou trop élevées, des centaines de substances peuvent être utilisées comme ORC, notamment les hydrocarbures, les hydrocarbures aromatiques, les éthers, les perfluorocarbones, les CFC, les alcools, les siloxanes et les composés inorganiques (qui ne devraient pas être intrinsèquement un ORC) etc...

Il existe aussi quelques méthodes de sélection d'un fluide de travail pour un system ORC bien spécifié. Dans ce travail nous allons décrire les trois méthodes suivantes :

- La méthode de dépistage ;
- La méthode de la carte de fonctionnement ;
- L'approche thermo-économique.

2.4.1. Les propriétés Thermodynamiques et Physiques

La relation entre les propriétés des fluides de travail et les critères communs de performance économique et thermodynamique de l'ORC, d'un point de vue théorique et analytique, est la suivante:

La chaleur latente de vaporisation – La chaleur latente à vaporisation élevée permet d'ajouter la plus grande partie de la chaleur disponible pendant l'opération de changement de phase, évitant ainsi de devoir réguler la surchauffe et la détente de la vapeur par chauffage régénératif afin de permettre un plus grand rendement. [32] Du point de vue du travail net, [33] les fluides avec une chaleur latente plus élevée produisent une plus grande production de travail unitaire lorsque les températures et d'autres paramètres sont définis.

Cependant, lorsque la source de chaleur est une chaleur perdue, les fluides organiques ayant une chaleur de vaporisation spécifique inférieure sont préférés. La chaleur de vaporisation inférieure du fluide de travail provoque le processus de transfert de chaleur dans l'évaporateur principalement à température variable. Par conséquent, le profil de température du fluide de travail dans l'évaporateur suit mieux le profil de température du fluide de chauffage dans la source de chaleur [34].

La densité de la vapeur – Une densité de vapeur élevée est d'une importance clé, en particulier pour des fluides présentant une pression de condensation très faible (par exemple des huiles de silicones). Une faible densité conduit à un débit volumique plus élevé: les pertes de charge dans les échangeurs de chaleur augmentent et la taille de détendeur doit être augmentée. Cela a un impact non négligeable sur le coût du système.

La chaleur spécifique – La chaleur spécifique du liquide doit être faible afin de réduire le travail consommé par la pompe et augmenter indirectement la production. On peut montrer qu'une

plus grande valeur de C_p (liquide) conduit à un travail de pompage plus faible pour R236ea que pour R227ea. [35]

La température critique – Si la température de condensation et le rapport de la température d'évaporation et de la température de condensation sont fixes, le rapport de pression augmente avec le facteur acentrique et la température critique. [35] Pendant ce temps, pour des températures d'évaporation et de condensation données, une configuration de cycle de bon rendement est obtenue uniquement à partir de fluides avec une température critique élevée, bien que le rendement du système soit une fonction faible de la température critique. Ceci implique cependant une faible pression de condensation qui pourrait entrer en conflit avec la conception de la turbine et de l'installation. Inversement, une pression de condensation élevée, entraînant une température basse, est souvent en opposition à une bonne configuration thermodynamique.

Le point d'ébullition – La plupart des études ont montré que le fluide qui présente le meilleur rendement thermique est celui qui a le point d'ébullition le plus élevé puisque la température d'ébullition est plus élevée si la température critique est plus élevée pour un fluide de la même famille. Mais ce n'est pas vrai quand les fluides ne sont pas dans la même famille. [30]

Le point de congélation du fluide – Il doit être inférieur à la température la plus basse du cycle.

La masse moléculaire – Le travail de la détente a tendance à être en relation inverse avec la masse moléculaire, ce qui signifie que les turbines pour les fluides lourds tendent à avoir une faible vitesse périphérique et un petit nombre d'étapes. La masse moléculaire élevée a un impact positif sur l'efficacité de la turbine. Cependant, les fluides avec une pression critique élevée et une masse moléculaire élevée nécessitent une zone de transfert de chaleur plus élevée. [30]

La viscosité – une faible viscosité à la fois dans les phases liquide et vapeur est nécessaire pour maintenir de faibles pertes par friction dans les échangeurs de chaleur et les tuyaux.

La conductivité – une conductivité élevée est nécessaire pour obtenir un coefficient de transfert de chaleur élevé dans les échangeurs de chaleur.

Pression d'évaporation acceptable – comme indiqué avec de l'eau, les pressions élevées entraînent généralement des coûts d'investissement plus élevés et une complexité accrue.

Pression positive de la jauge de condensation – la pression basse doit être supérieure à la pression atmosphérique afin d'éviter l'infiltration d'air dans le cycle.

Température de stabilité élevée – contrairement à l'eau, les fluides organiques subissent généralement des détériorations chimiques et se décomposent à des températures élevées. La température maximale de la source de chaleur est donc limitée par la stabilité chimique du fluide de travail.

Le point triple d'un fluide – c'est la température et la pression auxquelles coexistent les phases solide, liquide et gazeuse. Tout fluide de travail ORC devrait avoir une température de point triple inférieure à T_{min} du cycle. Si le cycle approche la température du point triple, il y a un risque que le fluide se solidifie et cause des défaillances de l'équipement. En règle générale, il est souhaitable d'avoir une température de point triple inférieure à celle de l'eau.

Courbe de la vapeur de saturation positive ou isentropique – Comme précédemment détaillé dans le cas de l'eau, une courbe de vapeur saturante négative (fluide "humide") conduit à des gouttelettes à la fin de l'expansion. La vapeur doit donc être surchauffée à l'entrée de la turbine pour éviter les dommages à la turbine. Dans le cas d'une courbe de vapeur à saturation positive (fluide «sec»), un récupérateur peut être utilisé pour augmenter le rendement du cycle. Ceci est illustré à la figure 2.9 avec de l'isopentane, R11 et R12.

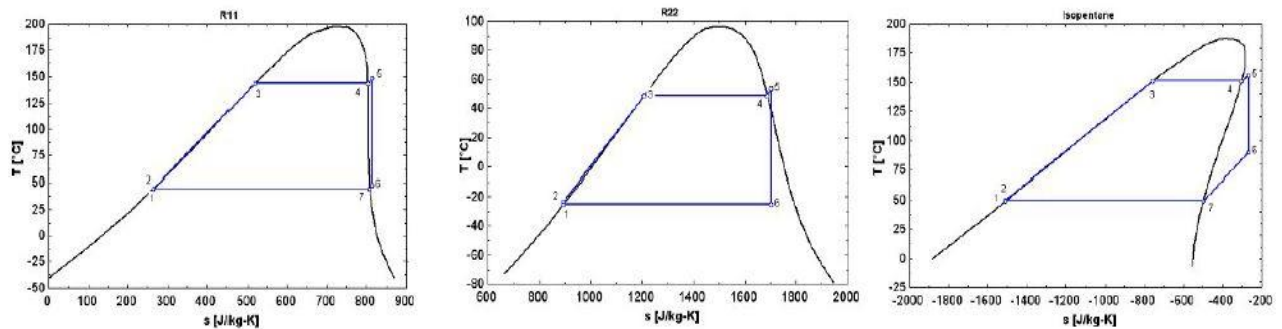


Figure 2.9 : Exemples de fluides isentropiques, humides et secs. [31]

Voir tableau 3.1 pour les propriétés des différents fluides de travail organiques.

2.4.2. La Sécurité

Les considérations de sécurité humaine sont également importantes pour sélectionner un fluide de travail. Une préoccupation de sécurité est la possibilité pour un fluide de travail de brûler ou d'exploser. Il est souhaitable de choisir un fluide avec un point d'éclair élevé, qui est la température à laquelle la phase liquide d'un fluide dégage suffisamment de vapeur pour être allumée par une source externe.

Il est également souhaitable de choisir un fluide ayant une limite inférieure d'explosivité (LIE) élevée, qui est la concentration de la vapeur de fluide (% en volume) dans l'air qui explose si elle est allumée par une source externe. La limite supérieure d'explosivité (LSE) est la

concentration d'un fluide à laquelle il devient trop riche pour s'enflammer. Ensemble, la LIE et la LSE définissent une gamme de concentrations sur lesquelles la vapeur de fluide est explosive dans l'air. [17]

Un autre problème de sécurité est la toxicité d'une substance, qui fait référence aux dommages directs qui peuvent être infligés à une personne par l'exposition à la substance. Les limites acceptables de toxicité pour un fluide de travail dans un ORC dépendent de l'application. Par exemple, l'introduction d'une substance toxique dans un système par ailleurs bénin peut être un mauvais choix, mais l'utilisation d'une substance toxique dans une usine industrielle déjà équipée pour manipuler des matières dangereuses peut ajouter peu de risques ou de coûts.

Classification de sécurité (ASHRAE, 2010a et 2010b)

Le tableau 2.1 montre la classification de sécurité du fluide de travail organique selon ASHRAE. La lettre A indique quand les fluides de travail ont une toxicité plus faible tandis que la lettre B indique quand les fluides de travail ont une toxicité plus élevée. La propagation de la flamme du fluide de travail est indiquée par les chiffres 1, 2 et 3. Lorsque la propagation de la flamme est de 3, le fluide de travail a un potentiel d'inflammabilité plus élevé, lorsque la propagation de la flamme est 2, le fluide a un potentiel d'inflammabilité faible et lorsque la propagation de la flamme est égale à 1, cela signifie que le fluide de travail n'a pas de potentiel d'inflammabilité.

Tableau 2.1 : La classification de sécurité [36]

	Toxicité inférieure	Toxicité plus élevée
Inflammabilité plus élevée	A3	B3
Inflammabilité inférieure	A2	B2
pas de propagation de la flamme	A1	B1

2.4.3. L'impact environnemental

Au cours des dernières années, beaucoup de fluides de travail ont été éliminés en raison de leurs caractéristiques inamicales dans l'environnement et de plus en plus de fluides de travail sont encore en cours d'élimination. La plupart des fluides de travail éliminés sont dus à leur fort potentiel de réchauffement de la planète et à leur potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone. Il est important de noter que si certains fluides de travail ont de très bonnes propriétés thermodynamiques, ils peuvent ne pas convenir en tenant compte des aspects de sécurité et d'environnement. Des exemples de fluides de travail qui ont été éliminés sont des CFC et des HCF (comme R-11, R-12, R-113, R-114 et R-115), tandis que d'autres seront éliminés en 2020 ou 2030 (comme R-21, R-22, R-123, R-124, R-141 et R-142b). [30]

- Potentiel de réchauffement planétaire (GWP en anglais): La quantité de GWP fait référence au réchauffement global causé par un fluide de travail particulier par rapport au CO₂ sur une période de 100 ans. L'eau n'a aucun GWP et le CO₂ a un GWP de 1. Le dioxyde de carbone a un grand impact net sur le réchauffement climatique, c'est pourquoi il est utilisé comme point de référence. Certains fluides de travail qui sont disponibles en plus petites quantités ont un potentiel de réchauffement global supérieur à celui du CO₂ mais ils ne sont pas pris en compte. [18]
- Potentiel de déplétion de l'ozone (ODP en anglais): Il désigne la capacité du fluide de travail à détruire la couche d'ozone au-dessus de la surface de la terre par rapport au tri-chlorofluoro-méthane (R11). Le CFC-11 a un potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone de 1,0 tandis que les autres CFC et HCFC ont un potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone allant de 0,01 à 1,0. L'ODP dans les halons (composé chimique synthétique contenant un ou deux atomes de carbone et le brome) est très élevé et peut atteindre jusqu'à 10. Dans la sélection du fluide de travail, l'ODP est un facteur très important qui doit être pris en considération. Beaucoup de fluides de travail ont été éliminés progressivement par le Protocole de Montréal en raison de leur haut niveau d'ODP. Par conséquent, tout fluide de travail sélectionné doit avoir un ODP très faible. [18]

2.4.4. Le Coût

Toute conception de système pratique nécessite une prise en compte des coûts de mise en œuvre. Les fluides déjà utilisés dans la réfrigération ou dans l'industrie chimique sont plus faciles à obtenir et plus rentables. Les fluides à faible débit permettent des tailles d'équipement plus petites. Les fluides à faible débit peuvent être identifiés par leur température critique élevée, leur pression critique élevée et leur faible température d'ébullition.

Pour des fluides similaires, une température critique plus élevée correspond à une chaleur latente plus importante. Ainsi, un fluide ayant des températures critiques élevées nécessitera typiquement un débit massique plus faible qu'un fluide ayant une température critique inférieure pour atteindre un débit de transfert de chaleur donné dans le fluide. De plus, une pression critique élevée P_{crit} , pour un fluide correspond à une pression de saturation élevée à la température maximale. Les vapeurs à haute pression sont plus denses que les vapeurs à basse pression, de sorte que le même débit massique nécessite un débit volumique inférieur à celui d'un fluide à haute pression. Si la pression est trop élevée, les épaisseurs de paroi requises pour les tubes et l'équipement commenceront à faire augmenter les coûts. De plus, une température de bas point d'ébullition correspond à une pression élevée dans le

condenseur, ce qui augmente la densité du fluide dans le condenseur et diminue le débit volumique. [17]

Remarque

Alors que les études de sélection des fluides dans la littérature scientifique couvrent une large gamme de fluides de travail, seuls quelques fluides sont réellement utilisés dans les centrales électriques commerciales ORC. Ces fluides sont les suivants, classés en température critique [31]:

- HFC-134a : Utilisé dans les centrales géothermiques ou dans la récupération de chaleur résiduelle à très basse température ;
- HFC-245fa : Fluide de travail à basse température, principalement utilisé dans la récupération de la chaleur résiduelle ;
- N-pentane : Utilisé dans la seule centrale électrique commerciale ORC du Nevada. D'autres applications incluent la récupération de la chaleur résiduelle et la géothermie à température moyenne ;
- Solkatherm : Récupération de la chaleur résiduelle ;
- OMTS : Centrales de cogénération ;
- Toluène : Récupération de la chaleur résiduelle.

En général, le fluide sélectionné présente une température critique légèrement supérieure à la température d'évaporation cible: si l'évaporation est trop éloignée de la température critique – par exemple si le toluène ($T_c = 319^\circ\text{C}$) est évaporé à 100°C – la densité de la vapeur est très faible dans les deux parties haute et basse pression, ce qui entraîne des chutes de pression élevées et le besoin de composants plus grands.

2.5. Méthodes de sélection du fluide de travail

2.5.1. La méthode de dépistage

Cette méthode est de loin la méthode la plus utilisée pour la sélection des fluides de travail dans la littérature scientifique: elle consiste à construire un modèle de simulation en régime permanent du cycle ORC et à le faire fonctionner avec différents fluides de travail. Le modèle proposé peut être plus ou moins détaillé et les indicateurs de performance du cycle sélectionnés peuvent varier.

Il peut être démontré que malgré la multiplicité des études sur les fluides de travail, aucun fluide n'a été identifié comme optimal pour la ORC. Cela est dû aux différentes hypothèses nécessaires pour effectuer la comparaison des fluides [30] :

- Certains auteurs considèrent l'impact environnemental (ODP, GWP), l'inflammabilité, la toxicité du fluide de travail, alors que d'autres ne le font pas ;
- Différentes conditions de travail (par exemple les plages de température considérées) ont été supposées, conduisant à des fluides de travail optimaux différents ;
- Les fonctions objectives de l'optimisation peuvent varier en fonction de l'application cible: en cogénération (CHP) ou en application solaire, l'efficacité du cycle est généralement maximisée, tandis que dans les applications de récupération de chaleur résiduelle (WHR), le travail net doit être maximisé.

Il s'ensuit que, puisque aucun fluide de travail ne peut être considéré comme optimal, l'étude des candidats de fluide de travail devrait être intégrée dans le processus de conception de tout système ORC. Très peu d'études comportent des paramètres supplémentaires prenant en compte la conception pratique du système ORC, principalement en raison de la difficulté de définir une fonction propre à l'optimisation multi-objectif du cycle.

2.5.2. La méthode de la carte de fonctionnement

Le choix des fluides de travail est étroitement lié aux types de machines de détente utilisées dans le système ORC. Dans certaines conditions, lorsqu'un fluide de travail est sélectionné, tous les types de machines de détente ne sont pas adaptés aux conditions de travail imposées, et il est nécessaire de concevoir d'autres détendeurs. Cependant, en raison de la limitation inhérente aux différents types de détendeurs, la sélection du fluide de travail doit être déterminée en combinant avec les limitations des machines de détente.

Pour les détendeurs d'admission radiale, il existe plusieurs paramètres limités, tels que la vitesse de pointe, la vitesse de rotation, la vitesse spécifique et le nombre maximal de Mach dans la buse et le rotor du détendeur, etc. Pour les détendeurs à déplacement positif, ils sont principalement limités par le rapport de volume interne intégré et le volume balayé [31].

Ces limitations peuvent être utilisées pour construire une carte des conditions de travail admissibles dans un diagramme T_{ev}/T_{cd} , comme le montre la figure 2.10, qui montre l'avantage de fixer des limites sur la taille des composants et ne conduit donc pas à fluides de travail irréalistes. Cependant, les cartes de fonctionnement des différents fluides de travail se chevauchent souvent, ce qui signifie que cette méthode doit donc être considérée uniquement comme un outil de présélection.

La courbe en haut à gauche de chaque carte est définie par la limitation des pertes de sous-expansion. La courbe en bas à droite est définie par la limitation du coefficient de volume, et la ligne supérieure est donnée par la température critique du fluide.

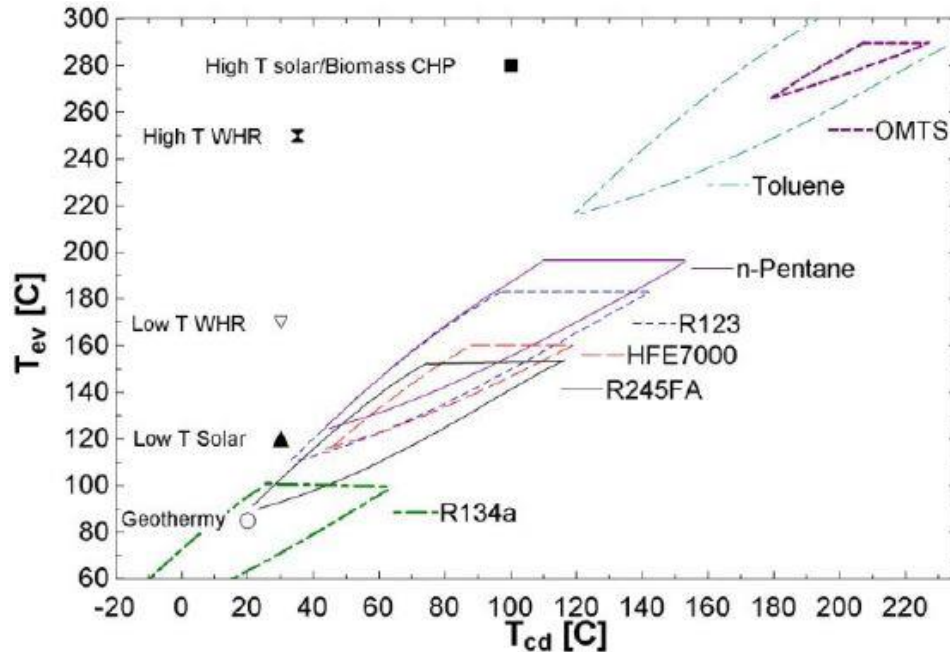


Figure 2.10 : La carte de fonctionnement d'un détendeur à scroll (le coin supérieur gauche correspond à un taux de détente trop élevé, alors que le coin inférieur droit correspond à un débit volumique trop élevé). [31]

Cinq applications ORC typiques ont été superposées sur les cartes d'exploitation sous la forme de points. Ils illustrent comment la carte peut être exploitée: un détendeur à scroll à un étage peut être utilisé pour une application géothermique à basse température (90/20°C) ou même pour une application solaire à basse température (120°C/30°C), il ne convient pas aux applications qui fonctionnent avec des températures d'évaporation plus élevées, telles que la récupération de la chaleur perdue à basse ou haute température, ou la cogénération à la biomasse.

2.5.3. L'Approche Thermo-économique

Cette approche permet de prendre en compte, à travers leur coût, les effets des propriétés du fluide de travail, tels que l'effet de la densité de vapeur sur la taille de l'équipement. Par conséquent, plusieurs considérations doivent être prises en compte lors de l'utilisation de cette approche, telles que celles indiquées ci-dessous :

- L'ORC de récupération de chaleur résiduelle considéré ;
- Les fluides de travail considéré ;
- Paramètres du modèle thermodynamique ;
- Optimisation thermodynamique ;

- Optimisation thermo-économique ;
- Influence des conditions de travail.

L'approche thermo-économique est la méthode la plus efficace pour la sélection des fluides de travail, car elle optimise l'économie du système. Cependant, sa mise en œuvre est plus complexe que les deux méthodes précédentes: une fonction de coût doit être affectée à chaque composant et des algorithmes d'optimisation multiparamétriques doivent être utilisés. En raison de l'effort de calcul élevé impliqué, cette analyse ne peut être effectuée que pour quelques fluides de travail. Une présélection doit donc être effectuée.

2.6. Conclusion pour choix de fluide de travail

Pour les différents types de sources de chaleur à température constante ou variable, les critères de sélection du fluide pour la performance du cycle, la fiabilité, la sécurité, l'impact environnemental et le coût doivent être pris en compte. Différentes méthodes de sélection du fluide de travail comme celles décrites ci-dessus peuvent être utilisées pour la présélection et finale, le dépistage étant la méthode la plus préférée et la plus facile pour la présélection. La performance thermodynamique est généralement la considération primordiale, et les fluides secs présentent un net avantage sur les fluides humides pour des rendements de conversion de cycle. Une température critique élevée est également corrélée positivement avec le rendement de conversion de l'ORC, ce qui rend les hydrocarbures à chaîne plus longue tels que le décane plus efficaces que les hydrocarbures plus petits tels que l'hexane.

Le choix du fluide affectera également considérablement le coût de l'équipement ORC, une pression critique élevée et une température d'ébullition normale basse étant des qualités souhaitables. Les hydrocarbures à petite chaîne tels que l'hexane permettent un équipement plus petit et un coût en capital moins élevé que les hydrocarbures à longue chaîne tels que le décane. Les facteurs de sécurité et d'environnement doivent être pris en compte pour tout choix de fluide, et les limites admissibles pour ces facteurs dépendent du contexte dans lequel le cycle sera utilisé.

CHAPITRE 3

MODELISATION D'UN SYSTEME ORC

3.1. Introduction

Les modèles ont été développés en utilisant le logiciel EES (Engineering Equation Solver). EES est un programme de résolution d'équations générales qui peut résoudre numériquement des milliers d'équations algébriques et différentielles non linéaires couplées. Il fournit des propriétés thermodynamiques précises d'une bonne gamme de substances (fluides) ce qui est très utile pour des problèmes de simulation nombreuse.

Un système ORC simple est considéré avec un récupérateur, qui est utilisé avec différentes gammes de température et fluides de travail. Ceci est dû au fait que plusieurs études ont montré que d'autres modifications après un récupérateur du système ORC n'entraîneront que des coûts plus élevés avec de petites améliorations des performances du système (par exemple, travail net et rendement du cycle). L'évaporateur, le condenseur et le récupérateur seront représentés par des échangeurs de chaleur. Pour l'évaporateur, il y a une boucle d'huile diathermique qui transfère la chaleur de la source chaude et le condenseur une boucle d'eau froide comme source froide.

L'utilisation de systèmes ORC pour produire le travail est étudiée à partir de sources de chaleur différentes telles que la récupération de la chaleur résiduelle, la géothermie, la biomasse et l'énergie solaire représentée par différents gammes de températures. La température basse de l'eau froide, T_{eau1} et la température élevée de l'huile diathermique T_{huile1} sont variés pendant l'expérience. Les paramètres de fonctionnement du système changera pour chaque fluide de travail et température de la source afin d'obtenir les meilleurs performances du système. Il est nécessaire de noter que la pression de condensation doit être maintenir bien au-dessus de la pression atmosphérique pour éviter les infiltrations d'air dans le système.

L'objective principale de l'expérience est de donner une compréhension assez bien à l'utilisation efficace d'un système ORC pour la production de travail et ensuite expliquer les effets de différents paramètres sur l'efficacité et travail net du cycle. Alors, à partir de différents sources de températures, les effets du fluide de travail, du récupérateur et de la température de condensation seront discutés en termes de rendements et travail net du cycle dans le chapitre 4.

Les hypothèses suivantes ont été supposées pour simplifier davantage l'enquête:

- Régime permanent ;
- Equilibre thermodynamique aux sections d'entrée et de sortie de chaque composant ;
- Les termes cinétiques et gravitationnels dans les bilans énergétiques sont négligeables ;
- Les pertes de chaleur du système vers l'environnement sont négligeables ;

- Flux unidimensionnel ;
- Les débits massiques du fluide chaud et froid dans le récupérateur sont supposés identiques ;
- Les pertes de charge (pression) dans les conduites et échangeurs de chaleur sont négligeables.

3.2. Modèles d'un système ORC

Un modèle ORC est un équilibre énergétique entre le fluide de source chaude, le fluide de travail et le fluide de refroidissement. La figure 3.1 montre le diagramme ORC avec 6 composants différents et les points d'état. Pour déterminer les bilans d'énergie à chacun de ces points d'état, la température, la pression et / ou la qualité du fluide doivent être connues. Le système comprend un préchauffeur, un évaporateur et un surchauffeur dont les trois sont représentés par l'évaporateur. Les conditions de ressources (source chaude): la température d'entrée, la température de sortie et le débit varieront pendant l'expérience.

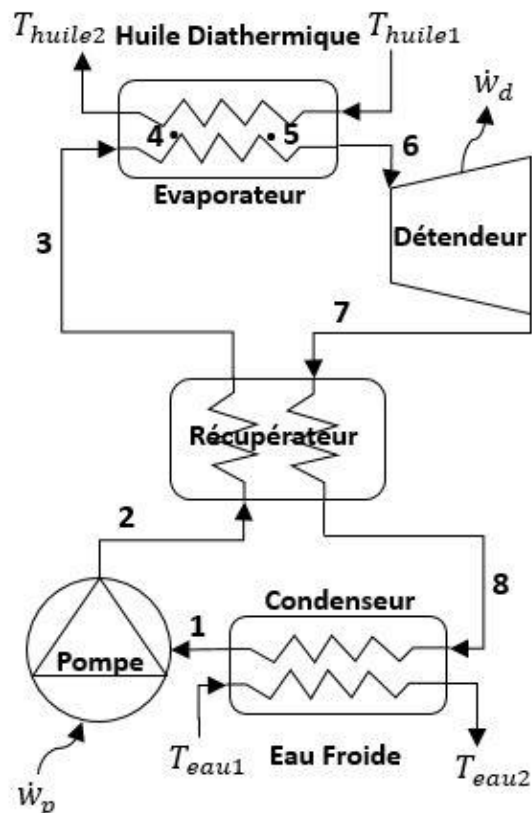


Figure 3.1 : Diagramme schématique du système ORC de l'expérience.

3.2.1. Modèle du détendeur

Les détendeurs à scroll sont considérés comme prometteurs pour les applications de faible puissance, car ils sont plus efficaces à ces niveaux de puissance que les turbines, ils sont moins chers, mécaniquement plus simples et une technologie plus mature pour ce type d'application [37]. Il est donc nécessaire d'analyser leurs performances dans les systèmes ORC par rapport à d'autres conceptions concurrentes, telles que les détendeurs à vis et à ailettes rotatives, afin de déterminer celle qui est la plus appropriée [38].

Le détendeur est modélisé seulement d'un point de vue thermodynamique. Il est considéré comme adiabatique et son rendement isentropique, exprimée comme le rapport de la chute d'enthalpie effective à isentropique, est constante et fixée à 0,85.

$$\eta_{is,d} = \frac{h_6 - h_7}{h_6 - h_{7s}} \quad (3.1)$$

La puissance générée par le détendeur peut être donnée comme suit:

$$\dot{w}_d = \dot{m}_f \eta_{is,d} (h_6 - h_{7s}) = \dot{m}_f (h_6 - h_7) \quad (3.2)$$

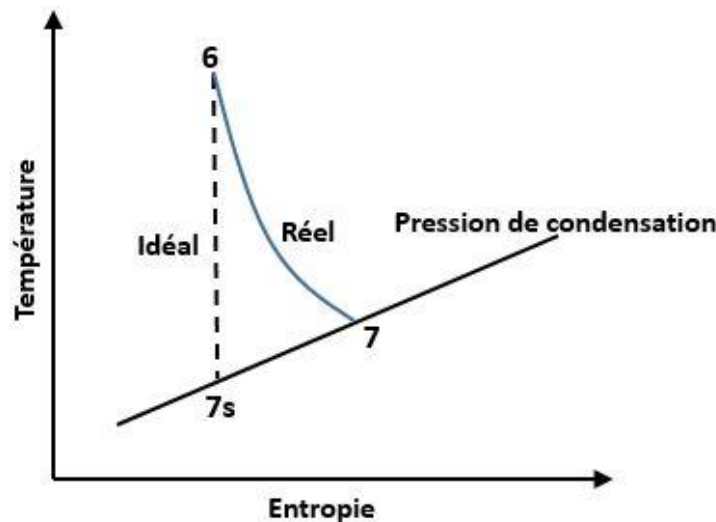


Figure 3.2 : Définition isentropique pour un détendeur.

3.2.2. Modèle de la pompe

La pompe d'alimentation à rendement le plus élevé est requise pour réduire les charges parasites dans le système. Une mauvaise sélection de la pompe entraînera une pompe inefficace qui réduira la puissance ou travail net de l'ORC. Si les charges parasites de la pompe sont supérieures à 10% du système, la pompe doit être changée. Les trois considérations les

plus importantes pour une pompe sont le débit, la hauteur requise et l'efficacité. La tête d'aspiration à pression nette (NPSH) est également nécessaire car la pompe fonctionne à proximité de la température de saturation des fluides. La pompe centrifuge est la pompe la plus probable pour l'ORC. Cependant, pour les très petits systèmes, il est possible que d'autres choix de pompe soient meilleurs. [41]

La pompe d'alimentation comme le détendeur est modélisée uniquement d'un point de vue thermodynamique. Il est considéré comme adiabatique et son rendement isentropique est constant et fixée à 0.90, un débit et une pression max de 40L/s et 120bars respectivement. Plusieurs études peuvent montrer que les pompes volumétriques sont les plus préférées.

$$\eta_{is,p} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (3.3)$$

La puissance mécanique utilisée par la pompe est donnée par:

$$\dot{w}_p = \dot{m}_f(h_2 - h_1) = \dot{m}_f(h_{2s} - h_1)/\eta_{is,p} \quad (3.4)$$

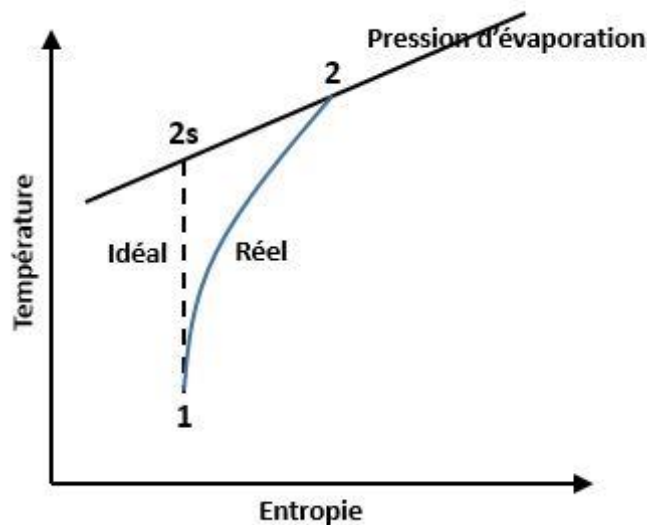


Figure 3.3 : Définition isentropique pour une pompe.

3.2.3. Modèle des échangeurs de chaleur

Les échangeurs de chaleur sont utilisés pour transférer l'énergie thermique d'une source chaude vers une source froide. Les échangeurs de chaleur principaux dans les ORC sont le préchauffeur, l'évaporateur, la surchauffeur, le récupérateur et le condenseur. Les deux types d'échangeurs de chaleur qui peuvent être considérés pour chacune de ces applications sont les échangeurs de chaleur à plaques et les échangeurs de chaleur à faisceau tubulaire. En

outre, un condenseur refroidi à l'air doit également être pris en compte pour le condenseur. Les échangeurs de chaleur à faisceau tubulaire et à tubes sont la norme de l'industrie pour le préchauffeur, l'évaporateur, la surchauffeur et le récupérateur. Le choix entre un condenseur refroidi à l'air et un condenseur à enveloppe et tube dépend de l'emplacement et des ressources disponibles pour refroidir le fluide de travail. [41]

Le modèle basé sur l'efficacité est mis en œuvre pour modéliser le transfert de chaleur. La quantité maximale de puissance thermique transférable entre deux milieux est celle conduisant à une pincée égale à zéro. En pratique, la puissance thermique effective transférée par un échangeur de chaleur est toujours une fraction de cette puissance thermique maximale.

L'efficacité de l'échangeur de chaleur est donnée par :

$$\varepsilon_{ech} = \frac{\dot{Q}_{ech}}{\dot{Q}_{ech,max}} = \frac{h_{c,1} - h_{c,2}}{h_{c,1} - h_{f,1}} = \frac{h_{f,2} - h_{f,1}}{h_{c,1} - h_{f,1}} \quad (3.5)$$

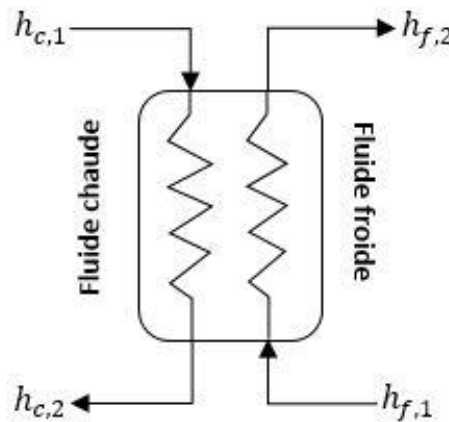


Figure 3.4: Configuration du cycle d'un échangeur de chaleur.

Les équations décrivant le système ORC sont données ci-dessous:

Le taux travail de la pompe :

$$\dot{W}_p = \dot{m}_{fluide}(h_2 - h_1) \quad (3.6)$$

Le taux de chaleur récupéré :

$$\dot{Q}_{rec} = \dot{m}_{fluide}(h_3 - h_2) \quad (3.7)$$

Le taux de chaleur utilisé dans l'évaporateur :

$$\dot{Q}_{sc} = \dot{m}_{fluide}(h_6 - h_3) \quad (3.8)$$

Le taux de travail du détenteur :

$$\dot{W}_d = \dot{m}_{fluide}(h_6 - h_7) \quad (3.9)$$

Le taux de travail cédé dans le condenseur :

$$\dot{Q}_{sf} = \dot{m}_{fluide}(h_8 - h_1) \quad (3.10)$$

L'efficacité du récupérateur sera calculée pour voir dans quel cas il est nécessaire d'utiliser un récupérateur :

$$\varepsilon_{rec} = \frac{h_3 - h_2}{h_7 - h_2} \quad (3.11)$$

La chaleur récupérée par le récupérateur est donnée par :

$$\dot{Q}_{rec} = \dot{m}_{fluide}(h_3 - h_2) \quad (3.12)$$

Avec le débit massique d'huile diathermique et celui du fluide de travail données, la température de sortie (T_{huile2}) de cette huile sera calculée à partir de l'équation :

$$\dot{m}_{fluide}(h_6 - h_3) = \dot{m}_{huile} C_{p_{huile}}(T_{huile1} - T_{huile2}) \quad (3.13)$$

3.3. L'huile Diathermique

Parfois il est avantageux d'utiliser un milieu intermédiaire pour transférer la chaleur de la source chaude vers l'évaporateur. Un milieu le plus probable est une huile thermique. La sélection de l'huile diathermique a une grande influence dans tout système ORC. L'huile reçoit l'énergie thermique et fournit la chaleur au fluide organique. Les principales caractéristiques de la bonne huile diathermique sont:

- Bonne stabilité thermique et chimique ;
- Chaleur spécifique élevée ;
- Non toxique ;
- Faible inflammabilité ;

- Bonne compatibilité matérielle ;
- Faible viscosité ;
- À bas prix.

Le fluide diathermique choisi est un mélange eutectique de deux composés très stables, le biphényle (26.5%) et l'oxyde de diphényle (73.5%). Il peut être utilisé dans l'application de transfert de chaleur à la fois en phase liquide et en phase vapeur. Il est utilisé en phase liquide dans le modèle et sa gamme d'application commence à partir de 15°C jusqu'à 400°C. [40]

$$Cp_{huile} = 0.0029T + 1.51 \quad (3.14)$$

3.4. Les fluides de travail utilisés

L'expérience de ce travail se fait avec les fluides organiques purs comme montré dans le tableau 3.1. Il comprend 5 fluides de travail sélectionnés à partir de différentes études sur la sélection de fluide de travail de telle façon qu'il aura une gamme de température de la source de chaleur variant de 80°C jusqu'à 250°C. [18, 30 ,40] Les fluides sélectionnés sont :

- 1,1,1-Trifluoroethane (R143a): pour les sources de chaleur à température très basse d'environ 80°C ;
- 1,1,1,2-Tetrafluoroethane (r134a) : pour les sources de chaleur à température inférieure à 100°C ;
- Isobutane (r600a) : pour les sources de chaleur à température inférieure à 150°C ;
- 1,1-Dichloro-1-fluoroethane (r141b) : pour les sources de chaleur à température inférieure à 200°C ;
- N-hexane : pour les sources de chaleur à haute température inférieure à 300°C ;

CHAPITRE 3 : Modélisation d'un Système ORC

Tableau 3.1 : La température et pression critique pour différents fluides organiques purs qui peuvent être considéré comme fluide de travail. [30]

Nom	Nom courte	Pcrit (bar)	Tcrit (°C)
Les Hydrocarbures (HCs)			
Isobutane	R-600a	36.4	135
N-butane	R-600	37.9	152
Isopentane	R-601a	33.7	187
N-pentane	R-601	33.6	196
N-hexane	-	30.6	235
Cyclohexane	-	40.7	280
N-heptane	-	27.3	267
N-octane	-	25	296
N-nonane	-	22.7	321
Benzène	-	48.8	298
Toluène	-	41.3	319
Les Hydrofluorocarbures (HFCs)			
Difluoromethane	R-32	57.4	78
1,1,1,2-Tetrafluoroethane	R-134a	40.6	101
1,1,1-Trifluoroethane	R-143a	37.6	73
1,1,1,3,3,3-Hexafluoropropane	R-236fa	31.9	124
1,1,1,2,3,3,3-Heptafluoropropane	R-227ea	28.7	101
1,1,1,2,3,3-Hexafluoropropane	R-236ea	34.1	139
1,1,1,3,3-Pentafluoropropane	R-245fa	36.1	153
1,1,2,2,3-Pentafluoropropane	R-245ca	38.9	174
Les Hydrochlorofluorocarbures (HCFCs)			
1,1-Dichloro-2,2,2-trifluoroethane	R-123	36.6	183
2-Chloro-1,1,1,2-tetrafluoroethane	R-124	36.2	122
1,1-Dichloro-1-fluoroethane	R-141b	42.1	204
1-Chloro-1,1-difluoroethane	R-142b	40.6	137
Les Siloxanes			
Hexamethyldisiloxane	MM	19.1	245
Octamethyltrisiloxane	MDM	14.4	291
Decamethyltetrasiloxane	MD2M	12.2	326
Dodecamethylpentasiloxane	MD3M	9.3	354
Octamethylcyclotetrasiloxane	D4	13.1	312
Les Alcools			
Méthanol	-	81.0	240
Ethanol	-	40.6	241

3.4.1. 1,1,1-Trifluoroéthane (R143a)

Avec la formule CH_3CF_3 , est un composé de fluorocarbure qui est un gaz clair et incolore. Il est utilisé comme réfrigérant seul ou plus souvent comme composant de mélanges mélangés. Contrairement aux CFC utilisés comme réfrigérants, le trifluoroéthane n'a pas d'atomes de chlore et n'est donc pas un produit chimique appauvrissant la couche d'ozone, bien que sa stabilité chimique élevée et son pouvoir absorbant dans l'infrarouge en font un puissant gaz à effet de serre. Il est également utilisé comme propulseur dans les produits d'air en conserve utilisés pour nettoyer les équipements électroniques. Les caractéristiques principales de ce fluide sont [52,53]:

- Masse molaire : 84.04g/mol
- Masse volumique : 1300kg/m³ à 30°C
- Température de fusion : -111°C
- Température d'ébullition : -47.2°C
- Température critique : 72.9°C
- Pression critique : 37.8bar
- Solubilité dans l'eau : 548mg/l à 25°C

3.4.2. 1,1,1,2-Tetrafluoroéthane (R134a)

C'est un hydrocarbure halogéné de formule $C_2H_2F_4$ et il appartient à la classe des HFCs. Il est appelé aussi Solkane ou Norflurane. Il a été désigné pour remplacer certains CFC dont le r12 (il a à peu près les mêmes utilisations). Ce fluide n'a aucun effet sur la couche d'ozone (son ODP est égal à 0) mais il contribue à l'effet de serre (son GWP est estimé à 1400) même si il ne présente aucun danger pour l'homme. Les caractéristiques principales de ce fluide sont [42]:

- Masse molaire : 102.3g/mol
- Masse volumique de la phase liquide (1.013bar et 25°C) : 1206kg/m³
- Point d'ébullition (1.013bar) : -26.6°C
- Point de fusion (1.013bar) : -101°C
- Température critique : 100.9°C
- Pression critique : 40.3bar
- Solubilité dans l'eau (1.013bar et 25°C) : 0.21vol/vol
- Chaleur latente de vaporisation (1.01bar au point d'ébullition) : 215.9kJ/kg

3.4.3. Isobutane (R600a)

C'est un hydrocarbure de formule C_4H_{10} utilisé comme réfrigérant dans les réfrigérateurs à usage domestique, les appareils de réfrigération commerciale de petite taille et les distributeurs. Il est de plus en plus utilisé car son impact sur l'environnement est faible et il possède d'excellentes propriétés thermodynamiques. Il n'affecte pas la couche d'ozone (ODP=0) avec un potentiel de réchauffement de la planète GWP environ 15. Le classement de sécurité de A3, c.à.d. qu'il est non toxique mais extrêmement inflammable. Les caractéristiques principales de ce fluide sont [43,44]:

- Point d'ébullition (1.013 bar) : -11.73 °C
- Température critique (°C) : 135.0 °C
- Limite supérieure d'inflammabilité (%): 12,5 % (v)
- Limite inférieure d'inflammabilité (%): 1,5 % (v)
- Pression de vapeur: 347,97 kPa (25 °C)
- Solubilité dans l'eau: 54 mg/l
- Température d'auto-inflammabilité: 287 °C
- Masse molaire: 58,12 g/mol

3.4.4. 1,1-Dichloro-1-fluoroethane (R141b)

C'est un HCFC de formule CH_3CCl_2F non-toxique et sans couleur avec une petite valeur d'ODP égale à 0.11, une GWP environ 700 et une excellente stabilité chimique (il peut être stocké à la température ambiante sans décomposition). Ses propriétés chimiques sont semblables à ceux de CFC-11 (r11) et CFC-113 (r113), donc il peut les substituer. Il est inflammable donc il devrait être stocké dans l'endroit aéré sans flamme. Les caractéristiques principales de ce fluide sont [45,46]:

- Masse molaire : 117g/mol
- Température critique : 210.2°C
- Pression critique : 46.4bar
- Point de fusion : -103,5 °C
- Température d'ébullition : 32 °C
- Point d'éclair : aucun entre - 35 °C et 32 °C (point d'ébullition)
- Température d'auto-inflammation : 530 à 550 °C

3.4.5. n-hexane

Le n-hexane est un hydrocarbure aliphatique très volatil de formule C_6H_{14} . C'est un constituant de la fraction paraffinique du pétrole brut et du gaz naturel et il est également utilisé comme réactif chimique industriel et de laboratoire. Le n-hexane de qualité laboratoire contient environ 99% de n-hexane. Il est inflammable et peut être enflammé par la chaleur, les étincelles et les flammes. Les vapeurs inflammables peuvent se propager d'un déversement. La vapeur peut être en risque d'explosion. Le n-hexane peut réagir vigoureusement avec des matières oxydantes telles que le chlore liquide, l'oxygène concentré et l'hypochlorite de sodium. Le n-hexane attaquera certaines formes de plastiques, de caoutchouc et de revêtements. Les caractéristiques principales de ce fluide sont [47,48]:

- Masse molaire : 86.175g/mol
- Température critique : 234.67°C
- Pression critique : 30.34bar
- Point de fusion/point de congélation : -95 °C
- Température d'ébullition: 65°C
- Point triple: -95.32°C à 1.277 Pa
- Température maximale : 326.85°C
- Pression maximale : 920bar

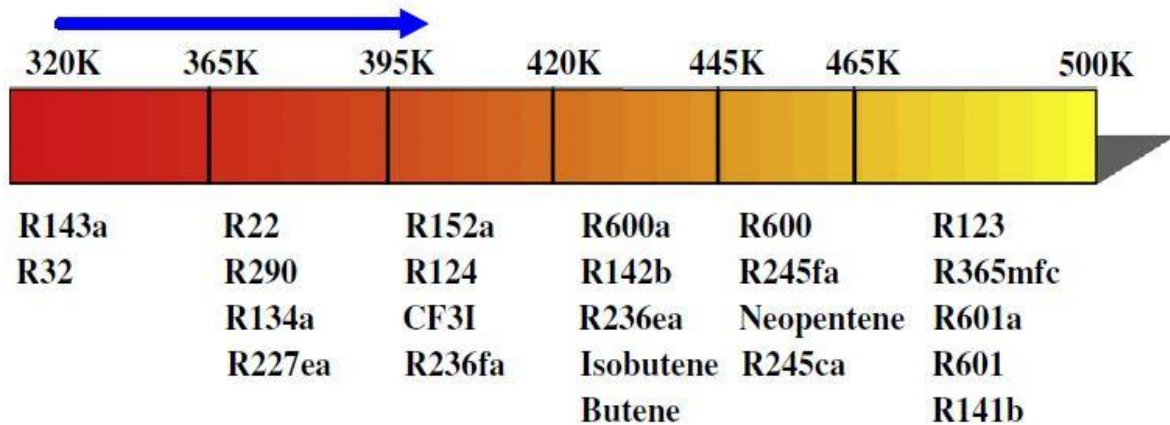


Figure 3.5 : Les sélections optimales de fluides de travail correspondant au niveau de température de la source de chaleur [49].

CHAPITRE 3 : Modélisation d'un Système ORC

Le tableau 3.2 ci-dessous montre les propriétés physiques et les données environnementales et de la sécurité des fluides de travail sélectionnés pour la simulation. Tous les fluides ont un GWP inférieure à 1000 sauf le R134a avec un GWP de 1370 et même leurs ODP sont nulles sauf le R141b avec un ODP de 0.12 qui était choisi à cause de sa stabilité chimique. Il est visible aussi que tous les fluides ne sont pas toxiques mais les deux hydrocarbures sont extrêmement inflammables avec des petites vies atmosphériques.

Table 3.2 : Données physiques et environnementales des fluides de travail utilisés dans la simulation. [50]

Fluides	Données Physiques			Groupe de Sécurité	Données Environnementales		
	M [g/mol]	Tcrit [°C]	Pcrit [bar]		GWP 100an	ODP	Vie atm [an]
R143a	84.041	72.707	37.61	A2	4180	0.00	47.1
R134a	102.03	101.06	40.59	A1	1370	0.00	13.4
R600a	58.122	134.66	36.29	A3	~20	0.00	0.016
R141b	116.95	204.35	42.12	A2	717	0.12	9.2
n-hexane	86.18	234.67	30.34	A3	~20	0.00	0.008

CHAPITRE 4

RESULTATS ET DISCUSSIONS

Il convient de noter que les fluides de travail choisis dans ce travail ne sont pas vraiment les fluides optimaux qui existent dans la technologie ORC. Ils ont été choisis afin de fournir une diversité en termes de famille de fluides, de T_{crit} et de masse moléculaire et donc de bien comprendre les effets des différents fluides de travail sur le rendement du cycle et le travail net.

Une température de condensation minimale de 20°C a été réglée, qui ne peut être modifiée qu'en l'augmentant pour convenir à une pression de condensation supérieure à la pression atmosphérique. Deuxièmement, une pression maximale de 36 bars a également été établie pour rendre le modèle plus réaliste, car les systèmes ORC ont tendance à être de petite taille. La température d'évaporation, indiquée dans les tableaux suivants, change avec la température de la source chaude afin de répondre aux conditions optimales pour chaque fluide de travail.

4.1. Production de travail à basse température ($T_{huile1} = 100^{\circ}\text{C}$)

Tableau 4.1 : Les résultats pour les 5 fluides de travail à la température de source chaude de 100°C.

Fluide	Pcd (bar)	Pev (bar)	Tcd (°C)	Tev (°C)	T6 (°C)	W _{net} (kJ/kg)	η_{cyc} (%)
R143a	11.06	35	20	69.26	94.05	21.65	11.74
R134a	5.721	25	20	77.54	93.55	25.73	12.59
R600a	3.027	17	20	92.66	93.83	54.52	14.58
R141b	1.122	5	35	86.89	95.02	28.5	11.59
n-hexane	1.036	2.2	70	96.63	98.32	20.82	6.003

Selon Taylor L. [41], la température minimale de la source chaude est typiquement de 80°C car en dessous de ce point, le rendement du cycle devient trop faible pour un bon investissement. Le tableau 4.1 montre les résultats pour une source chaude à 100°C avec 5 fluides de travail différents. Les résultats montrent que le travail net et le rendement du cycle sont généralement très faibles à cette température de source chaude de 20 à 30 kJ/kg et de 6 à 15% respectivement.

Le N-hexane donne un rendement de cycle très faible de 6% à une température de condensation très élevée de 70°C car la température d'évaporation est trop éloignée de la température critique. Le R143a fonctionne également relativement mal à de très hautes pressions pour produire un travail net relativement faible. Donc les fluides de travail recommandés selon ces résultats seraient les trois restants avec R600a comme le meilleur à

cette température fournissant un rendement de cycle plus élevée et un travail net de 54.52kJ/kg et 14.58% respectivement.

4.2. Production de travail à température intermédiaire ($T_{huile1} = 170^{\circ}C$)

Tableau 4.2 : Les résultats pour les 5 fluides de travail à la température de source chaude de 170°C.

Fluide	Pcd (bar)	Pev (bar)	Tcd (°C)	Tev (°C)	T ₆ (°C)	W _{net} (kJ/kg)	η _{cyc} (%)
R143a	-	-	-	-	-	-	-
R134a	-	-	-	-	-	-	-
R600a	3.027	29	20	121.1	161.7	85.1	22.25
R141b	1.122	18	35	150.3	159.4	53.79	20.13
n-hexane	1.036	9	70	160.5	164.6	64.44	16.82

A cette température, seuls 3 fluides de travail peuvent être comparés car R143a et R134a subiront une surchauffe excessive qui entraînera des pertes de chaleur importantes dans le condenseur. C'est parce qu'ils ont des températures critiques très basses par rapport à la température de la source chaude. Comme le montre le tableau 4.2, des rendements de cycle relativement plus élevées et des valeurs de travail nettes peuvent être réalisées. Encore une fois R600a se comporte très bien par rapport aux deux autres fluides de travail avec $W_{net}=85,1\text{kJ/kg}$ et $\eta_{cyc}=22,25\%$. Les fluides restants ont également un rendement de cycle relativement élevée et un travail net. Il est donc clair que pour le même fluide de travail, il y a une augmentation de η_{cyc} et W_{net} pour une augmentation de la température de la source chaude.

4.3. Production de travail à haute température ($T_{huile1} = 250^{\circ}C$)

Tableau 4.3 : Les résultats pour les 5 fluides de travail à la température de source chaude de 250°C.

Fluide	Pcd (bar)	Pev (bar)	Tcd (°C)	Tev (°C)	T ₆ (°C)	W _{net} (kJ/kg)	η _{cyc} (%)
R143a	-	-	-	-	-	-	-
R134a	indéfini à cette température (Tmax = 187°C)						
R600a	-	-	-	-	-	-	-
R141b	1.122	30	35	181.9	236.6	75.67	27.85
n-hexane	1.036	25	70	221.6	240.9	103	24.93

A cette température, seuls 2 fluides de travail peuvent être comparés. R134a comme indiqué dans le tableau 4.3 n'est pas défini à cette température élevée car il a une température de définition maximale de 187°C. D'autre part, R143a et R600a subiront une surchauffe excessive entraînant des pertes de chaleur très élevées. Pour les deux fluides restants, ils donnent des résultats relativement proches, de sorte que le concepteur devra choisir entre un travail net plus élevé et un rendement de cycle plus élevée. R141b a un rendement de cycle significativement élevé de 27,85% par rapport à celui du n-hexane qui est d'environ 3% inférieur. En termes de travail net, le n-hexane donne de meilleurs résultats avec $W_{net}=103\text{kJ/kg}$, soit environ 25kJ/kg de plus que celui produit par R141b.

Les deux fluides ont aussi leurs avantages et leurs inconvénients; Le n-hexane fonctionne à basse pression mais avec une température de condensation très élevée, R141b agit de manière opposée avec une température de condensation plus basse mais travaille à des pressions légèrement plus élevées que son homologue.

4.4. Les effets d'un récupérateur

Le récupérateur utilisé dans ce travail a une efficacité de 0,9. Pour l'enlever ou travailler sans elle, l'efficacité est simplement mise à zéro.

Tableau 4.4 : Les résultats pour différents fluides de travail avec et sans récupérateur.

Fluide	Avec Récupérateur		Sans Récupérateur	
	W_{net} (kJ/kg)	η_{cyc} (%)	W_{net} (kJ/kg)	η_{cyc} (%)
T (source chaude)=100°C				
R143a	21.65	11.74	21.26	10.04
R134a	25.73	12.59	25.44	11.42
R600a	54.52	14.58	54.1	13.06
R141b	28.5	11.59	28.34	10.8
n-hexane	20.82	6.003	20.72	5.514
T (source chaude)=170°C				
R600a	85.1	22.25	82.43	15.46
R141b	53.79	20.13	53.12	17.89
n-hexane	64.44	16.82	63.43	13.07
T (source chaude)=250°C				
R141b	75.67	27.85	73.54	20.35
n-hexane	103	24.93	98.85	16.24

4.4.1. Les effets d'un récupérateur sur le travail net du cycle

Comme indiqué dans le tableau 4.4, pour une température de source chaude de 100°C, lorsque le récupérateur est retiré, il y a une perte moyenne de W_{net} d'environ 0,4kJ/kg pour tous les fluides de travail. En augmentant la température à 170°C, il y a une perte moyenne en W_{net} de 2kJ/kg et pour une température chaude de 250°C, une perte moyenne correspondante en W_{net} de 3kJ/kg. Ce sont toutes de très petites pertes entre les deux cas (avec/sans récupérateur) quelle que soit la température de la source chaude et on peut donc conclure que les effets d'un récupérateur sur W_{net} sont négligeables.

4.4.2. Les effets d'un récupérateur sur le rendement du cycle

Comme indiqué dans le tableau 4.4, pour une température de source chaude de 100°C, lorsque l'efficacité du récupérateur est mise à zéro, il y a une perte moyenne de rendement de cycle de 1% pour tous les fluides de travail. Lorsque la température de la source chaude est augmentée à 170°C, le rendement du cycle diminue avec une moyenne de 4%. En augmentant encore la température jusqu'à 250°C, il y a une forte perte du rendement moyenne de 8%. Il ressort donc clairement de ces valeurs que le récupérateur a des effets significatifs sur le rendement du cycle qui ne doivent pas être ignorés.

Cependant, il est très important de noter que pour une source chaude à basse température, le récupérateur a des effets négligeables sur W_{net} et η_{cyc} . Comme le montre le tableau 4.4, une source chaude de 100°C aura une perte moyenne de 0,4kJ/kg dans W_{net} et de 1% dans η_{cyc} . Dans ce cas, il est rentable de ne pas inclure un récupérateur dans le système ORC.

Remarque

Les résultats suivants ont été obtenus en augmentant la température de condensation et la température d'entrée du détendeur d'une plage de 10°C. Trois fluides de travail ont été sélectionnés pour cette étude dans les conditions suivantes, à une source chaude de température d'environ 175°C:

- R600a : $T_{cd}=20^{\circ}\text{C}$; $T_{ev}=121.1^{\circ}\text{C}$; $P_{ev}=29\text{bar}$;
- R141b : $T_{cd}=35^{\circ}\text{C}$; $T_{ev}=139.9^{\circ}\text{C}$; $P_{ev}=15\text{bar}$;
- N-hexane : $T_{cd}=70$; $T_{ev}=160.5$; $P_{ev}=9\text{bar}$;

4.5. Les effets de la surchauffe sur le rendement du cycle

La figure 4.1 montre qu'une légère augmentation de la température d'entrée du détendeur augmente légèrement le rendement du cycle pour tous les fluides de travail. Pour le R141b et le n-hexane, une augmentation de 10°C entraîne une augmentation de 0,82% et 0,57% de l'efficacité du cycle, respectivement. Ces valeurs montrent que chaque travail réagit d'une manière différente de l'autre. D'autre part, R600a réagit différemment avec une augmentation de 1,57% ayant un gradient plus élevé que les deux autres fluides de travail. Il a la température la moins critique entre les trois et il tend à être plus sensible à ces légères variations de température.

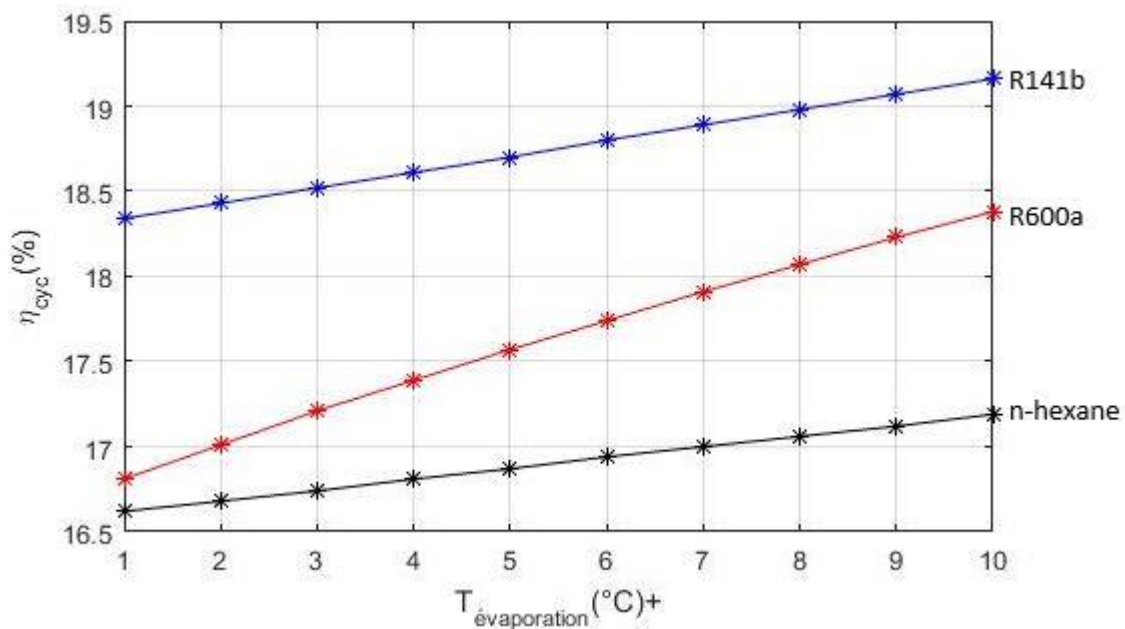


Figure 4.1 : Courbe du rendement du cycle avec la température à l'entrée du détendeur.

4.6. Les effets de la surchauffe sur le travail net du cycle

Dans la figure 4.2, on peut voir que le travail net augmente légèrement lorsque les fluides de travail sont légèrement surchauffés de 10°C plus haut que la température d'évaporation. Le travail net pour R141b a augmenté de 1,98kJ/kg, ce qui est légèrement inférieur à celui du n-hexane à 2,2kJ/kg. R600a se comporte de la même manière en cas d'efficacité de cycle ayant un gradient légèrement plus élevé que les deux autres fluides de travail et son travail net augmenté de 5kJ/kg. Les hydrocarbures R600a et n-hexane donnent de bons résultats en produisant un travail net plus important que le R141b, un hydrochlorofluorocarbone.

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

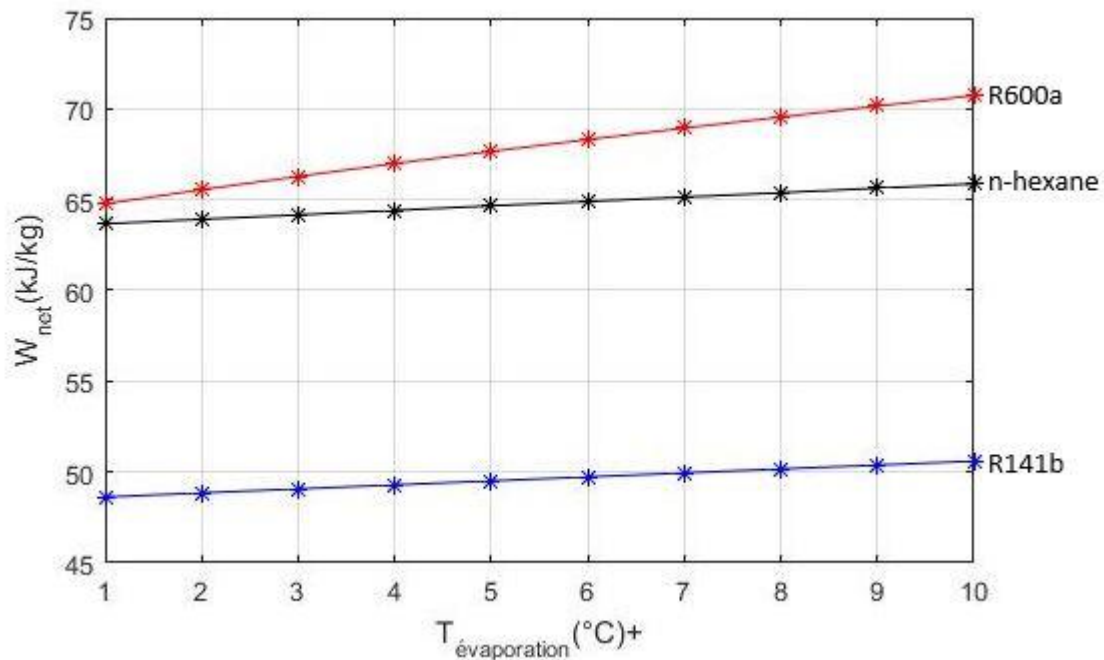


Figure 4.2 : Courbe du travail net du cycle avec la température à l'entrée du détendeur.

4.7. Les effets de la température de condensation sur le rendement du cycle

La figure 4.3 montre que l'augmentation de la température de condensation a un impact négatif énorme sur le rendement du cycle. Pour tous les fluides de travail, il y a une baisse linéaire du rendement du cycle lorsque la température augmente de 10°C. Dans ce cas, les trois fluides de travail se comportent presque de la même manière; l'efficacité du cycle pour R141b diminue de 1.65%, pour R600a il baisse de 1.51% et n-hexane il baisse de 1.66%. R600a subit une baisse plus faible du rendement du cycle, mais on peut généralement estimer que les graphiques pour les trois ont le même gradient. Ces résultats indiquent que les systèmes ORC seront plus efficaces dans les endroits/les cas où des températures de condensation plus basses peuvent être atteintes.

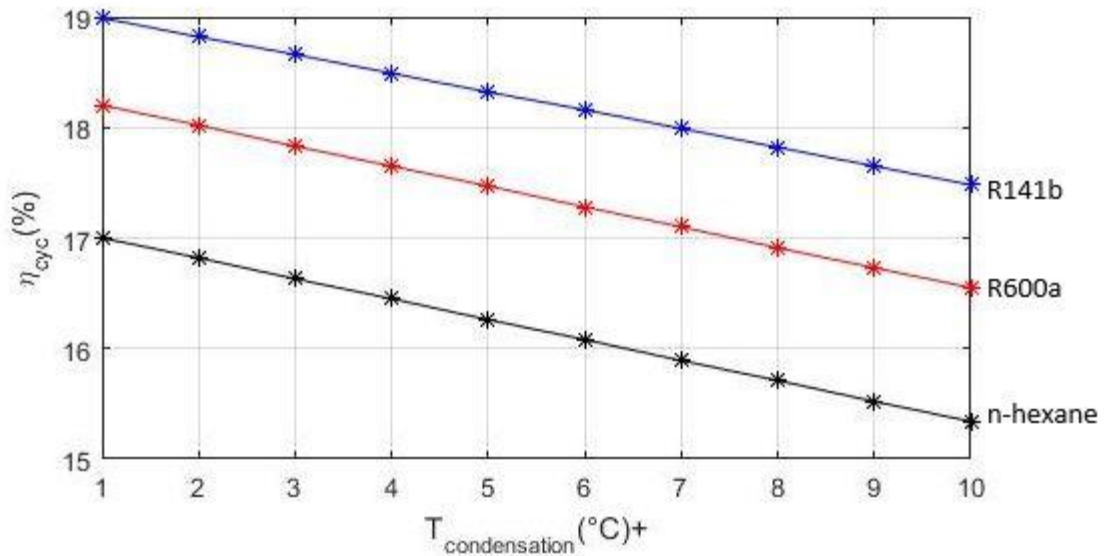


Figure 4.3 : Courbe du rendement du cycle avec la température de condensation.

4.8. Les effets de la température de condensation sur le travail net du cycle

Comme le montre la figure 4.4, l'augmentation de la température de condensation par 10°C a un impact négatif sur le travail net du cycle. Comme dans le cas précédent, les hydrocarbures R600a et n-hexane donnent de bons résultats en produisant plus de travail que R141b. Cependant, le graphique montre également qu'ils perdent plus de travail lorsque la température de condensation est augmentée par rapport à R141b. Le R600a et le n-hexane ont des pertes dans le travail net de 9,29kJ/kg et de 8,37kJ/kg respectivement, tandis que le R141b subit une perte de 5,77kJ/kg. 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 fixés 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. Il est confirmé une fois de plus que les systèmes ORC fonctionnent efficacement avec un travail net élevé dans les cas où une température de condensation plus faible peut être réalisée.

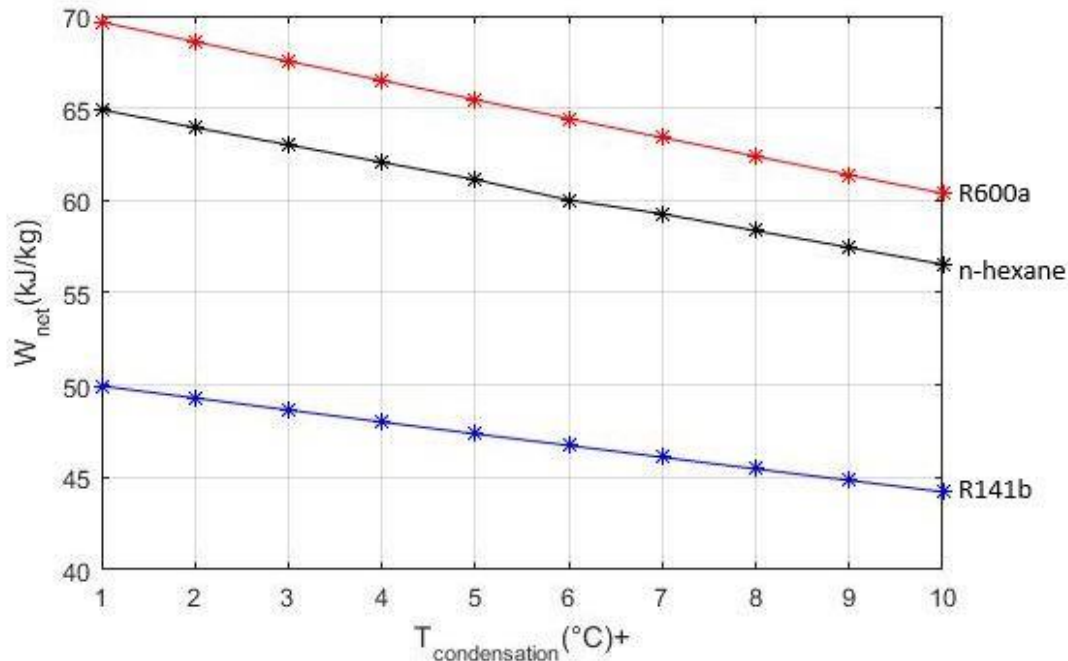


Figure 4.4 : Courbe du travail net du cycle avec la température de condensation.

4.9. Conclusion

Les résultats montrent que pour tous les 5 fluides de travail, le travail peut être bien produit à basse température allant de 20kJ/kg à 103kJ/kg ayant des rendements du cycle de 10% à 27% pour une plage de température de 100°C à 250°C seulement. Chaque fluide de travail fonctionne bien dans une plage de température spécifique, R600a fonctionnant bien à basse température et le n-hexane à des températures plus élevées. Les fluides de travail à faible T_{cr} ne peuvent pas supporter de hautes températures de source de chaleur, par exemple R134a qui n'est pas défini à 250°C et ceux à T_{cr} élevé se comportent également mal aux basses températures. Le récupérateur a des effets négligeables sur le travail net du cycle, mais très efficace pour augmenter le rendement du cycle. Cependant, ceci n'est pas vrai pour les sources de chaleur à basse température et les résultats montrent qu'il n'est pas nécessaire de l'utiliser à basse température. Une légère augmentation de la température d'entrée du détendeur a de légers effets sur le rendement du cycle et sur le travail net, il n'est donc pas vraiment nécessaire de surchauffer les fluides de travail secs. D'un autre côté, une légère augmentation de la température de condensation a des effets significatifs sur le rendement du cycle et sur le travail net, il convient donc d'être prudent.

CONCLUSION GENERALE

CONCLUSION GENERALE

La technologie ORC s'est révélée efficace dans la production de travail à basse température. Tartiere T. (2017) et al mentionnent que la capacité installée de cette technologie a connu une croissance significative depuis le début des années 2000 avec des augmentations énormes vues après l'année 2015. Bien que les fluides de travail non optimaux (selon différents chercheurs) ont été utilisés dans ce travail, les résultats montrent que la production de travail à basses températures peut être atteinte avec des rendements et travail net du cycle raisonnables.

Avec une source chaude de 100°C, le rendement du cycle et le travail net le plus élevé réalisé étaient respectivement de 14,58% et 54,54kJ/kg. Ceci est seulement pour les petits systèmes de production d'énergie et la puissance nette peut être réglée en utilisant le débit massique du fluide de travail mais un débit massique plus élevé signifiera également des composants de grande taille pour le système. Les effets d'un récupérateur ont également été discutés et il a été considéré comme bénéfique seulement à des sources chaudes à haute température. Il est donc rentable de ne pas l'inclure dans la production de travail à basse température.

Les résultats montrent également que les sources chaudes à haute température connaissent également un meilleur rendement et travail net du cycle. Pour des températures de source chaude de 170°C et 250°C, les trois fluides de travail subissent des augmentations significatives du rendement du cycle et du travail net atteignant des valeurs d'environ 25% et 103 kJ/kg respectivement. Cependant, à mesure que la température, la pression et le débit massique augmentent, les composants du système ORC ont également tendance à augmenter en taille. Par conséquent, une attention particulière doit être accordée à la conception du système ORC afin de réduire les coûts d'investissement et d'exploitation.

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 thermodynamiques et physiques ont été confirmés lorsque les températures d'entrée du détendeur et de condensation ont varié. Puisque ces propriétés sont différentes, il était remarqué qu'au plus grand aspect des valeurs, chaque fluide de travail réagissait à sa manière. Cependant, tous les fluides de travail utilisés ont réagi fondamentalement de la même manière mais avec des gradients différents. R600a s'est avéré être plus sensible à ces changements de température que le R141b et le n-hexane. Lorsque la température de condensation augmentait, les hydrocarbures (R600a et n-hexane) produisaient plus et perdaient plus de travail net au-dessus de 8kJ/kg comparé aux 5,77kJ/kg perdus par R141b. La surchauffe de ces fluides de travail a montré des effets négligeables sur le rendement du cycle et de légères augmentations du travail net, ce qui est raisonnable pour les fluides secs et isentropiques.

CONCLUSION GENERALE

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. Une analyse de pincement est également nécessaire afin de déterminer le réseau des échangeurs de chaleur optimal ; le positionnement optimal pour tous les utilités chaudes et froides pour réduit les couts d'investissement et de fonctionnement.

- [1] <http://orc-world-map.org/analysis.html> : 25/02/2018;
- [2] Sylvain Quoilin and Vincent Lemort, *The Organic Rankine Cycle: Thermodynamics, Applications and Optimization* ; Energy Systems Research Unit, University of Liège, Belgium;
- [3] J. M. Calm, G. C. Hourahan (2011), *Physical, Safety and Environmental data for current and alternative Refrigerants*;
- [4] S. Bahaa, G. Koglbauer, M. Wendland, J. Fischer. *Working fluids for low temperature organic Rankine cycles*. (2007), pp.1210–21;
- [5] E.H. Wang, H.G. Zhang, B.Y. Fan, M.G. Ouyang, Y. Zhao, Q.H. Mu. *Study of working fluid selection of Organic Rankine Cycle (ORC) for engine waste heat recovery*. Energy, 36 (2011), pp. 3406–3418;
- [6] History of ORC. Knowledge Center for Organic Rankine Cycle. En ligne à : <http://www.kcorc.org/en/science-technology/history/> : 26/02/2018 ;
- [7] Thomas Tartière et Marco Astolfi (2017), *A World Overview of the Organic Rankine Cycle Market - IV International Seminar on ORC Power Systems, ORC2017 13-15 September 2017, Milano, Italy*;
- [8] Colonna P, Casati E, Trapp C, et al. (2015) *Organic Rankine Cycle Power Systems: From the Concept to Current Technology, Applications, and an Outlook to the Future*. ASME. J. Eng. Gas Turbines Power;
- [9] 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;
- [10] Astolfi, M., Martelli E., Pierobon L. (2016) *Chapter 7 - Thermodynamic and technoeconomic optimization of Organic Rankine Cycle systems in Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems: Technologies and Applications*, 2016 ISBN: 978-0-08-100510-1;
- [11] A project by Thomas Tartière, Map Template by Derek Eder. www.orc-world-map.org/ : 30/02/2018;
- [12] P. Lolos and E. Rogdakis (2009), *A Kalina power cycle driven by renewable energy sources*, vol. 34, (2009), pp. 457-464;
- [13] M.B. Ibrahim and R.M. Kovach, *A Kalina cycle application for power generation*, vol. 18, (1993), pp. 961-969;
- [14] C. Dejfors, E. Thorin, and G. Svedberg, *Ammonia-water power cycles for direct-fired cogeneration applications*, Energy Conversion and Management, vol. 39, 1998, pp. 1675-1681;
- [15] S. Quoilin, *Technological and Economical Survey of Organic Rankine Cycle Systems*. (2009);
- [16] <https://www.clean-energy-ideas.com/category/geothermal/geothermal-power>
- [17] Master's thesis by Kevin J. DiGenova (2011), *Design of Organic Rankine Cycles for Conversion of Waste Heat in a Polygeneration Plant*, Massachusetts Institute of Technology;

- [18] Master's thesis by Jaiyejeje Sunday Obafunmi (2014), *Thermodynamic Analysis of Organic Rankine Cycles*: Eastern Mediterranean University;
- [19] Kemp I. (2007), *Pinch Analysis and Process Integration – A User Guide on Process Integration for the Efficient Use of Energy*, Oxford, U.K., 2007;
- [20] Donald Olsen, Yasmina Abdelouadoud, Peter Lien and Beat Wellig (2017), *The Role of Pinch Analysis for Industrial ORC Integration*: (Lucerne University of Applied Sciences and Arts), *Energy Procedia* 129 (2017) 74-81;
- [21] D. Di Battista, R. Cipollone, C. Villante, C. Fornari and M. Mauriello, *The potential of mixtures of pure fluids in ORC-based power units fed by exhaust gases in Internal Combustion Engines* ;
- [22] B. Kolsch, J. Radulovic (2015), *Utilisation of diesel engine waste heat by organic Rankine cycle*, *Appl. Therm. Eng.* 78 (2015) 437–448;
- [23] Gholamreza Bamorovat Abadi, Eunkoo Yun, Kyung Chun Kim (2015), *Experimental study of a 1 kW organic Rankine cycle with a zeotropic mixture of R245fa/R134a*, *Energy*, Volume 93, Part 2, 15 December 2015, Pages 2363-2373, ISSN 0360-5442;
- [24] Liu Q, Duan Y, Yang Z (2014). *Effect of condensation temperature glide on the performance of organic Rankine cycles with zeotropic mixture working fluids*. *Appl Energy* 2014; 115:394–404;
- [25] Le VL, Kheiri A, Feidt M, Pelloux-Prayer S (2014), *Thermodynamic and economic optimizations of a waste heat to power plant driven by a subcritical ORC (Organic Rankine Cycle) using pure or zeotropic working fluid*. *Energy* 2014; 78:622–38;
- [26] B. Dai, M. Li, Y. Ma (2014), *Thermodynamic analysis of carbon dioxide blends with low GWP (global warming potential) working fluids-based transcritical Rankine cycles for low-grade heat energy recovery*, *Energy*, Volume 64, 1 January 2014, Pages 942-952, ISSN 0360-5442;
- [27] S. Poles, M. Venturin, *Numerical Simulation of an Organic Rankine Cycle*, Open source engineering;
- [28] Alexandre Dijoux, Bertrand Clauzade, Frantz Sinama et Olivier Marc (2017), *Analyse de sensibilité d'un ORC (Organic Rankine Cycle) appliquée à la production d'électricité à partir de l'énergie thermique des mers*. XIIIème Colloque Interuniversitaire Franco-Québécois sur la Thermique des Systèmes, 22-24 mai 2017, LUSAC Saint-Lô, France ;
- [29] Rémi Dickes, Davide Ziviani, Michel de Paepe, Martijn van den Broek, Sylvain Quoilin and Vincent Lemort (2016), *ORCmKit: an open-source library for organic Rankine cycle modelling and analysis*, THE 29TH INTERNATIONAL CONFERENCE ON EFFICIENCY, COST, OPTIMIZATION, SIMULATION AND ENVIRONMENTAL IMPACT OF ENERGY SYSTEMS;
- [30] Junjiang Bao and LiZhao (2013) *A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle*, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 24(2013)325–342 ;
- [31] Doctorate Thesis by Sylvain Quoilin (2011), *Sustainable Energy Conversion Through the Use of Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery and Solar Applications*, University of Liège;

- [32] Maizza V, Maizza A. *Unconventional working fluids inorganic Rankine-cycles for waste energy recovery systems*. Applied Thermal Engineering 2001; 21(3):381–90;
- [33] Chen H, Goswami D Y, Stefanakos EK. *A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat*. Renewable and Sustainable Energy Reviews 2010;14(9):3059–67;
- [34] Larjola J. *Electricity from industrial waste heat using high-speed organic Rankine cycle (ORC)*. International Journal of Production Economics 1995; 41(1–3):227–35;
- [35] Borsukiewicz-Gozdur A (2013). *Pumping work in the organic Rankine cycle*. Applied Thermal Engineering 2013; 51(1–2):781–6;
- [36] D. C. Bândean, S. Smolen, J. T. Cieslinski (), *Working fluid selection for Organic Rankine Cycle applied to heat recovery systems* ;
- [37] QUOILIN, S.; LEMORT, V.; LEBRUN, J. *Experimental study and modeling of an Organic Rankine Cycle using scroll expander*. Applied Energy, v. 87, 2010;
- [38] QIU, G.; LIU, H.; RIFFAT, S. *Expanders for micro-CHP systems with organic Rankine cycle*. Applied Thermal Engineering, v. 31, 2011;
- [39] Peter Collings and Zhibin Yu (2014), *Modelling and Analysis of a Small-Scale Organic Rankine Cycle System with a Scroll Expander*, Proceedings of the World Congress on Engineering 2014 Vol II;
- [40] Francesco Calise, Claudio Capuozzo and Laura Vanoli (2013), *Design and parametric optimization of an organic rankine cycle powered by solar energy*, American Journal of Engineering and Applied Sciences, 6 (2): 178-204, 2013;
- [41] Master's thesis by Leighton John Taylor (2015) *Development of a low temperature geothermal organic rankine cycle standard*, University of Canterbury;
- [42] www.lespompesachaleur.fr/les-fluides-frigorigenes/ :20/04/2018;
- [43] THE LINDE GROUP: PanGas: FICHE DE DONNÉES DE SÉCURITÉ, Isobutane, version 1.2, FDS n°: 000010021773 ;
- [44] www.gas-servei.com/fr/fluidos/refrigerantes-hc/r-600a-isobutaneo- : 20/0/2018;
- [45] https://fr.made-in-china.com/co_amellyi/product_Refrigerant-Gas-R141b-Vesicant_euouieiyg.html?desc_state7 : 20/04/2018 ;
- [46] IRNS : Base de données FICHES TOXICOLOGIQUES, 1,1-Dichloro-1-fluoroéthane, Fiche toxicologique n°234 ;
- [47] www.coolprop.org/fluid_properties/fluids/n-Hexane.html : 26/04/2018 ;
- [48] N-Hexane (147) ; 3. CHEMICAL AND PHYSICAL INFORMATION:
<https://www.atsdr.cdc.gov/tp113-c3> ;
- [49] Wang D, Ling X, Peng H, Liu L, Tao L. *Efficiency and optimal performance evaluation of organic Rankine cycle for low grade waste heat power generation*. Energy 2013; 50: 343–52 ;
- [50] Stéphanie Jumel, Michel Feidt, Van Long Le (corresponding author) and Abdelhamid Kheiri (2012), *Working fluid selection and performance comparison of subcritical and supercritical organic Rankine cycle (ORC) for low temperature waste heat recovery*, ECEEE SUMMER STUDY on Energy efficiency in industry;

BIBLIOGRAPHIE

- [51] Bundela, P. S., & Chawla, V. (2010). *Sustainable Development through Waste Heat Recovery*. American Journal of Environmental Sciences;
- [52] <http://www.globalsources.com/si/AS/Cosutin-Industrial/6008849396877/pdt/R143a/1156535917.htm> : 23/04/2018;
- [53] NATIONAL REFRIGERANTS, INC. R143a Safety data sheet pris de la site: <http://www.refrigerants.com/pdf/SDS%20R143a.pdf> : 23/04/2018;