REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE YAHIA FARES DE MEDEA



Faculté de **T**echnologie

Mémoire de fin d'études de Master

Filière : Génie des Procédés
Spécialité : Génie Chimique

Analyse et Optimisation Exergo-environnementale d'un Cycle Organique de Rankine (ORC) avec les Fluides Mélangés

---

Présenté par

Belhadjer Hanifa

Tchalabi Amina

Proposé et Dirigé par

Dr. Fergani Zineb

Promotion 2022

Remerciement

On remercie dieu le tout puissant de nous avoir donné la santé et la volonté de de poursuivre nos études après une interruption de longues années et surtout la force d'entamer et de terminer ce mémoire.

Tout d'abord ce travail ne serrait pas aussi riche et n'aurait pas pus avoir le jour sans l'aide et l'encadrement de Dr Fergani Zineb. On la remercie d'être une sœur et une amie avants d'être enseignante. On la remercie également pour la qualité de son encadrement exceptionnel, pour sa patience, sa rigueur et sa disponibilité tous moments durant notre préparation de ce mémoire

On remercie ensuite l'ensemble des membres du jury pour le grand honneur qu'ils nous font en acceptant d'évaluer ce travail.

On remercie également nos professeurs pour la qualité de l'enseignement qu'ils nous ont prodigué au cours de cette année.

On tient à remercie spécialement monsieur Riadh Abdelmoumen.

Nos remerciements s'adressent aussitôt à tous ceux qui nous ont apporté leur soutien moral.

Dédicace

Je dédie ce travail :

Aux meilleurs des pères et ma très chère maman qu'ils trouvent en moi la source de leur fierté

À qui je dois tous.

A mon cher époux qui a toujours su trouver les mots pour me redonner confiance en moi et me pousser à donner le meilleur de moi -même.

Pour ma petite famille, mes enfants et ma petite fille qui ont su faire preuve de patience lorsque j'étais plongé dans mon travail, et à qui je souhaite un bel avenir

Amon frère et mes sœurs a qui je souhaite tout le bonheur du monde.

A mon cher binôme, pour son entente et sa sympathie.

Hanifa

Dédicace

Je dédie ce modeste travail accompagné d'un profond amour à :

Mon cher mari Brahim pour son soutien et la confiance qu'il m'a accordé

Mes enfants d'amour Nizar . Mohcine et Monaim

Mes chers parents pour leurs patience ; leurs aide et encouragement

Mes chers frères Ahmed et Mohamed

Mon cher binôme Hanifa qui m'a beaucoup inspiré pour son professionnalisme tout au long de la période de travail.

Amina

Résumé

Cette étude a pour but de réaliser une modélisation et une optimisation exergo-environnementale d'un cycle organique de Rankine (ORC) en utilisant des mélanges zéotropes comme fluide de travail pour valoriser les gaz rejets d'une cimenterie.
Un code de calcul en Matlab a été développé à cet effet pour prendre en charge les différentes étapes de la modélisation. Le modèle permet l'étude paramétrique pour évaluer l'effet de différents paramètres de fonctionnement tels que la pression, la température et le point de pincement sur les performances du système étudié. Une optimisation des performances exergétiques et environnementales est réalisée afin de déterminer les paramètres de fonctionnement optimaux. L'optimisation multi-objective est alors adoptée dans le but de fournir le meilleur compromis entre l'efficacité exergétique et l'impact environnementale.

Mots clés : Cycle organique de Rankine, Performance exergétique, Mélanges zéotropes, Optimisation multi-objective.

Abstract

The aim of this study is to carry out an exergo-environmental modeling and optimization of an organic Rankine cycle (ORC) using zeotropic mixtures as a working fluid for waste heat recovery in a cement plant. A numerical model in Matlab has been developed for this purpose to support the various stages of modeling. The model allows the parametric study to evaluate the effect of different operating parameters such as pressure, temperature and pinch point on the performance of the studied system. Optimization of exergy and environmental performance is carried out in order to determine the optimal operating parameters. Multi-objective optimization is then adopted in order to provide the best compromise between exergy efficiency and environmental impact.

Keywords: Organic Rankine cycle, Exergy performance, Zeotropic mixtures, Multi-objective optimization

ملخص

الغرض من هذه الدراسة هو تحقيق نمذجة طاقوية بيئية وتحسي ندورة رانكين العضوية (ORC) باستخدام خلائط زيوتروبيك كسائل عامل مناجل استعادة الحرارة المفقودة من مصنع الاسمنت.
تم تطوير نموذج رقمي في ماتلاب لدعم مراحل النمذجة المختلفة. يسمح النموذج للدراسة البارامترية بتقييم تأثيرمعاملات التشغيل المختلفة مثل الضغط ودرجة الحرارة على أداء النظام المدروس. يتم تحسين الاستغلال الأمثل للطاقة والأداءالبيئي من أجل تحديد معايير التشغيل المثلى. ثم يتم اعتمادالتحسين متعدد الأهداف من أجل تقديم أفضل حل وسط بين كفاءة الطاقة والتأثير البيئي.

الكلمات الرئيسية: دورة رانكين العضوية، أداء الطاقة، خلائط زيوتروبيك ،تحسين متعدد الأغراض.

Sommaire

Remerciements
Dédicace
Résumé
Sommaire
Liste des symboles et des abréviations
Liste des figures
Liste des tableaux
Introduction générale 12
Chapitre I : Cycle organique de Rankine (ORC) 14
I.1. Introduction 14
I.2. Cycle de Carnot 14
I.3. Cycle de Rankine 16
I.3.1. Cycle de Hirn 19
I.4. Cycle organique de Rankine 21
I.4.1. Différentes configurations du cycle ORC 21
I.4.2. Applications des cycles ORC 23
I.5.Situation actuelle de la recherche du cycle ORC 26
I.6.Conclusion 28
Chapitre II : Fluides de travail **29**
II.1.Introduction 29
II.2. Fluides de travail purs 29
II.3. Fluides de travail mélangés 34
II.3.1. Caractéristiques des mélanges zéotropiques 34
II.4.Critères de sélection du fluide de travail 36
II.5.Conclusion 40
Chapitre III : Analyse exergergo-environnementale **41**

III.1.Introduction 41

III.2. Approche exergetique 41

III.2.1. Exergie 41

III.2.2. Différentes formes d'exergie 42

III.2.3. Bilan d'exergie 43

III.2.4. Critère d'évaluation exergetique 44

III.3. Approche exergergo-environnementale 45

III.3.1. Analyse de cycle de vie 45

III.3.2. Bilan exergo-environnemental 46

III.4.Conclusion 46

Chapitre IV : Modélisation et optimisation multi-objective d'un cycle organique de Rankine avec des fluides de travail mélangés 47

IV.1. Introduction 47

IV.2. Description du Système ORC étudié 47

IV.3. Sélection des fluides de travail 49

IV.4. Modélisation exergoenvironnementale du système ORC 50

IV.4.1.Bilan massique 50

IV.4.2.Bilan massique énergétiques et exégétiques 50

IV.5. Modélisation de l'impact environnemental des composants du système ($\dot{Y}$) 52

IV.5.1. Équations du bilan de l'impact environnemental 53

IV.5. 2. Performances du système ORC 54

IV.6. Etude paramétrique 55

IV .6.1. Effet de la pression d'entrée de la turbine 55

IV.6.2. Effet de la température du fluide caloporteur 57

IV.6.3. Effet de point de pincement dans l'évaporateur 59

IV.6.4. Effet de point de pincement dans le condenseur 61

IV.7. Optimisation et analyse exergo environnementale du système ORC 63

IV.7.1. Optimisation bi-objective 63

VI.7.2. La fonction objective 63

IV.7.3. Les variables de décision 63

IV.7.4. Etapes de l'exécution de l'optimisation multi-objective 64

IV.7.5. Résultat d'optimisation 68

IV.8. Conclusion 72

Conclusion générale 73

Références bibliographiques 74

Liste des symboles et des abréviations

Symboles

Cp	Chaleur spécifique	kJ/kg-K
Ex	Exergie	
Gz	Densité d'énergie	
H	Enthalpie spécifique	kJ/kg
I	Taux d'intérêt	%
M	Masse	kg
ṁ	Débit massique	Kg/s
N	Durée de vie	an
N	La période fonctionnement annuelle du système	H
P	Pression	bar
$\dot{Q}$	Flux de chaleur	kW
S	Entropie spécifique	kJ/kg K
T	Température	K
μ	Viscosité dynamique	Pa.s
$V^2/2$	Densité d'énergie	
$\dot{Z}$	Coût d'investissement	$/h
η	Efficacité	%
φ	Efficacité exergétique	-
η_{ex}	Rendement exergétique	
ΔT	Différence de température logarithmique moyenne	K

Abréviations

ACV	Analyse de cycle de vie
Coll	Collecteur
Con	Condenseur
Cond	Condensateur
GWP	Global Warning Potential
ODP	Ozone Depletion Potential
ODP	Fluide avec zéro possèdent des interets potentiels
PAC	Source chaude aux pompes à chaleur

Liste des figures

Figure I.1 : Diagramme pression-volume pour un cycle de Carnot 15

Figure I.2 : Diagramme *T- s* pour un cycle de Carnot 16

Figure I.3 : Représentation schématique d'un cycle de Rankine 17

Figure I.4 : Diagramme T-s d'un cycle de Rankine idéal 18

Figure I.5 : Diagramme T-s du cycle de Rankine réel 18

Figure I.6 : Diagramme T-s du cycle de Hirn 19

Figure I.7 : Cycle de Hirn avec resurchauffe (a), représentation diagramme T-s (b) 20

Figure I.8 : Cycle de Hirn à soutirage de vapeur (a), représentation diagramme T-s (b) 20

Figure I.9 : Schéma d'un cycle organique de Rankine avec un récupérateur 22

Figure I.10 : Diagramme T-s pour le cycle organique de Rankine supercritique (a) et trans-critique(b) 23

Figure I.11 : Répartition des sites ORC par secteur d'activité (a) en nombre (b) en puissance installée 23

Figure I.12 : Principe de fonctionnement d'un système de cogénération à la biomasse ORC 24

Figure I.13 : Principe de fonctionnement d'un système géothermique ORC 25

Figure I.14 : Principe de fonctionnement d'un système solaire ORC 26

Figure I.15 : Evolution du nombre d'installations ORC de par le monde selon leur domaine d'application 27

Figure I.16 : Evolution du nombre relatif de brevets et d'articles portant sur les ORC parmi ceux portant sur l'énergie 27

FigureII.1 : Les sélections optimales des fluides de travail correspondant au niveau de température de la source de chaleur 31

Figure II.2 : Evaporation d'un mélange zootrope binaire de Composition globale zα (a) Diagramme T-s, (b) Diagramme de phase 35

Figure II.3 : Diagrammes T-s des trois types de fluides existants : humide, sec et isentropique

38

Figure III.1 : Bilan exergétique du système ouvert 43

Figure IV.1 : Schéma descriptif du système ORC I proposé 48

Figure IV.2 : Effet de la pression d'entrée de la turbine sur l'efficacité exergetique 56

Figure IV.3 : Effet de la pression d'entrée de turbine sur l'impact environnementalde 57

Figure IV.4 : Effet de la température du fluide caloporteur sur l'efficacité exergetique 58

Figure IV.5 : Effet de la température du fluide caloporteur sur l'impact environnemental 59

Figure IV 6 : Effet de point de pincement dans l'évaporateur sur l'efficacité exergitique 60

Figure IV.7 : Effet de point de pincement dans l'évaporateur sur l'impact environnemental 61

Figure IV.8 : Effet de point de pincement dans le condenseur sur l'efficacité exergetique 62

Figure IV.9 : Effet de point de pincement dans le condenseur sur l'impact environnemental 63

Figure IV.10 : Front de Pareto de l'optimisation multi-objectif pour le cyclohexane/toluène 70

Figure IV.11 : Front de Pareto de l'optimisation multi-objectif pour le benzène/toluène 71

Liste des tableaux

Tableau II.1 : Liste des fluides potentiels envisagés dans la littérature comme fluides de travail dans les cycles ORC (P_C: pression critique et Tc: température critique) 31

Tableau II.2 : Résumé des recherches sur l'utilisation des fluides zootropes comme fluide de travail du cycle ORC 36

Tableau IV.1 : Propriétés du gaz exhaure du préchauffeur à cyclones 47

Tableau IV.2 : Propriétés des fluides de travail. 49

Tableau IV.3 : Valeur des paramètres utilisés pour la simulation du système ORC 55

Tableau IV.4 : Domaine de variation des variables du système ORC. 64

Tableau IV.5 : résultats d'optimisation pour le mélange cyclohexane/toluene 68

Tableau IV.6 : résultats d'optimisation pour le mélange benzène/toluène 69

Introduction générale

Dans plusieurs secteurs industriels notamment l'industrie du ciment, une part importante de l'apport d'énergie se perd souvent sous forme des rejets thermiques à l'environnement. Cette chaleur fatale est générée au cours d'un procédé de combustion ou de certains autres procédés thermiques. Récupérer et convertir ces pertes thermiques en électricité suscitent actuellement beaucoup d'attention car cela améliore non seulement le rendement énergétique des procédés industriels mais diminue aussi leurs impacts sur l'environnement. En effet, quand la demande de chaleur pour l'utilisation interne ou externe est limitée, la meilleure option restante est de convertir ces pertes thermiques en énergie mécanique/électrique. Depuis quelques années, la technologie ORC (Cycle Organique de Rankine) est de plus en plus considérée pour la valorisation des rejets thermiques industriels qui ne peuvent pas être économiquement convertis en électricité au moyen d'un cycle à vapeur d'eau à cause de leur faible niveau de température et/ou de puissance. [1]

Une attention de plus en plus forte est portée sur l'utilisation d'autres fluides permettant d'exploiter des sources chaudes de plus faible température. On préfèrera alors utiliser des fluides qui s'évaporent à basse température. La plupart des fluides possédant cette propriété étant des fluides organiques.

De plus, lorsque l'on considère la réalisation pratique d'un cycle de type ORC, le comportement des différents composants n'est pas parfait, entraînant des dégradations sur les performances du cycle par rapport à un cycle idéal. Il est donc important de prendre en compte ces différentes dégradations lors de la modélisation d'un tel cycle. [2]

La plupart des études sur les cycles organiques de Rankine se sont intéressées à améliorer les performances énergétiques et exergétiques. Actuellement, la conception des systèmes énergétiques nécessite de réaliser une optimisation multicritère prenant en compte les performances énergétiques, économiques et environnementales. L'optimisation par l'approche exergétique, est une démarche qui se généralise actuellement. Elle est considérée comme un outil performant dans la décision politique des stratégies énergétiques car c'est la mesure qui peut combiner l'énergie, l'économie et l'environnement. [3]

Ce mémoire a pour objectif d'optimiser une configuration définie du cycle de Rankine utilisant un mélange de fluides organiques pour extraire l'énergie qui réside dans les rejets thermique d'une cimenterie. Une analyse et une optimisation exergo-économique du système ORC est effectuée afin de trouver les performances optimales de ce système. Un mélange zéotropique de deux fluides organiques (50% Cyclohexane/ 50% Toluène) et (50% Benzène/ 50% Toluène) est sélectionné comme fluide de travail pour le cycle organique de Rankine dans le cadre de cette étude qui se déroule en quatre parties distinctes :

- Le premier chapitre présente une étude bibliographique concernant le cycle organique de Rankine leurs principes de fonctionnement leurs différentes configurations et application et l'état actuel de la recherche sur le cycle ORC.
- L'une des étapes les plus importantes dans la conception du cycle ORC, est l'identification du fluide de travail approprié en raison de ses propriétés thermo physiques, le fluide de travail affecte fortement les performances, la taille et la conception systématique. Dans le deuxième chapitre nous verrons les types de fluides utilisés dans le cycle organique de Rankine et les critères de choix des fluides de travail.
- Le troisième chapitre se consacre à l'analyse exégétique et exergo-économique, Les principes généraux et les fondements théoriques de cette approche qui seront utiles dans la modélisation et l'optimisation seront présentés.
- Un quatrième chapitre est consacré à la modélisation thermodynamique et environnementale d'un cycle organique de Rankine. Un code de calcul en Matlab a été développé à cet effet pour prendre en charge les différentes étapes de cette modélisation et l'optimisation.

Chapitre I

Les Cycle Organique de Rankine (ORC)

I.1. Introduction

Depuis plusieurs années, le cycle de Rankine et l'utilisation des fluides organiques ont fait l'objet de recherches scientifiques. Ces derniers sont introduits pour générer de l'électricité à partir de la chaleur rejetée par des centrales thermiques traditionnelles [4].

Il peut donc jouer un rôle important dans l'amélioration de l'efficacité énergétique des applications nouvelles ou existantes. Outre la chaleur industrielle, d'autres sources de chaleur, telles que l'énergie solaire et géothermique, ainsi que la biomasse, peuvent être utilisées [5].

Dans ce chapitre, une revue bibliographique générale des principaux cycles thermodynamique et leurs fonctionnements, il s'agit des cycles de carnot, cycle de Rankine/Him. Apres le cas particulier des ORC sera détaillé.

I.2. Cycle de Carnot

Le cycle de Carnot, proposé en 1824 par Nicolas Léonard Sadi Carnot (1776-1832), est probablement le cycle réversible le plus connu en thermodynamique. Le moteur thermique opérant sur la base du cycle de Carnot est appelé le moteur de Carnot. En pratique, il n'existe aucun cycle thermodynamique qui soit complètement réversible. Le cycle de Carnot est donc un cycle thermodynamique théorique [6]. Le cycle théorique de Carnot est un cycle fermé, extérieurement chauffé, qui absorbe la chaleur d'un réservoir thermique de haute température(*TH*) et rejette la chaleur à un réservoir thermique de basse température (*TC*) (Figure I.1). Le cycle de Carnot se compose de quatre procédés réversibles, deux isothermes et deux isentropiques, décrits comme suit:

- Procédé1-2:expansion isotherme à la température T_H
- Procédé2-3:expansion isentropique de température T_H à T_C
- Procédé3-4:compression isotherme à la température T_C
- Procédé4-1:compression isentropique de température T_C à T_H

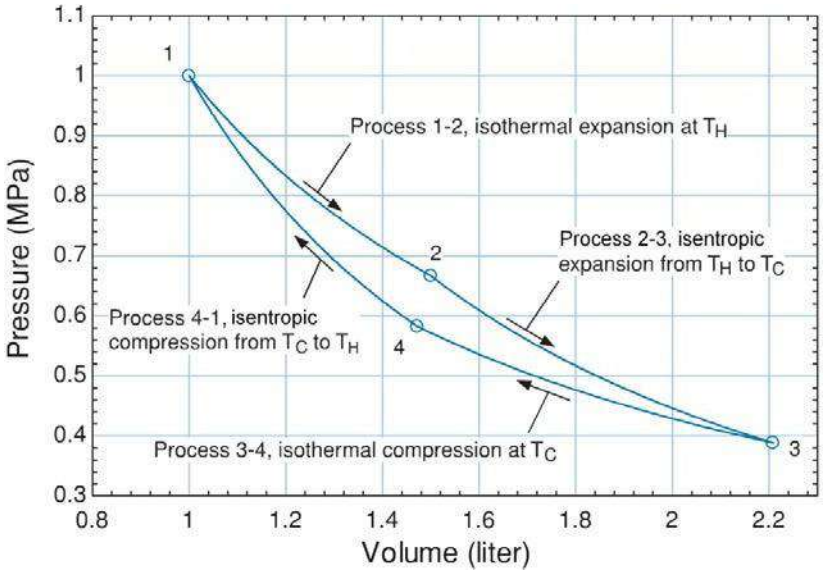


Figure I.1 : Diagramme pression-volume pour un cycle de Carnot

Les procédés réversibles du cycle de Carnot sont présentés dans un diagramme pression volume dans la Figure I.1. Une alternative pour présenter le cycle est avec un diagramme de température-entropie (*T*-*s*), comme montré dans la Figure I.2. En effet, le diagramme *T*-*s* est souvent préféré pour l'analyse des cycles de puissance [7]. Le cycle de Carnot accomplit le rendement le plus élevé possible de n'importe quel cycle de puissance opérant entre deux températures fixées.

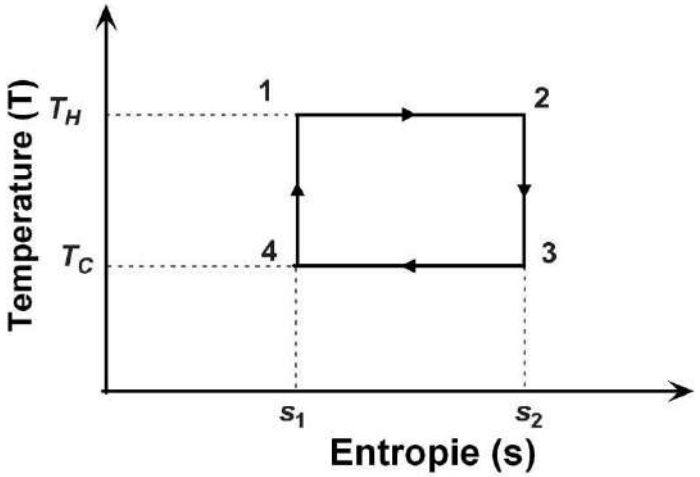


Figure I.2 : Diagramme *T-s* pour un cycle de Carnot [8]

Comme déjà mentionné, le cycle de Carnot est un cycle réversible qui ne peut pas être réalisé en pratique car les irréversibilités associées avec chaque procédé ne peuvent pas être éliminées à moins de considérer des temps d'opérations infinis et/ou des surfaces d'échange infinies. Cependant, l'intérêt de ces cycles réversibles réside dans le fait qu'ils donnent les limites supérieures sur la performance des cycles réels. Les cycles réversibles servent également comme points initiaux en développement des cycles réels et sont modifiés si nécessaire pour satisfaire certaines demandes [9].

I.3. Cycle de Rankine

Ce cycle tire son nom du physicien écossais William Rankine. Il s'agit d'un cycle thermodynamique permettant de récupérer une énergie thermique et de la convertir en électricité par un intermédiaire mécanique. Cette conversion, chaleur-électricité, s'effectue par détente de la vapeur d'eau dans une turbine [10].

Le cycle de Rankine diffère du cycle de Carnot parla compression isentropique du liquide, suivie d'une transformation isobare de chauffage en chaleur sensible puis de chauffage en chaleur latente [11].

Dans un cycle de Rankine, l'eau est utilisée comme fluide de travail. Elle va alors suivre une succession d'étapes au cours desquelles son état, sa température et sa pression seront modifiés. Ainsi, l'évaporation le l'eau sous haute pression permet de récupérer la chaleur disponible de la source. En sortie d'évaporateur, la vapeur d'eau atteint sa température la plus haute dans le cycle. Cette vapeur est ensuite détendue dans une turbine jusqu'à la pression basse. La détente

permet de générer l'énergie mécanique qui sera convertie en énergie électrique. La vapeur restante dans le système est ensuite condensée, généralement en utilisant une source froide ayant l'avantage d'être peu onéreuse, l'eau de rivière par exemple. Pour finir, l'eau liquide est compressée par l'intermédiaire d'une pompe qui permet la circulation du fluide dans le cycle. La figure I.3 représente les diverses étapes du cycle de Rankine.

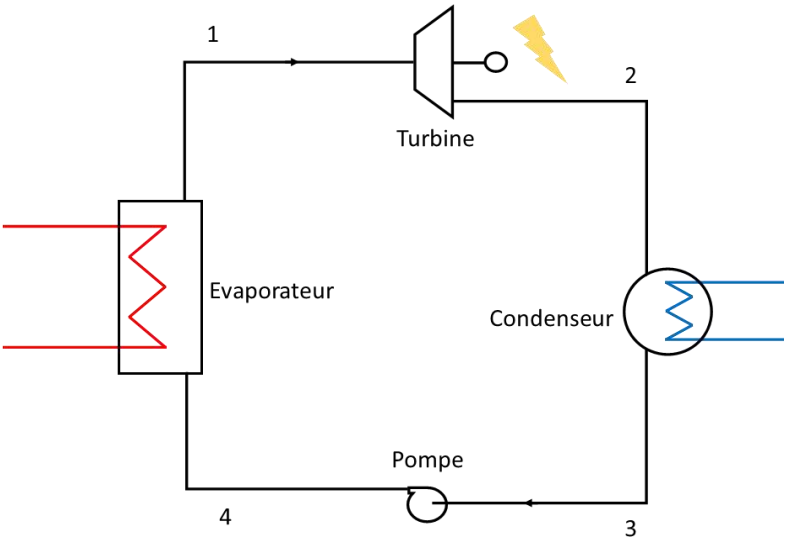


Figure I.3 : Représentation schématique d'un cycle de Rankine

Les transformations subies par l'eau sont donc les suivantes:

- 1 –2 détente de la vapeur d'eau à haute pression vers la pression basse dans la turbine, cette étape permet de générer l'électricité.
- 2 – 3 condensation du mélange liquide–vapeur.
- 3 – 4 Compression de l'eau liquide vers la pression haute.
- 4 – 1 évaporation de l'eau liquide à haute pression, cette étape permet de récupérer la chaleur de la source chaude.

Ces quatre étapes peuvent être représentées sur un diagramme *T-s* comme le montre la figure I.4.

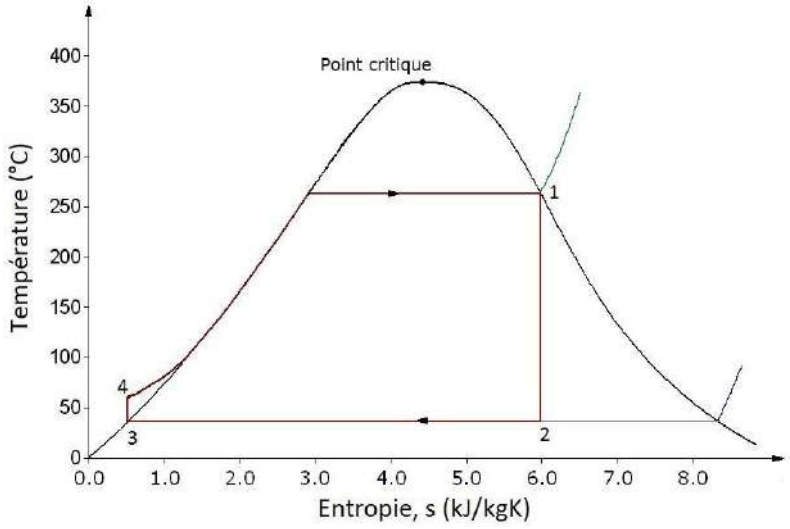


Figure I.4 : Diagramme T-s d'un cycle de Rankine idéal

La figure I.4 représente un cycle de Rankine dit idéal, en effet la détente au niveau de la turbine et la compression au niveau de la pompe sont supposées isentropiques. Les pertes de charges liées aux frottements dans les canalisations et dans les échangeurs sont aussi sources d'irréversibilités et donc d'écarts par rapport au cycle idéal. La figure I.5 schématise ces écarts sans, toutefois, tenir compte des pertes de charge.

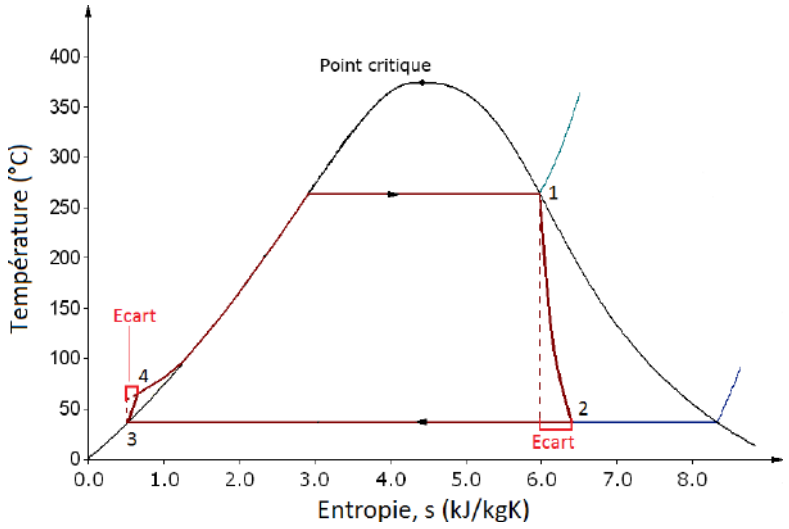


Figure I.5 : Diagramme T-s du cycle de Rankine réel

I.3.1. Cycle de Hirn

Afin d'améliorer son rendement, de nombreuses modifications peuvent alors être apportées au cycle de Rankine de base. Les principales modifications sont, entre autres, l'ajout d'une surchauffe de la vapeur avant son entrée dans la turbine, un tel cycle est dit cycle de Hirn.

Le cycle de Hirn est un cycle de Rankine dont la vapeur est surchauffée avant détente dans la turbine (Figure I.6). L'utilisation de la surchauffe a pour avantage d'augmenter la fraction vaporisée en sortie de la turbine. La détérioration de celle-ci due à la présence de gouttelettes d'eau est alors réduite. Le rendement du cycle est aussi amélioré [12].

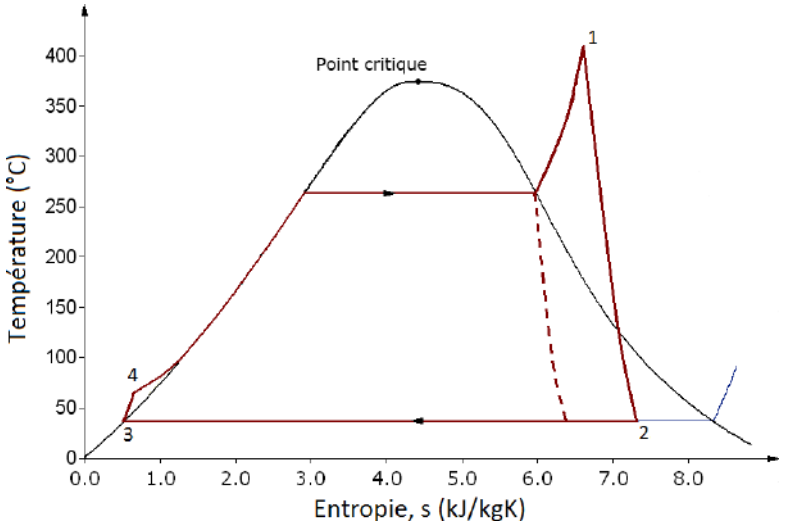


Figure I.6 : Diagramme T-s du cycle de Hirn

- **Cycle de Hirn avec resurchauffe**

Dans le but d'améliorer encore le rendement du cycle et de diminuer le titre de la phase liquide dans la turbine, notamment pour des installationsallantjusqu'àquelquesdizainesdemégawattsélectriques produits [12], la détente est alors réalisée en deux temps. Après une première détente, la vapeur est à nouveau surchauffée pour ensuite être amenée jusqu'à la pression basse du système. La figure I.7 représente une schématisation de ce cycle ainsi que son diagramme *T-s*.

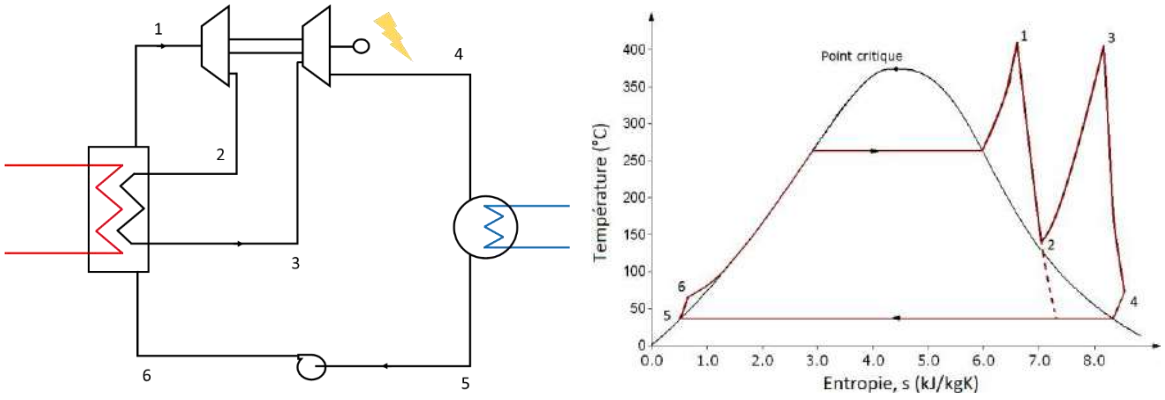


Figure I.7 : Cycle de Hirn avec resurchauffe (a), représentation diagramme T-s (b)

- **Cycle de Hirn à soutirages de vapeur (ditrégénératif)**

Une autre configuration envisagée est d'inclure des soutirages de vapeur dans la turbine. La vapeur, issue du soutirage et l'eau, sous-refroidie après compression, sont alors mélangées puis ramenées à la pression haute au moyen d'une nouvelle pompe (Figure I.8). En théorie, plus il y a de soutirages, plus le rendement sera élevé. Cependant dans la pratique, le nombre de soutirages est limité et est inférieur à la dizaine. Ceci est dû au coût d'investissement important qui, même pour les installations de forte puissance, serait difficile à rentabiliser.

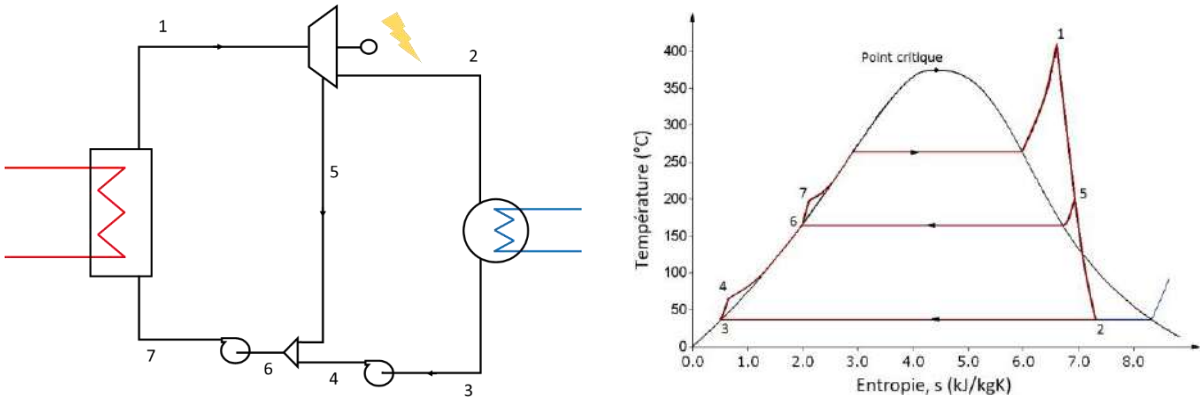


Figure I.8 : Cycle de Hirn à soutirage de vapeur (a), représentation diagramme T-s (b)

Ces dernières modifications du cycle (resurchauffe et régénératif) correspondent aux modifications de structures majoritairement utilisées. D'autres existent, mais ne sont pas détaillées ici. Il est, par exemple, envisageable de combiner resurchauffes et soutirages. En plus d'améliorations structurelles du cycle, de nombreuses études ont été portées sur le fluide circulant dans le cycle. Les cycles de Rankine ou de Hirn pour lesquels l'eau n'est pas utilisée sont appelés cycles Organiques de Rankine.

I.4. Cycle Organique de Rankine

Les cycles de Rankine à fluides organiques (ORC), comme indiqué par leur dénomination, sont des cycles thermodynamiques issus du principe des cycles de Rankine. A la différence de ces derniers qui utilisent de l'eau en tant que fluide de travail, les cycles ORC utilisent des fluides dits organiques. Les cycles de Rankine et en particulier les cycles organiques de Rankine sont des systèmes thermodynamiques permettant la conversion d'énergie thermique en énergie mécanique et éventuellement électrique. Le développement de tels cycles a vu le jour au cours du XIXème siècle et s'est trouvé massivement utilisé grâce aux travaux menés par William J.M. Rankine en 1859 sur les machines vapeur. Cependant, la paternité de la première installation de cycle ORC est attribuée à Thomas Howard dans les années 1825 - 1826 par la fabrication et l'utilisation d'une machine thermodynamique fonctionnant avec un alcool ou un éther en tant que fluide de travail [13].

I.4.1. Différentes configurations du cycle ORC

I.4.1.1.Cycle organique de Rankine sous-critique

Dans un cycle organique de Rankine sous-critique, l'évaporation du fluide de travail se produit à une pression au-dessous du point critique. Pour ce type de cycle, deux configurations différentes sont couramment utilisées:

- Cycle ORC simple ou standard : le principe de fonctionnement de ce cycle a été expliqué dans le paragraphe du cycle de Rankine.
- Cycle ORC avec un récupérateur ou un échangeur de chaleur interne: ce composant est placé à la sortie de la turbine et l'entrée du condenseur d'une part et d'autre part entre la sortie de la pompe et l'entrée de l'évaporateur pour récupérer l'énergie thermique de la vapeur du fluide organique à la sortie de la turbine lorsqu'elle est suffisamment chaude. Cette énergie

récupérée permet un préchauffage partiel du fluide de travail donc diminuer la quantité de chaleur demandée pour l'évaporation (Figure I.9) [3].

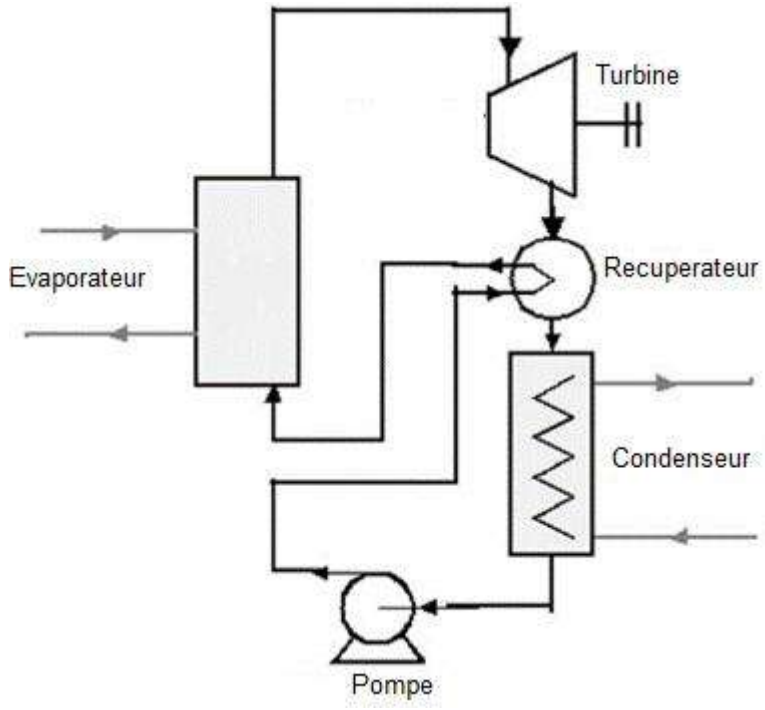


Figure I.9 : Schéma d'un cycle organique de Rankine avec un récupérateur [14].

Il est intéressant de noter que la performance (efficacité thermique) de cycle ORC est améliorée par l'addition de l'échangeur interne de chaleur cependant, le système devient plus complexe amenant à un coût d'investissement plus élevé.

I.4.1.2.Cycle organique de Rankine trans-critique et supercritique

La figure I.10 montre les diagrammes T-s pour un cycle organique de Rankine trans-critique et supercritique. La différence entre les deux cycles réside dans le processus de compression et d'expansion du fluide de travail. Dans le cas trans-critique, le fluide de travail est comprimé à une pression supérieure à la pression critique et détendu à la pression sous-critique, tandis que le fluide est utilisé entièrement au-dessus de sa pression critique dans le cas de cycle supercritique.

Actuellement, les cycles organiques de Rankine trans-critique et supercritique ont suscité beaucoup d'intérêt pour la génération d'électricité grâce à leurs meilleures performances énergétiques. Cependant, ces deux cycles ORC présentent quelques défis à surmonter. Il s'agit

des problèmes que pose la pression opérationnelle importante demandée, en plus des incertitudes des propriétés du fluide de travail dans la région supercritique [3].

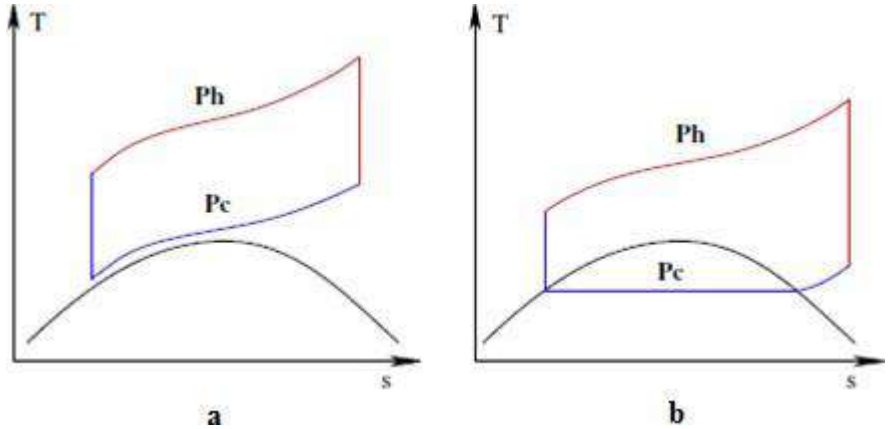
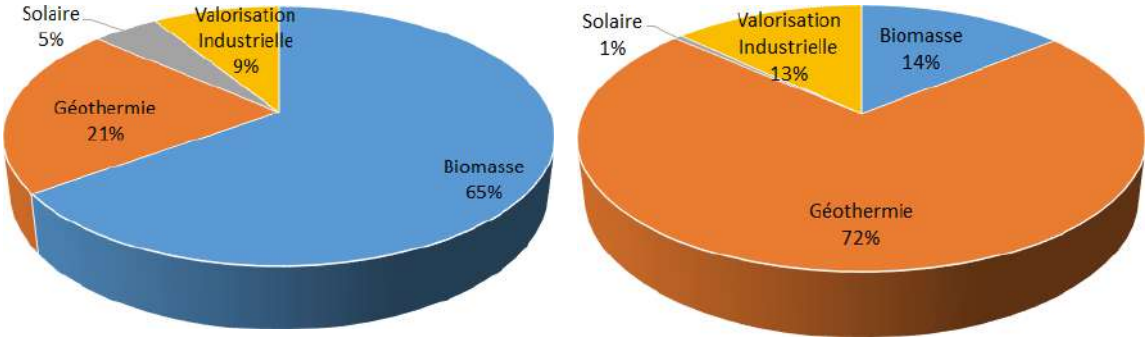


Figure I.10 : Diagramme T-s pour le cycle organique de Rankine supercritique (a) et trans-critique (b) [15]

I.4.2. Applications des cycles ORC

La technologie de l'ORC peut être appliquée à la récupération de chaleur industrielle, mais également au renouvelable : solaire thermique, géothermie et biomasse. De manière générale, elle peut être utilisée pour des applications à « basse » température (soit en dessous de 200°C). La Figure I.11 montre la répartition des ORC par secteur d'activité [10].



(a) (b)

Figure I.11 : Répartition des sites ORC par secteur d'activité (a) en nombre (b) en puissance installée

- **La biomasse**

La biomasse est la source de chaleur alimentant les ORC la plus répandue, en nombre d'installations. En brulant, la biomasse chauffe une huile thermique initialement à 150°*C* jusqu'à 320°*C*. La chaleur de l'huile est ensuite utilisée dans la boucle ORC pour évaporer le fluide organique de l'ORC à une température proche de 300°*C*. Après plusieurs étapes, dont la détente et la condensation, le fluide organique atteint 90°*C* environ. Pour utiliser au maximum l'énergie disponible, les centrales biomasses combinent généralement génération d'électricité et de chaleur. Ainsi l'eau servant à la condensation du fluide peut-être, par exemple, valorisée dans un réseau de chauffage urbain. La plupart du temps, la récupération d'énergie pour ce type de centrale est limitée à 6 – 10 MW_{th}, soit une productionélectriquede1 à 2MW_e. [10]

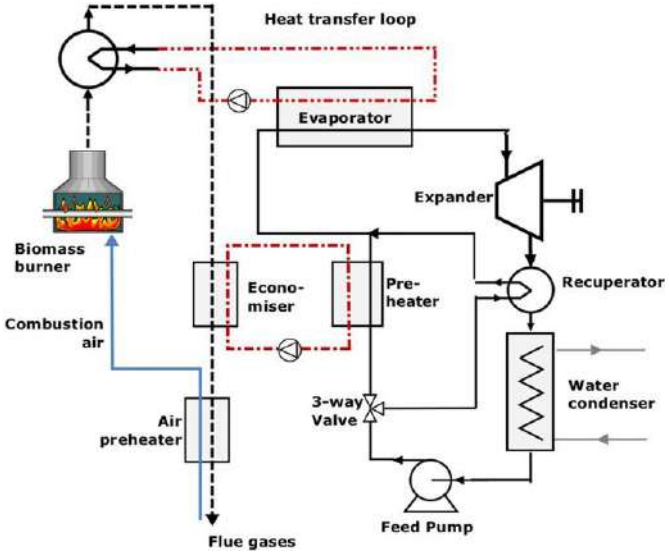


Figure I.12 : Principe de fonctionnement d'un système de cogénération à la biomasse ORC [14]

- **La géothermie**

L'énergie géothermique est la chaleur disponible et présente sous le sol de la Terre. La température augmente d'environ 3°*C* pour 100*m* de profondeur. Différentes sources de chaleur et applications sont envisageables. Tout d'abord, la géothermie de surface, à faible profondeur et faible température, sert principalement de source chaude aux pompes à Chaleur (PAC). Il existe aussi la géothermie basse et moyenne température, qui se caractérise par une source d'eau chaude sous pression allant jusqu'à200°*C*. Lorsque la fraction vaporisée est faible, un module ORC peut être appliqué. Il pourra aussi être couplé à un système de récupération de chaleur (réseau de distribution de chaleur) si la température est supérieure à 150°*C*. Pour finir, la

géothermie haute température (supérieure à 200°*C*) est, quant à elle, disponible sous forme de vapeur d'eau. Cette vapeur peut alimenter directement une turbine à vapeur si elle ne contient pas d'eau liquide. Dans le cas contraire, elle passe d'abord par une étape de séparation liquide-vapeur [10].

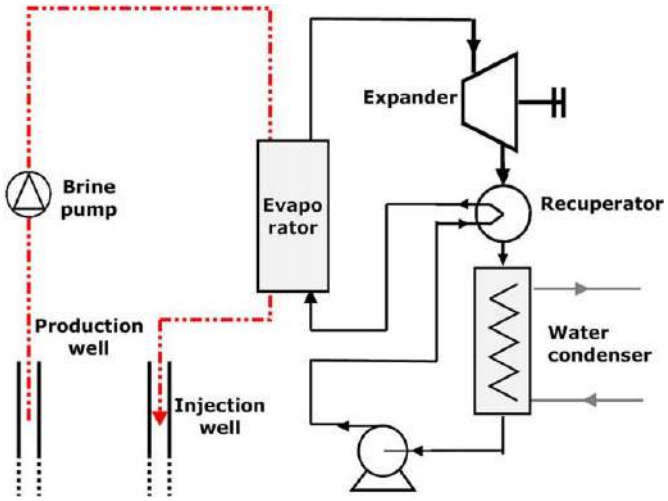


Figure I.13 : Principe de fonctionnement d'un système géothermique ORC [14]

- **L'énergie solaire**

Dans les centrales solaires à concentration, les rayons du soleil sont dirigés vers un collecteur par l'intermédiaire d'héliostats, ce qui permet de chauffer le fluide caloporteur. La chaleur transférée est ensuite récupérée dans un cycle thermodynamique pour générer de l'électricité. La nature du cycle (ORC ou cycle de Rankine) dépend de la température du fluide caloporteur et par conséquent de la technologie utilisée. Les principales technologies de concentration solaire sont:

- Les tours solaires et les collecteurs paraboliques qui sont les technologies à concentration ponctuelle;
- Les collecteurs cylindro-paraboliques et les collecteurs de Fresnel qui sont des technologies à concentration linéaire.

Dans les concentrations ponctuelles, la température du fluide caloporteur peut atteindre 1000°*C*, ce qui induit que la technologie ORC n'est pas applicable. En revanche, dans les centrales à concentration linéaire, les températures n'excèdent pas les 400°*C*. Il est donc tout à fait envisageable d'utiliser un ORC comme système de génération électrique, notamment

dans des champs solaires de petite dimension ou à faible ensoleillement. De plus, ces centrales sont moins onéreuses que les centrales à collection ponctuelle [10].

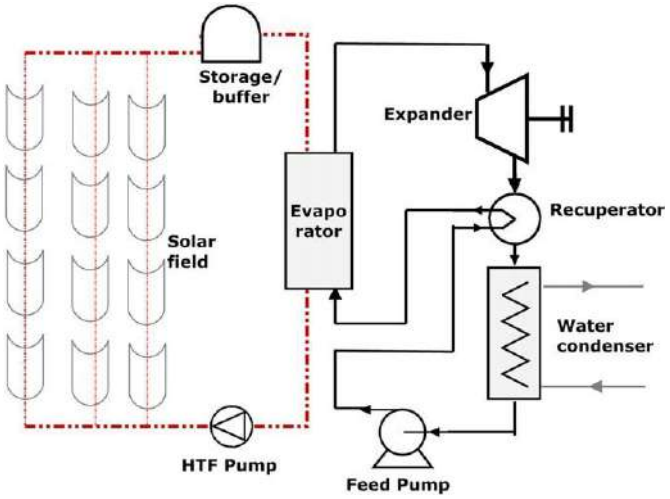


Figure I.14 : Principe de fonctionnement d'un système solaire ORC [14]

- **Valorisation de la chaleur fatale industrielle**

Dans de nombreuses entreprises une quantité importante de chaleur est rejetée dans l'atmosphère à une température inférieure à 350°*C*. En plus d'être perdue, cela a un impact néfaste sur l'environnement. La valorisation de cette chaleur a donc un double enjeu, un enjeu économique et un enjeu environnemental. En2005, la part totale d'énergie récupérable par la technologie ORC a été estimée à 3000 MWe en Europe, pour l'année 2010. Ces données ont ensuite été validées en 2013. Généralement, un module ORC utilisé pour la valorisation de la chaleur fatale permet de générer entre 1,5 et 4 MWe [10].

I.5. Situation actuelle de la recherche du cycle ORC

L'accroissement des recherches scientifiques dans le domaine des ORC ainsi que son développement industriel transparaît au travers de la littérature et dans l'évolution croissante du nombre d'installations existantes depuis le début des années 2000 (Figures I.15 et I.16).

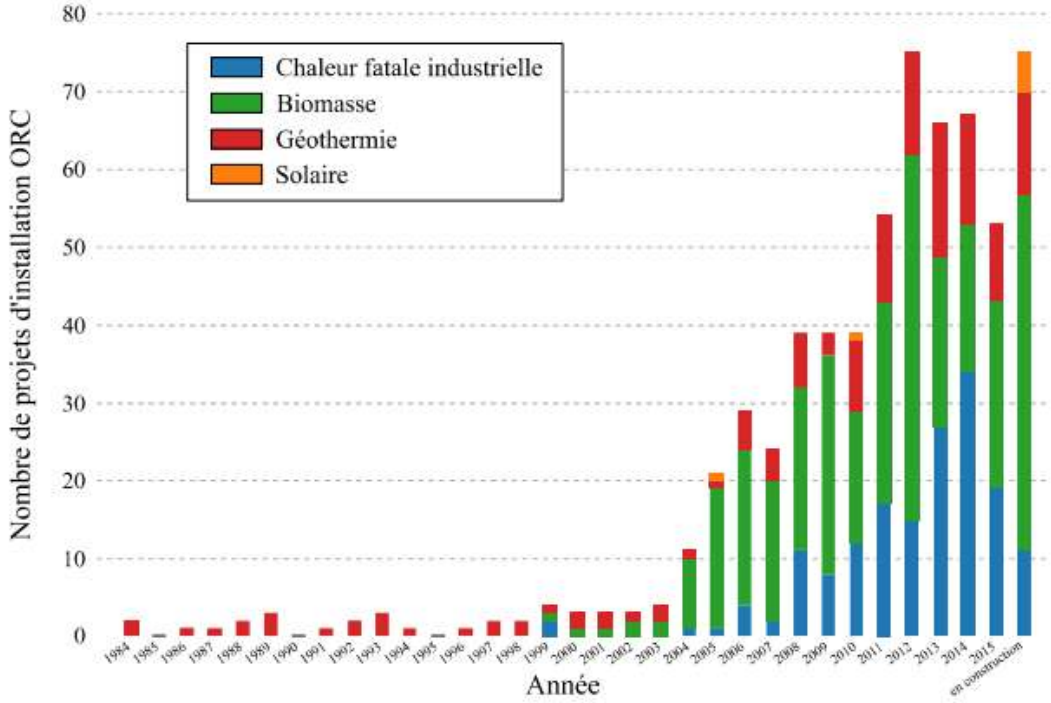


Figure I.15 : Evolution du nombre d'installations ORC de par le monde selon leur domaine d'application

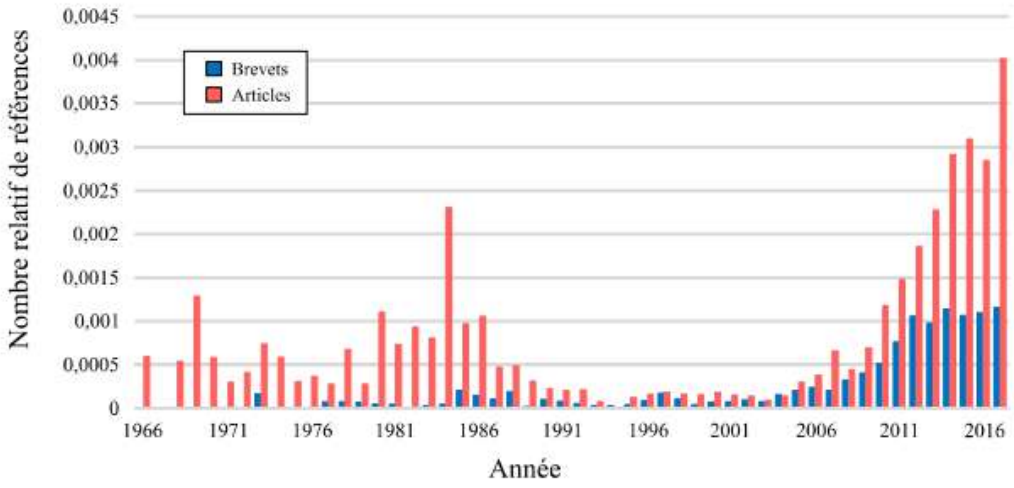


Figure I.16 : Evolution du nombre relatif de brevets et d'articles portant sur les ORC parmi ceux portant sur l'énergie

Au-delà de l'évolution importante des recherches menées dans le domaine des cycles organiques de Rankine à partir des années 2000, On peut également observer au sein de la figure deux comportements caractéristiques pour la période des années de 1980 à 1990 puis celle de 1990 à 2000. En effet,on remarque respectivement pour ces deux périodes une forte activité

scientifique suivie d’un déclin important du nombre de publications. Ces deux périodes se trouvent être liées l’une à l’autre et correspondent aux évolutions de législations mondiales du fait des considérations environnementales, notamment corrélées aux risques de destruction de la couche d’ozone engendrés par certains types de fluides de travail [13].

I.6. Conclusion

Aujourd'hui, la technologie du cycle organique de Rankine est une forme de production d'énergie bien connue et largement répandue, principalement dans les applications de biomasse et de géothermie. On s'attend à une forte augmentation des applications solaires et de récupération de chaleur dans un avenir proche. Les préoccupations environnementales liées au changement climatique et la hausse des prix du pétrole sont les raisons qui expliquent la croissance explosive de ce moyen efficace, propre et fiable de produire de l'électricité.

Chapitre II

Les fluides de travail des systèmes ORC

II.1. Introduction

L'une des étapes les plus importantes dans la conception du cycle ORC, est l'identification du fluide de travail approprié en raison de ses propriétés thermo physiques, le fluide de travail affecte fortement les performances, la taille et la conception systématique. Le cycle ORC peut utiliser les fluides de travail sous forme de corps purs (mono-composé comme R134a, R245fa, etc.) ou de mélanges de deux, trois composés ou plus.

Actuellement, il y a beaucoup de recherches focalisées sur la sélection du fluide de travail pour le système ORC. Les fluides de travail du système ORC peuvent être classifiés en plusieurs catégories selon plusieurs critères.

II.2. Fluides de travail purs

Selon le point de vue structural et le type des atomes dans la molécule du fluide, les fluides de travail purs sont classifiés en sept catégories principales avec leurs principaux avantages et inconvénients [16]

II.2.1. Les hydrocarbures

- Propriétés thermodynamique désirables
- Problèmes d'inflammabilité

II.2.2. Les perfluorocarbures

- Extrêmement inerte et stable
- Complexité moléculaire extrême
- Propriétés thermodynamiques indésirables

II.2.3. Les siloxanes (MM, MM/MDM/MD2M)

- Attractive pour un mélange des propriétés physiques et thermiques
- Souvent disponibles comme des mélanges zéotropes plutôt que des fluides purs

II.2.4. Les hydrocarbures de chaîne droite

- Quelques fluides avec zéro ODP possèdent des intérêts potentiels

II.2.5. Les ethers et éthers fluorés

- Problèmes d'inflammabilité et de toxicité
- Propriétés thermodynamiques indésirables

II.2.6. Les alcools

- Problèmes d'inflammabilité
- Solubles dans l'eau
- Propriétés thermodynamiques indésirables

II.2.7 .Les fluides inorganiques

- Cher ou non selon le cas
- Moindres impacts environnementaux
- Quelques problèmes d'opération

Les fluides de travail des systèmes ORC sont aussi classifiés en trois catégories selon leurs applications [17] :

1. **Les huiles de silicone**

- Petit ORC (< 4MWe)
- Biomasse
- Récupération de chaleur de température modérée et élevée (ex. gazd'échappement de turbine, gaz perdu des procédés)
- Centrale solaire concentrée

2. **Les hydrocarbures**

- Taille importante de l'unité
- Moins cher mais quelques fluides inflammables
- Récupération de chaleur de basse, modérée et haute température et centrales importantes à biomasse
- Géothermie

3. **Les fluides fluorés**

- Géothermie
- Récupération de chaleur de basse température (ex. chemise d'eau de moteur, eau chaude de procédé).

Les fluides de travail des systèmes ORC peuvent être classés selon le niveau de température des sources thermiques. Selon Wang et al. [18] les sélections optimales des fluides ORC correspondant au niveau de température de la source de chaleur sont données Figure II. 1

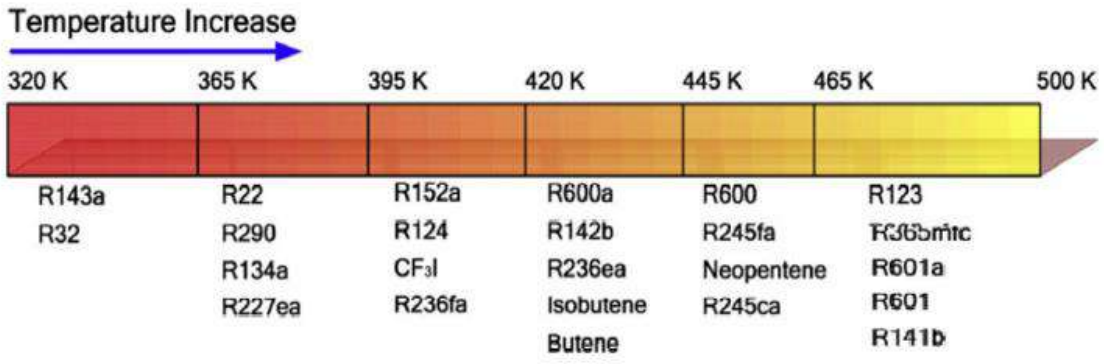


Figure II.1 : Les sélections optimales des fluides de travail correspondant au niveau de température de la source de chaleur [18]

Sur le tableau II.1, on retrouve la liste des fluides qui sont des candidats potentiels pour être utilisés comme fluide de travail dans les cycles organiques de Rankine.

Tableau II.1 : Liste des fluides potentiels envisagés dans la littérature comme fluides de travail dans les cycles ORC (P_C: pression critique et Tc: température critique) [16]

Catégorie et nom		Pc (bar)	Tc (°C)
Hydrocarbons (HCs)			
Ethane	R-170	48.7	32
Propene	R-1270	45.3	91
Propane	R-290	41.8	96
Cyclopropane	HC-270	54,8	124
Propyne	-	56,3	129
Isobutane	R-600a	36,4	135
Isobutene	-	39,7	144
N-butane	R-600	37,9	152
Neopentane	-	31,6	160
Isopentane	R-601a	33,7	187
N-pentane	R-601	33,6	196
Isohexane	-	30,4	225

N-hexane -	30,6	235
N-heptane -	27,3	267
Cyclohexane -	40,7	280
N-octane -	25	296
N-nonane -	22,7	321
N-decane -	21,0	345
N-dodecane -	17,9	382
Benzene -	48,8	298
Toluene -	41,3	319
p-Xylene -	34,8	342
Ethylbensene -	36,1	344
N-propylbensene -	32	365
N-butylbensene -	28,9	388
Perfluorocarbons(PCFs)		
Carbon-tetrafluoride R-14	36 ,8	-46
Hexafluoroethane R-116	30,5	20
Octafluoropropane R-218	26,8	73
Perfluoro-N-pentane PF-5050	20,2	149
Decafluorobutane R-3-1-10	23,2	113
Dodecafluoropentane R-4-1-12	20,5	147
Chorofluorocarbons (CFCs)		
Trichlorofluoromeathane R-11	43,7	197
Dichlorodifluoromethane R-12	39,5	111
Trichlorotrifluoroethane R-113	33,8	213
Dichlorotetrafluoroethane R-114	32,4	145
Chloropentafluoroethane R-115	30,8	79
Hydrofluorocarbons(HFCs)		
Trifluoromethane R-23	48,3	26
Difluoromethane R-32	57,4	78
Fluoromethane R-41	59	44
Pentafluoromethane R-125	36,3	66
1,1,1,2-Tetrafluoroethane R-134a	40,6	101
1,1,1-Trifluoroethane R-143a	37,6	73
1,1-Difluoroethane R-152a	44,5	112
1,1,1,2,3,3,3-Hepta- R-227ea	28,7	101
Fluoropropane		
1,1,1,3,3,3-Hexa- R-236fa	31,9	124
Fluoropropane		
1,1,1,2,3,3-Hexa- R-236ea	34,1	139
Fluoropropane		
1,1,1,3,3-Penta- R-245fa	36,1	153
Fluoropropane		
1,1,2,2,3-Penta- R-245ca	38,9	174

fluoropropane		
Octafluorocyclobutane RC-318	27,8	114
1,1,1,2,2,3,3,4-Octa R-338mccq	27,2	159
fluorobutane		
1,1,1,3,3-Pentafluorobutane R-365mfc	32,7	187

Hydrofluoroolefins(HFOs)		
2,3,3,3-Tetra HFO-1234yf Fluoropropene	33,8	94,7
Hydrochlorofluroarbons(HCFCs)		
Dichlorofluoromethane R-21	51,8	178
Chlororodifluoromethane R-22	49,9	96
1,1-Dichloro- R-123 2,2,2-trifluoroethane	36,-	183
2-Chloro- R-124 1,1,1,2-tetrafluoroethane	36,2	122
1,1-Dichloro-1-fluoroethane R-141b	42,1	204
1-Chloro-1,1-difluoroethane R-142b	40,6	137
Siloxanes		
Hexamethyldisiloxane MM	19,1	245
Octamethyltrisiloxane MDM	14,4	291
Decamethyltetrasiloxane MD2M	12,2	326
Dodecamethylpentaloxane MD3M	9,3	354
Octamethylcyclotetrasiloxane D4	13,1	312
Decamethyicyclopentasiloxane D5	11,6	346
Dodecamethylcycloexasiloxane D6	9,6	371
Alcohols		
Methanol -	81,0	240
Ethanol -	40,6	241
Fluorinated ether		
Pentafluorodimethylether RE125	33,6	81
Bis-difluoromethyi-ether RE134	42,3	147
2-Difluorodimethoxy- RE245 1,1,1-trifluoroethane	34,2	170
Pentafluoromethoxyethane RE24mc	28,9	134
Heptafluoropropyi- RE347mcc methyl-ether	24,8	165
Ethers		
Dimethyl-ether RE170	53,7	127

Diethyl-ether	R610	36,4	193
Inorganics			
Ammonia	R717	113,3	132
Water	R718	220,6	374
Carbon dioxide	R744	73,8	31

II.3 Les fluides de travail mélangés

Les mélanges de fluides purs montrent des propriétés intéressantes capables d'améliorer les performances 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). L'intérêt pour les mélanges de fluides de travail organiques concerne également l'optimisation des composants [19] du système ORC et les performances économiques [20].

II.3.1 Caractéristiques des mélanges zéotropiques

Les mélanges zootropes correspondent à un type spécifique de mélange composé de plusieurs fluides purs. En effet, ce type de mélange a la particularité d'avoir une évolution nonisotherme lors de son changement de phase (à pression constante), de l'état liquide à l'état vapeur et inversement. Cette variation de température lors des étapes diphasiques d'évaporation et de condensation est appelée « glissement de température ». L'existence de ce glissement résulte de températures de saturation différentes des espèces pures composant le mélange. En effet, à l'état monophasique liquide ou vapeur, un même mélange zootrope possède une composition fixe. Lorsque ce mélange commence à s'évaporer à pression constante, l'espèce pure possédant la température de saturation la plus basse s'évapore en premier, suivie de l'espèce possédant la température de saturation la plus élevée (le phénomène inverse s'observe lors de la condensation). Ce phénomène est notamment utilisé depuis très longtemps dans le domaine de la distillation (permettant de séparer des espèces initialement parfaitement miscibles). Or, dans le cas d'une installation ORC, le mélange zéotrope se trouve en circulation au sein d'un circuit fermé. Par conséquent, lorsque qu'une quantité a de mélange de composition zα liquide s'évapore, celles-ci restent constantes et on retrouve cette même quantité de mélange de composition zα à l'état vapeur. Au cours de l'étape d'évaporation, la composition globale zα de cette quantité a reste identique, mais la composition des phases liquide et vapeur coexistantes évolue tout au long de l'étape diphasique du fait des températures de saturation différentes des

espèces pures. Cette différence de température de saturation et de composition locale se traduit par un glissement de température entre les points de bulle2 et de rosée3 du mélange de composition zα.

Le principe de glissement de température pour un mélange zootrope au sein d'un cycle organique de Rankine est illustré au sein des Figures II.2 (a) et (b), avec la représentation couplée d'un diagramme Température-Entropie d'évaporation d'un mélange binaire de composition zα et du diagramme de phase Température-Composition correspondant [21].

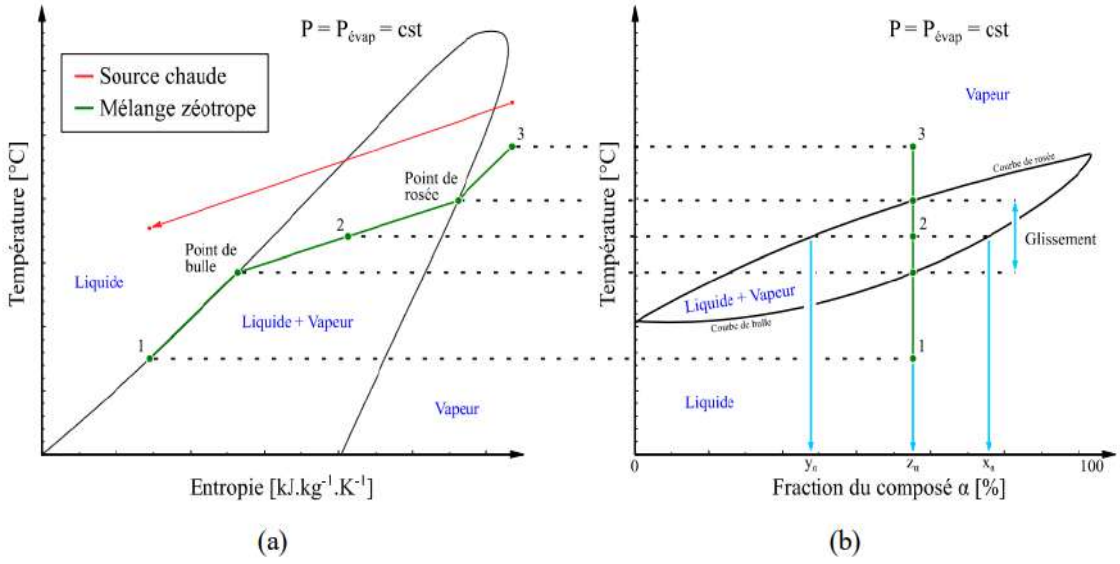


Figure II.2 : Evaporation d'un mélange zootrope binaire de

Composition globale zα (a) Diagramme T-s, (b) Diagramme de phase[22]

Les recherches concernant l'utilisation des mélanges zootropes pour le cycle ORC augmentent de plus en plus, mais restent encore limitées. Un résumé des recherches dans d'utilisation des mélanges non-azéotropes comme fluide de travail du cycle ORC est présentée le Tableau II.2

Tableau II.2 : Résumé des recherches sur l'utilisation des fluides zootropes comme fluide de travail du cycle ORC [6]

Réf	Fluides étudiés	Remarques
Wang et al . 2010 [23]	M1(R245fa pur), M2(R245fa/R152a, 0.9/0.1), M3(245fa/R152a,0.7/0.3) sont Expérimentalement testés avec un cycle Solaire de Rankin à basse température	Rendement du collecteur et rendement Thermique du cycle avec les mélanges zootropes sont supérieurs qu'avec le Fluide pur
Baik et al .2012 [24]	Comparaison de la puissance optimale du cycle transcritique de Rankine utilisant les mélanges binaires avec le cycle sous-Critique de Rankine utilisant R134a et R245fa	La puissance optimale du cycle transcritique utilisant le mélange R125\R245fa est 11 %plus grande par rapport à celle du cycle sous-critique avec R134a
Chys et al .2012 [25]	Quelques fluides purs souvent utilisés sont Considérés comme les composés potentiels Pour créer des mélanges binaires et ternaires. La sélection de mélange est discutée. Les Concentrations molaires optimales sont suggérées dans l'article	L'utilisation des mélanges zéotropes appropriés comme fluide de travail donne des effets positifs sur la performance du cycle ORC. L'addition d'un troisième composé à un mélange binaire donne un effet faible
Heberle et al .2012 [26]	Isobutane/isopentane et R227ea/R245fa de différentes compositions sont utilisés comme fluide de travail du cycle sous-critique de Rankine	le changement de phase non-isotherme des mélanges amène à une augmentation du rendement en comparaison avec les fluides purs
Dai et al .2013 [27]	Les mélanges zéotropes du dioxyde de carbone avec 7 fluides de bas GWP sont utilisés comme fluide de travail du cycle transcritique de Rankine	Ces mélanges zéotropes peuvent aider à améliorer le rendement thermique du cycle transcritique de Rankine et à diminuer la pression opérationnelle en comparaison au cycle utilisant le CO2 pur

II.4. Critères de sélection de fluide de travail

Le fluide de travail joue un rôle très important au sein des cycles organiques de Rankine. En effet, il se trouve être le vecteur de la conversion d'énergie thermique en énergie électrique. Par conséquent, il convient de définir de façon appropriée les critères de sélection de ce fluide de travail. De nombreux auteurs se sont intéressés à cette question afin des lister les caractéristiques optimales à prendre en compte lors du choix d'un fluide de travail au sein d'un ORC**.** Les principaux critères définis au sein de ces travaux sont présentés ci-dessous [13] :

• Performances thermodynamiques : le fluide de travail utilisé au sein d'une installation donnée doit permettre à ce cycle ORC d'atteindre les valeurs de rendement de conversion les plus

élevées ainsi que la production d'énergie la plus importante possible au regard des températures et pressions limites de ce cycle imposées par les sources de chaleur. Cependant, chaque fluide possède des propriétés thermodynamiques différentes (point critique, chaleur latente, chaleur spécifique, densité, viscosité, etc.) ; il convient donc d'effectuer un travail amont de simulation numérique lors du dimensionnement d'une installation expérimentale afin de tenir compte de ces différences d'un fluide à l'autre et ainsi de sélectionner le fluide permettant d'obtenir les meilleures performances pour l'application donnée.

• Courbe de saturation : tel que présenté avec la description des différentes étapes suivies par le fluide de travail au sein d'un cycle ORC, le fluide à haute pression passe de l'état liquide à l'état vapeur avant d'entrer au sein de l'organe de détente. Au cours de cette étape à pression haute fixée, le fluide est chauffé à l'état liquide jusqu'à atteindre sa température de saturation, puis s'évaporer à la température fixe de saturation (évaporation diphasique), pour enfin arriver à l'état de vapeur seule et être potentiellement surchauffée (surchauffe monophasique). Cette dernière phase de surchauffe monophasique n'est pas nécessaire au fonctionnement du cycle ORC et va principalement dépendre du type de fluide de travail utilisé. En effet, il est possible de faire une distinction de ces fluides en trois catégories différentes pouvant entraîner le besoin de surchauffer la vapeur au sortir de la phase d'évaporation. Ces trois types de fluides sont représentés au sein de la Figure II.3.

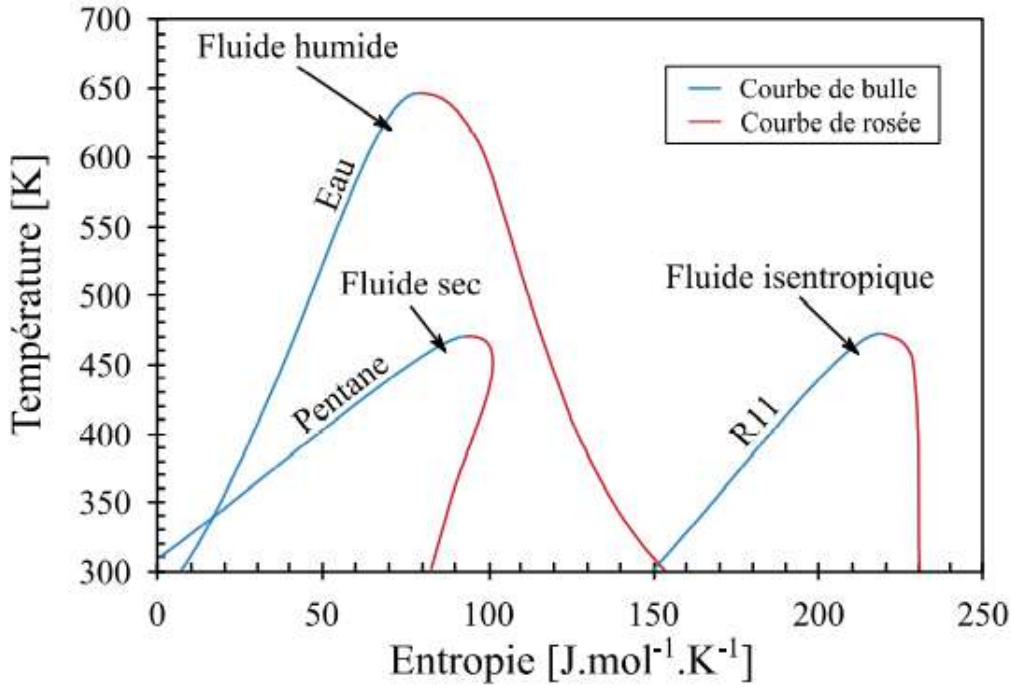


Figure II.3 : Diagrammes T-s des trois types de fluides existants : humide, sec et isentropique [13]

On peut donc distinguer les fluides de travail selon leur qualification : humide, sec ou isentropique. En effet, comme représentés au sein de la Figure II.3, ces trois types de fluides possèdent une évolution différente de leur courbe de rosée, avec respectivement une pente négative, positive et nulle. Cette variation de courbe de rosée est une notion importante à prendre en compte lors de la détente du fluide de travail. Dans le cas d'un fluide humide, si la vapeur n'est pas surchauffée et que la détente s'effectue directement depuis le point de rosée situé sur la courbe de saturation, il y a un très grand risque que la pression basse atteinte en fin de détente entraîne un état diphasique du fluide. Cet état diphasique peut représenter un risque pour l'organe de détente en lui-même, du fait de l'apparition de gouttes de liquide à haute vitesse qui peuvent venir endommager les composants mécaniques de cet organe. De ce fait, dans le cas d'un fluide de travail humide, une surchauffe significative sera nécessaire, tandis que pour un fluide sec ou isentropique elle ne le sera pas.

- Masse volumique : à débit massique équivalent, un fluide de travail possédant une masse volumique liquide plus élevée entraînera un débit volumique plus faible et donc une consommation électrique moindre pour la pompe de circulation. De plus, en phase vapeur lors des étapes diphasiques d'évaporation et de condensation, du fait d'un débit volumique plus faible, les pertes de charge au sein des échangeurs de chaleur seront réduites.

- Chaleur latente : dans le cas où la puissance transférée entre la source chaude et le fluide de travail est fixée, une chaleur latente importante du fluide de travail entraînera une diminution de son débit. De ce fait, on obtiendra les mêmes avantages pour l'installation ORC que ceux observés dans le cas d'une masse volumique élevée.

- Propriétés de transport : au cours des étapes de transfert thermique et plus particulièrement lors des échanges avec la source chaude, plus la viscosité sera faible et plus la conductivité thermique sera élevée, meilleur sera l'échange sera meilleur. De ce fait, les surfaces nécessaires des échangeurs de chaleur seront plus faibles, entraînant un coût plus faible de ces composants ainsi que des pertes de charges moins élevées. De plus, une faible viscosité entraînera également une diminution des pertes de charges lors de la circulation du fluide de travail.

• Pression haute : la pression haute ou pression d'évaporation du cycle ORC devra être dans une gamme de valeurs acceptable suivant l'application. En effet, plus cette pression sera élevée, plus le dimensionnement des organes (échangeur chaud, organe de détente) en sera influencé ; de fait, les matériaux, dimensions et organes de sécurité nécessaires engendreront des coûts supplémentaires importants.

• Pression basse : la pression basse ou pression de condensation devra quant à elle être autant que possible supérieure à la pression atmosphérique ambiante afin d'éviter des risques d'infiltrations d'air au sein du cycle ORC. La présence d'incondensables vient influencer directement les performances du fluide de travail.

• Stabilité physico-chimique : au-delà de certains niveaux de température, tout fluide organique ainsi que certains fluides naturels présentent un risque de dégradation. Il convient donc de bien prendre en compte ce facteur, propre à chaque fluide afin de sélectionner celui adéquat au niveau de température de la source chaude. De plus, lors de durées de fonctionnement prolongées d'un fluide, celui-ci peut également subir des dégradations, il convient donc de vérifier sa bonne tenue au cours du temps. Enfin, ce fluide est en contact permanent avec différents types de matériaux (possiblement des joints d'étanchéité) et possiblement avec un fluide de lubrification pour la pompe ou l'organe de détente, dont il faudra vérifier la bonne compatibilité avec ce fluide

• Point de solidification : dans le cas de forte variation de la température ambiante et plus particulièrement dans le cas où cette température peut atteindre de très faibles valeurs, il convient de vérifier que le fluide de travail possède un point de solidification supérieur à la plus basse température ambiante atteignable pour éviter tout risque de détérioration au sein de l'installation dans le cas où le fluide de travail viendrait à passer à l'état solide.

• Sécurité : les installations ORC fonctionnent en circuit fermé avec un fluide de travail ; par conséquent, ce circuit doit être parfaitement isolé et hermétique. Cependant, il est possible que des fuites surviennent en fonctionnement ou lors du chargement et déchargement du fluide de travail. De ce fait, il convient de prendre en compte les risques de toxicité liés au fluide utilisé ainsi que les risques d'inflammabilité et d'explosivité. L'American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers a défini des valeurs de référence pour un très grand nombre de fluides utilisés au sein de cycles thermodynamiques, permettant de connaître au préalable les éventuels risques existants.

• Prix et disponibilité : tout comme pour les organes composant l'installation ORC, le fluide de travail peut s'avérer plus ou moins coûteux. Lors du dimensionnement technico-économique d'un cycle, il convient de prendre en compte ces aspects et notamment celui de la disponibilité du fluide, pour ne pas risquer d'entraîner un arrêt long et coûteux de l'installation dans le cas d'un changement de fluide de travail impromptu.

• Risques environnementaux : deux paramètres environnementaux et fortement réglementés sont à prendre en compte lors du choix d'un fluide de travail. Il s'agit du potentiel de destruction de la couche d'ozone (ODP, de l'anglais Ozone DepletionPotential) et le potentiel de réchauffement climatique (GWP, de l'anglais Global WarmingPotential) des fluides de travail. Du fait de règlementations strictes européennes et mondiales, il convient de choisir un fluide de travail avec une valeur d'ODP nulle et une valeur de GWP la plus faible possible.

Tel que répertorié au sein de la liste relative aux critères de sélection d'un fluide de travail approprié à une installation ORC, leur nombre est important. Et ceci d'autant plus que cette liste n'est pas exhaustive et que l'on pourrait également mentionner d'autres paramètres thermodynamiques propres au fluide de travail, par exemple ses propriétés critiques ou encore sa chaleur latente. De ce fait, on comprend aisément que le fluide de travail idéal pour une installation ORC et une source de chaleur donnée n'existe pas et qu'il faudra le choisir en faisant des compromis entre certains des critères mentionnés plus haut. Cependant, deux critères particuliers sont à prendre en compte quelle que soit l'installation et quel que soit le fluide de travail. Il s'agit des paramètres liés aux risques environnementaux, à savoir leurs valeurs d'ODP et de GWP.

II.5 Conclusion

La sélection du fluide de travail joue un rôle crucial dans une installation ORC. Son choix est déterminé par le niveau de température de la source ainsi que d'autres critères (exemple : critères environnementaux, économiques etc.). Enfaite, les propriétés des fluides ont un impact considérable sur les performances, les conditions de fonctionnement des systèmes ORC ainsi que sur l'environnement. Néanmoins, Il n'y pas de fluide ***'idéal'*** et un compromis doit être fait pour atteindre le fluide le plus adéquat à la source et aux conditions de fonctionnement.

Chapitre III

Analyse exergo-environnementale

III.1. Introduction

Le fonctionnement de tout procédé s'effectue en présence d'irréversibilités. Ces irréversibilités se traduisent par une perte d'énergie noble ou mécanisable.

L'analyse exergétique des procédés est une démarche qui se généralise actuellement. Elle est essentielle en vue de l'optimisation énergétique des procédés. [28]

La thermodynamique joue un rôle essentiel dans l'analyse des systèmes et des dispositifs dans lesquels le transfert et la transformation de l'énergie ont lieu. [29]

Dans ce chapitre, on va présenter les notions de base de l'exergie qui permettent la modélisation et l'optimisation thermodynamique et environnementale des systèmes énergétiques.

III.2. Approche exergetique

La création d'entropie a servi aux scientifiques pour mesurer la dégradation de l'énergie, causée par les irréversibilités des transferts et des transformations énergétiques. Ce fait constitue au moins l'une des raisons de l'intérêt de l'emploi de la notion d'exergie pour traiter ces problèmes de dégradations d'énergie.

III.2.1. Exergie

L'exergie a été introduite par Rant (1956), comme étant le travail disponible dans un fluide se trouvant dans un état de non équilibre avec les conditions de référence (T_0,P_0). Auparavant, Gouy (1889) l'appelait ‹‹énergie utilisable›› et Keenan (1932) utilisait le terme "*availability*".

L'exergie utilisée dans l'analyse des systèmes énergétiques, des cycles thermodynamiques et des machines thermiques, peut être aussi utilisée comme un outil d'investigation des procédés chimiques et technologiques. [31]

Ainsi, Szargut et coll [30] définissent l'exergie comme étant la quantité d'énergie mécanisable qu'il est possible d'obtenir avec de la matière qui est portée, dans la transformation réversible mise en œuvre, à l'équilibre thermodynamique avec les composants naturels de l'environnement avec lesquelles elle interagit et uniquement avec ceux-ci.

III.2.2. Différentes formes d'exergie

Comme pour l'énergie, l'exergie d'un flux de matière, peut être divisée en distinctes composantes. En l'absence des effets nucléaires, du magnétisme, de l'électricité et de la tension superficielle [31].

Szargut et coll [30] définissent diverses formes de l'exergie (Ex) qui est une grandeur extensive additive.

$$Ex = Ex_c + Ex_p + Ex_{ph} + Ex_{ch} \qquad \text{(III.1)}$$

Avec :

Ex_c : exergie cinétique

Ex_p : exergie potentielle

Ex_{ph}: exergie physique

Ex_{ch} : exergie chimique

III.2.2.1. Exergies cinétique et potentielle

Les énergies cinétiques et potentielles des fluides sont deux formes d'énergies ayant la totale faculté de fournir un travail mécanique ou son équivalent. Leur évaluation exergétique par rapport au niveau des données de référence donne : [31]

$$Ex_c = \frac{V_0^2}{2} \qquad \text{(III.2)}$$

$$Ex_p = mgz_0 \qquad \text{(III.3)}$$

avec : v_0 : vitesse moyenne du fluide par rapport à la surface de la terre.

z_0 : altitude du fluide au-dessus du niveau de la mer.

III.2.2.2. Exergie physique

L'exergie physique représente le travail que peut fournir une certaine quantité de matière lors d'un processus réversible d'un état initial (T, P) à un état final déterminé par les paramètres de l'environnement (T_0, P_0). [31]

$$Ex_{ph} = (h(T,P) - h(T_0,P_0)) - T_0(s(T,P) - s(T_0,P_0)) \qquad \text{(III.4)}$$

L'exergie physique se décompose en exergies thermique $Ex_{ph}^{\Delta T}$, et mécanique $Ex_{ph}^{\Delta P}$.

III.2.2.3. Exergie chimique

L'exergie chimique est le travail que l'on récupérerait en amenant le flux de matière à l'équilibre chimique (T_0, P_0, z) avec l'environnement (T_0, P_0, z_0) [6]. L'exergie chimique prend en compte la différence de potentiel chimique entre la substance considérée et l'environnement. L'expression générale de l'exergie chimique d'un flux matière est donnée par l'équation (III.5) [31]

$$Ex_{ch} = \Big(\big(h(T_0, P_0, z) - T_0(s(T_0, P_0, z))\big) - \big(h(T_0, P_0, z_0) - T_0(s(T_0, P_0, z_0))\big)\Big) \quad \text{(III.5)}$$

Avec :

z est la composition molaire globale.

III.2.3. Bilan d'exergie

L'analyse exergétique débouche sur une comptabilité qui englobe le premier et le deuxième principe de la thermodynamique. Seule cette forme de comptabilité permet d'évaluer qualitativement et quantitativement les dégradations d'énergie.

L'écriture d'un bilan d'exergie en régime permanent est identique à celle d'un bilan d'énergie, à une différence essentielle prés : l'énergie est conservée alors que l'exergie peut être détruite (consommée) de sorte que le bilan doit contenir un terme d'exergie perdue (Ex_d).

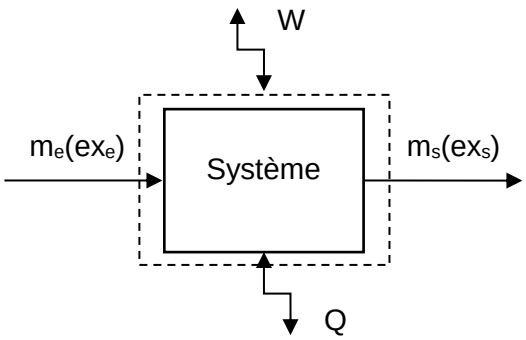


Figure III.1 : Bilan exergétique du système ouvert.

En définissant la fonction exergie par les équations données ci-dessus, le bilan exergétique de la figure (III.1)donne :

$$\sum_{e} \dot{m}_e \; ex_e - \sum_{s} \dot{m}_s \; ex_s + \sum_{k} (1 - \frac{T_0}{T_k}) \dot{Q}_k - \dot{W} - \dot{E}x_D = 0 \qquad \text{(III.6)}$$

Cette équation de bilan exergétique comprend trois termes:

- ✓ Une fonction thermodynamique (Ex) appelée exergie spécifique associée à la matière;
- ✓ Un terme correspondant aux énergies nobles (électrique, mécanique, cinétique et potentielle), dont l'exergie correspondante est dite exergie pure et donnée par W_l
- ✓ Une exergie perdue ou détruite Ex_d, correspondant à la création d'entropie due aux différentes irréversibilités du système est égale à$T_0S_{créée}$.

Ainsi, l'exergie s'avère un outil très efficace pour l'analyse et l'optimisation d'un processus thermodynamique. Un processus est thermodynamiquement idéal s'il ne s'y produit aucune perte d'exergie, et il s'écarte de l'idéal thermodynamique dans la mesure où de l'exergie est consommée.

L'optimisation thermodynamique implique donc une conservation d'exergie et non d'énergie, parce que conformément au premier principe, l'énergie n'est jamais consommée ou détruite. Ainsi, l'amélioration et l'optimisation d'un procédé énergétique peuvent être aux mieux guidées par la détermination des sources et des grandeurs de ses pertes d'exergie [31].

III.2.4.Critères d'évaluation exergétique

Pour caractériser les performances exergétiques d'un équipement ou plus généralement d'un procédé, on utilise le plus souvent les deux critères suivants [32] :

- L'efficacité exergétique (φ_{ex})
- Le rendement exergétique (η_{ex})

III.2.4.1. Efficacité exergétique

C'est par définition, le rapport entre la somme de toutes les formes d'exergie sortantes du système et de la somme des exergies entrantes au système.

$$\varphi_{ex} = \frac{\sum Ex_s}{\sum Ex_e} \qquad \text{(III.7)}$$

III.2.4.2. Rendement exergétique

Le rendement exergétique peut être défini par le rapport d'exergie utile par l'exergie consommé ou par le rapport entre l'exergie sortante et l'exergie entrante qui peut être relative à celle de la source thermique sur lequel le rendement s'est basé.

$$\eta_{ex} = \frac{Ex_{out}}{Ex_{in}} \quad \text{(III.8)}$$

Pour un cycle ORC :

$$\eta_{ex} = \frac{W_{net}}{Ex_{evap}} \quad \text{(III.9)}$$

III.3 Approche exergo-environnementale

L'analyse exergo-environnementale est considérée comme l'un des outils les plus prometteurs pour évaluer le processus de conversion de l'énergie du point de vue environnemental. [33]C'est une combinaison appropriée de l'analyse exergetique et l'analyse de cycle de vie (ACV).
L'analyse exergo-environnementale se compose de trois étapes. La première étape repose sur l'analyse exergetique du système. Dans la deuxième étape, une analyse de cycle de vie (ACV) de (a) chaque composant du système considéré, et (b) tous les flux entrants et sortants du système est effectuée. Dans la dernière étape, l'impact environnemental obtenu à partir de l'ACV est attribué aux flux exergetique.

III.3.1 Analyse de cycle de vie [3]

L'analyse de cycle de vie permet d'identifier les étapes d'un processus qui entrainent le plus grand impact environnemental. La procédure de LCV consiste à la définition des objectifs et du champ de l'étude (définition du système), l'analyse de l'inventaire (identification et quantification de l'ensemble des flux de substances et des émissions du système étudié), et l'interprétation (évaluation des résultats). La quantification de l'impact environnemental se base sur des méthodes d'évaluation qui peuvent interpréter différemment les impacts causés sur l'environnement. La méthode Eco indicateur 99 est retenue pour l'évaluation de l'impact environnemental dans le présent travail.

III.3.2. Bilan exergo-environnemental

Le bilan exergo-environnemental d'un composant (k) peut être décrit comme suit [34] :

$$\sum_s \dot{B}_{s,k} + \dot{B}_{W,k} = \dot{B}_{q,k} + \sum_e \dot{B}_{e,k} + \dot{Y}_k \quad \text{(III.10)}$$

$$\dot{B}_j = b_j \dot{Ex}_j \quad \text{(III.11)}$$

Avec :

$\dot{Y}$: impact environnemental d'un composant (k) du système qui est déterminé par LCV.

$\dot{B}$: impact environnemental exprimé en point de l'eco-indicateur par unité de temps (Pts/s ou mPt/s).

En général, le modèle exergo-environnemental pour un système de conversion d'énergie se compose de bilan de l'impact environnemental de composant (k) et les équations auxiliaires qui sont obtenues en appliquant les principes Fet P.

III.4 Conclusion

L'analyse exégétique est combinée avec l'analyse de cycle de vie pour former l'exergo-environnemental, c'est la mesure la plus utile pour juger de la performance environnementale des systèmes thermodynamiques.

En conséquence, il nous paraît intéressant d'analyser simultanément les aspects énergétique, économique et environnemental d'un système ORC destiné à la récupération et la valorisation des rejets thermiques d'une unité de ciment algérienne. Ce qui nous permet d'effectuer une optimisation multicritère des systèmes ORC via l'approche exergetique.

Chapitre IV

Modélisation et optimisation multi-objective d'un cycle organique de Rankine avec des fluides de travail mélangés

IV.1 Introduction

Ce chapitre est consacré à la modélisation thermodynamique et environnementale d'un cycle organique de Rankine. Il consiste à optimiser une configuration définie du cycle de Rankine utilisant un mélange de fluides organiques pour extraire l'énergie qui réside dans les rejets thermique d'une cimenterie.

Le modèle élaboré est basé sur l'établissement des bilans thermiques, massiques, énergétiques et éxergoenvironnementales. Un code de calcul en Matlab a été développé à cet effet pour prendre en charge les différentes étapes de la modélisation.

IV.2 Description du Système ORC étudié

Le procédé de fabrication du ciment est caractérisé par des pertes de chaleur importantes qui sont principalement causées par les gaz chauds d'exhaure (de rejet) du préchauffeur à cyclones. Ces gaz sont produits par les réactions physico-chimiques des matières premières et par la combustion de combustible utilisé (gaz naturel, charbon, fuel) dans le four.

L'énergie calorifique de ces gaz peut être efficacement utilisée dans un système de récupération de chaleur (ORC) pour produire de l'électricité et réduire les émissions de CO2.

Les données du gaz d'exhaure du préchauffeur à cyclones pour une unité de ciment algérienne produisant un million de tonnes de clinker par an sont présentées dans le tableau IV.1.

Tableau IV.1 : Propriétés du gaz exhaure du préchauffeur à cyclones [3]

Paramètres	Valeurs
Température du gaz à la sortie du préchauffeur	350 °C
Débit massique	48 kg/s
Composition	

CO_2	18.33%
N_2	63.86%
H_2O	11.12%
O_2	6.69%

Selon le tableau, les gaz sont rejetés à l'atmosphère à une température de 350°C, cette chaleur perdue à haute température va constituer la source de chaleur d'un cycle organique de Rankine (ORC) comprenant un préchauffeur, un évaporateur, une turbine, un condenseur et une pompe. Le principe du système proposé est défini dans la figure IV.1.

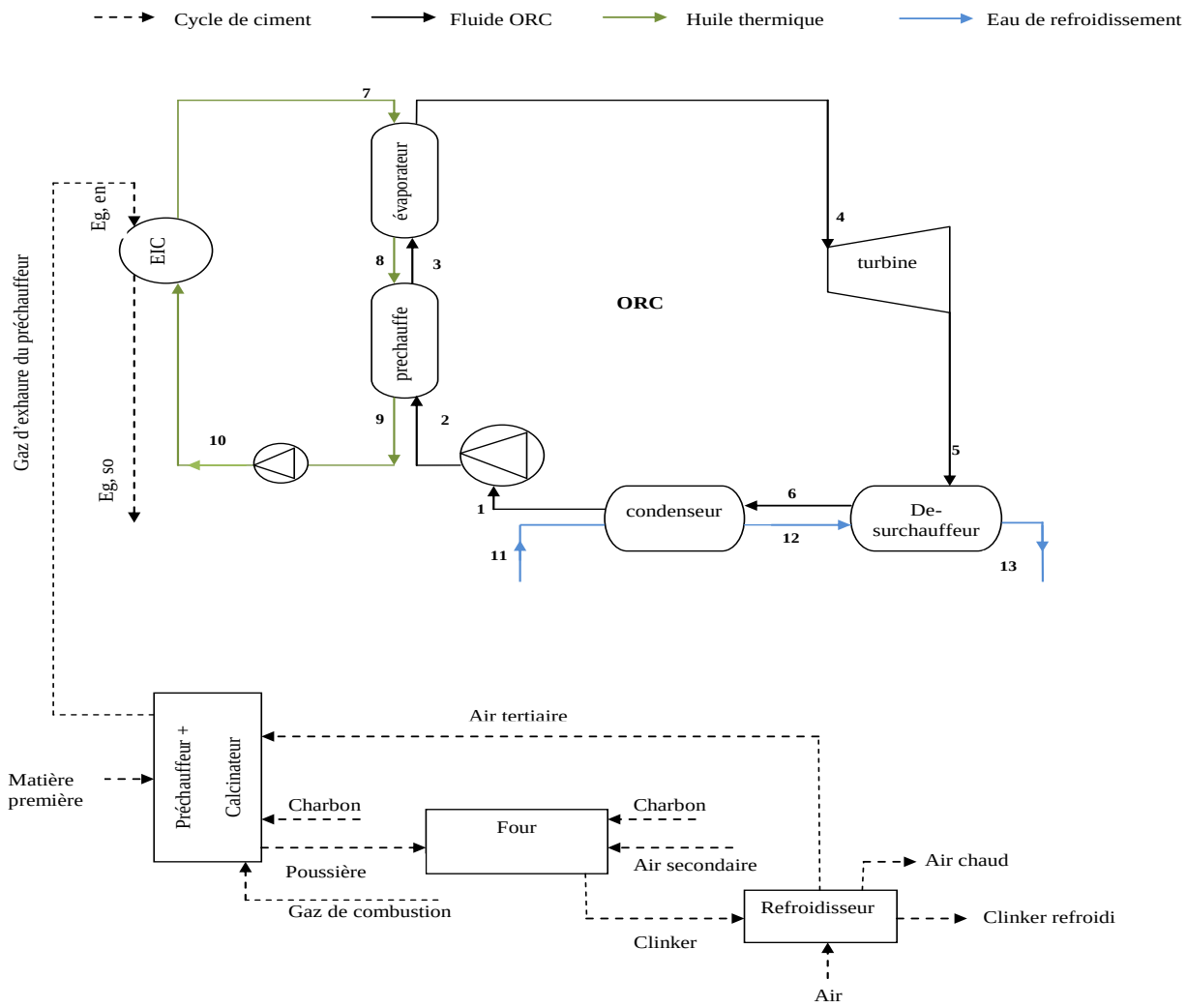


Figure IV.1 : Schéma descriptif du système ORC proposé [28].

Un circuit intermédiaire d'huile thermique (Dowtherm Q) est utilisé pour transférer la chaleur de gaz au fluide de travail à travers les échangeurs de chaleur (7-10). Ceci est nécessaire pour des raisons de sécurité, pour éviter le risque des fluides inflammables et prévenir les défaillances de l'échangeur de chaleur [35]. La chaleur du gaz d'échappement transmise par l'huile thermique est utilisée pour chauffer puis vaporiser (2-4) le fluide organique qui sera ensuite détendu dans une turbine (4-5) générant de l'électricité par l'intermédiaire d'un alternateur électrique. Ensuite, la vapeur à la sortie de la turbine est condensée dans le condenseur (5-1) en utilisant comme fluide de refroidissement de l'eau.
Le liquide organique sortant du condenseur est finalement pompé à l'évaporateur (1-2) pour compléter le cycle.

VI.3 Sélection des fluides de travail

Le choix du fluide de travail pour le cycle organique de Rankine est d'une importance capitale. Une vaste documentation existe sur la sélection des fluides de travail pour l'élaboration de systèmes ORC.
Les fluides organiques secs et isentropiques sont les plus appropriés pour les systèmes ORC, Cela est dû au fait qu'avec des fluides humides, la détente se produit dans la région bi phasique, ce qui provoque une condensation précoce dans la turbine.
Le choix du fluide de travail dépend également de la température (classe) de la source de chaleur [36]. Les fluides ayant une température critique élevée ou un point d'ébullition élevé tel que le toluène, le benzène et le cyclohexane sont généralement utilisés lorsque la source chaude est disponible à des niveaux de températures élevées (typiquement proche de 300°C).
Sur la base de ces considérations, un mélange zéotropique de deux fluides organiques (50% Cyclohexane/ 50% Toluène) et (50% Benzène/ 50% Toluène) est sélectionné comme fluide de travail pour le cycle organique de Rankine dans le cadre de cette étude. Les propriétés des fluides sélectionnés sont présentées dans le tableau ci-dessous.

Tableau IV.2 : Propriétés des fluides de travail.

Fluide	Masse Moléculaire (g/mole)	Température Critique (°C)	Pression Critique (bar)	type
Cyclohexane	84.16	280.49	40.75	isentropique
Toluène	92.14	320.73	42.40	isentropique

VI.4 Modélisation exergoenvironnementale du système ORC

La modélisation exergoenvironnementale du système ORC est présentée dans cette section. Pour chaque composant du système, des équations de masse et d'énergie et un bilan exergétique et des bilans environnementaux seront donnés pour estimer le rendement exergétique, l'irréversibilité du système et l'impact environnemental du système. Certaines hypothèses simplificatrices [39] tirées de la littérature, sont utilisées dans cette étude :

- Le fonctionnement du système est en régime permanent.
- les énergies cinétiques et potentielles sont négligées.
- Les pertes de pression dans les conduites de raccordement sont négligées.

IV.4.1 Bilan massique

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_{ft} \quad \text{(IV.1)}$$

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} = \dot{m}_{13} = \dot{m}_{eau} \quad \text{(IV.2)}$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_{hto} \quad \text{(IV.3)}$$

IV.4.2 Bilan massique énergétiques et exégétiques

- Pompe (ORC)

$$\dot{W}_{p,ORC} = \dot{m}_{ft}(h_2 - h_1) \quad \text{(IV.4)}$$

$$\dot{E}x_{D,p} = \dot{W}_{p,ORC} + \dot{E}x_1 - \dot{E}x_2 \quad \text{(IV.5)}$$

- Préchauffeur

$$Q_{pre} = \dot{m}_{ft}(h_3 - h_2) = \dot{m}_{htf} Cp_{hto}(T_8 - T_9) \quad \text{(IV.6)}$$

$$\dot{E}x_{D,pre} = (\dot{E}x_8 - \dot{E}x_9) + (\dot{E}x_2 - \dot{E}x_3) \quad \text{(IV.7)}$$

- Evaporateur

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_{ft}(h_4 - h_3) = \dot{m}_{hto} Cp_{hto}(T_7 - T_8) \quad \text{(IV.8)}$$

$$\dot{E}x_{D,eva} = (\dot{E}x_7 - \dot{E}x_8) + (\dot{E}x_3 - \dot{E}x_4) \quad \text{(IV.9)}$$

- Turbine

$$\dot{W}_{tur} = \dot{m}_{ft}(h_4 - h_5) \quad \text{(IV.10)}$$

$$\dot{E}x_{D,tur} = -\dot{W}_{tur} + \dot{E}x_4 - \dot{E}x_5 \quad \text{(IV.11)}$$

- Désurchauffeur

$$\dot{Q}_{des} = \dot{m}_{ft}(h_5 - h_6) = \dot{m}_{eau} Cp_{eau}(T_{13} - T_{12}) \quad \text{(IV.12)}$$

$$\dot{E}x_{D,des} = (\dot{E}x_{12} - \dot{E}x_{13}) + (\dot{E}x_5 - \dot{E}x_6) \quad \text{(IV.13)}$$

- Condenseur

$$\dot{Q}_{con} = \dot{m}_{ft}(h_6 - h_1) = \dot{m}_{eau} Cp_{eau}(T_{12} - T_{11}) \quad \text{(IV.14)}$$

$$\dot{E}x_{D,des} = (\dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{12}) + (\dot{E}x_6 - \dot{E}x_1) \quad \text{(IV.15)}$$

- Pompe (HTO)

$$\dot{W}_{p,hto} = \dot{m}_{hto} Cp_{hto}(T_{10} - T_9) \quad \text{(IV.16)}$$

$$\dot{E}x_{D,p,hto} = \dot{W}_{p,hto} + \dot{E}x_9 - \dot{E}x_{10} \quad \text{(IV.17)}$$

- Echangeur interne de chaleur (IHE)

$$\dot{Q}_{ihe} = \dot{m}_{hto} Cp_{hto}(T_7 - T_{10}) = \dot{m}_g Cp_g(T_{g,e} - T_{g,s}) \quad \text{(IV.18)}$$

$$\dot{E}x_{D,ihe} = (\dot{E}x_{g,e} - \dot{E}x_{g,s}) + (\dot{E}x_{10} - \dot{E}x_7) \quad \text{(IV.19)}$$

IV.5 Modélisation de l'impact environnemental des composants du système ($\dot{Y}$)

Pour estimer l'impact environnemental lié aux composants, il est d'abord nécessaire d'avoir des informations sur les poids, les matériaux principaux et les processus de production de tous les éléments pertinents de l'équipement nécessaires à l'installation du système. Généralement, ces informations ne sont pas très largement publiées. Pour cette raison, l'ACV prend en compte uniquement les principaux matériaux de construction. Il est considéré que tous les principaux équipements du système sont construits en acier inoxydable. Par conséquent, l'impact de l'équipement est évalué approximativement à celui associé à la production de la quantité d'acier requise. L'impact environnemental ($\dot{Y}$) de chaque équipement est exprimé comme suit :

- Pompes et turbine

$$\dot{Y}_k = \frac{M_k \times \omega_{acier}}{N \times n} \qquad k = \text{pompe, turbine} \quad \text{(IV.20)}$$

Où M_k est le poids de l'équipement k calculé comme 1,2 kg par 1 kW de puissance [37], ω_{acier} est l'impact environnemental associé à la production de 1 kg d'acier inoxydable, N et n sont la période de fonctionnement annuel du système et la durée de vie du système.

- Echangeurs de chaleur

$$\dot{Y}_k = (A_k s \rho_{acier} \omega_{acier}) / (N \times n) \quad \text{(IV.21)}$$

$$k = \text{préchauffeur, evaporateur, Désurchauffeur, condenseur}$$

Où A_k est la surface de l'échangeur k, s et ρ_{acier} sont l'épaisseur et la masse volumique d'acier.

IV.5.1 Équations du bilan de l'impact environnemental

- Pompe (ORC)

$$\dot{B}_1 + \dot{B}_{P,ORC} + \dot{Y}_{P,ORC} = \dot{B}_2 \quad \text{(IV.22)}$$

- Préchauffeur

$$B_2 + B_8 + \dot{Y}_{Pre} = B_3 + \dot{B}_9 \quad \text{(IV.23)}$$

$$\dot{B}_8 = \dot{B}_9$$

- Evaporateur

$$\dot{B}_3 + \dot{B}_7 + \dot{Y}_{eva} = \dot{B}_4 + \dot{B}_8 \quad \text{(IV.24)}$$

$$\dot{B}_7 = \dot{B}_8$$

- Désurchauffeur

$$\dot{B}_5 + \dot{B}_{12} + \dot{Y}_{des} = \dot{B}_6 + \dot{B}_{13} \quad \text{(IV .25)}$$

$$\dot{B}_5 = \dot{B}_6$$

- Condenseur

$$\dot{B}_6 + \dot{B}_{11} + \dot{Y}_{con} = \dot{B}_1 + \dot{B}_{12} \quad \text{(IV.26)}$$

$$\dot{B}_6 = \dot{B}_1$$

$$\dot{B}_{11} = 0$$

- Pompe (HTO)

$$\dot{B}_9 + \dot{B}_{P,HTO} + \dot{Y}_{P,HTO} = \dot{B}_{10} \quad \text{(IV.27)}$$

- Echangeur interne de chaleur (IHE)

$$\dot{B}_{10} + \dot{B}_{g,e} + \dot{Y}_{IHE} = \dot{B}_7 + \dot{B}_{g,s} \quad \text{(IV.28)}$$

$$\dot{B}_{g,e} = \dot{B}_{g,s}$$

$$\dot{B}_{g,e} = 0$$

IV.5. 2 Performances du système ORC

La puissance électrique nette du cycle est définie comme :

$$\dot{W}_{nette} = \dot{W}_{tur} - \dot{W}_{p,ORC} - \dot{W}_{p,hto} \quad \text{(IV.29)}$$

Le rendement exergetique du système se définit comme le rapport entre la puissance nette développée et l'exergie consommée ou fournie au système et s'écrit :

$$\dot{\eta}_{ex} = \frac{\dot{W}_{nette}}{\dot{E}x_{g,e}} \quad \text{(IV.30)}$$

L'impact environnemental de la puissance produite s'écrit comme :

$$b_{net,sys} = \frac{\dot{B}_{net}}{\dot{W}_{net}} \quad \text{(IV.31)}$$

IV.6 Etude paramétrique

Une étude paramétrique a été menée pour évaluer l'effet de certains paramètres opératoires sur la puissance nette produite et le rendement exergetique du système ORC.
Dans l'étude paramétrique, Chaque paramètre analysé a été modifié à son tour tandis que les autres étaient maintenus constants. Les valeurs des principaux paramètres fixes utilisés pour réaliser la simulation et l'optimisation de cycles ORC sont présentées dans le tableau IV.3.

Tableau IV.3 : Valeur des paramètres utilisés pour la simulation du système ORC [38, 39, 40].

Paramètre	Valeur
Température de l'environnement (°C)	25
Pression de l'environnement (bar)	1
Température de gaz d'exhaure (°C)	350
Débit de gaz d'exhaure (kg/s)	48.34
Débit de fluide caloporteur (kg/s)	25
Efficacité isentropique de turbine (%)	85
Efficacité isentropique de pompe (%)	70

IV .6.1 Effet de la pression d'entrée de la turbine

L'effet de la pression d'entrée de la turbine sur l'efficacité exergetique du système ORC pour les deux mélanges de fluides benzene/toluène (0.5/0.5) et le cyclohexane/toluène (0.5/0.5) est présenté dans la figure IV.2.
La figure IV.2 indique que, l'efficacité exergetique augmente et diminue avec l'augmentation de la pression de la turbine. Elle montre aussi qu'il existe une pression optimale où L'efficacité exergitique atteint son maximum pour les deux mélanges de fluides de travail, on déduit du graphe que cette pression optimale est de 10bar pour les deux mélanges les valeurs de l'efficacité exergetique max relative à cette pression optimale sont respectivement 26.63% et 25.86% pour le cyclohexane/toluene et le benzene/toluene ,le mélange cyclohexane/toluene représente une efficacité exergetique supérieure à celle du mélange benzene /toluene. Cela s'explique au fait qu'une augmentation de la pression d'entrée de la turbine peut entraîner une grande différence d'enthalpie dans la turbine et une réduction de débit massique de la vapeur produite dans l'échangeur de chaleur, l'augmentation initiale de la puissance nette peut être attribuée à la première cause (différence d'enthalpie). En revanche, l'effet de la diminution de

débit de vapeur qui l'emporte sur l'effet de l'augmentation de la différence d'enthalpie conduit à une diminution significative de la puissance de turbine plus tard [41].

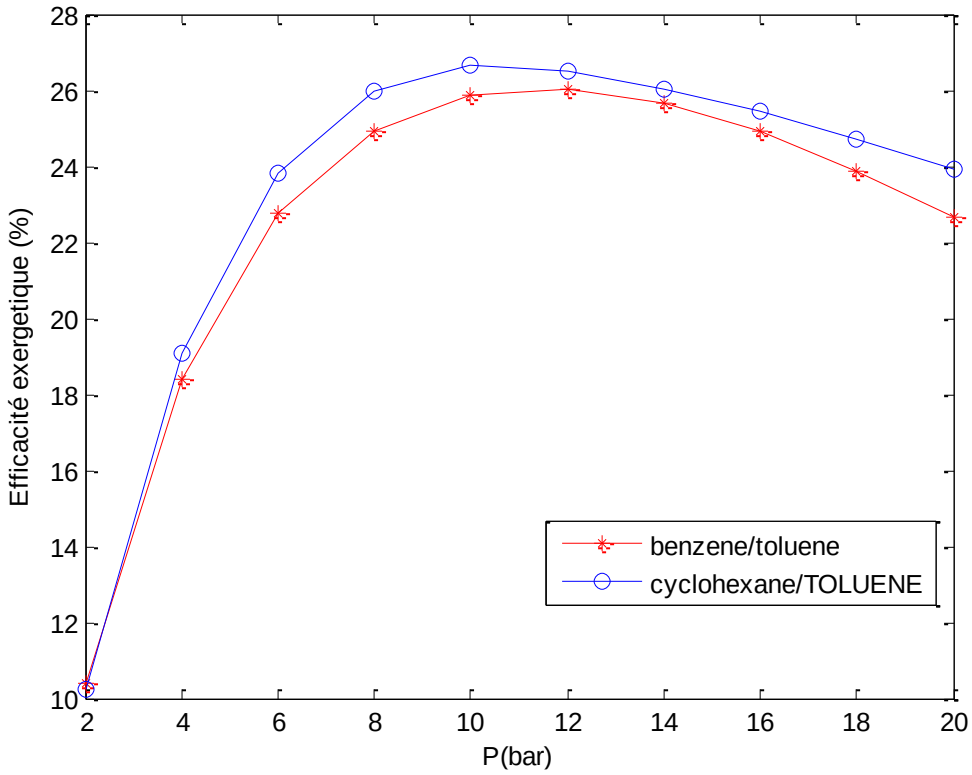


Figure IV.2 : Effet de la pression d'entrée de la turbine sur l'efficacité exergetique.

La figure IV.3 indique l'influence de la pression d'entrée de la turbine sur le coût environnemental pour les deux mélanges de fluides utilisés. Le coût environnemental diminue avec l'augmentation de la pression d'entrée de la turbine.

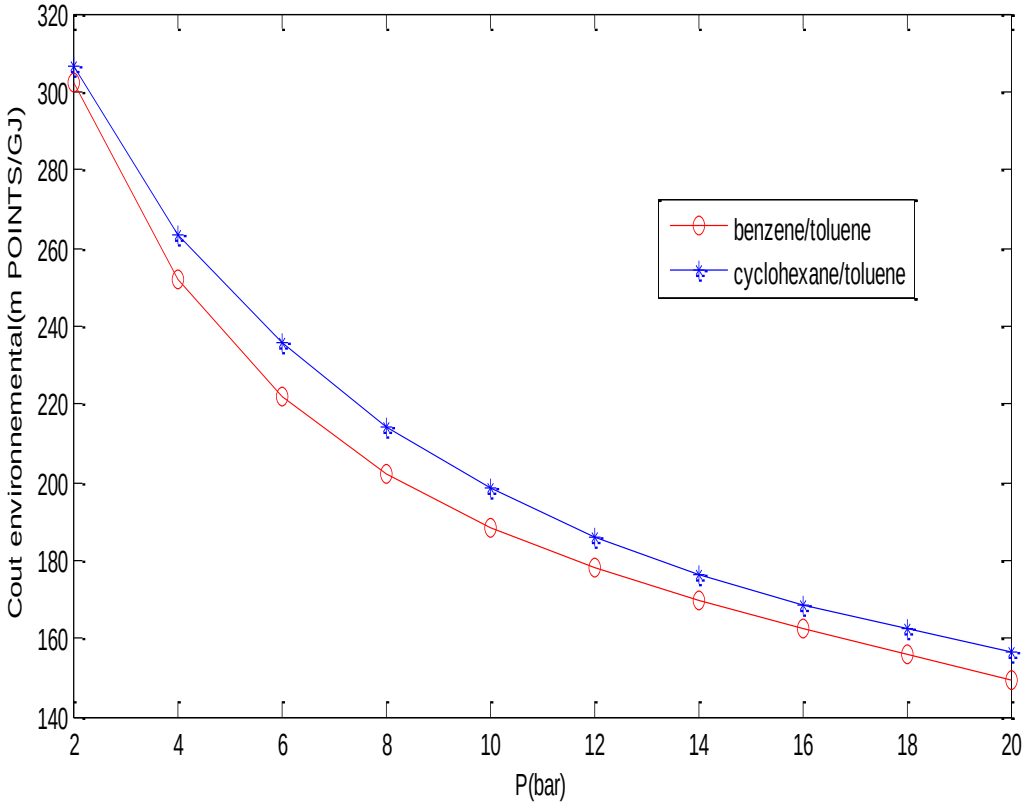


Figure IV.3 : Effet de la pression d'entrée de turbine sur l'impact environnementalde

IV.6.2 Effet de la température du fluide caloporteur

La figure IV.4 montre l'effet de la température du fluide caloporteur sur l'efficacité exergetique. D'une manière générale, l'augmentation de la température du fluide caloporteur conduit à une augmentation de l'efficacité exergetique pour les deux mélanges de fluides de travail. En effet, entre 545°k et 565°k l'efficacité exergetique est identique pour les deux mélanges de fluides. Ceci se produit parce que, lorsque la température de fluide caloporteur augmente, il y aura davantage de vapeur du fluide de travail qui se produit dans l'évaporateur, cela se traduit par une augmentation de la puissance nette et par conséquent une augmentation de rendement exergétique.

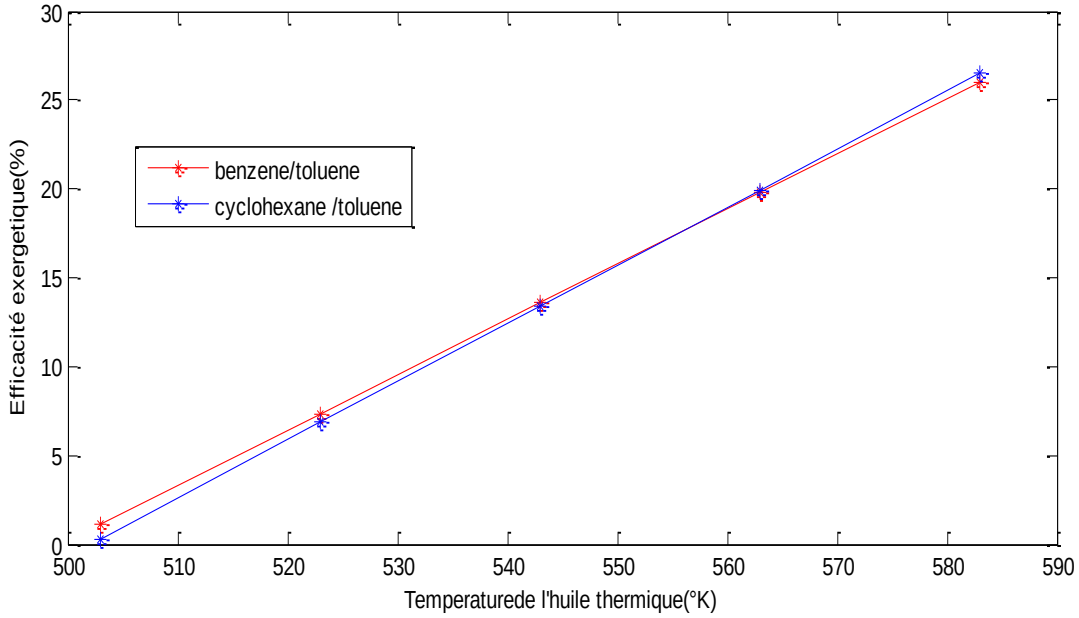


Figure IV.4 : Effet de la température du fluide caloporteur sur l'efficacité exergetique

La figure IV.5 montre l'effet de la température du fluide caloporteur sur l'impact environnemental. L'augmentation de la température du fluide caloporteur conduit à une diminution puis une augmentation de l'impact environnemental, cet effet est plus marqué pour desvaleursélevéesdelatempératuredufluidecaloporteur.il existe une température optimale ou l'impact environnemental est minimal, cette température optimale semble se situer à523°k ,elle est identique pour les deux mélanges de fluides cette valeur minimise l'impact environnemental jusqu'à 59.49(mpts /GJ) toujours pour les deux mélanges de fluides.

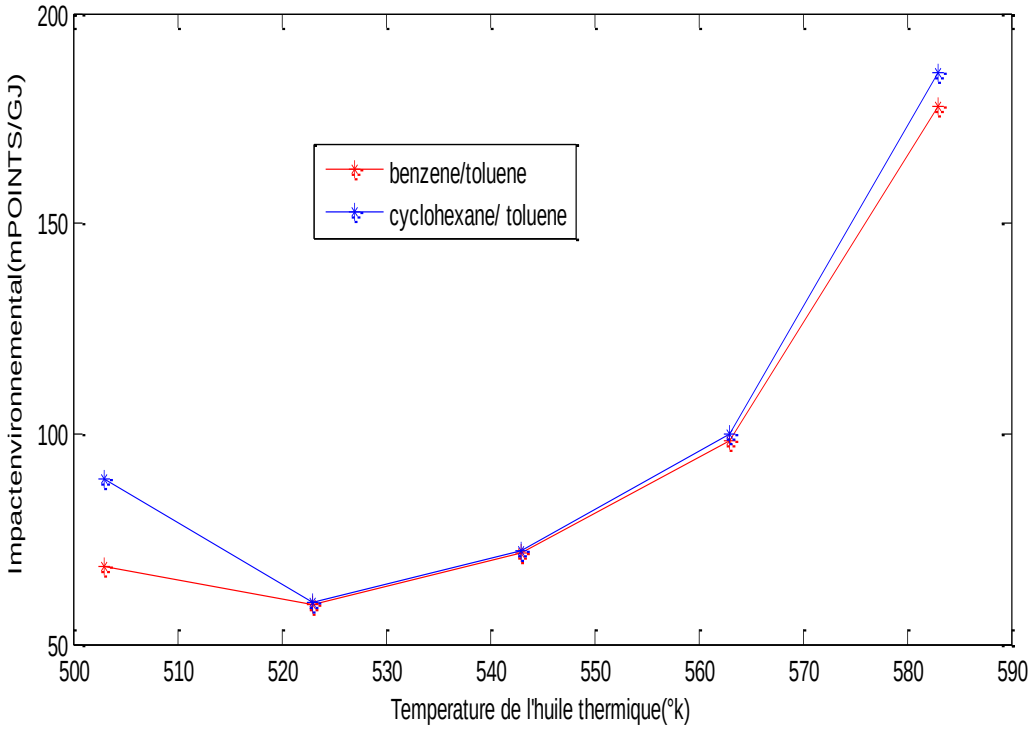


Figure IV.5 : Effet de la température du fluide caloporteur sur l'impact environnemental

IV.6.3 Effet de point de pincement dans l'évaporateur

La figure IV.6 illustre l'effet du point de pincement dans l'évaporateur sur l'efficacité exergetique. On peut observer sur cette figure que l'efficacité exergétique diminue avec l'augmentation du point de pincement dans l'évaporateur. L'augmentation du point de pincement dans l'évaporateur engendre une diminution de débit massique du fluide organique en diminuant la puissance de la turbine, ce qui entraine une diminution du rendement exergétique [42].

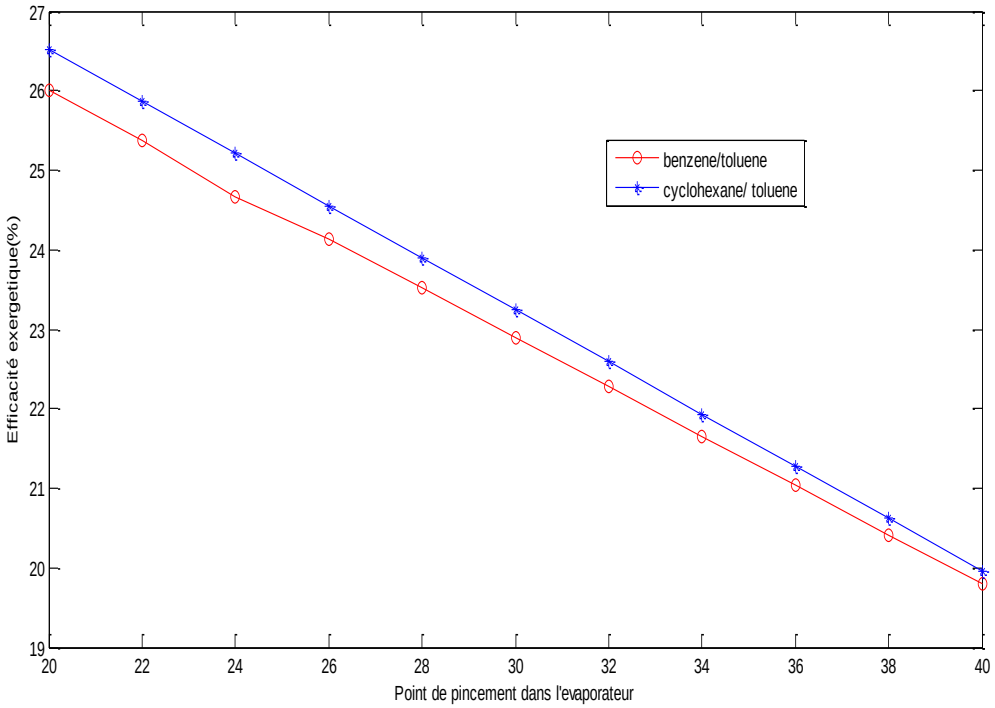


Figure IV 6 : Effet de point de pincement dans l'évaporateur sur l'efficacité exergitique

La figure IV.7 illustre la variation de l'impact environnemental de la puissance électrique du système en fonction de la température de pincement dans l'évaporateur. L'impact environnemental diminue avec l'augmentation du point de pincement de façon continue pour les deux mélanges de fluides de travail.

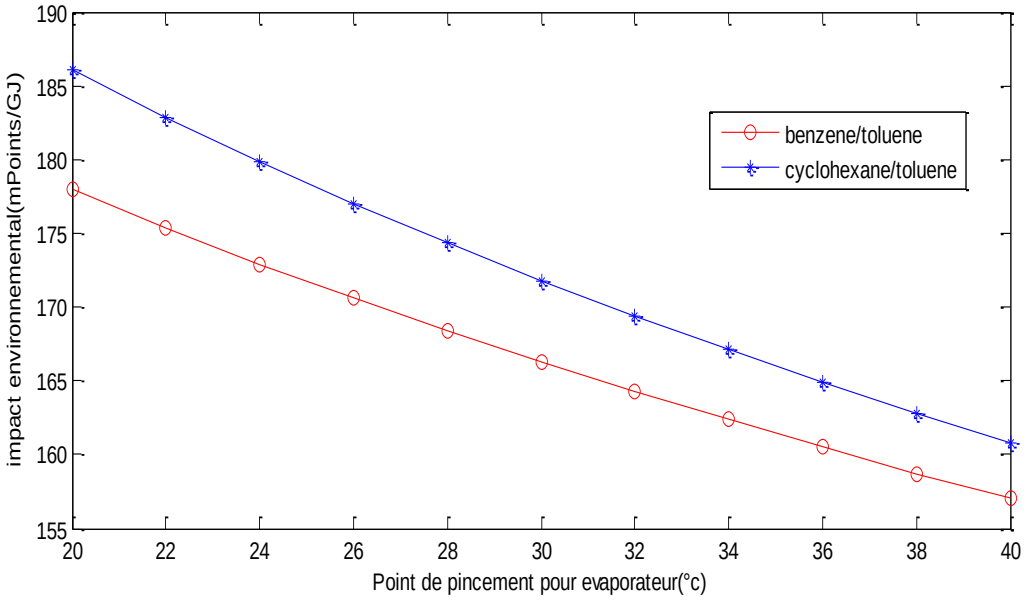


Figure IV.7 : Effet de point de pincement dans l'évaporateur sur l'impact environnemental.

IV.6.4 Effet de point de pincement dans le condenseur

La figure IV.8 illustre l'effet du point de pincement dans Le condenseur sur l'efficacité exergetique pour les deux mélanges de fluides de travail. On peut observer que le l'efficacité exergetique ne change pas et reste constante on augmentant le point de pincement dans le condenseur.

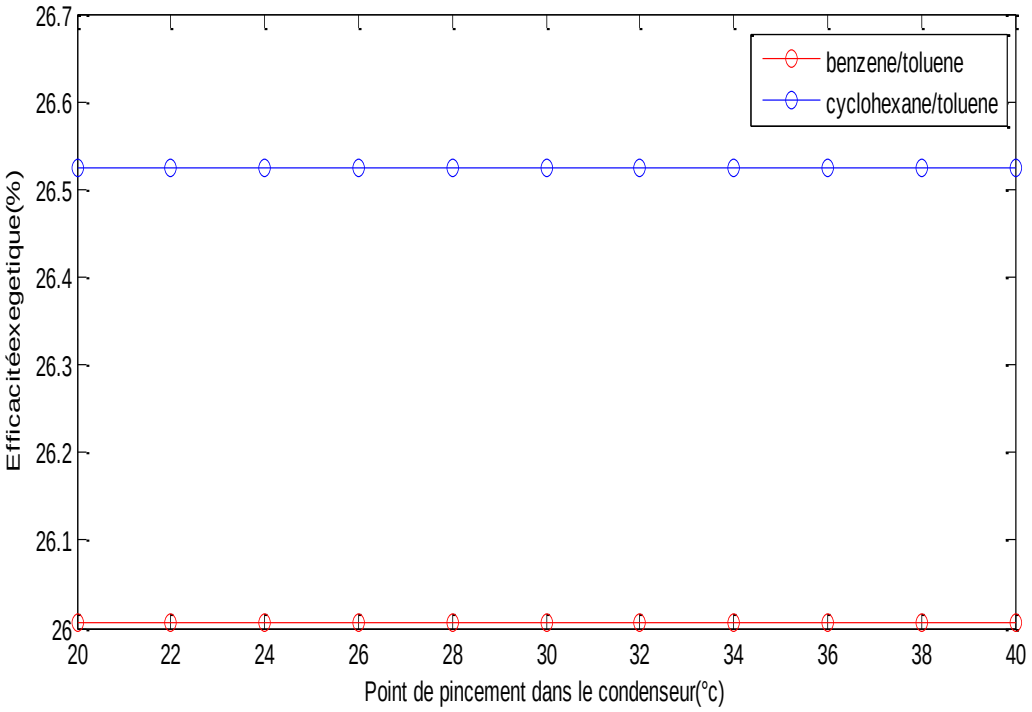


Figure IV.8 : Effet de point de pincement dans le condenseur sur l'efficacité exergetique.

La figure IV.9 illustre l'effet du point de pincement dans Le condenseur sur l'impact environnemental pour les deux mélanges de fluides de travail. On peut observer que l'impact environnemental ne change pas et reste constant on augmentant le point de pincement dans le condenseur.

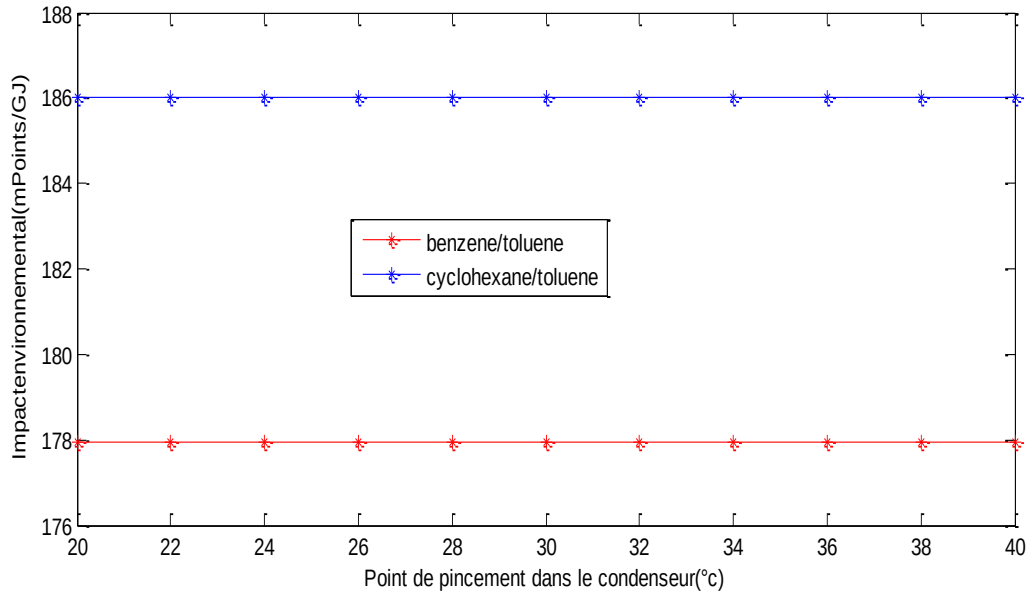


Figure IV.9 : Effet de point de pincement dans le condenseur sur l'impact environnemental

IV.7 Optimisation et analyse exergo environnementale du système ORC

IV.7.1 Optimisation bi-objective

L'optimisation est un processus qui permet de trouver un ou un ensemble de paramètres, ce qui permet de présenter des fonctions objectives extrêmes qui dépendent de ces paramètres. Le problème d'optimisation étudié s'agit de trouver l'optimum des paramètres analysés sur les performances de système ORC pour chaque fluide de travail.

VI.7.2 La fonction objective

Pour résoudre le problème d'optimisation, nous devons comprendre la fonction objective y :

$$y = f(x_1, x_2, \dots x_n) \tag{IV.30}$$

Cette fonction est exprimée à partir d'un vecteur contenant n variables. La meilleure valeur recherchée est la valeur maximale ou minimale. Dans notre recherche, deux fonctions objectives sont considérées simultanément pour maximiser le rendement exergetique et minimiser l'impact environnemental du système ORC. Notre optimisation est basée sur l'approche Pareto ce nous a permit d'obtenir un ensemble des solutions optimales.

IV.7.3 Les variables de décision

Afin d'optimiser le système énergétique, il est nécessaire de déterminer deux types de variables indépendantes. Ces variables sont des variables de décision et des paramètres. Les variables de décision sont les variables qui doivent être modifiées dans le processus d'optimisation, c'est-à-dire les variables pour lesquelles il est nécessaire de trouver des valeurs, ces valeurs peuvent minimiser ou maximiser la fonction objective. Cependant, les paramètres sont des variables qui restent inchangées (tableau IV.4).

Les variables de décision du système ORC sont la pression à l'entrée de la turbine (p_4), le point de pincement dans l'évaporateur (ΔT_{eva}) et la température du fluide caloporteur (T_7) et point de pincement dans le condenseur.

Le tableau IV.4 résume les domaines de variations des variables d'optimisation.

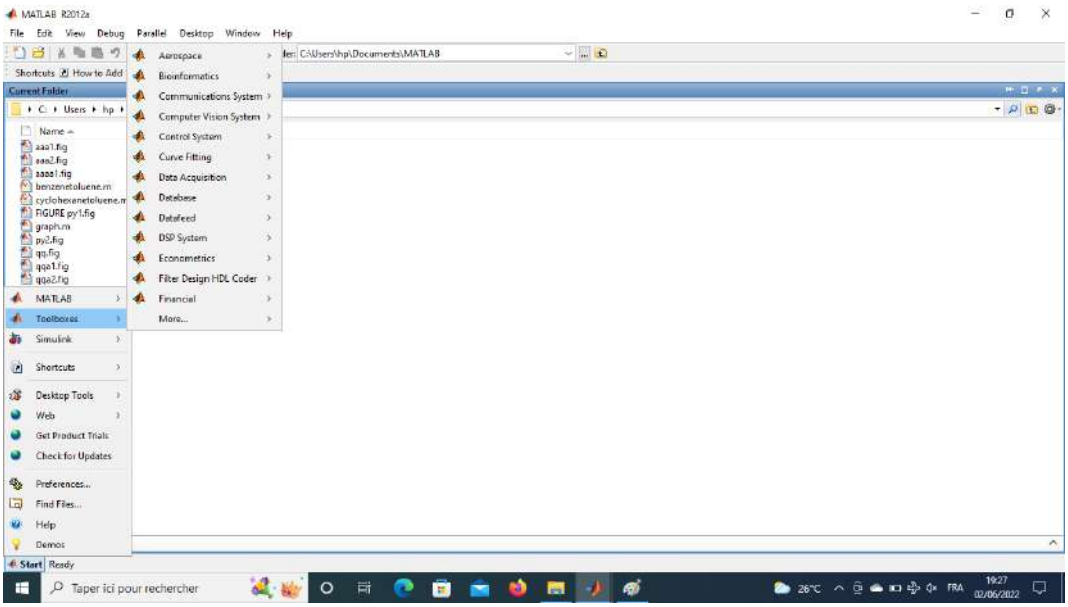
Tableau IV.4 : Domaine de variation des variables du système ORC.

Variable	Domaine de variation
p_4 (bar)	(2-20)
ΔT_{eva}(°C)	(20-40)
T_7(K)	(543-583)
ΔTcond (°C)	(20-40)

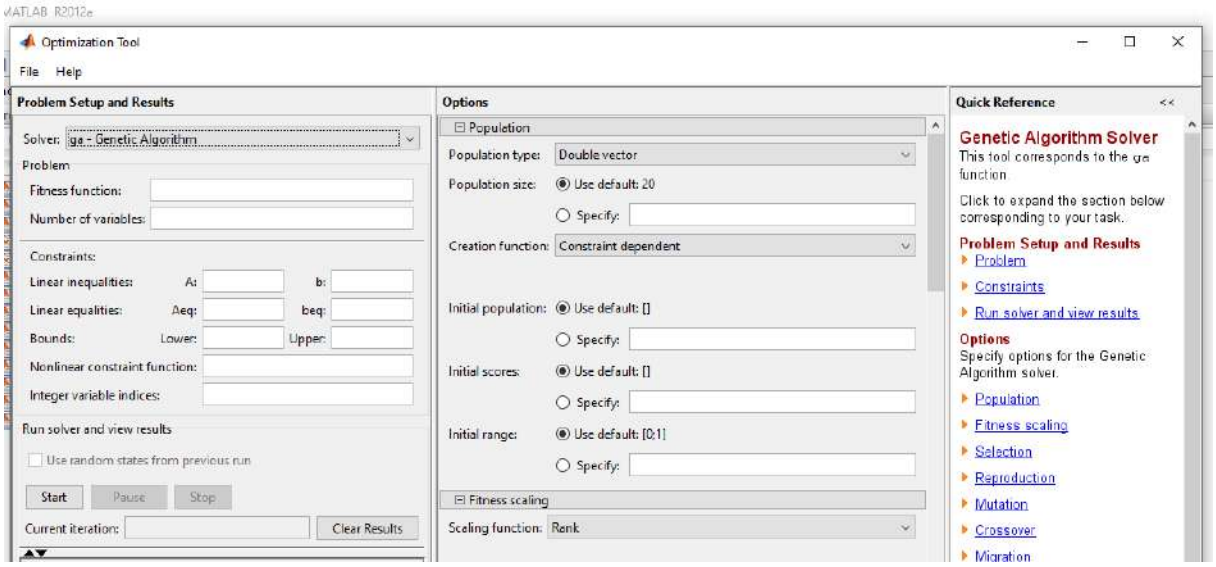
IV.7.4 Etapes de l'exécution de l'optimisation multi-objective

Dans ce cas, l'optimisation par algorithme génétique est utilisée comme outil d'optimisation, avec une taille de population globale de 50 et un nombre d'itérations de 100. Les étapes de l'exécution de cette optimisation multi-objective sont comme suit :

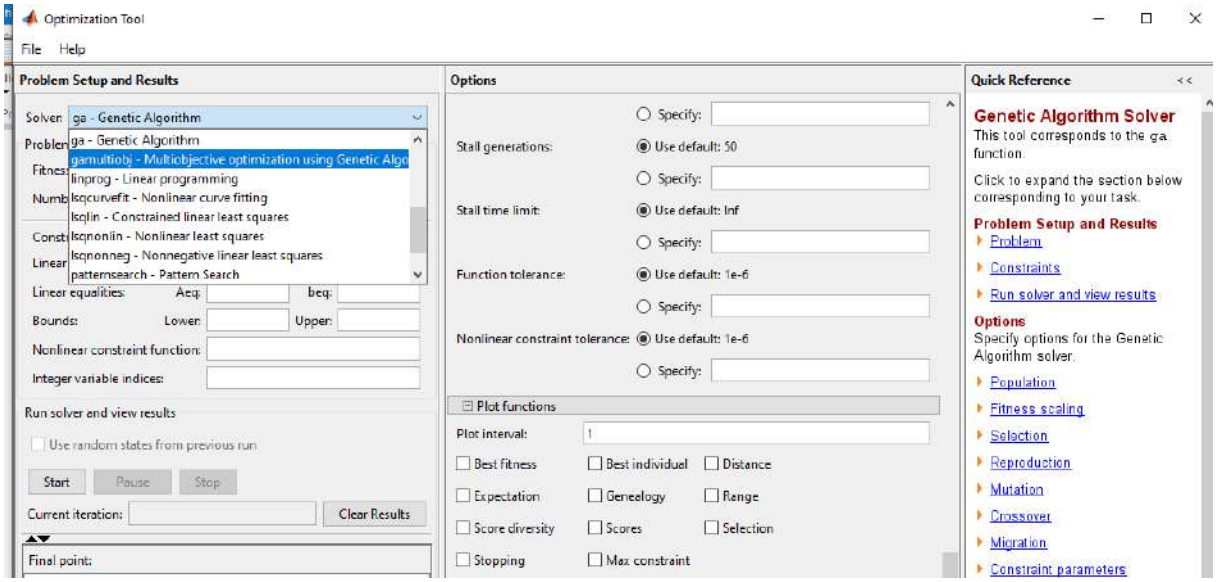
Sur Matlab, on ouvre une nouvelle fenêtre puis cliquant sur « start », la fenêtre suivante s'affiche



Ensuite on sélectionnera la boite à outille « Toolbox » puis on choisit « global optimisation » et « optimisation Tool » comme indiqué sur figure ci dessous, une nouvelle fenêtre s'affichera :

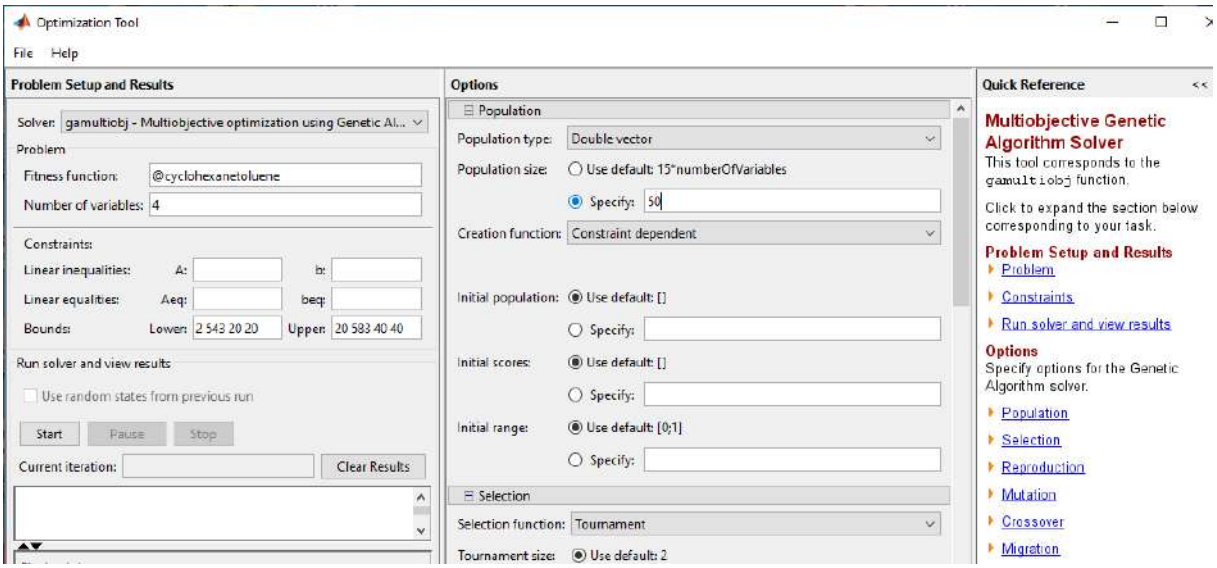


Sur la case « solver » on clique pour choisir l'algorithme « Ga multi-objective optimisation » :

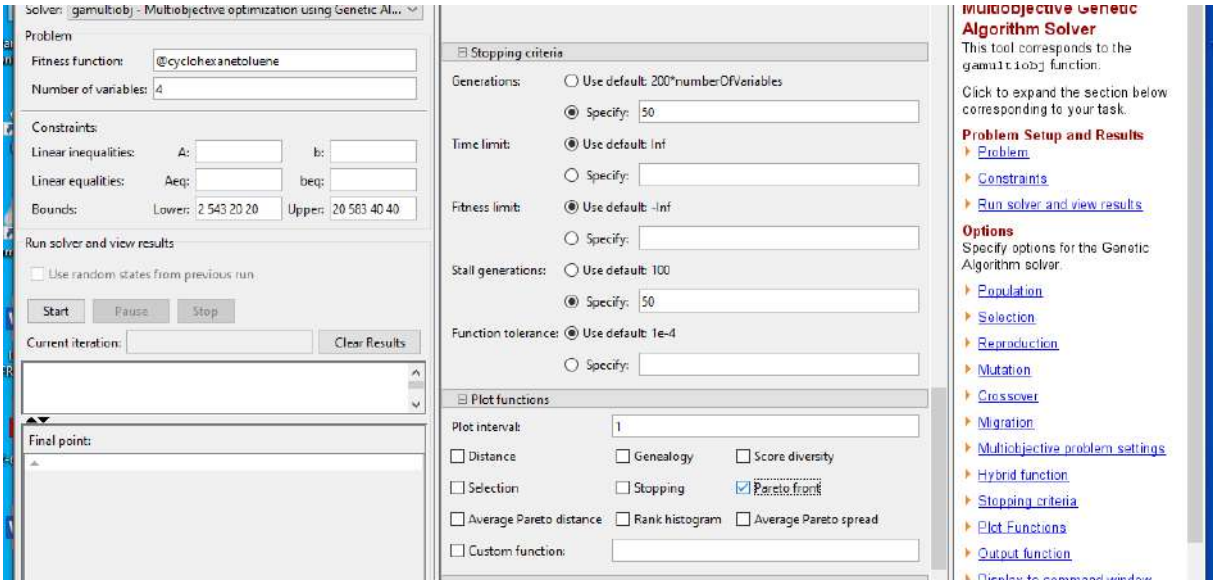


On fait introduire notre fitness fonction « @cyclohexanetoluene » et le nombre de variable qui est égale à 4, ensuite on donne les bornes inferieures et supérieures des variables sur les deux case « lower » et « upper ».

Sur la deuxième colonne de la fenêtre (figure ci dessous), allons sur option « population » on spécifie le nombre 50 :

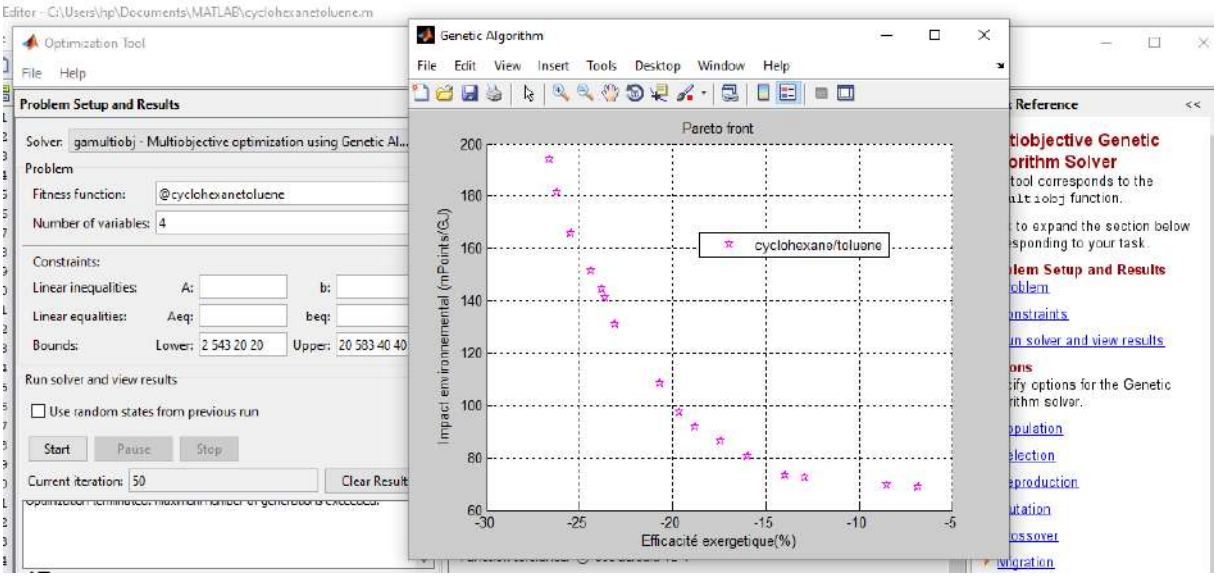


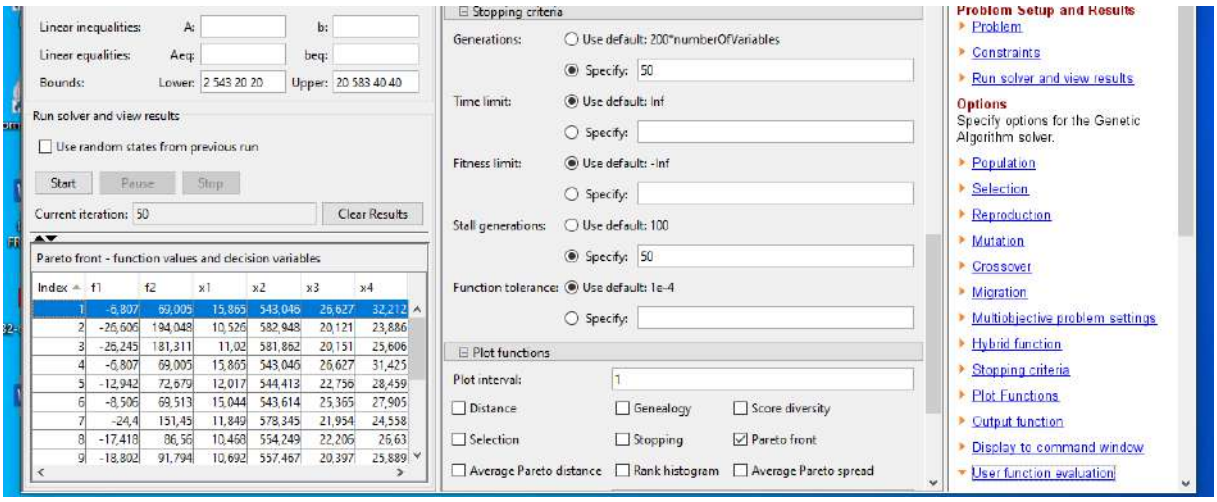
Allons sur le critère d'arrêts « stopping criteria » on spécifie 50 pour « generation » et 50 pour « stall generation » ensuite on sélectionne « pareto front » :



On fait notre exécution on appuyant sur « start » le message « running » s'affichera.

Sur l'écran, ces solveurs trouvent des points sur le front de pareto, ainsi un tableau s'affichera comme le montre les figure suivante :


Genetic Algorithm
File Edit View Insert Tools Desktop Window Help
Pareto front
cyclohexane/toluene
Impact environnemental (mPoints/G.J)
Efficacité exergetique(%)
Optimization Tool
Problem Setup and Results
Solver: gamultiobj - Multiobjective optimization using Genetic Al...
Problem
Fitness function: @cyclohexanetoluene
Number of variables: 4
Constraints:
Linear inequalities: A: b:
Linear equalities: Aeq: beq:
Bounds: Lower: 2 543 20 20 Upper: 20 583 40 40
Run solver and view results
Use random states from previous run
Start Pause Stop
Current iteration: 50
Clear Result
Reference


Linear inequalities: A: b:
Linear equalities: Aeq: beq:
Bounds: Lower: 2 543 20 20 Upper: 20 583 40 40
Run solver and view results
Use random states from previous run
Start Pause Stop
Current iteration: 50
Clear Results
Pareto front - function values and decision variables
Index f1 f2 x1 x2 x3 x4
1 -6,807 69,005 15,865 543,046 26,627 32,212
2 -26,606 194,048 10,526 582,948 20,121 23,886
3 -26,245 181,311 11,02 581,862 20,151 25,606
4 -6,807 69,005 15,865 543,046 26,627 31,425
5 -12,942 72,679 12,017 544,413 22,756 28,459
6 -8,506 69,513 15,044 543,614 25,365 27,905
7 -24,4 151,45 11,849 578,345 21,954 24,558
8 -17,418 86,56 10,468 554,249 22,206 26,63
9 -18,802 91,794 10,692 557,467 20,397 25,889
Stopping criteria
Generations: Use default: 200*numberOfVariables
Specify: 50
Time limit: Use default: Inf
Specify:
Fitness limit: Use default: -Inf
Specify:
Stall generations: Use default: 100
Specify: 50
Function tolerance: Use default: 1e-4
Specify:
Plot functions
Plot interval: 1
Distance
Genealogy
Score diversity
Selection
Stopping
Pareto front
Average Pareto distance
Rank histogram
Average Pareto spread
Problem Setup and Results
Problem
Constraints
Run solver and view results
Options
Specify options for the Genetic Algorithm solver.
Population
Selection
Reproduction
Mutation
Crossover
Migration
Multiobjective problem settings
Hybrid function
Stopping criteria
Plot Functions
Output function
Display to command window
User function evaluation

IV.7.5 Résultat d'optimisation par essaim pour le mélange cyclohexane /toluene

Le tableau IV.5 et IV.6 montre la valeur optimale des fonctions objectives et les valeurs des variables de décision correspondantes obtenues dans le processus d'optimisation pour les mélanges cyclohexane / toluène et benzène / toluène.

Tableau IV.5 : Résultats d'optimisation pour le mélange cyclohexane/toluene

Itération	Efficacité Exergetique (%)	Impact Environnemental (mPoints /GJ)	P_4(bar)	T_7 (°k)	ΔT_{eva}(°c)	ΔT_{cond} (°c)
1	-6,807	69,005	15,865	543,046	26,627	32,212
2	-26,606	194,048	10,526	582,948	20,121	23,886
3	-26,245	181,311	11,02	581,862	20,151	25,606
4	-6,807	69,005	15,865	543,046	26,627	31,425
5	-12,942	72,679	12,017	544,413	22,756	28,459
6	-8,506	69,513	15,044	543,614	25,365	27,905
7	-24,4	151,45	11,849	578,345	21,954	24,558
8	-17,418	86,56	10,468	554,249	22,206	26,63
9	-18,802	91,794	10,692	557,467	20,397	25,889
10	-23,142	130,881	11,404	573,52	21,467	25,581
11	-25,502	165,805	11,064	579,895	20,565	24,776
12	-19,653	97,48	11,289	561,213	20,366	24,871
13	-23,835	144,352	11,314	576,703	22,539	23,893
14	-13,955	73,466	11,488	544,249	20,963	31,382
15	-15,946	80,652	11,033	551,321	20,483	24,822
16	-20,669	108,635	11,303	566,604	22,506	25,484
17	-23,609	141,459	10,591	575,549	22,682	23,786
18	-26,245	181,311	11,02	581,862	20,151	26,606

Tableau IV.6 : résultats d'optimisation pour le mélange benzène/toluène

Itération	Efficacité Exergetique (%)	Impact Environnemental (mPoints /GJ)	P_4 (bar)	T_7 (°k)	ΔT_{eva}(°c)	ΔT_{cond} (°c)
1	-24.124	145.9	11.21	577.565	20.955	32.94
2	-10.747	70.259	14.478	544.522	23.446	33.56
3	-9.506	69.674	15.437	544.442	23.99	34.662
4	-20.485	108.222	13.54	568.827	21.506	34.847
5	-7.228	68.635	17.193	543.299	23.377	33.108
6	-24.289	148.133	10.71	577.565	20.455	33.44
7	-23.134	131.938	11.229	574.473	21.186	35.521
8	-17.149	87.937	12.335	557.976	22.875	33.371
9	-22.724	126.489	11.795	573.46	21.181	34.583
10	-15.572	81.084	12.27	553.056	23.074	33.944
11	-11.789	70.961	14.151	544.829	21.69	33.854
12	-8.13	68.747	16.373	543.454	23.808	33.767
13	-12.725	72.545	13.628	546.184	21.709	34.051
14	-20.129	103.155	11.958	565.498	21.465	34.464
15	-19.335	97.692	11.553	562.596	21.669	33.797
16	-21.352	112.709	11.572	568.971	21.371	33.065
17	-22.231	121.495	13.235	572.367	21.297	33.254
18	-21.678	119.214	13.922	572.873	21.494	33.274

L'optimisation de ces deux objectifs conduit aux fronts de Pareto représentés dans les figures IV.10 et IV.11.

Dans les problèmes d'optimisation multi-objective, tous les points de front de Pareto représentent les solutions optimales : toutes sont acceptables et peuvent être choisies comme point de conception optimale. Dans notre cas, 16 points ont été identifiés comme optimaux.

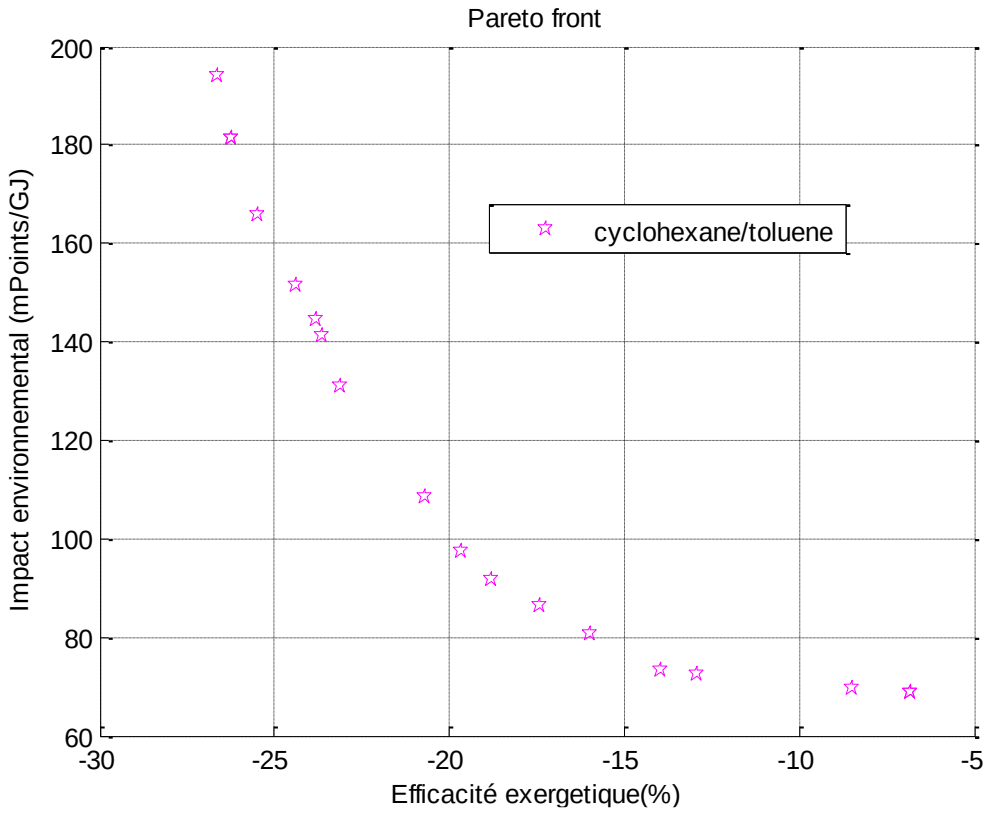


Figure IV.10 : Front de Pareto de l'optimisation multi-objectif pour le cyclohexane/toluène

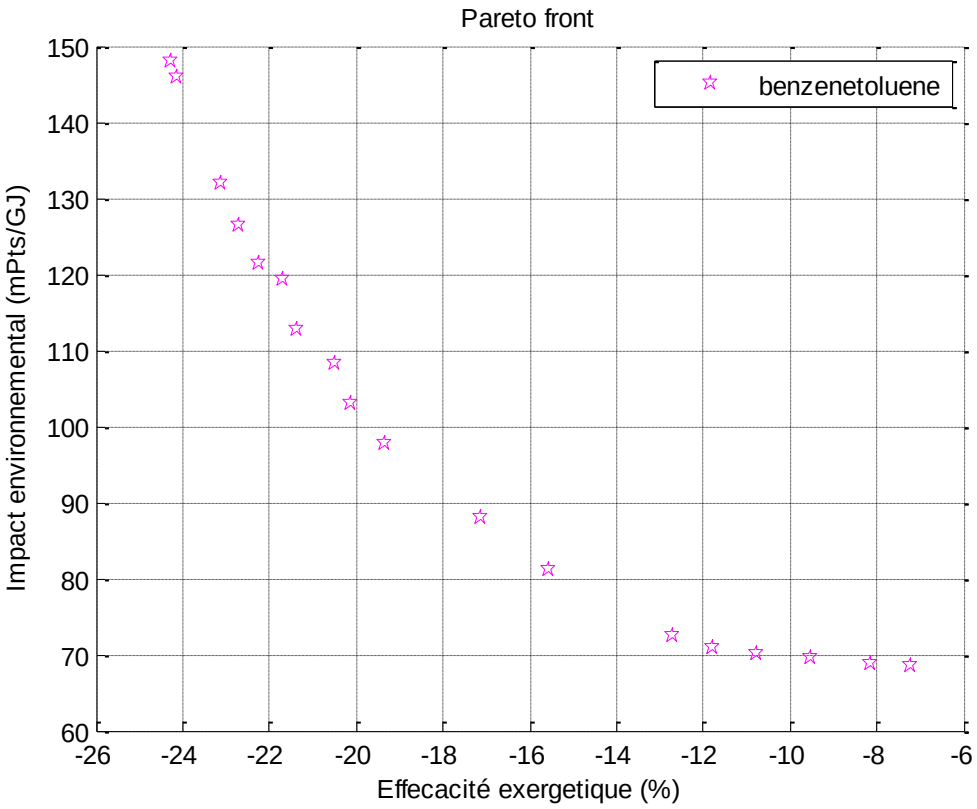


Figure IV.11 : Front de Pareto de l'optimisation multi-objectif pour le benzène/toluène

L'optimisation du système du point de vu environnemental conduit à une diminution de l'efficacité exergetique et l'optimisation du système du point de vue exergetique conduit à une augmentation de l'impact environnemental. Il est clair que l'amélioration d'un objectif en particulier peut entraîner la modification d'un autre objectif qui peut se révéler tout aussi important.

Par conséquent, dans l'optimisation multi-objective, tous les objectifs sont considérés simultanément, ce qui fournit dessolutions optimisées avec des valeurs entre les extrêmes, obtenus par les approches mono-objectives, en raison des compromis entre les solutions des deux objectifs contradictoires.

IV.8 Conclusion

Les résultats de l'étude paramétrique et de l'optimisation exergo environnementale du système ORC avec les fluides de travail mélangés montrent que la pression d'entrée de turbine, le point de pincement dans l'évaporateur et la température du fluide caloporteur possèdent une influence importante sur les performances thermodynamiques et environnementales du système. L'optimisation multi-objective est une démarche importante dans la conception des systèmes ORC. Elle permet d'en considérer plusieurs objectifs simultanément et présente en sortie l'ensemble des solutions possibles qui se révèlent être les différents compromis entre les objectifs considérés.

Conclusion générale

Dans plusieurs procédés industriels, une quantité significative de l'énergie thermique de température moyenne et élevée (150 – 350 °C) est toujours rejetée dans l'atmosphère. L'intérêt dans la récupération des rejets thermiques industriels augmente en raison du prix élevé de l'énergie et la volonté de réduire les émissions des gaz à effet de serre. Les sources de chaleur perdue potentielles pour la récupération par des centrales ORC sont trouvées dans des industries les plus grosses consommatrices d'énergie tels que : l'industrie du ciment.

L'objectif principal de ce travail est l'analyse des performances et l'optimisation d'un cycle de Rankine organique utilisant un mélange zéotropique de deux fluides organiques (50% Cyclohexane/ 50% Toluène) et (50% Benzène/ 50% Toluène). Pour atteindre cet objectif, Un programme de calculs sur MATLAB a été élaboré.

Dans la première étape de cette étude et comme détaillé dans les chapitres 1, 2 et 3, une étude bibliographique sur les cycles organiques de Rankine et les fluides de travail a été réalisée. Par la suite, un modèle a été développé à partir des bilans massique, thermique, énergétique et exergétique. Une étude paramétrique a ainsi été effectuée dans le but d'analyser l'influence de différents paramètres opératoires sur les performances exergétique du système étudié.

Une optimisation multi-objectif ensuite a été réalisées pour la maximisation de l'efficacité exergetique et la minimisation du coût unitaire exergetique et de l'impact environnemental de la puissance électrique. Ce qui nous a montré que l'optimisation multi-objectif est une démarche importante dans la conception des systèmes ORC. Elle conduit notamment au développement d'une nouvelle méthode d'optimisation qui est capable de tenir compte de plusieurs objectifs simultanément.

Cette étude permettra d'offrir un choix beaucoup plus éclairé sur les conditions d'opération optimale de la centrale.

Références

[1] Le, V. L., Dumas, X., Ferrand, L., & Lemort, V. (2017). Modelisation D'un Echangeur A Thermosiphons Pour La Recuperation De Chaleur. In XIIIème Colloque Interuniversitaire Franco-Québécois sur la Thermique des Systèmes.

[2] Dijoux, A., Sinama, F., Marc, O., Journoud, A., Clauzade, B., & Castaing-Lasvignottes, J. (2016, May). Influence du choix du fluide de travail sur les performances d'un cycle organique de Rankine appliqué à l'énergie thermique des mers. In Congrès français de thermique: Thermique et Multiphysique.

[3] Fergani, Z. (2016). Optimisation parametrique d'un cycle organique de Rankine pour la récupération énergétique des gaz de rejets d'une cimenterie (thèse doctorat, Blida).

[4] Khennich, M., ORFI, J., & PLANTE, J. S. (2010). Optimisation de cycles de puissance visant à récupérer et à valoriser les rejets thermiques industriels (Doctoral dissertation, Université de Sherbrooke.).

[5] Rettig, A., Lagler, M., Lamare, T., Li, S., Mahadea, V., McCallion, S., & Chernushevich, J. (2011, September). Application of organic Rankine cycles (ORC). In World Engineers' Convention (pp. 1-10).

[6] Le, V. L. (2014). Étude de la faisabilité des cycles sous-critiques et supercritiques de Rankine pour la valorisation de rejets thermiques (Doctoral dissertation, Université de Lorraine).

[7] Klein, S., & Nellis, G. (2011). Thermodynamics. Cambridge University Press.

[8] Ghosh, T. K., & Prelas, M. A. (Eds.). (2009). Energy resources and systems: volume 1: fundamentals and non-renewable resources. Dordrecht: Springer Netherlands.

[9] Cengel, Y. A., Boles, M. A., & Kanoğlu, M. (2011). Thermodynamics: an engineering approach (Vol. 5, p. 445). New York: McGraw-hill.

[10] Marty, F. (2017). Optimisation de la structure globale des activités de surface d'une centrale géothermique à cogénération électricité/chaleur (Doctoral dissertation, Pau).

[11] Feidt, M. (2006). Energétique: Concepts et applications-Cours et exercices corrigés. Dunod.

[12] Lallemand, A. (2007). Convertisseurs thermomécaniques-Cycles moteurs à vapeur et combinés. Cogénération.

[13] Blondel, Q. (2021). Etude et optimisation énergétique des mélanges zéotropes pour les cycles thermodynamiques de Rankine (Doctoral dissertation, Université Grenoble Alpes).

[14] Quoilin, S., Van Den Broek, M., Declaye, S., Dewallef, P., & Lemort, V. (2013). Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. Renewable and sustainable energy reviews, 22, 168-186.

[15] Li, X., Huang, H., & Zhao, W. (2014). A supercritical or transcritical Rankine cycle with ejector using low-grade heat. Energy conversion and management, 78, 551-558.

[16] Bao, J., & Zhao, L. (2013). A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle. Renewable and sustainable energy reviews, 24, 325-342.

[17] Santarossa, S. (2013). Turboden ORC for heat recovery in cement plants: proven solutions for your tomorrow. presented at the Global CemPower.

[18] Wang, D., Ling, X., Peng, H., Liu, L., & Tao, L. (2013). Efficiency and optimal performance evaluation of organic Rankine cycle for low grade waste heat power generation. Energy, 50, 343-352.

[19] Liu, Q., Duan, Y., & Yang, Z. (2014). Effect of condensation temperature glide on the performance of organic Rankine cycles with zeotropic mixture working fluids. Applied Energy, 115, 394-404.

[20] 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, 78, 622-638.

[21] Abadi, G. B., Yun, E., & Kim, K. C. (2015). Experimental study of a 1 kw organic Rankine cycle with a zeotropic mixture of R245fa/R134a. Energy, 93, 2363-2373.

[22] Angelino, G., & Di Paliano, P. C. (1998). Multicomponent working fluids for organic Rankine cycles (ORCs). Energy, 23(6), 449-463.

[23] Wang, J. L., Zhao, L., & Wang, X. D. (2010). A comparative study of pure and zeotropic mixtures in low-temperature solar Rankine cycle. Applied Energy, 87(11), 3366-3373.

[24] Baik, Y. J., Kim, M., Chang, K. C., Lee, Y. S., & Yoon, H. K. (2012). Power enhancement potential of a mixture transcritical cycle for a low-temperature geothermal power generation. Energy, 47(1), 70-76.

[25] Chys, M., van den Broek, M., Vanslambrouck, B., & De Paepe, M. (2012). Potential of zeotropic mixtures as working fluids in organic Rankine cycles. Energy, 44(1), 623-632.

[26] Heberle, F., Preißinger, M., & Brüggemann, D. (2012). Zeotropic mixtures as working fluids in Organic Rankine Cycles for low-enthalpy geothermal resources. Renewable Energy, 37(1), 364-370.

[27] Dai, B., Li, M., & Ma, Y. (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, 64, 942-952.

[28] Touil, D. (2006). Modélisation des dégradations d'énergie dans l'industrie du ciment approche industrielles et de laboratoire (Doctoral dissertation, Alger).

[29] Lucia, U. (2013). Entropy and exergy in irreversible renewable energy systems. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 20, 559-564.

[30] Morris, D. R., Steward, F. R., & Szargut, J. (1994). Technological assessment of chemical metallurgical processes. Canadian metallurgical quarterly, 33(4), 289-295.

[32] Simpson, A. P., & Lutz, A. E. (2007). Exergy analysis of hydrogen production via steam methane reforming. International journal of hydrogen energy, 32(18), 4811-4820.

[33] Meyer, L., Tsatsaronis, G., Buchgeister, J., & Schebek, L. (2009). Exergoenvironmental analysis for evaluation of the environmental impact of energy conversion systems. Energy, 34(1), 75-89.

[34] Bakshi, B. R., Gutowski, T. G., & Sekulić, D. P. (Eds.). (2011). Thermodynamics and the Destruction of Resources. Cambridge University Press.

[35] Zhou, C., Doroodchi, E., & Moghtaderi, B. (2013). An in-depth assessment of hybrid solar–geothermal power generation. Energy conversion and management, 74, 88-101.

[36] Wu, L., Thimsen, D., Clements, B., Zheng, L., & Pomalis, R. (2014). A hybrid Rankine cycle (HyRC) with ambient pressure combustion (APC). Applied thermal engineering, 73(1), 484-499.

[37] Hajjaji, N. (2011). Analyse de cycle de vie exergétique de systèmes de production d'hydrogène (Doctoral dissertation, Institut National Polytechnique de Lorraine).

[38] Astolfi, M., Xodo, L., Romano, M. C., & Macchi, E. (2011). Technical and economical analysis of a solar–geothermal hybrid plant based on an Organic Rankine Cycle. Geothermics, 40(1), 58-68.

[39] Feidt, M. (1996). Thermodynamique et optimisation des systèmes et procédés. Technique et documentation, France.

[40] Le Goff, P., & Arlie, J. P. (1980). Énergétique industrielle.

[41] Mago, P. J. (2012). Exergetic evaluation of an organic Rankine cycle using medium-grade waste heat. Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects, 34(19), 1768-1780.

[42] Wang, J., Yan, Z., Wang, M., Li, M., & Dai, Y. (2013). Multi-objective optimization of an organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery using evolutionary algorithm. Energy Conversion and Management, 71, 146-158.