

UNIVERSITE DE BLIDA 1

Faculté de Technologie

Département de Génie des Procédés

THESE DE DOCTORAT

en Génie des Procédés

Spécialité : Génie Chimique

OPTIMISATION PARAMETRIQUE D'UN CYCLE ORGANIQUE DE RANKINE POUR
LA RECUPERATION ENERGETIQUE DES GAZ DE REJETS D'UNE CIMENTERIE

Par

Zineb FERGANI

devant le jury composé de:

R. ISSAADI	Professeur, Université Saad DAHLAB Blida 1	Président
S. HANINI	Professeur, Université Yahia FERES, Médéa	Examineur
M.W. NACEUR	Professeur, Université Saad DAHLAB Blida 1	Examineur
A. HAMID	Professeur, Université Saad DAHLAB Blida 1	Examineur
D. TOUIL	Professeur, Université Saad DAHLAB Blida 1	Directeur de thèse

Blida, Décembre 2016

RÉSUMÉ

La présente étude porte sur l'optimisation multicritère de deux configurations différentes de cycle organique de Rankine (ORC) pour la valorisation énergétique des rejets thermiques issus d'une cimenterie. Un modèle numérique complet a été développé avec l'aide du logiciel Matlab. Ce modèle permet une évaluation des performances énergétique, économique et environnementale des systèmes proposés. Les approches exergie, exergo-économie et exergo-environnementale sont adoptées pour le développement de ce modèle. Une fois la modélisation effectuée, une étude paramétrique a été menée pour évaluer l'effet de différents paramètres de fonctionnement tels que la pression, la température et le point de pincement sur les performances des systèmes étudiés. Par la suite, les systèmes ont été optimisés en termes énergétique, économique et environnemental afin de déterminer les paramètres optimaux qui satisfont l'ensemble de ces critères. Dans un premier temps, chaque critère est optimisé séparément. Dans un second temps, les trois critères sont considérés simultanément durant l'optimisation. Finalement, une analyse exergetique, exergo-économique et exergo-environnementale des systèmes étudiés a été réalisée dans les conditions optimales obtenues.

Les résultats obtenus montrent que la pression d'entrée de la turbine, le point de pincement dans l'échangeur de chaleur et la température du fluide caloporteur présentent une influence significative sur les performances de cycles organiques de Rankine.

Mots clés : Valorisation des rejets thermiques, Cycles organiques de Rankine, Optimisation multicritère, Industrie cimentière, Exergie, Exergo-économie, Exergo-environnementale.

Abstract

The present study focuses on the multicriteria optimization of two configurations organic Rankine cycle (ORC) for waste heat recovery in the cement industry. A numerical model of ORC systems has been developed using the Matlab software. This model is used to evaluate energetic, economic and environmental performances. The exergy, exergoeconomic and exergoenvironmental approaches are adopted for the development of this model. Once the model is completed, the effect of different operating parameters on the systems performances is investigated. The systems are then optimized in energy, economic and environmental terms in order to achieve the optimal operating conditions that satisfy these criteria. Initially, each criterion is optimized separately. Subsequently, the three criteria are considered simultaneously during the optimization. Finally, the exergy, exergoeconomic and exergoenvironmental analyses of the ORC cycles are carried out.

The results show that turbine inlet pressure, pinch point temperature and heat transfer fluid inlet temperature have significant effects on the ORC performances.

Keywords: Waste heat recovery, Organic Rankine cycle, Multicriteria optimization, Cement industry, Exergy, Exergoeconomic, Exergoenvironmental.

ملخص

تركز هذه الدراسة على التحسين المتعدد المعايير لتشكيلات مختلفة من أجهزة رانكين العضوية من أجل استعادة الحرارة المفقودة من مصنع الاسمنت. تم تطوير نموذج رقمي باستخدام برنامج ماتلاب، حيث يسمح هذا النموذج بتقييم الفعالية الطاقوية، الاقتصادية و البيئية للأنظمة المقترحة. لقد قننا باعتماد طرق اكسارجي، اكسارجي الاقتصادية و اكسارجي البيئية في تطوير هذا النموذج الرقمي و بعد إنهاء عملية النمذجة الرقمية، قمنا بإجراء دراسة تحليلية لمعرفة تأثير معلمات التشغيل على أداء الأنظمة المدروسة. بعد ذلك قمنا بتحسين الأنظمة من الناحية الطاقوية، الاقتصادية و البيئية لتحديد معلمات التشغيل المثالية التي تحقق التسويات الممكنة بين هذه المعايير. في البداية، قننا بتحسين كل معيار بشكل منفصل عن الآخر. بعد ذلك تم اعتبار المعايير الثلاثة معاً. في الأخير تم إجراء تحليل اكسارجي، اكسارجي الاقتصادي و اكسارجي البيئي للأنظمة المدروسة تحت الظروف المثلى التي تم الحصول عليها.

أظهرت النتائج المتحصل عليها أن الضغط عند مدخل التوربين، درجة الحرارة في المبادل الحراري و درجة حرارة سائل التسخين تؤثر بشكل كبير على أداء الأنظمة المقترحة.

الكلمات المفتاحية: استعادة الحرارة المفقودة، أجهزة رانكين العضوية، التحسين المتعدد المعايير، مصنع الاسمنت، اكسارجي، اكسارجي الاقتصادية، اكسارجي البيئية.

REMERCIEMENT

J'adresse mes sincères remerciements et toute ma reconnaissance à mon directeur de thèse, Professeur Touil Djamel, pour avoir dirigé le présent travail et pour la confiance qu'il m'a témoignée en me laissant une grande liberté dans ma recherche. En plus de sa rigueur scientifique, il m'a apporté un soutien moral considérable.

Je tiens à remercier particulièrement M^{me} Tatiana Morosuk, professeur à l'université technique de Berlin, pour son aide inestimable, ses conseils et ses encouragements tout au long de ce travail.

Je remercie infiniment le professeur Issaadi Rachid de m'avoir fait l'honneur de présider le jury de ma thèse.

Je remercie également le Professeur Hanini Salah, le professeur Naceur Mohamed Wahib et le Professeur Hamid Abdelkader pour l'honneur qu'ils m'ont fait en acceptant de faire partie du jury de la thèse.

Enfin, je tiens à remercier tous ceux qui ont contribué de près ou loin au parachèvement de ce travail de thèse, soit par leur savoir scientifique ou par leur amitié.

TABLE DES MATIÈRES

RÉSUMÉ	
REMERCIEMENT	
TABLE DES MATIÈRES	
LISTE DES ILLUSTRATIONS, GRAPHIQUES ET TABLEAUX	
INTRODUCTION	14
1. CONSOMMATION ÉNERGÉTIQUE DANS L'INDUSTRIE CIMENTIÈRE	16
1.1 Introduction	16
1.2 Production de ciment	16
1.3 Procédés de fabrication de ciment	18
1.4 Processus de fabrication de ciment par voie sèche	18
1.4.1 Préparation de la farine crue	19
1.4.2 Cuisson du clinker	19
1.4.3 Broyage du clinker	21
1.5 Consommation énergétique dans le monde	22
1.6 Consommation énergétique dans le secteur cimentier algérien	24
1.7 Impact sur l'environnement	25
1.8 Potentiel d'amélioration de l'efficacité énergétique	27
1.9 Conclusion	29
2. APPLICATION DU CYCLE ORGANIQUE DE RANKINE A LA VALORISATION ÉNERGÉTIQUE DES GAZ DE REJETS THERMIQUES INDUSTRIELS	30
2.1 Introduction	30
2.2 Cycle de Rankine classique	30
2.3 Cycle de Rankine avec surchauffe	32
2.4 Cycle de Rankine avec resurchauffe	32
2.5 Cycle organique de Rankine	33
2.5.1 Cycle organique de Rankine sous-critique	33
2.5.2 Cycle organique de Rankine trans-critique et supercritique	35
2.6 Cycle de Klina	35
2.7 Sources de chaleur du cycle organique de Rankine	36
2.7.1 La biomasse	36
2.7.2 Géothermie	37
2.7.3 Énergie solaire	38
2.7.4 Rejets thermiques industriels	39
2.8 Fluides de travail	40

2.8.1 Fluides purs	40
2.8.2 Mélange de fluides	41
2.8.3 Caractéristiques d'un fluide idéal dans un cycle ORC	41
2.9 Revue de littérature sur l'utilisation des cycles organiques de Rankine	42
2.10 Conclusion	44
3. OPTIMISATION EXERGETIQUE DES CYCLES ORGANIQUES DE RANKINE	46
3.1 Introduction	46
3.2 Approche exergetique des systèmes thermodynamiques	46
3.2.1 Bilan de masse	47
3.2.2 Bilan d'énergie	47
3.2.3 Bilan entropique	48
3.3 Concepts de base de l'approche exergetique	49
3.3.1 Exergie	49
3.3.2 Différentes formes d'exergie	49
3.3.2.1 Exergies cinétique et potentielle	50
3.3.2.2 Exergie physique	50
3.3.2.3 Exergie chimique	51
3.3.3 Bilan d'exergie	51
3.3.4 Critère d'évaluation exergetique	52
3.3.5 Analyse et optimisation exergetique des systèmes ORC	52
3.4 Approche exergo-économique des systèmes thermodynamiques	54
3.4.1 La méthode SPECO	55
3.4.2 Bilan de coût	55
3.4.3 L'analyse économique	56
3.4.4 Évaluation exergo-économique	58
3.4.5 Analyse et optimisation exergo-économique des systèmes ORC	58
3.5 Approche exergo-environnementale des systèmes thermodynamiques	59
3.5.1 Analyse de cycle de vie	60
3.5.2 Bilan exergo-environnemental	62
3.5.3 Évaluation exergo-environnementale	62
3.5.4 Analyse et optimisation exergo-environnementale des systèmes ORC	63
3.6 Conclusion	63
4. MODÉLISATION THERMODYNAMIQUE ET OPTIMISATION MULTICRITÈRE DES SYSTÈMES ORC DE RECUPERATION DE CHALEUR D'UNE CIMENTERIE	65
4.1 Introduction	65
4.2 Étude de cas I : Système de cycle organique de Rankine (ORC)	65

utilisant la chaleur résiduelle d'une cimenterie	
4.2.1 Description du système	65
4.2.2 Sélection du fluide de travail	67
4.2.3 Équation d'état des fluides de travail	69
4.2.4 Modélisation thermodynamique du système ORC	70
4.2.4.1 Bilan massique	71
4.2.4.2 Bilans énergétiques et exergetiques	71
4.2.4.3 Performances du système ORC	72
4.2.5 Modélisation exergo-économique du système ORC	73
4.2.5.1 Coût d'investissement d'équipement (\dot{Z})	73
4.2.5.2 Equations de bilan de coût	75
4.2.6 Modélisation exergo-environnementale du système ORC	77
4.2.6.1 Impact environnemental des composants du système	77
4.2.6.2 Équations du bilan de l'impact environnemental	78
4.3 Étude de cas II : Système de cycle organique de Rankine (ORC) Utilisant simultanément la chaleur de rejets thermiques et l'énergie solaire	81
4.3.1 Description du système	81
4.3.2 Modélisation thermodynamique du système	83
4.3.2.1 Modélisation de capteur solaire	83
4.3.2.2 Bilan massique	85
4.3.2.3 Bilans énergétiques et exergetiques	85
4.3.2.4 Modélisation exergo-économique	87
4.3.2.4.1 Équations de bilan de coût	87
4.3.2.5 Modélisation exergo-environnementale	89
4.4 Optimisation : contexte général	90
4.4.1 Définitions de base	91
4.4.2 Optimisation mono-objectif	92
4.4.3 Optimisation multi-objectif	92
4.4.4 Optimisation par essaim particulière	93
4.5 Optimisation des systèmes ORC	96
4.6 Paramètres opératoires des systèmes ORC	97
4.6.1 Variables de décision	98
4.6.2 Paramètres opératoires fixes	99
4.7 Conclusion	100
5. RÉSULTATS ET DISCUSSION	101
5.1 Introduction	101
5.2 Étude du système ORC I	101
5.2.1 Étude paramétrique	101
5.2.1.1 Effet de la pression d'entrée de la turbine	101

5.2.1.2 Effet de point de pincement dans l'évaporateur	105
5.2.1.3 Effet de la température du fluide caloporteur	107
5.2.2 Optimisation mono et multi-objectif	109
5.2.3 Analyse exergétique, exergo-économique et exergo- Environnementale du système ORC I	114
5.2.4 Comparaison de trois fluides de travail	118
5.3 Étude du système ORC II	119
5.3.1 Étude paramétrique	120
5.3.1.1 Effet de la pression d'entrée de la turbine	120
5.3.1.2 Effet de la température du fluide caloporteur	123
5.3.2 Optimisation mono et multi-objectif	125
5.3.3 Analyse exergétique, exergo-économique et exergo- Environnementale du système ORC II	130
5.4 Comparaison des performances thermodynamique, économique et environnementale des deux systèmes ORC	133
5.5 Intérêt multicritère des systèmes ORC	136
5.6 Conclusion	137
CONCLUSION ET PERSPECTIVES	139
APPENDICE	
A. Estimation des coefficients de transfert de chaleur par convection à l'intérieur et à l'extérieur du tube	142
B. Estimation des propriétés thermodynamiques de fluides caloporteurs	146
C. Principe de l'approche FCPRN	147
D. Données environnementales de matériaux de construction des équipements du système ORC	148
E. Liste des symboles et des abréviations	149
RÉFÉRENCES	153
LISTE DES PUBLICATIONS	162

LISTE DES ILLUSTRATIONS, GRAPHIQUES ET TABLEAUX

Figure 1.1	Procédé de fabrication de ciment par voie sèche	19
Figure 1.2	Exemple d'une ligne de cuisson par voie sèche	20
Figure 1.3	Circuit fermé de broyage du clinker	21
Figure 1.4	Répartition de la consommation spécifique d'énergie thermique	24
Figure 1.5	Répartition de la consommation spécifique d'énergie électrique	25
Figure 1.6	Excès d'émissions de gaz à effet de serre dans la cimenterie de Meftah	26
Figure 1.7	Températures des gaz exhaure de la cuisson du clinker	27
Figure 1.8	Représentation du système de cogénération d'électricité	28
Figure 1.9	Système de récupération de chaleur pour la cogénération d'énergie à la cimenterie suédoise de Slite	28
Figure 2.1	Schéma d'un cycle de Rankine	31
Figure 2.2	Cycle de Rankine sans surchauffe dans le diagramme T-s de l'eau	31
Figure 2.3	Cycle de Rankine avec surchauffe dans le diagramme T-s de l'eau	32
Figure 2.4	Cycle de Rankine avec resurchauffe dans le diagramme T-s	33
Figure 2.5	Schéma d'un cycle organique de Rankine avec un récupérateur	34
Figure 2.6	Diagramme T-s pour le cycle organique de Rankine supercritique (a) et trans-critique (b)	35
Figure 2.7	Schéma de principe du cycle de Kalina	36
Figure 2.8	Principe de fonctionnement d'une centrale ORC à biomasse	37

Figure 2.9	Principe de fonctionnement d'une centrale solaire ORC	39
Figure 3.1	Bilan énergétique d'un système ouvert	48
Figure 3.2	Bilan entropique du système ouvert	48
Figure 3.3	Bilan exergetique du système ouvert	52
Figure 3.4	Représentation schématique des dommages Eco-indicateur 99	61
Figure 4.1	Schéma descriptif du système ORC I proposé	67
Figure 4.2	Type de fluides de travail	68
Figure 4.3	Diagramme h-p de benzène (ligne de vapeur saturante)	70
Figure 4.4	Schéma descriptif du système ORC II proposé	82
Figure 4.5	Schéma d'un collecteur cylindro-parabolique	83
Figure 4.6	Frontière de Pareto d'un problème d'optimisation bi-objectif	92
Figure 4.7	Principe de déplacement d'un point de recherche par PSO	95
Figure 4.8	Organigramme général de PSO	95
Figure 5.1	Effet de la pression d'entrée de la turbine sur la puissance nette du système	102
Figure 5.2	Effet de la pression d'entrée de la turbine sur l'efficacité exergetique	103
Figure 5.3	Effet de la pression d'entrée de la turbine sur le coût unitaire exergetique	104
Figure 5.4	Effet de la pression d'entrée de la turbine sur l'impact environnemental de la puissance électrique du système	104
Figure 5.5	Effet de point de pincement dans l'évaporateur sur l'efficacité exergetique	105
Figure 5.6	Effet de point de pincement dans l'évaporateur sur le coût unitaire exergetique	106

Figure 5.7	Effet de point de pincement dans l'évaporateur sur l'impact environnemental de la puissance nette du système	106
Figure 5.8	Effet de la température du fluide caloporteur sur l'efficacité exergetique	107
Figure 5.9	Effet de la température du fluide caloporteur sur le coût unitaire exergetique	108
Figure 5.10	Effet de la température du fluide caloporteur sur l'impact environnemental de la puissance nette du système	108
Figure 5.11	Efficacité exergetique optimale dans le cas de l'optimisation mono-objectif	110
Figure 5.12	Coût unitaire exergetique optimal dans le cas de l'optimisation mono-objectif	110
Figure 5.13	Impact environnemental optimal dans le cas de l'optimisation mono-objectif	111
Figure 5.14	Front de Pareto de l'optimisation multi-objectif pour le cyclohexane	112
Figure 5.15	Front de Pareto de l'optimisation multi-objectif pour le benzène	112
Figure 5.16	Front de Pareto de l'optimisation multi-objectif pour le toluène	113
Figure 5.17	Facteur exergo-économique des équipements du système ORC I	117
Figure 5.18	Facteur exergo-environnemental des équipements du système ORC I	118
Figure 5.19	Effet de la pression d'entrée de la turbine sur la puissance nette du système	120
Figure 5.20	Effet de la pression d'entrée de la turbine sur l'efficacité exergetique	120

Figure 5.21	Effet de la pression d'entrée de la turbine sur le coût unitaire exergetique	122
Figure 5.22	Effet de la pression d'entrée de la turbine sur l'impact environnemental de la puissance électrique du système	122
Figure 5.23	Effet de la température du fluide caloporteur sur l'efficacité exergetique	123
Figure 5.24	Effet de la température du fluide caloporteur sur le coût unitaire exergetique	124
Figure 5.25	Effet de la température du fluide caloporteur sur l'impact environnemental de la puissance nette du système	124
Figure 5.26	Efficacité exergetique optimale dans le cas de l'optimisation mono-objectif	125
Figure 5.27	Coût unitaire exergetique optimal dans le cas de l'optimisation mono-objectif	126
Figure 5.28	Impact environnemental optimal dans le cas de l'optimisation mono-objectif	126
Figure 5.29	Front de Pareto de l'optimisation multi-objectif pour le cyclohexane	127
Figure 5.30	Front de Pareto de l'optimisation multi-objectif pour le benzène	128
Figure 5.31	Front de Pareto de l'optimisation multi-objectif pour le toluène	128
Figure 5.32	Facteur exergo-économique des équipements du système ORC II	132
Figure 5.33	Facteur exergo-environnemental des équipements du système ORC II	133
Figure 5.34	Variation du coût unitaire exergetique de la puissance nette en fonction de la période de fonctionnement annuelle	135
Figure 5.35	Variation de l'impact environnemental de la puissance nette en fonction de la période de fonctionnement annuelle	139

Tableau 1.1	Classement des plus grands producteurs Mondiaux du ciment	17
Tableau 1.2	Consommation moyenne d'énergie thermique et électrique pour différents pays	22
Tableau 1.3	Répartition de la consommation d'énergie électrique typique d'une usine de ciment	23
Tableau 2.1	Quelques centrales géothermiques ORC	38
Tableau 3.1	Répartition de l'investissement total en capital	57
Tableau 4.1	Propriétés du gaz exhauste du préchauffeur à cyclones	66
Tableau 4.2	Propriétés des fluides de travail	69
Tableau 4.3	Domaine de variation des variables du système ORC I	98
Tableau 4.4	Domaine de variation des variables du système ORC II	98
Tableau 4.5	Valeur des paramètres utilisés pour la simulation du système ORC I	99
Tableau 4.6	Valeur des paramètres utilisés pour la simulation du système ORC II	99
Tableau 5.1	Paramètres de l'algorithme d'optimisation par essaim particulière	109
Tableau 5.2	Résultats optimales des fonctions objectives pour les différents fluides de travail	114
Tableau 5.3	Résultats de l'analyse exergetique, exero-économique et exergo-environnementale du système ORC I	116
Tableau 5.4	Valeurs optimales finales de paramètres de conception et des fonctions objectives pour les trois fluides	119
Tableau 5.5	Valeurs optimales finales de paramètres de conception et des fonctions objectives pour les trois fluides	129
Tableau 5.6	Résultats de l'analyse exergetique, exergo-économique et exergo-environnementale	131
Tableau 5.7	Comparaison entre les deux systèmes ORC	134
Tableau A	Valeurs des coefficients C et n_1	144
Tableau D	Données environnementales de matériaux de construction des équipements du système ORC	148

INTRODUCTION

Le ciment est un matériau essentiel pour la construction, qui est un des premiers secteurs d'activité au monde et un des employeurs les plus importants. D'importance vitale pour le logement et les infrastructures de base, la filière ciment joue un rôle clé dans le développement économique et la réduction de la pauvreté des pays émergents. La production mondiale de ciment progresse régulièrement depuis le début des années cinquante et explose actuellement dans les zones en plein développement. Cependant, l'industrie cimentière est un grand secteur consommateur d'énergie, consommant environ 4 GJ par tonne de ciment produite. Une grande partie de cette énergie est transformée en énergie thermique puis rejetée à l'environnement, rendant ce secteur une source fortement émettrice de gaz à effet de serre (CO_2 , NO_x et les imbrûlés). Il est responsable d'environ 5 % des émissions de ces gaz sur la planète, provenant des besoins en énergie calorifique pour la cuisson du clinker, de la production d'électricité consommée et de la calcination du calcaire.

Face à cette situation, le secteur cimentier doit prendre des mesures pour limiter la consommation énergétique, en améliorant régulièrement son rendement énergétique et en réduisant ses émissions de gaz à effet de serre.

Dans ce contexte, la valorisation de la chaleur résiduelle issue de l'industrie de ciment, par le biais des cycles organiques de Rankine (ORC), est une mesure attractive aux niveaux énergétique, économique et environnemental. Ces systèmes ont une place stratégique dans de nombreux secteurs d'activités. Ils sont utilisés pour produire de l'électricité à partir de sources de chaleur à température faible ou intermédiaire, abondantes dans la nature (énergie géothermique, solaire et rejets thermiques industriels).

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.

L'objectif de cette thèse est de réaliser l'optimisation multicritère des cycles ORC via l'approche exergetique pour la valorisation des rejets thermiques dans une cimenterie algérienne. Ce problème d'optimisation présente trois objectifs qui sont énergétique, économique et environnemental et permet de réaliser le meilleur compromis possible entre les trois critères.

Ce travail est composé de deux parties et de cinq chapitres. La première partie, composée de trois chapitres, est réservée à la recherche bibliographique. Le premier chapitre est consacré à la présentation de l'industrie cimentière en parlant du procédé de la fabrication et la mise en œuvre du ciment, de la demande et de la consommation énergétique et les émissions de GES générées durant le processus de fabrication, ainsi que le potentiel de la valorisation énergétique dans ce secteur.

Le deuxième chapitre présente une étude bibliographique concernant les cycles organiques de Rankine, leur principe de fonctionnement et leurs applications ainsi que l'essentiel des travaux portant sur la valorisation énergétique par le biais de ces systèmes.

Le troisième chapitre est consacré à l'analyse et l'optimisation des systèmes énergétiques en général et les cycles organiques de Rankine en particulier, en se basant sur l'approche "exergie". Les principes généraux et les fondements théoriques de cette approche qui seront utiles dans la modélisation et l'optimisation seront présentés. Une revue de la littérature scientifique se rapportant à l'analyse et l'optimisation des systèmes ORC sera aussi présentée.

La deuxième partie est composée de deux chapitres où l'un est consacré à la présentation des systèmes proposés et le développement des modèles numériques sous Matlab afin d'évaluer les performances énergétiques, économiques et environnementales des cycles ORC et de les optimiser. Les critères, les variables et la méthode d'optimisation sont définis dans ce chapitre. Dans l'autre chapitre, les différents résultats de simulation et d'optimisations seront présentés et discutés.

Enfin, le travail s'achève par une conclusion exposant un rappel des principaux résultats obtenus et les perspectives envisagées.

CHAPITRE 1

CONSOMMATION ÉNERGÉTIQUE DANS L'INDUSTRIE CIMENTIÈRE

1.1 Introduction

La consommation énergétique mondiale est en progression continue. En 2009, l'Agence internationale de l'énergie a estimé que la consommation énergétique totale était d'environ 508×10^{18} J [1]. Plus de 80 % de cette consommation énergétique est attribuée aux énergies fossiles, dont 35 % en pétrole, 28 % en charbon et 23 % en gaz naturel. Toujours selon l'Agence internationale de l'énergie, la consommation énergétique totale atteindra 812×10^{18} J vers 2035 [2]. Cette prévision illustre la nécessité aujourd'hui de trouver des moyens permettant des réductions significatives de la consommation d'énergie.

Le secteur industriel est l'un d'importants consommateurs d'énergie avec un appauvrissement continue et durable des énergies fossiles. Par ailleurs, une part importante de l'énergie dissipée par les procédés industriels, se perd sous forme de rejets thermiques, qui diminuent le rendement de ces procédés et contribuent aux impacts sur l'environnement par l'usage de ressources fossiles. Actuellement, les activités industrielles représentent environ un tiers de la consommation mondiale d'énergie et 40% des émissions de GES (gaz à effet de serre).

L'industrie cimentière est parmi les gros secteurs consommateurs d'énergie dans le monde. L'industrie cimentière est aussi fortement émettrice de gaz à effet de serre provenant des besoins en énergie calorifique, mais aussi du procédé de fabrication du ciment. Elle est responsable de 5 % des émissions mondiales de CO₂. Une part qui pourrait dépasser d'ici 2050 les 10 %.

Ce chapitre présente un résumé des principales étapes du procédé de la fabrication du ciment, la nature et la forme des énergies utilisées et les émissions engendrées durant le processus de fabrication, ainsi que le potentiel de la valorisation énergétique des rejets thermiques dans le secteur.

1.2 Production de ciment

La production mondiale de ciment est estimée à 4 milliards de tonnes en 2013 [3]. En moyenne, sur le plan mondial la production s'élève à 555 kilos de ciment

par habitant. En Afrique (5% de la production mondiale), les principaux producteurs sont localisés en Afrique du Nord (65%). En Asie (62% de la production mondiale), la Chine reste, et de loin, le premier producteur avec 57,5% du total mondial, avec 2,3 milliards de tonnes annuelles, soit 1,7 tonne par habitant. Elle représentait 47% du total mondial en 2006 et 29% en 1994. La Chine a produit, seule, en 2013, l'équivalent de la production mondiale de 2005 : 2,3 milliards de tonnes en 2013, versus 2,310 milliards de tonnes pour la production mondiale. En fait, l'évolution du marché est liée notamment au niveau d'industrialisation du pays. Ainsi, le niveau de production de ciment dans les pays industrialisés s'est globalement stabilisé depuis une dizaine d'années. En revanche, la production de ciment dans les pays en développement s'est accrue, et continue à progresser en fonction de leur évolution économique. Le tableau ci-dessous présente le classement par ordre décroissant des pays producteurs de ciment, pour les 18 premiers mondiaux en 2013, comparés à 2012.

Tableau 1.1: Classement des plus grands producteurs Mondiaux du ciment [3].

En millions de tonnes	2006	2008	2012	2013
Chine	1237	1400	2210	2300
Inde	160	185	270	280
États Unis	99.7	87.6	74.9	77.8
Iran	33	44.4	70	75
Bésil	39.5	52	68.8	70
Turquie	47.5	54	63.9	70
Russie	54.7	53.5	61.5	65
Viêtnam	32.7	40	60	65
Japon	69.9	62.8	51.3	53
Arabie Saoudite	27.1	31.8	50	50
Corée	54	51.7	48	49
Egypte	36.2	39.8	46.1	46
Mexique	40.4	37.1	35.4	36
Indonésie	35	36	32	35
Thaïlande	39.4	31.7	37	35
Allemagne	33.6	33.6	32.4	34
Pakistan	20.7	30.8	32	32
Italie	47.8	43	33	29

1.3 Procédés de fabrication de ciment

La production de ciment s'effectue en deux étapes principales :

- La production d'un semi-produit désigné sous le nom de clinker par cuisson de matières premières (calcaire, argile, alumine et oxyde de fer), préalablement broyés finement et mélangées dans les proportions bien définies.
- La fabrication du ciment par co-broyage du clinker avec du gypse (régulateur de prise) et éventuellement d'autres matériaux, appelés ajouts, pouvant présenter une aptitude similaire au clinker du point de vue des résistances mécaniques.

La préparation du cru au cours de laquelle on réalise le mélange homogène du calcaire, d'argile de sable et de minerai de fer, peut être réalisée suivant quatre procédés différents : la voie sèche, semi - sèche, semi - humide et humide.

- Dans la voie sèche, les matières premières broyées et séchées forment le cru ou farine qui a l'aspect d'une poudre fluide. Le cru est ensuite introduit dans le système de cuisson.
- Dans la voie semi-sèche, la farine mélangée à de l'eau forme des granulats qui sont introduits dans un préchauffeur à grilles situé en amont du four ou dans un four long équipé de croisillons.
- Dans la voie semi-humide, la pâte est d'abord débarrassée de son eau dans des filtres-presses. Le gâteau de filtre-presse est ensuite extrudé sous forme de granulats et introduit dans un préchauffeur à grilles ou directement dans un sécheur pour la fabrication du cru.
- Dans la voie humide, les matières premières (dont la teneur en humidité est souvent élevée) sont broyées dans l'eau pour former une pâte pouvant être pompée. Elle est ensuite introduite directement dans le four où peut passer auparavant dans un sécheur.

1.4 Processus de fabrication de ciment par voie sèche

Les techniques des procédés de fabrication du clinker se distinguent, entre elles, par le nombre de stades de préparation de la matière première avant son introduction dans le procédé de cuisson. Bien entendu, les considérations économiques restent primordiales, dans le choix d'une technique de fabrication qui soit en concordance avec la nature de la carrière. La majorité des cimenteries modernes utilise le procédé par voie sèche, qui est le plus économique en

consommation d'énergie. La figure 1.1 illustre le procédé de fabrication de ciment par voie sèche [4].

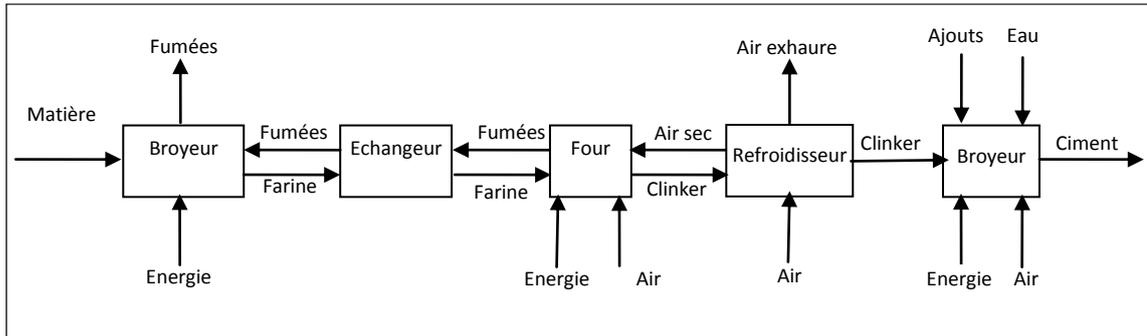


Figure 1.1 : Procédé de fabrication de ciment par voie sèche.

1.4.1 Préparation de la farine crue

La préparation du cru consiste à réaliser un mélange homogène de calcaire, d'argile et éventuellement de matériaux complémentaires (bauxite, oxyde de fer etc.) préalablement concassés et broyés de manière à disposer d'un mélange de caractéristiques chimiques et physiques uniformes dans sa masse. Une opération d'homogénéisation, généralement réalisée par des moyens pneumatiques, permet d'obtenir une propriété constante à l'échelle d'une production industrielle. Elle est mise en œuvre en deux temps: la pré homogénéisation des matériaux provenant directement des carrières puis l'homogénéisation parfaite après broyage de ces matières.

1.4.2 Cuisson du clinker

La cuisson est le processus de transformation de la farine crue en clinker, par un apport thermique suffisant, pour obtenir des réactions chimiques complètes conduisant à la formation des principaux composés de ce semi-produit (clinkérisation).

Quelle que soit la technique de fabrication utilisée pour élaborer le cru, les installations de cuisson sont similaires et comportent quatre parties:

- un système de préchauffage du cru
- une partie pour la décarbonatation
- une partie pour la clinkérisation
- un refroidisseur

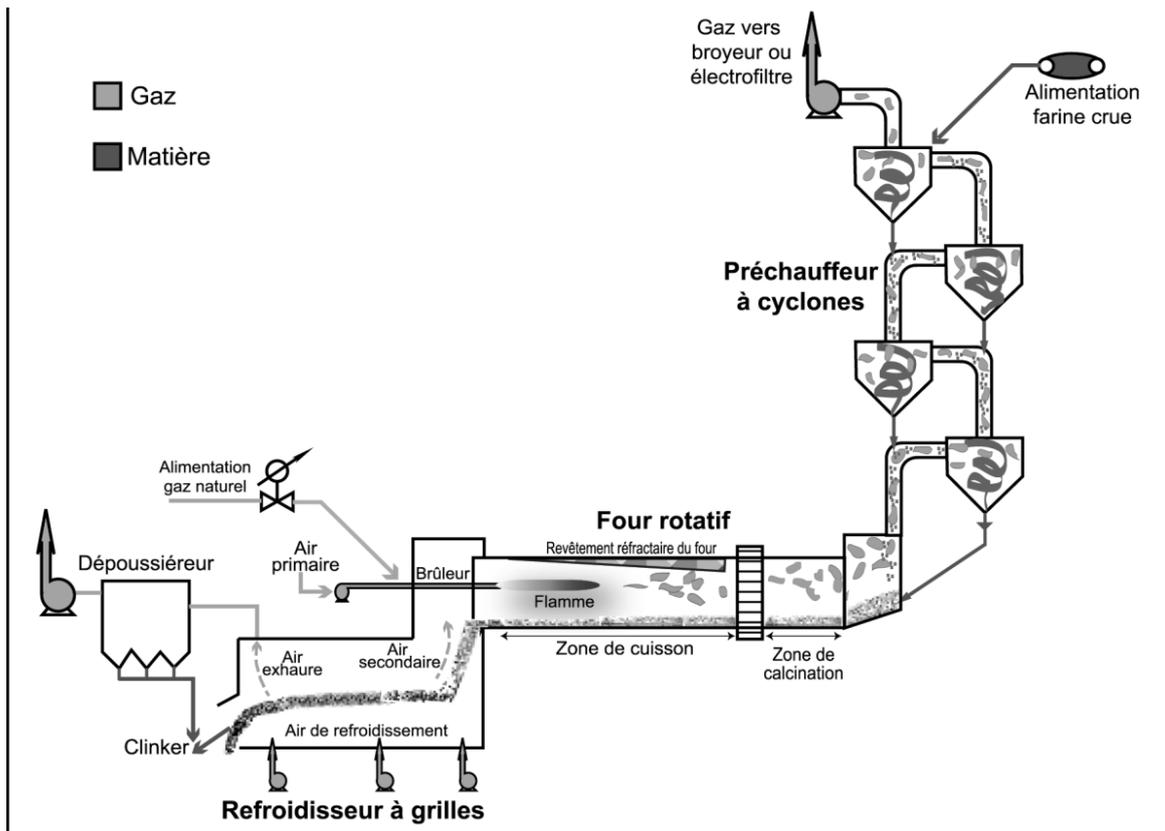


Figure 1.2 : Exemple d'une ligne de cuisson par voie sèche.

Le préchauffage de la farine crue, ayant un refus au tamis de $160\ \mu\text{m}$ (de l'ordre de 1 à 1,5%) et une humidité de 8 à 9%, s'effectue dans la partie supérieure du préchauffeur à suspension (cyclones). La décarbonatation a lieu dans la partie basse du préchauffeur et la partie amont du four rotatif. La clinkérisation se fait toujours dans la partie aval du four rotatif. Les gaz chauds sont produits dans le four par combustion de charbon, de fuel, de gaz ou de tout produit à haut pouvoir calorifique. Des ventilateurs situés après le préchauffeur et le refroidisseur véhiculent les gaz à travers ces installations. Après passage dans le préchauffeur, la farine progresse vers l'aval sous l'effet de la rotation et la pente du four. Au fur et à mesure de son acheminement, la matière s'échauffe jusqu'à clinkérisation vers 1400 à 1500°C . À la sortie du four, le clinker d'une forte hétérogénéité granulométrique ($0,1 - 40\text{mm}$) tombe dans un refroidisseur où se produisent les échanges thermiques permettant une récupération de chaleur et le refroidissement du clinker. Le clinker comprend essentiellement les deux silicates de calcium 3CaOSiO_2 et 2CaOSiO_2 . L'aluminium et le fer passent, en majeure

partie, à l'état de $3\text{CaOAl}_2\text{O}_3$ et d'une solution solide de composition approximative $4\text{CaOAl}_2\text{O}_3\text{Fe}_2\text{O}_3$. Les proportions de ces éléments dépendent des carrières, du type de ciment fabriqué et du déroulement de la cuisson [4].

1.4.3 Broyage du clinker

Le clinker est véhiculé vers les trémies des broyeurs où il est finement broyé avec 3 à 5% de gypse afin de régulariser la prise. Dans certains cas, en plus du gypse, on ajoute d'autres constituants tels que le laitier de haut-fourneau, les pouzzolanes, les cendres volantes ou les fillers pour l'obtention de diverses catégories de ciment. Les opérations dites de broyage du ciment ont pour but d'accroître la réactivité du clinker, par augmentation de sa surface spécifique et par création de défauts de cristaux en surface de grains. Ce traitement développe les propriétés hydrauliques du ciment et lui confère ses propriétés rhéologiques.

Industriellement, il existe deux modes de broyage :

- Le broyage en circuit ouvert où le clinker traverse trois compartiments contenant des agents broyants de tailles différentes.
- Le broyage à circuit fermé est le procédé le plus répandu, permet de renvoyer à l'entrée du broyeur les particules insuffisamment réduites qui ont été collectées par un séparateur dynamique (figure 1.3).

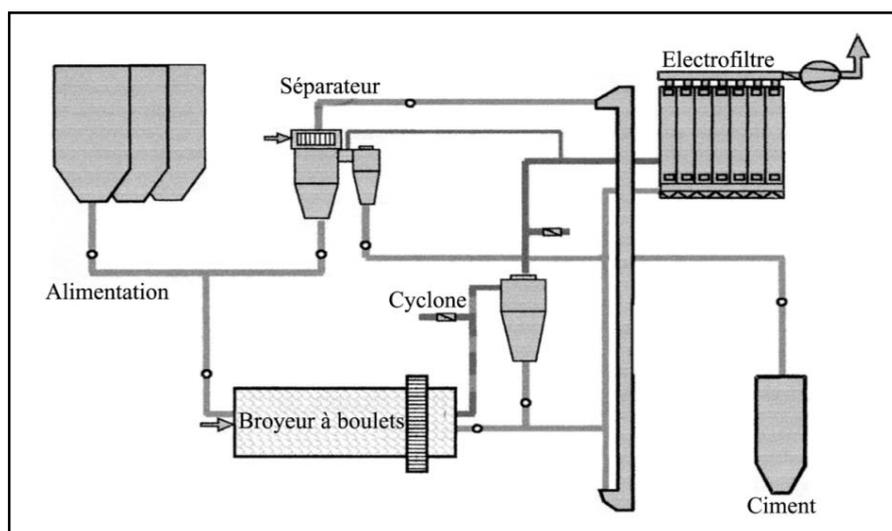


Figure 1.3 : Circuit fermé de broyage du clinker [4].

Chacun des broyeurs, est alimenté par deux ou plusieurs doseurs qui permettent de régler les proportions de clinker, gypse et ajouts.

1.5 Consommation énergétique dans le monde

L'industrie cimentière est fortement consommatrice en énergie calorifique et électrique. Les besoins mondiaux en énergie pour la fabrication du ciment sont estimés à environ 6540 Giga MJ/an pour les combustibles et 200 Giga kWh/an pour l'électricité. Par ailleurs, l'énergie représente 30 à 40% du prix de revient du ciment (hors frais d'amortissement). La consommation spécifique varie selon le type de procédé: le procédé par voie sèche présente l'avantage d'une consommation calorifique plus faible que la voie humide. D'autre part, les consommations spécifiques varient beaucoup d'une usine à l'autre et selon les pays considérés (entre 3000 et 8000 kJ/tonne de clinker pour la consommation calorifique, et entre 70 et 160 kWh/tonne de ciment pour la consommation d'électricité). Le tableau 1.2 présente la consommation moyenne d'énergie thermique et électrique pour différents pays.

Tableau 1.2: consommation moyenne d'énergie thermique et électrique pour différents pays [5].

Pays	Energie électrique (kWh/tonne)	Energie thermique (GJ/tonne)
Inde	88	3
Espagne	92	3.5
Allemagne	100	3.5
Japon	100	3.5
Corée	102	3.7
Brésil	110	3.7
Italie	112	3.8
Chine	118	4
Mexique	118	4.2
Canada	140	4.5

Dans une usine type de fabrication de ciment, l'énergie thermique représente 75% de l'énergie totale. Les besoins calorifiques sont essentiellement liés à la cuisson des matières premières dans le four, les matériaux devant être portés à une température de l'ordre de 1450 à 1500°C. Des besoins calorifiques annexes sont cependant nécessaires pour assurer le séchage des produits d'addition (argile, laitier, etc.) qu'il vaut mieux protéger des intempéries.

En outre, la part de l'énergie électrique représente 25% de l'énergie utilisée dans l'usine. La consommation électrique est liée principalement au broyage des matières premières et du clinker. Il est à noter que les ventilateurs sont également de gros consommateurs d'énergie électrique. Par ailleurs, elle dépend aussi de la qualité de l'ingénierie mise en œuvre pour la conception de la ligne de production (nombre limité de transporteurs, transport par convoyeurs plutôt que pneumatique, etc.). Les valeurs de la consommation spécifique d'énergie électrique pour différentes étapes du procédé de fabrication de ciment sont présentées dans le tableau 1.3.

Tableau 1.3: Répartition de la consommation d'énergie électrique typique d'une usine de ciment [6].

Procédé/équipement	Consommation électrique (kW h/t ciment)	Part (%)
Extraction, concassage et empilage	1.5	2
Broyage du cru et transport	18	24
Four et le refroidisseur	22	29.3
Broyage du charbon	5	6.7
Broyage et transport de ciment	23	30.7
Emballage	1.5	2
Eclairage, pompes et autres services	40	5.3
Total	75	100

1.6 Consommation énergétique dans le secteur cimentier algérien

Le secteur cimentier algérien compte 12 cimenteries dont deux d'une capacité de 400 mille tonnes/an, antérieures à 1962 et dotées d'un procédé de fabrication par voie humide (Rais-Hamidou- Alger et Zahana –Mascara). Ainsi que 10 autres usines d'une capacité de 11 millions t/an réalisées dans le cadre des différents plans de développement; elles utilisent un procédé de fabrication par voie sèche.

Les consommations moyennes d'énergie calorifique et électrique des cimenteries par voie sèche sont représentées en figures 1.4 et 1.5; sur lesquelles l'âge des cimenteries est indiqué [7]. Les intensités énergétiques sont très variables d'une unité à l'autre. Les consommations spécifiques varient entre 900 et 1600 kcal/ kg de clinker pour la consommation calorifique du gaz naturel, et entre 110 et 160 kWh/tonne de ciment pour la consommation d'électricité. Elles sont dispersées autour des moyennes nationales de 1000 kcal/ kg de clinker et 130 kWh/tonne de ciment. Ces moyennes accusent des excès de consommation énergétique de 45 kWh/tonne ciment et de 300 kcal/kg clinker par rapport à une unité moderne.

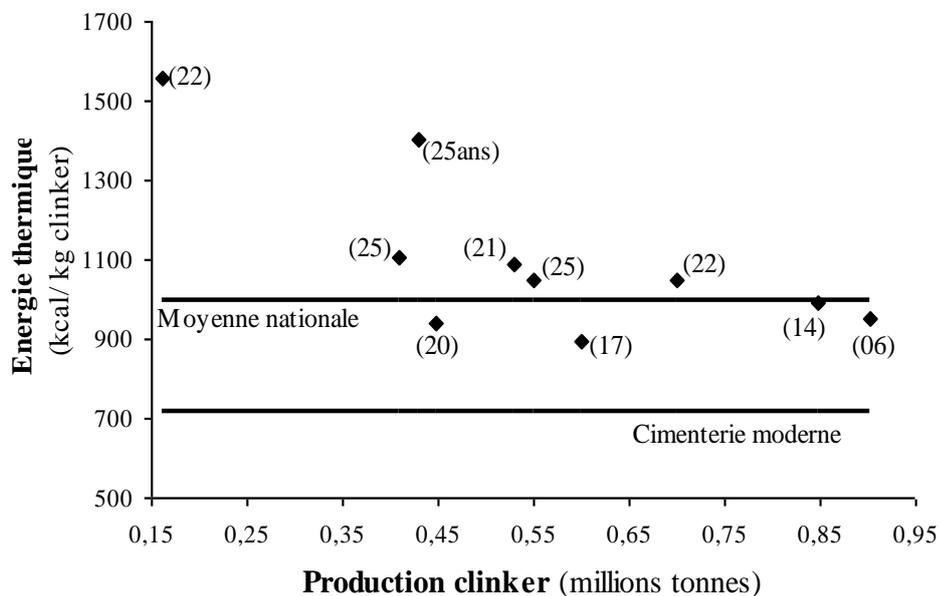


Figure 1.4: Répartition de la consommation spécifique d'énergie thermique [7].

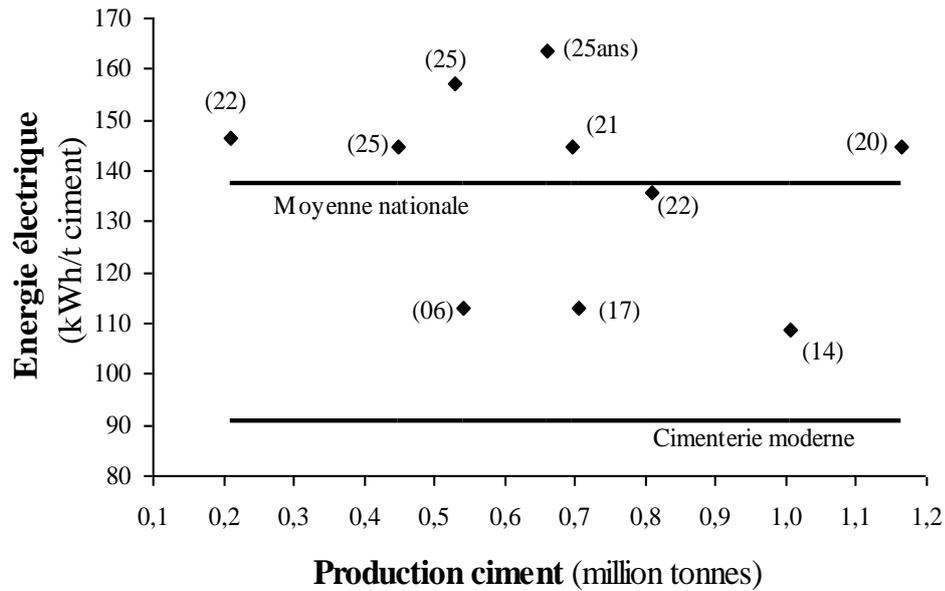


Figure 1.5: Répartition de la consommation spécifique d'énergie électrique [7].

1.7 Impact sur l'environnement

Du point de vue environnemental, l'industrie cimentière, utilisant un processus basé sur une combinaison physico-chimique à très haute température, se caractérise par des émissions atmosphériques importantes contribuent notablement au réchauffement de l'atmosphère. Elle est responsable d'environ 5 % des émissions de gaz à effet de serre sur la planète. Les principaux polluants rencontrés dans l'industrie du ciment sont :

- Le dioxyde de soufre (SO_2) émis principalement par la combustion au niveau du four et se transforme en SO_3 dans l'atmosphère et en présence d'humidité. Les émissions de SO_2 sont faibles de l'ordre de 0,6 kg / t de clinker.
- L'oxyde d'azote (NO_2) se forme à la sortie des brûleurs du four par oxydation de l'azote moléculaire de l'air et de l'azote contenu dans le combustible, sa formation est favorisée par un excès d'oxygène, et surtout par la température de la flamme. Toute mesure de réduction de la dépense spécifique d'énergie calorifique, permettra de réduire l'utilisation de combustibles fossiles primaires et de réduire les émissions de gaz à effet de serre associées.

- Le dioxyde de carbone (CO_2) est rejeté durant la calcination suite à la décarbonatation du calcaire contenu dans la matière première. Plus de 60 % des émissions de CO_2 lors de la fabrication de ciment proviennent de cette décarbonatation.

Les émissions de CO_2 dépendent de la consommation calorifique de l'installation. Ces émissions sont comprises entre 300 et 500 kg de CO_2 par tonne de clinker pour tous combustibles confondus.

La figure 1.6 présente les excès d'émission annuelle de gaz à effet de serre provenant de la cimenterie de Meftah-Blida [8]. Les excès d'émissions de CO_2 et NO_x sont estimés par rapport à une cimenterie moderne décrite. À égale production, la cimenterie de Meftah émet un excès annuel moyen de 61 ktonnes de CO_2 et 400 tonnes de NO_x . La décarbonatation du carbonate de calcium y participe pour environ 22%, la combustion pour 39%. Ce résultat démontre l'existence d'anomalies dans le mode de consommation calorifique de cette unité.

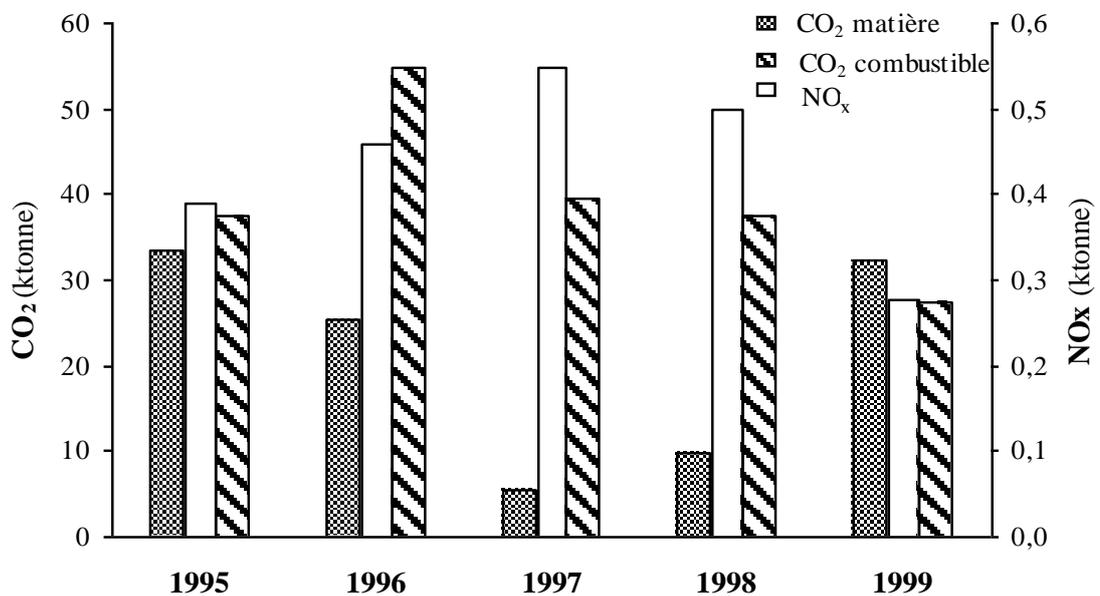


Figure 1.6: Excès d'émissions de gaz à effet de serre dans la cimenterie de Meftah [8].

1.8 Potentiel d'amélioration de l'efficacité énergétique

Le procédé de fabrication de ciment est caractérisé par des pertes de chaleur importantes qui sont principalement causées par les gaz chauds d'exhaure du refroidisseur et du préchauffeur à cyclones. Typiquement, environ 40 % de l'énergie totale est perdue par ces flux.

Ces vecteurs d'énergie ont des intervalles moyens de températures respectives de 200 à 350°C et 300 à 400°C (figure 1.7).

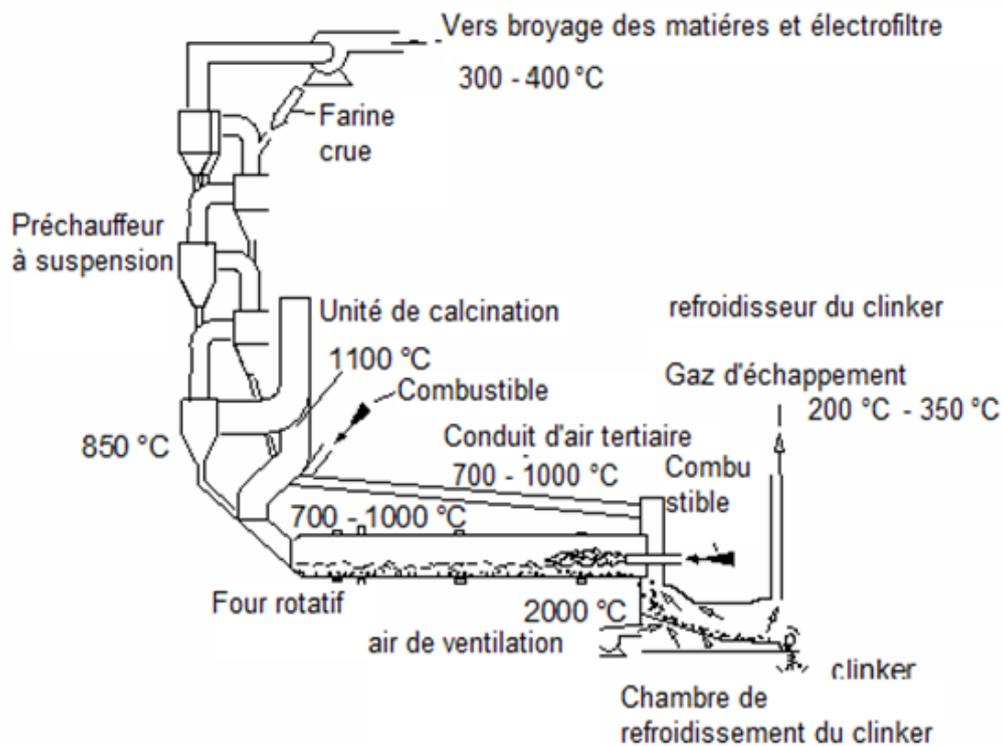


Figure 1.7: Températures des gaz exhaure de la cuisson du clinker.

La cogénération d'énergie électrique dans l'industrie de ciment connaît depuis quelques années un nouvel essor. Elle présente de nombreux atouts, parmi lesquels des gains énergétiques et environnementaux importants; elle permet de produire, à partir d'un seul combustible, tout à la fois de la chaleur et de l'énergie électrique avec un rendement bien supérieur à celui obtenu avec une production séparée. Khurana et Banerjee [9] proposent pour le secteur cimentier Indien un cycle thermodynamique de vapeur d'eau pour la cogénération d'électricité. Les courants vecteurs d'énergie calorifique sont les gaz chauds d'exhaure du

refroidisseur et du préchauffeur à cyclones (figure 1.8). La puissance électrique générée par ce cycle est de 4,4 MW, représentant 30% de la consommation moyenne d'énergie électrique d'une unité de ce secteur.

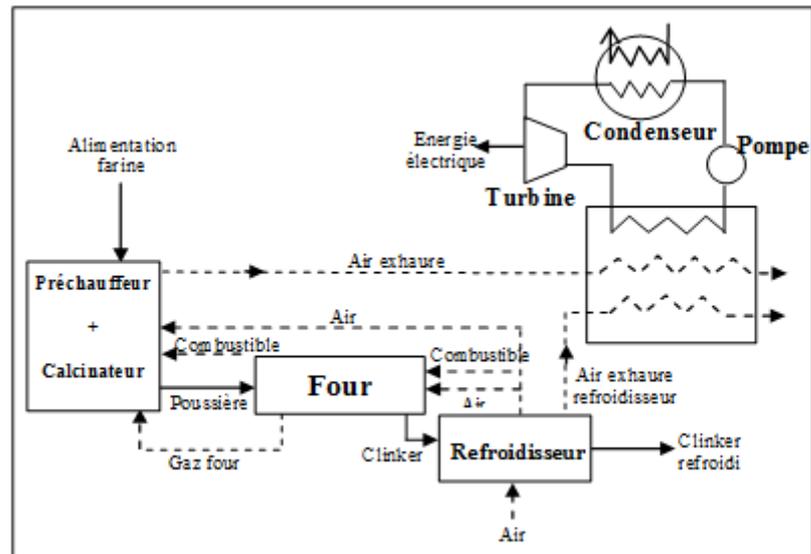


Figure 1.8 : Représentation du système de cogénération d'électricité [9].

La chaleur récupérable dans la cimenterie de Slite (Ile de Gotland/Suède), est envoyée à une centrale électrique existante située à côté de la cimenterie, et exploitée par un tiers qui réutilise une turbine à vapeur pour générer de l'électricité.

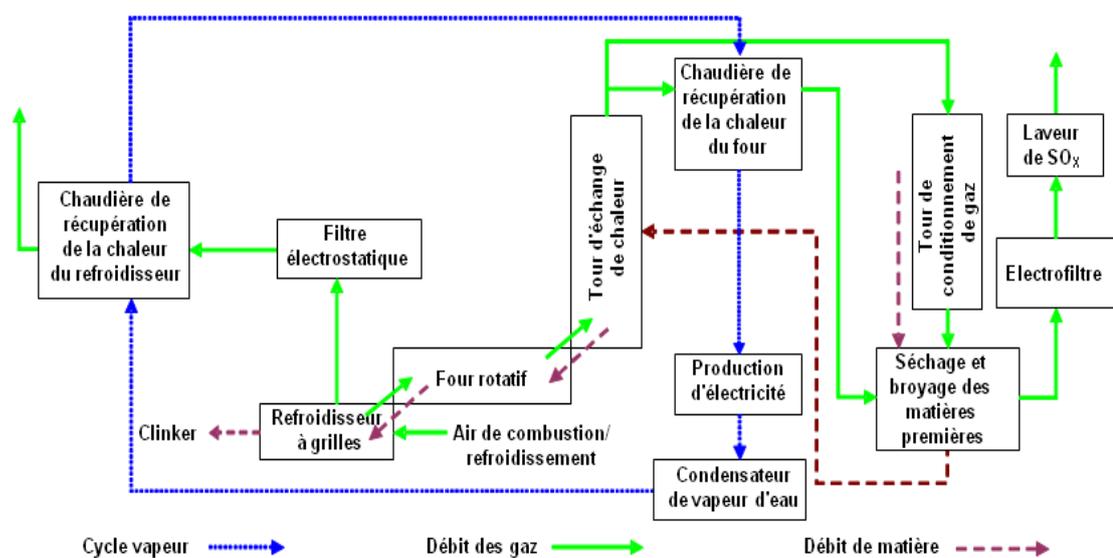


Figure 1.9: Système de récupération de chaleur pour la cogénération d'énergie à la cimenterie suédoise de Slite.

La vapeur est générée dans une chaudière à récupération de chaleur en deux étapes : une au niveau du refroidisseur de clinker, et une dans la conduite descendante du four. Avec l'installation illustrée sur la figure 1.9, la cimenterie est capable de fournir de la vapeur d'eau ayant une qualité suffisante. En 2007, la cimenterie a récupéré environ 30 MW de chaleur du système. La production annuelle d'électricité est aujourd'hui d'environ 50 GWh, ce qui équivaut à 1/4 des besoins en électricité de la cimenterie.

1.9 Conclusion

Le secteur cimentier est un grand consommateur d'énergie. En pratique, une quantité importante d'apport énergétique est souvent perdue sous forme de rejets thermiques à basse ou moyenne température. À cet effet, ce secteur est identifié comme un des grands émetteurs industriels de gaz à effet de serre.

Le secteur cimentier national présente des surconsommations énergétiques importantes, par rapport à d'autres cimenteries dans le monde. Le secteur est marqué par l'absence de pratiques d'amélioration de l'efficacité énergétique. Il serait bénéfique pour le secteur cimentier national d'intégrer des technologies permettant de réduire les consommations énergétiques et donc les émissions d'effluents gazeux. L'une de ces technologies consiste à récupérer et à valoriser les rejets de chaleur inutilisables et générer de l'électricité par le biais de systèmes de puissance.

CHAPITRE 2

APPLICATION DU CYCLE ORGANIQUE DE RANKINE A LA VALORISATION ÉNERGÉTIQUE DES REJETS THERMIQUES INDUSTRIELS

2.1 Introduction

Dans plusieurs procédés industriels, une quantité significative de l'énergie thermique de température moyenne et élevée (150 – 350°C) est rejetée dans l'atmosphère, ce qui diminue le rendement de ces procédés et contribue aux impacts sur l'environnement par l'usage de ressources fossiles. La recherche sur l'exploitation des sources énergétiques à faible teneur (chaleur à basse ou moyenne température) pour la production de l'énergie électrique a suscité beaucoup d'attention au cours des dernières années. La valorisation de ces ressources énergétiques permet non seulement de réduire la consommation d'énergies fossiles mais permet aussi d'atténuer les problèmes environnementaux. Des études ont montré la possibilité de convertir la chaleur des sources énergétiques à basse et moyenne température par l'intermédiaire de cycles thermodynamiques. En pratique, le système le plus utilisé pour la génération de l'électricité à partir de la chaleur est basé sur le cycle à vapeur d'eau. Cependant, ce type de cycle thermodynamique devient moins rentable à basse température. Par contre le cycle organique de Rankine présente un potentiel certain pour la valorisation des sources de chaleur à faible température.

Dans ce chapitre, nous présentons le principe de fonctionnement de cycle organique de Rankine (ORC) et les différentes configurations de ce cycle en citant ainsi ses principales applications.

2.2 Cycle de Rankine classique

Le cycle de Rankine est un cycle thermodynamique qui est particulièrement adapté pour générer de l'électricité. C'est le cycle thermodynamique le plus utilisé pour la génération d'électricité à grande échelle. Dans un cycle de Rankine avec de l'eau comme fluide de travail, les pressions de fonctionnement usuelles vont de 20 à 100 bar et les températures atteindront les 500°C. En général, le cycle de

Rankine est constitué de quatre éléments principaux: une pompe, un générateur de vapeur (évaporateur ou chaudière), une turbine, un condenseur (figure 2.1).

Le processus du cycle est représenté dans un diagramme (T, s), en figure 2.2. Le fluide quitte le condenseur à l'état liquide saturé (1), puis il est comprimé dans la pompe à une pression maximale (2). Ensuite le fluide est chauffé dans l'évaporateur à pression constante jusqu'à atteindre la température d'ébullition (2a). À cette température et de manière isotherme et isobare, le liquide s'évapore pour se transformer intégralement en vapeur saturée (3). Cette vapeur est détendue dans la turbine, pour atteindre une région diphasique (4). Au cours de cette détente le travail résultant est converti en énergie électrique. Enfin, le fluide est condensé dans le condenseur jusqu'à devenir un liquide saturé (1).

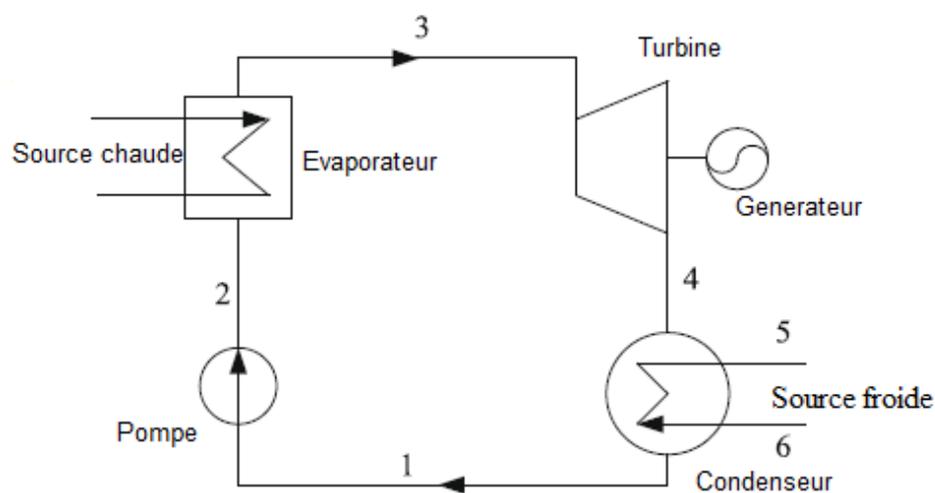


Figure 2. 1 : Schéma d'un cycle de Rankine [10].

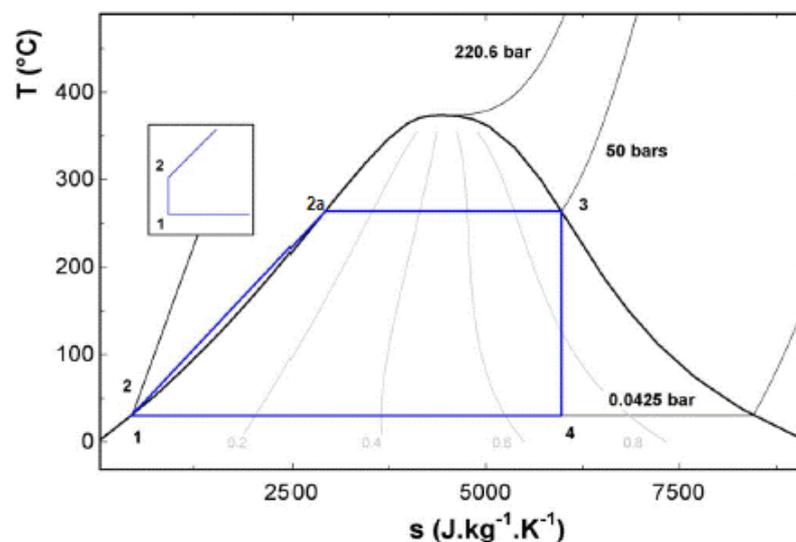


Figure 2.2 : Cycle de Rankine sans surchauffe dans le diagramme T-s de l'eau.

2.3 Cycle de Rankine avec surchauffe

L'utilisation de l'eau comme fluide de travail dans le cycle de Rankine présente un inconvénient principal qui provient de la détente isentropique 3-4 dans le domaine diphasique; cette détente correspondant à une marche en régime humide et donc sujette à des limitations technologiques (érosion d'aubage de la turbine si le titre en vapeur s'éloigne trop de la saturation vapeur: $x < 1$) [11]. Une surchauffe est nécessaire pour obtenir en sortie de la turbine une vapeur saturée [11] (figure 2.3) donc une augmentation de prix de conception de cycle est attendue.

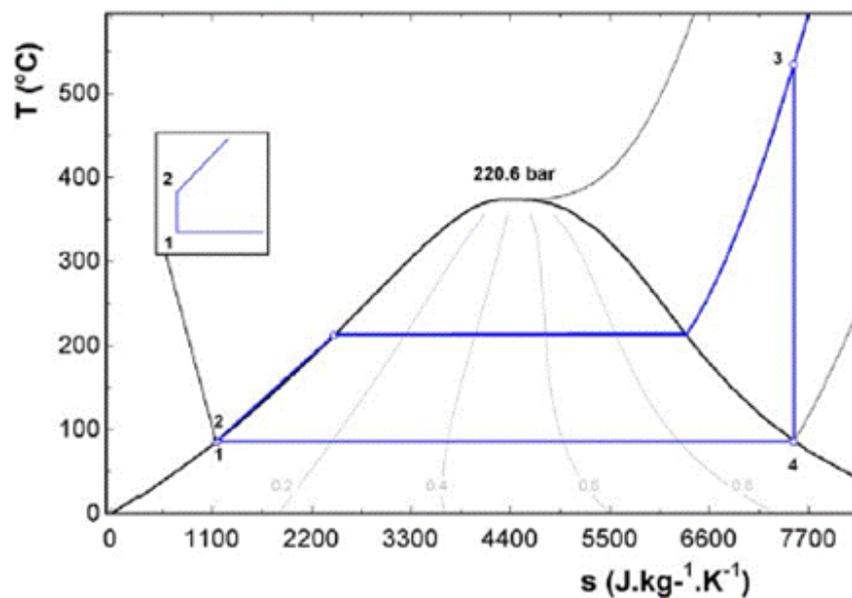


Figure 2.3: Cycle de Rankine avec surchauffe dans le diagramme T-s de l'eau.

2.4 Cycle de Rankine avec resurchauffe

Une autre solution pour améliorer la performance de cycle de Rankine est le cycle à resurchauffe. Dans ce cas, la vapeur qui quitte la chaudière en tant que vapeur saturée est surchauffée à une température acceptable et puis elle est détendue jusqu'à ce qu'elle intersecte avec la courbe d'humidité maximum. La vapeur est alors resurchauffée dans une deuxième section de surchauffeur et puis détendue dans une deuxième turbine jusqu'à ce qu'elle intersecte avec la courbe maximum d'humidité (figure 2.4).

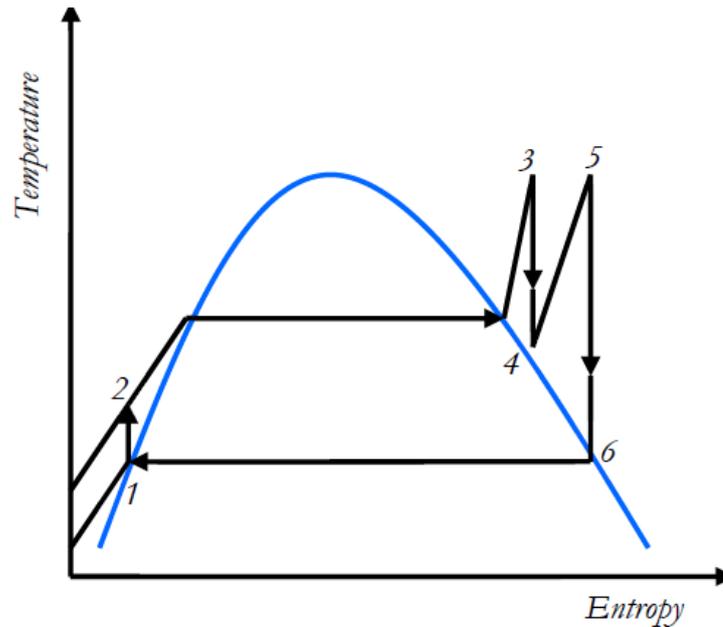


Figure 2.4: Cycle de Rankine avec resurchauffe dans le diagramme T-s [12].

2.5 Cycle organique de Rankine

Le cycle organique de Rankine (ORC) fonctionne selon le même principe que celui à vapeur d'eau mais en substituant l'eau par un fluide organique : une évaporation à pression constante, puis une détente isentropique au niveau de la turbine générant de l'électricité par l'intermédiaire d'un alternateur électrique, puis une condensation isotherme et finalement le fluide organique est compressé jusqu'à une certaine pression et pompé à l'évaporateur pour compléter le cycle. L'intérêt de l'utilisation d'un fluide organique plutôt que l'eau dans les cycles de Rankine réside dans sa capacité à valoriser une source chaude à basse température ($< 400^{\circ}\text{C}$). L'évaporation se déroule à une pression et à une température inférieure. D'autre part, la détente de la vapeur du fluide organique se termine dans la région de la vapeur saturée ou surchauffée, ce qui permet d'éviter le risque d'érosion des aubages de la turbine. En plus, les cycles ORC représentent un investissement et un coût d'exploitation plus faible que leurs équivalents cycles à vapeur d'eau.

2.5.1 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 :

- ORC simple ou standard : le principe de fonctionnement de ce cycle a été expliqué dans le paragraphe précédent.
- 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 2.5).

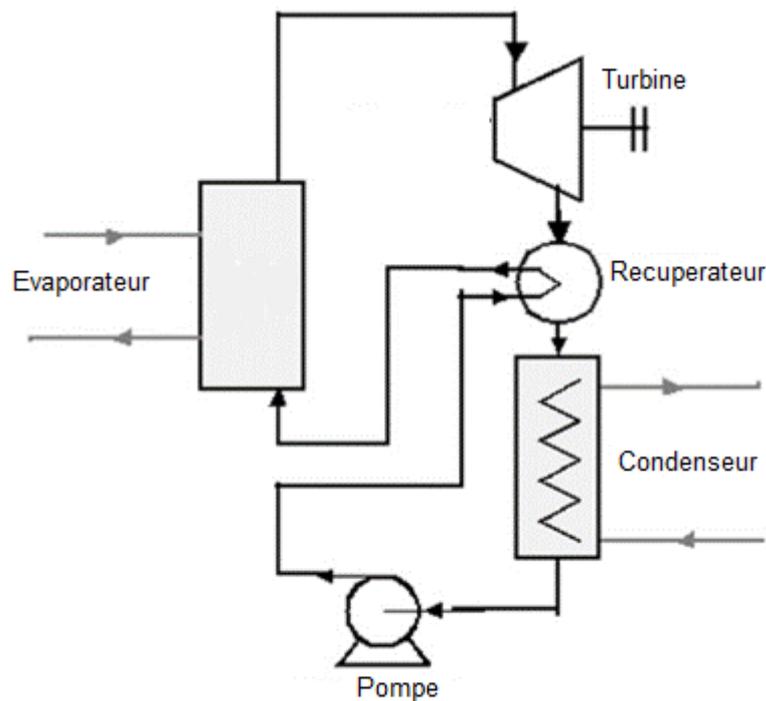


Figure 2. 5: Schéma d'un cycle organique de Rankine avec un récupérateur [13].

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.

2.5.2 Cycle organique de Rankine trans-critique et supercritique

La figure 2.6 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.

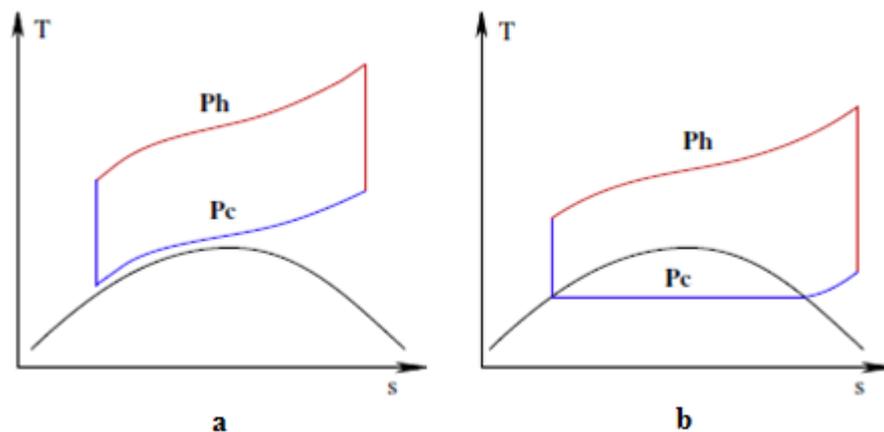


Figure 2.6: Diagramme T-s pour le cycle organique de Rankine supercritique (a) et trans-critique (b) [14].

2.6 Cycle de Kalina

Le cycle de Kalina est un cycle dérivé du cycle de Rankine qui utilise des mélanges eau-ammoniac comme fluide de travail. Le principe de base joue sur l'utilisation des changements de concentration des phases durant les changements d'état du mélange. Ce cycle a été conçu pour améliorer l'efficacité

énergétique des centrales électriques qui possèdent une source de chaleur à basse - moyenne température. C'est le cas de certaines sources géothermiques. Dans ce cycle (figure 2.4), La solution passe à travers un évaporateur et une partie de la solution est transformée en vapeur. Dans le séparateur, l'ammoniac liquide et la vapeur d'eau sont ensuite séparés de la solution. La solution, riche en vapeur d'eau se détend dans la turbine. Pendant ce temps, le régénérateur récupère de la chaleur à partir de la solution d'ammoniac liquide sortant du séparateur. Celle-ci est mélangée à nouveau avec la solution sortant de la turbine, puis renvoyée eau condenseur. Après avoir été condensée par l'eau froide, elle est pompée à travers le régénérateur et est envoyée à l'évaporateur pour un nouveau cycle.

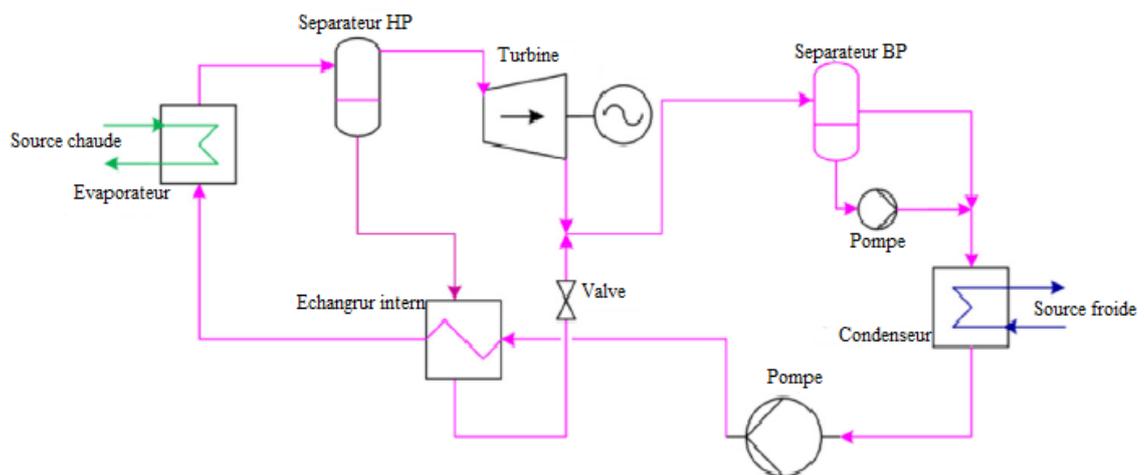


Figure 2.7 : Schéma de principe du cycle de Kalina [15].

2.7 Sources de chaleur du cycle organique de Rankine

La technologie du cycle organique de Rankine possède une grande variété d'applications pour la génération d'électricité par l'exploitation des sources de chaleur à basse température telles que la géothermie, la biomasse, la chaleur des rejets industriels, et l'énergie solaire.

2.7.1 La biomasse

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

d'électricité et de chaleur dans de petites centrales ORC de cogénération. La biomasse est largement disponible dans un certain nombre de procédés agricoles ou industriels, elle, peut être par exemple du bois ou des déchets verts.

Dans une telle installation, la biomasse est brûlée dans une chaudière à huile. L'huile chauffée à 320-330°C, alimente le module ORC et permet la vaporisation du fluide organique à une température légèrement inférieure à 300°C. Le fluide évaporé est ensuite détendu, puis est condensé à une température voisine de 90°C. L'eau chaude produite au condenseur peut être valorisée à son tour dans un réseau de chaleur urbain par exemple ou dans un procédé de séchage.

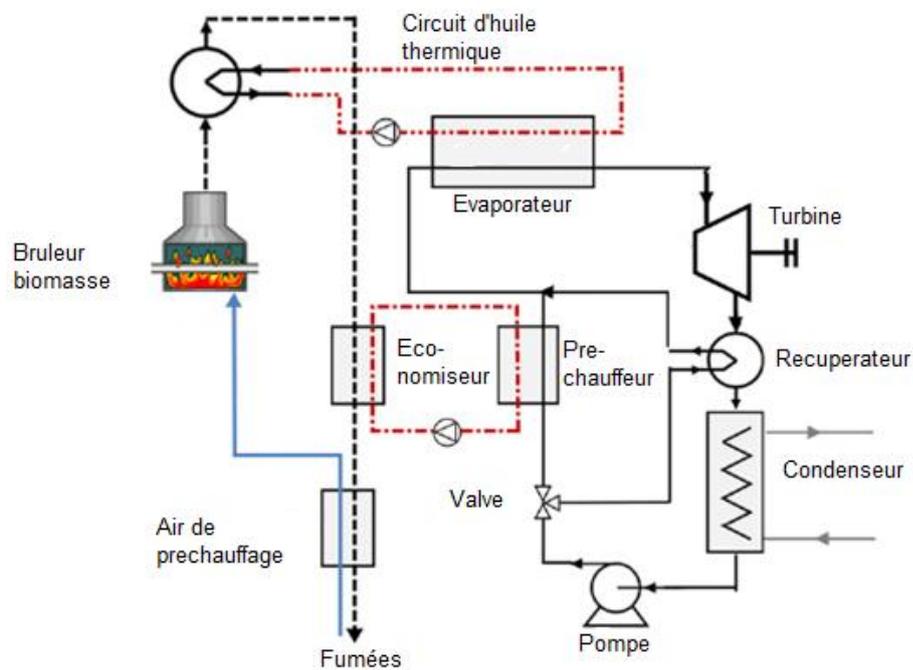


Figure 2.8: Principe de fonctionnement d'une centrale ORC à biomasse [13].

Les centrales ORC à biomasse de moyenne échelle (figure 2.7) ont été démontrées avec succès et sont maintenant disponibles sur le marché [13,16]. Le nombre des installations augmente rapidement du fait que cette technologie est devenue maîtrisable et rentable.

2.7.2 Géothermie

La géothermie est une énergie issue de la chaleur du sous sol de la terre. Elle est considérée comme une ressource énergétique propre et renouvelable.

L'énergie géothermique a été utilisée dans plusieurs pays pour une variété d'applications telles que la production d'électricité, des objectifs de chauffage commercial, industriel et résidentiel direct.

Les réservoirs géothermiques sont classifiés en fonction de leurs niveaux de température: très basse énergie (max 40°C), moyenne énergie (entre 50°C et 80°C) et haute énergie (de 100°C à 250°C). Ils sont également classifiés en fonction de l'état du fluide géothermique : liquide pressurisé, mélange liquide/vapeur et vapeur surchauffée.

Actuellement, il existe plusieurs centrales à base de cycle ORC pour valoriser l'énergie géothermique. Le tableau ci-dessous présente quelques centrales géothermiques à cycle organique de Rankine.

Tableau 2.1: Quelques centrales géothermiques ORC [16].

Centrales	Température du fluide géothermique (°C)	Débit du fluide géothermique	Fluide de travail (ORC)	Puissance nette (MW)
Amedee (USA)	104	205 l/s	R-114	2.0/1.5
Wineagle (USA)	110	63 l/s	isobutane	0.75/0.6
Altheim, (Autriche)	106	86 l/s	-	-/1.0
Otake (Japon)	130	14.661 kg/s	isobutane	-/1.0
Nigorikawa (Japon)	140	50 kg/s	R-114	-/1.0
Reno (USA)	158	556 kg/s	isobutane	27/21.744

2.7.3 Énergie solaire

Le rayonnement solaire constitue une source d'énergie propre et renouvelable qui peut être convertie en chaleur et en électricité. Le cycle organique de Rankine présente un intérêt particulier pour la valorisation de l'énergie solaire. La figure 2.8 illustre le principe de fonctionnement d'une centrale solaire ORC. L'énergie solaire est transformée en énergie thermique au niveau des capteurs cylindro-paraboliques puis, elle est reçue par les récepteurs tubulaires pour chauffer un fluide de transfert. Ce dernier cède sa chaleur à un fluide de travail. La vapeur

obtenue est ensuite détendue dans une turbine afin de produire de l'électricité. Enfin, le fluide est condensé dans un échangeur avant de passer dans la pompe.

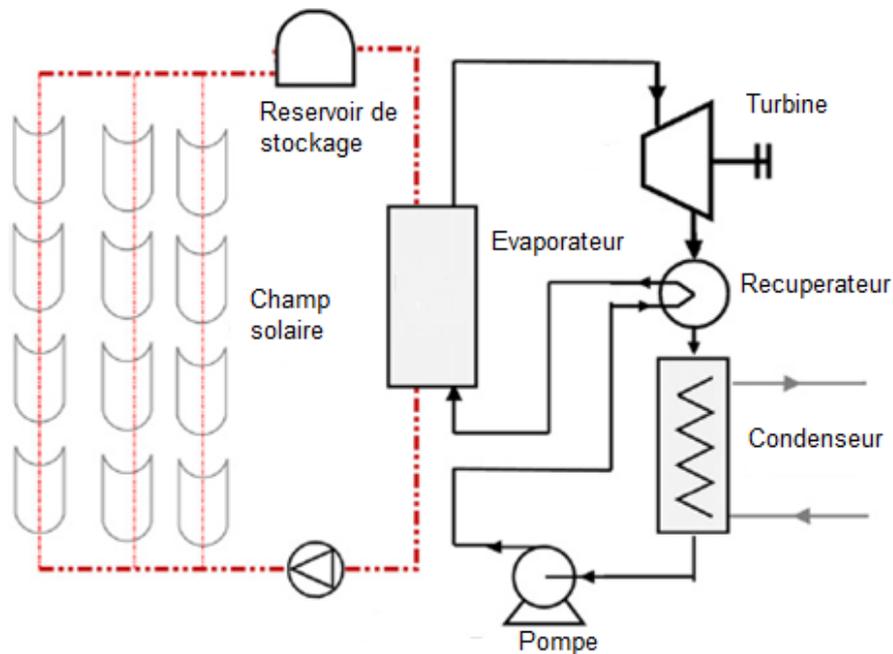


Figure 2.9: Principe de fonctionnement d'une centrale solaire ORC [13].

2.7.4 Rejets thermiques industriels

D'importantes quantités d'énergie produites par les procédés industriels sont perdues annuellement, sous forme des rejets thermiques de basse température (150 – 350°C).

La récupération et la valorisation de ces rejets thermiques industriels et leur conversion en électricité constituent un moyen efficace pour la diminution de la consommation énergétique et l'augmentation de l'efficacité énergétique industrielle. Certaines industries présentent un potentiel particulièrement élevé pour la récupération et la valorisation des rejets thermiques comme : l'industrie du ciment, du verre, de la sidérurgie, et du pétrole et gaz ainsi que les usines d'incinération.

Les cycles organiques de Rankine sont parmi les technologies actuelles et potentiellement utilisées pour la valorisation de l'énergie thermique rejetée par ces différents secteurs industriels dont la capacité varie de 1.5 à 4 MW électriques.

2.8 Fluides de travail

Le fluide de travail joue un rôle essentiel dans le cycle ORC, il est important de choisir un fluide qui doit avoir non seulement les propriétés thermodynamiques et physiques nécessaires mais ne doit pas présenter des effets néfastes sur l'environnement. À l'heure actuelle, seuls quelques fluides de travail sont disponibles sur le marché et certains sont progressivement éliminés en raison de leurs effets.

Il existe plusieurs familles de fluides frigorigènes. Ces dernières peuvent être classifiées selon la composition et la nature des fluides qu'elles contiennent.

2.8.1 Fluides purs

- Les réfrigérants sont des substances utilisées pour les sources de basse température, leur utilisation est à grande échelle dans l'industrie. On distingue plusieurs sous-familles de ces fluides selon leurs structures moléculaires : les Chloro-Fluoro-Carbone (CFC), les Hydro-Chloro-Fluoro-Carbone (HCFC), les Hydro-Fluoro-Carbone (HFC), les Perfluorocarbures (PCF) et les Hydro-Fluoro-Oléfine (HFO).
- Les hydrocarbures sont des molécules ne contenant que des atomes de carbone et d'hydrogène. Ces fluides présentent de très bonnes caractéristiques, mais leur utilisation comme fluide de travail dans les systèmes ORC entraîne, pour des raisons de sécurité, des contraintes techniques souvent plus complexes que les réfrigérants fluorés, mais ont globalement un impact environnemental absolu plus réduit par rapport à ces derniers.
- Les siloxanes sont des fluides avec des chaînes carbonées possédant un ou plusieurs atomes de Silicium. Ils sont utilisés pour des sources de chaleur avec des températures bien plus élevées. Ces fluides sont rarement utilisés dans les installations ORC à cause de leur point d'ébullition un peu élevé par rapport à d'autres fluides.

2.8.2 Mélange de fluides

- les mélanges zéotropiques sont des mélanges de deux ou plusieurs composés dont les compositions en phase vapeur et en phase liquide diffèrent lorsque les deux phases coexistent. Par conséquent, la température d'ébullition dans l'évaporateur n'est pas constante. Cette différence de température est appelée le glissement de température.
- les mélanges azéotropiques sont des mélanges de fluides qui se comportent comme des corps purs, sans variation de température lors du changement d'état.

2.8.3 Caractéristiques d'un fluide idéal dans un cycle ORC

Un fluide de travail idéal pour un cycle organique de Rankine doit posséder les propriétés suivantes [17] :

- La température critique du fluide de travail doit être supérieure à la température la plus élevée du cycle pour minimiser les irréversibilités produites lors du transfert de chaleur.
- Une pression modérée dans l'évaporateur est recommandée afin d'éviter les problèmes mécaniques. Une pression trop élevée entraîne un problème de sécurité et augmente le coût du système.
- le fluide doit se condenser à une pression supérieure à la pression atmosphérique afin d'éviter toute entrée d'air dans le système.
- Le point triple doit être inférieur à la température ambiante minimale. Cela assure que le fluide ne se solidifie pas à tous les points de fonctionnement du système même lorsque le système est arrêté.
- Il est préférable d'utiliser des fluides dont la pente de la courbe de saturation de vapeur dans le diagramme T-s est au voisinage de zéro pour éviter la production excessive de condensat ou de surchauffe pendant la détente.
- Un bon fluide de travail doit avoir un faible volume massique et une chaleur latente importante. Ces propriétés permettent une bonne absorption de l'énergie lors de l'évaporation, une réduction de débit nécessaire et une réduction de volume de vapeur à la sortie de la turbine ORC, donc une diminution de la taille de la turbine.

- La viscosité du fluide de travail doit être faible pour minimiser les chutes de pression.
- Le fluide de travail doit être non toxique, non inflammable, non explosif, non corrosif et compatible avec les matériaux utilisés pour les différents composants du système. Le fluide de travail doit également être chimiquement et thermiquement stable à tous les niveaux de température et de pression.
- Le fluide doit être disponible en quantités importantes avec un coût faible.
- Le fluide de travail doit satisfaire les critères liés à l'environnement et à la sûreté qui comprennent le potentiel de réchauffement global (GWP) et le potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone (ODP). Il est préférable que le fluide ait un ODP nul et un GWP le plus bas possible.

2.9 Revue de littérature sur l'utilisation des cycles organiques de Rankine

Plusieurs études analytiques ou numériques ont été menées sur l'utilisation de cycle organique de Rankine pour la récupération de rejets thermiques. Baatz et Heidt [18] ont décrit un procédé de valorisation de rejets thermiques dans la cimenterie de Lengfurt (Allemagne) à base de cycle organique de Rankine. Ce procédé utilise le pentane comme fluide de travail et produisait une puissance nette de 1.1 MW. Aneke et al. [19] ont analysé les performances de différentes configurations de cycle organique de Rankine pour la valorisation de la chaleur résiduelle dans une usine de fabrication de chips. Dans cette étude le R-245fa a été utilisé comme fluide de travail. Une étude comparative entre un cycle organique de Rankine sous critique avec le R123 comme fluide de travail et un cycle de Rankine trans-critique au CO₂ montre que le cycle trans-critique est le meilleur en terme de la puissance nette [20]. D'autre part, Gewalt et al. [21] ont présenté une étude comparative entre un cycle organique de Rankine et celui à vapeur d'eau pour la récupération énergétique des gaz d'échappement du moteur Deutz. Les auteurs ont analysé les performances thermodynamique et économique à savoir, l'efficacité énergétique et le coût de production d'énergie.

Un travail sur l'optimisation d'un cycle organique de Rankine alimenté par une source thermique gazeuse a été fait par Wang et al. [22]. Ils ont analysé l'effet de plusieurs fluides organiques sur la performance du cycle. Leurs résultats montrent que le R-123 est le plus performant lorsque la température de la source de chaleur

est inférieure à 180°C. Par contre, le R-141b est le meilleur fluide de travail pour une température supérieure à 180°C. Vélez et al [23]. ont effectué une étude thermodynamique d'un cycle organique de Rankine pour la valorisation d'une source de chaleur à basse température (150 °C) en évaluant le potentiel de différents fluides de travail. Les résultats ont montré qu'il n'y a pas un fluide qui satisfait toutes les caractéristiques (d'efficacité, de toxicité, économique, etc.) prises en compte dans un cycle ORC réel.

D'autre part, dans le travail de Lia et al. [24] les alcanes, les aromates et les siloxanes sont considérés comme les meilleurs candidats pour les fluides de travail de cycle ORC pour la valorisation des sources thermiques de température élevée.

Li et al. [25] ont effectué une évaluation économique avec une optimisation paramétrique d'un cycle organique de Rankine pour la récupération des rejets thermiques industriels. Ils ont également comparé les performances économiques optimales pour différents fluides de travail. Les principaux résultats de ces auteurs montrent que la température d'évaporation et le point de pincement dans l'évaporateur et le condenseur présentent un effet significatif sur le coût de la production de l'électricité. De plus, ils ont indiqué qu'il existe une relation entre la température critique de fluides de travail et la performance économique du système.

D'autre part, Wang et al. [26] ont effectué une optimisation paramétrique en considérant les deux facteurs thermodynamique et économique pour la conception d'un cycle organique de Rankine. Ils ont signalé que la pression et la température d'entrée de la turbine et le point de pincement dans l'évaporateur et le condenseur ont un effet significatif sur le ratio entre la puissance nette du cycle et la surface totale des échangeurs. En comparant la performance optimale de cycle pour trois fluides (R123, R245fa et isobutane), ils ont constaté que l'isobutane minimise le critère de conception choisi.

De même, Quoilin et al. [27] ont réalisé une optimisation thermo-économique d'un cycle organique de Rankine en évaluant le potentiel de différents fluides. L'optimisation thermodynamique a conduit à la sélection des fluides suivants, qui sont classés selon le rendement global de cycle : n-butane, R245fa, R123, n-

pentane, HFE7000, SES36, R134a, R1234yf. Par contre, l'optimisation économique a conduit à la sélection des fluides suivants, classés selon le coût d'investissement : n-butane, n-pentane, SES36, R245fa, R123, HFE7000, R134a, R1234yf. Ces résultats signifient que les deux optimisations peuvent conduire à la sélection d'un fluide de travail différent.

Contrairement aux travaux précédents, Pierobon et al. [28] ont effectué une optimisation multi-objectif où trois différents critères sont considérés simultanément (performances, compacité et revenus économiques) pour la conception et l'optimisation d'un cycle organique de Rankine pour récupérer la chaleur résiduelle de l'échappement d'une turbine à gaz. Un outil d'optimisation basé sur les algorithmes génétiques a été utilisé pour résoudre ce problème qui a permis de trouver, non pas une solution unique, mais un ensemble de solutions qui réalisent des compromis sur les trois objectifs.

Des études récentes ont été effectuées par Zhou [29], Astolfi et al. [30], Zhou et al. [31] et Wu et al. [32] portent sur la modélisation et l'optimisation de cycle organique de Rankine pour la valorisation de deux ou plusieurs sources d'énergie à la fois. Les résultats de ces travaux montrent que l'exploitation à la fois de plusieurs sources d'énergie au moyen d'un cycle organique de Rankine apporte une amélioration considérable des performances du système.

2.10 Conclusion

Le cycle organique de Rankine est une voie prometteuse pour la génération d'électricité à partir des sources thermiques de basse température (géothermie, énergie solaire, biomasse et rejets thermiques industriels) grâce à ses avantages par rapport au cycle à vapeur d'eau.

Les études sur la faisabilité des cycles organiques de Rankine sont en plein essor et la plupart des études ont été menées au cours des dernières années. Plusieurs travaux sur ces derniers présentés dans la littérature portent en général sur la sélection de fluides de travail et l'amélioration des performances énergétiques (rendement thermique, puissance nette...). Certains travaux se concentrent sur l'analyse et l'optimisation thermo-économique. Cependant, aucune étude n'a encore permis d'analyser et d'optimiser les performances

environnementales de cycles organiques de Rankine. De même, Il n'existe que peu d'études portant sur l'optimisation de la récupération d'énergie dans l'industrie de ciment au moyen de cycles organiques de Rankine, ce qui laisse la porte ouverte à plusieurs nouveaux développements.

CHAPITRE 3

OPTIMISATION EXERGETIQUE DES CYCLES ORGANIQUES DE RANKINE

3.1 Introduction

L'optimisation des systèmes énergétiques est l'un des principaux sujets dans le domaine de l'ingénierie. Par conséquent, les concepteurs doivent se pencher sur un large éventail de questions, notamment l'énergie, l'économie et l'environnement.

Pour optimiser l'efficacité, le coût et l'impact environnemental de tel système, il est important de localiser et d'évaluer la cause et l'importance de pertes énergétiques. L'analyse exergetique est une méthode utile qui peut être utilisée comme référence dans la conception, l'évaluation, l'optimisation et l'amélioration des systèmes énergétiques. Cette méthode permet d'éviter des erreurs de conception et de sélectionner la ou les solutions les plus prometteuses en fournissant des résultats qualitatifs et quantitatifs sur le procédé ou le système étudié. En outre, 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.

Dans ce chapitre, on va présenter les notions de base de l'exergie qui permettent la modélisation et l'optimisation thermodynamique, économique et environnementale des systèmes énergétiques. On va aussi citer les travaux de recherche relatifs à l'analyse exergetique des systèmes thermodynamiques en insistant sur les systèmes ORC.

3.2 Approche exergetique des systèmes thermodynamiques

Toute conversion ou transfert d'énergie s'effectue généralement dans un domaine qui nous environne. Ce domaine contient une certaine quantité de matière et / ou d'énergie. Le domaine macroscopique associé au domaine sera appelé système thermodynamique. On appellera aussi ce domaine, volume de contrôle [33].

Les systèmes les plus courants dans les applications pratiques restent toutefois les systèmes ouverts. Ces systèmes thermodynamiques échangent de

l'énergie et de la matière avec l'extérieur. Le principe de fonctionnement d'un système thermodynamique dépend de la méthode utilisée pour la conversion de l'énergie et implique l'étude de différents bilans.

3.2.1 Bilan de masse

Le principe de la conservation de la matière est un principe fondamental dans l'analyse de tout système thermodynamique. L'expression du bilan de matière en régime permanent est comme suit :

$$\sum_e \dot{m}_e = \sum_s \dot{m}_s \quad (3.1)$$

Où :

\dot{m}_e : débit massique du flux de matière à l'entrée du système (kg/s).

\dot{m}_s : débit massique du flux de matière à la sortie du système (kg/s).

3.2.2 Bilan d'énergie

Pour le bilan énergétique on fait appel au premier principe de la thermodynamique. Rappelons que pour un système ouvert opérant en régime permanent (figure 3.1), le bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_e \dot{m}_e e_e - \sum_s \dot{m}_s e_s \quad (3.2)$$

où :

\dot{Q} : flux de chaleur (W)

\dot{W} : flux de travail (W)

e étant l'énergie spécifique totale définie par

$$e = h + gz + \frac{v^2}{2} \quad (3.3)$$

Les densités d'énergie respectives $\frac{v^2}{2}$ et gz , représentent l'énergie cinétique et l'énergie potentielle.

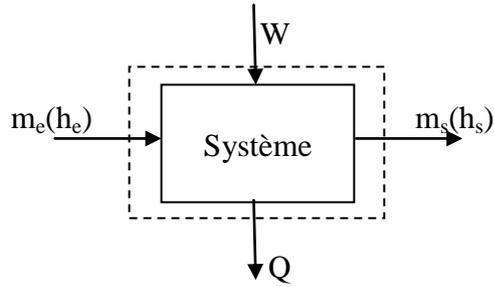


Figure 3.1 : Bilan énergétique d'un système ouvert.

3.2.3 Bilan entropique

Tout système réel fonctionne en respectant le premier principe qui régit le bilan d'énergie et le second principe régissant le bilan entropique. Ce dernier permet d'énoncer que toutes les formes d'énergies ne sont pas équivalentes. Il est donc impossible de convertir une forme d'énergie intégralement en une autre. Le second principe permet de déterminer les limites de la conversion de l'énergie, à travers l'entropie, l'irréversibilité et la dégradation d'énergie. Il y a lieu dans ce cas de tenir compte des transferts d'entropie liés au transfert de matière. En effet à toute matière est associée une entropie spécifique s . en conséquence le bilan entropique d'un système ouvert recevant des flux de matière s'écrit :

$$(\sum_e \dot{m}_e s_e - \sum_s \dot{m}_s s_s) - \frac{\dot{Q}}{T_0} + S_{crée} = 0 \quad (3.4)$$

où :

s : entropie spécifique du flux de matière (J/kg K)

T_0 : température de référence (K)

$S_{crée}$: flux de création d'entropie (J/s K)

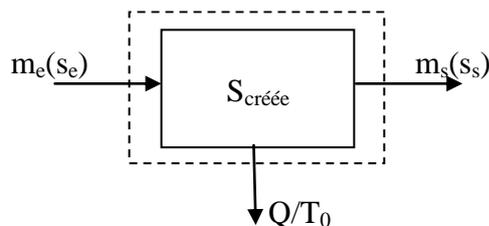


Figure 3.2 : Bilan entropique du système ouvert.

Le flux $S_{créée}$ peut provenir des différentes formes d'irréversibilités recensées pour le système.

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. Cependant, pour l'ingénieur habitué à raisonner en termes énergétiques, donc en Joules ou kWh, cette mesure n'est pas pratique. En effet, l'entropie, ou son évolution dans le temps, se mesure en unité d'énergie par Kelvin (J/K). Ce fait constitue au moins l'une des raisons de l'intérêt de l'emploi de la notion d'exergie pour traiter de ces problèmes de dégradations d'énergie [34].

3.3 Concepts de base de l'approche exergetique

3.3.1 Exergie

L'énergie est constituée d'une partie noble, mécanisable et convertible, appelée exergie. L'autre est la partie non convertible et est appelée anergie. La somme des deux donnant l'énergie. L'exergie est, par définition, le travail maximum qui peut être produit par un flux ou un système dans un environnement spécifié [35].

À la différence de l'énergie, l'exergie est une fonction non conservative : elle peut être détruite. Cette destruction est la conséquence des irréversibilités du système.

3.3.2 Différentes formes d'exergie

Kotas [36] et Szargut et al. [37] définissent diverses formes de l'exergie (Ex) qui est une grandeur extensive additive.

$$Ex = Ex_c + Ex_p + Ex_{ph} + Ex_{ch} \quad (3.5)$$

Avec :

Ex_c : exergie cinétique

Ex_p : exergie potentielle

Ex_{ph} : exergie physique

Ex_{ch} : exergie chimique

3.3.2.1 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 exergetique par rapport au niveau des données de référence donne :

$$Ex_c = \frac{V_0^2}{2} \quad (3.6)$$

$$Ex_p = mgz_0 \quad (3.7)$$

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.

3.3.2.2 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).

$$Ex_{ph} = (h(T, P) - h(T_0, P_0)) - T_0(s(T, P) - s(T_0, P_0)) \quad (3.8)$$

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

$$Ex_{ph} = Ex^{\Delta T} + Ex^{\Delta P} \quad (3.9)$$

L'exergie thermique correspond au maximum de travail récupérable lors d'une transformation réversible isobare pour passer de T à T_0 et se calcule à partir de l'équation (3.9). L'exergie mécanique se définit quant à elle comme le maximum de travail récupérable par des processus réversibles et isothermes pour passer de P à P_0 (éq 3.8).

$$Ex^{\Delta T} = (h(T, P) - h(T_0, P)) - T_0(s(T, P) - s(T_0, P)) \quad (3.10)$$

$$Ex^{\Delta P} = (h(T_0, P) - h(T_0, P_0)) - T_0(s(T_0, P) - s(T_0, P_0)) \quad (3.11)$$

3.3.2.3 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) [37]. 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 (5.14) [38].

$$Ex_{ch} = \left((h(T_0, P_0, z) - T_0(s(T_0, P_0, z))) - (h(T_0, P_0, z_0) - T_0(s(T_0, P_0, z_0))) \right) \quad (3.12)$$

Avec :

z est la composition molaire globale.

3.3.3 Bilan d'exergie

L'analyse exergetique 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 près : l'énergie est conservée alors que l'exergie peut être détruite de sorte que le bilan doit contenir un terme d'exergie détruite.

La formule générale traduisant le bilan exergetique appliqué en régime permanent à un volume de contrôle (figure 3.3) est donnée par l'équation suivante :

$$\sum_e \dot{m}_e ex_e - \sum_s \dot{m}_s ex_s + \sum_k \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k - \dot{W} - \dot{Ex}_D = 0 \quad (3.13)$$

L'expression $\sum_e \dot{m}_e ex_e - \sum_s \dot{m}_s ex_s$ correspond à la somme des flux exergetiques entrant et sortant du volume de contrôle. Le terme $\sum_k \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k$ correspond à l'exergie fournie par la source de chaleur. Le terme \dot{W} est l'exergie associée au travail mécanique. Le dernier terme \dot{Ex}_D correspond à l'exergie détruite en raison des différentes irréversibilités du système. Les sources

principales de ces irréversibilités sont les pertes de charge, la réaction chimique et le transfert de chaleur par une différence de température finie.

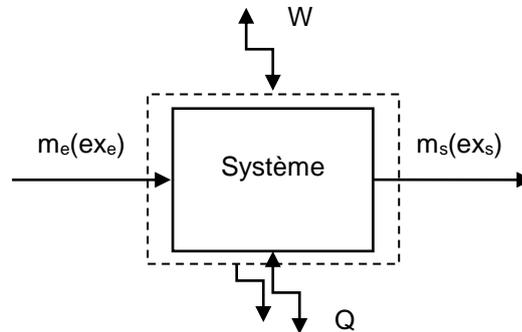


Figure 3.3 : Bilan exergetique du systeme ouvert.

3.3.4 Critère d'évaluation exergetique

Pour caractériser la performance exergetique d'un équipement ou d'un procédé, on fait appel généralement à la notion de l'efficacité exergetique définie respectivement par le rapport de la somme des exergies sortantes à la somme des exergies entrantes [39].

$$\eta_{ex} = \frac{\sum_s \dot{Ex}_s}{\sum_e \dot{Ex}_e} \quad (3.14)$$

3.3.5 Analyse et optimisation exergetique des systemes ORC

L'exergie est un outil très efficace pour l'analyse et l'optimisation d'un processus thermodynamique. L'analyse exergetique conduit à une meilleure compréhension de l'influence des phénomènes thermodynamiques sur l'efficacité du processus et à la détermination des moyens les plus efficaces pour améliorer un système considéré. Plusieurs travaux ont été consacrés à l'analyse et l'optimisation exergetiques des systèmes thermodynamiques en général, et des systèmes ORC en particulier. Le travail réalisé par Safarian et Aramoun [40] porte sur l'analyse exergetique de différentes configurations de cycle organique de Rankine. Ces auteurs ont montré que l'évaporateur est le principal destructeur d'exergie. De plus, le rendement exergetique du cycle ORC équipé d'une turbine avec soutirage et d'un récupérateur est trouvé le plus important. D'autre part, une

analyse énergétique et exergetique d'un cycle ORC pour la récupération énergétique des déchets industriels a été mené par Kaska [41]. Les performances du cycle ont été estimées pour deux cas. Les rendements énergétiques et exergetiques obtenus étaient respectivement 10,2 %, 48.5 % pour le premier cas et 8,8 %, 42,2 % pour le second. En outre, l'auteur a quantifié les pertes exergetiques dans les composants de cycle. Le pourcentage le plus élevé d'irréversibilité est observé pour l'évaporateur. Une analyse éxergétique d'une centrale solaire ORC a été effectuée par Al-Sulaiman [42]. L'auteur a signalé que la plus importante perte d'exergie se localise dans les capteurs solaires. Le potentiel d'amélioration éxergétique du système considéré dans ce travail est estimé à environ 75%. Mago [43] a évalué les performances exergetiques d'un cycle organique de Rankine pour la récupération de la chaleur des gaz d'échappement d'une turbine à gaz. En analysant l'effet de plusieurs paramètres tels que la température de la source de chaleur, la pression d'évaporation, le point de pincement et la température critique de différents fluides de travail, il montre que les fluides avec des températures critiques plus proches de la température de la source de chaleur présentent des bonnes performances exergetiques.

Un travail d'optimisation d'un cycle trilatéral et un cycle organique de Rankine a été mené par Fischer [44]. Dans ce travail le rendement exergetique est considéré comme critère à optimiser. L'auteur a présenté les résultats d'optimisation pour différents cas en faisant varier la température de la source de chaleur. Il a constaté que les rendements exergetiques de cycle ORC sont inférieurs à ceux obtenus avec le cycle trilatéral. Dai et al. [45] ont également présenté un travail d'optimisation d'un cycle ORC afin d'augmenter le rendement exergetique du cycle. Dans leur travail, un outil d'optimisation basé sur les algorithmes génétiques a été utilisé. Les principaux résultats rapportés par ces auteurs montrent que la contribution de l'irréversibilité dans l'évaporateur à la destruction totale de l'exergie est toujours la plus importante. Ils indiquent que l'utilisation d'un échangeur de chaleur interne provoque une diminution de la perte d'exergie dans ce composant. Une optimisation d'un cycle ORC pour la valorisation énergétique des rejets thermiques a été réalisée par Wang et al. [46]. Ces auteurs ont étendu l'optimisation en considérant deux critères: l'efficacité éxergétique et le coût d'investissement. Les valeurs optimales de l'efficacité

énergétique et du coût d'investissement étaient respectivement 13,98 % et 129.28×10^4 USD.

Depuis peu, les recherches relatives à l'analyse exergetique des cycles organiques de Rankine pour produire de l'électricité à partir de la chaleur résiduelle en cimenteries attirent ainsi l'attention. Dans le travail de Wang et al. [47], quatre systèmes ont été proposé pour récupérer la chaleur perdue des gaz d'échappement de préchauffeur et de refroidisseur de clinker, à savoir le cycle de Rankine à mono-condensation, le cycle de Rankine à double-pressions, le cycle de Kalina et le cycle organique de Rankine avec le R123 comme fluide de travail. Ces auteurs ont effectué une analyse et une optimisation exergetique de chaque système de cogénération. Ils ont également comparé les performances optimales des quatre cycles.

Ainsi, Karellas et al. [48] ont effectué une analyse énergétique et exergetique de cycle à vapeur d'eau et de cycle organique de Rankine avec l'isopentane comme fluide de travail. Leurs analyses montrent que le cycle à vapeur d'eau est le plus performant.

3.4 Approche exergo-économique des systèmes thermodynamiques

L'exergo-économie est une technique utilisée pour la conception et l'optimisation des systèmes de conversion d'énergie. Cette approche a été proposée par Bejan et ses collègues [49]. Elle combine de façon appropriée, au niveau des composants du système, les évaluations thermodynamiques basées sur une analyse exergetique et les principes économiques, afin de fournir des informations utiles pour la conception et le fonctionnement d'un système. Ces informations ne peuvent être obtenues avec l'analyse énergétique et exergetique et l'analyse économique conventionnelle [50].

L'analyse exergo-économique couple l'étude exergetique des systèmes et leur analyse économique en introduisant le concept de coût exergetique [51] : un coût doit être attribué à chaque flux d'exergie. Valero définit le coût exergetique d'un flux physique comme l'exergie nécessaire pour produire ce flux. Plusieurs méthodes exergo-économique ont été rapportées dans la littérature [52]. Dans ce travail, la méthode SPECO (specific exergy costing) est utilisée pour effectuer l'analyse exergo-économique [53].

3.4.1 La méthode SPECO

La méthode SPECO (specific exergy costing) a été largement utilisée et appliquée avec succès aux systèmes thermiques par les chercheurs dans le domaine de l'exergo-économie. Cette méthode est basée sur l'exergie spécifique, le coût exergetique unitaire, l'efficacité exergetique et les équations auxiliaires de coût pour les composants d'un système thermique.

Le procédé général de cette approche comprend les trois étapes suivantes [53].

1- Identification des flux exergetiques :

Dans cette étape, les flux d'exergie sont identifiés et calculés à l'entrée et la sortie de chaque composant du système énergétique.

2- Définitions des ressources et produits :

Cette étape consiste à identifier pour chaque sous-système les produits et les ressources. Le produit représente le résultat désiré produit par le système et la ressource représente les moyens nécessaires pour générer le produit et il n'est pas nécessairement limité à un carburant réel (gaz naturel, le pétrole et le charbon) [54]. Si l'on prend l'exemple d'un compresseur, le produit est la variation d'exergie du fluide (gain réalisé grâce à la variation de pression) et la ressource est le travail fourni au compresseur. Pour un échangeur thermique ayant pour but de chauffer un fluide, le produit est la variation d'exergie du fluide réchauffé, et la ressource est la variation d'exergie du fluide que l'on a utilisé pour réaliser le réchauffement.

3- Identification des équations de coûts :

On réalise des bilans de coûts sur les composants du système, de la même manière qu'on effectue des bilans de matière ou d'énergie. Un bilan de coût appliqué à un composant (k) d'un système montre que la somme du coût associé à tous les flux d'exergie sortants est égale à la somme du coût de tous les flux d'exergie entrants et du coût d'investissement et de maintenance du composant.

3.4.2 Bilan de coût

En régime stationnaire, le bilan du coût d'un composant (k) auquel il a fourni de l'électricité et de la chaleur, peut être décrit comme suit:

$$\sum_s \dot{C}_{s,k} + \dot{C}_{W,k} = \dot{C}_{q,k} + \sum_e \dot{C}_{e,k} + \dot{Z}_k \quad (3.15)$$

$$\dot{C}_j = c_j \dot{E}x_j \quad (3.16)$$

Où \dot{Z} est le coût d'investissement et de maintenance de l'équipement (k), \dot{C} est le coût par unité de temps et c est le coût exergetique unitaire.

Pour un système constitué par m sous-système lié par n courant d'exergie (m < n), on peut écrire m équations de bilan des coûts exergetiques (éq 3.14). Par conséquent, (n – m) équations auxiliaires doivent être formulées à l'aide de principes F et P (fuel (F) and product (P) principles).

Pour un composant du système considéré, la règle F consiste à attribuer les mêmes coûts unitaires exergetiques aux flux sortant et entrant, lorsque ces deux flux représentent les ressources de ce composant. La règle P attribue le même coût unitaire exergetique à tous flux associé au produit du système.

3.4.3 L'analyse économique

L'analyse économique est caractérisée par le calcul de l'investissement total en capital qui se compose principalement des coûts liés à l'achat (PEC) et à l'installation des équipements du système, des coûts de matériel et des coûts d'exploitation et de maintenance etc.

Le capital nécessaire pour l'achat, la construction et l'installation du matériel et de l'équipement pour un système est appelé l'investissement en capital fixe (FCI). L'investissement total en capital (TCI) est la somme de l'investissement en capital fixe (FCI) et des autres dépenses, comme expliqué dans le tableau 3.1 avec ventilation détaillée de TCI [49].

L'estimation du coût d'achat de l'équipement (PEC) peut être obtenue à partir d'une collecte des données techniques proposées par les fabricants. En cas d'indisponibilité de ces données, PEC peut être obtenu à partir des corrélations mathématiques.

L'investissement total en capital (TCI) est converti par la suite au coût d'investissement par unité de temps (\dot{Z}) selon l'équation suivante [55] :

$$\dot{Z}_k = \frac{CRF \cdot \phi \cdot TCI}{N} \quad (3.17)$$

Où φ est le facteur de maintenance, N est la période fonctionnement annuelle du système et CRF est le facteur de récupération du capital investi, qui peut être écrit comme suit:

$$CRF = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (3.18)$$

i est le taux d'intérêt et n est la durée de vie du système.

Tableau 3.1 : Répartition de l'investissement total en capital.

I.	Investissement en capital fixe
A	Coût direct
	1. Coût sur place
	• Coût d'achat de l'équipement
	• Installation de l'équipement
	• Tuyauteries
	• Instrumentation et contrôle
	• Equipement et matériel électrique
	2. Coût hors site
	• Terrain
	• Travail civil et architectural
	• Installation de service
B	Coût indirect
	• Ingénierie et supervision
	• Coût de la construction avec les profits de l'entrepreneur
	• imprévus
II.	Autres dépenses
	A. Coût de démarrage
	B. Fonds d'exploitation
	C. Coût de licence
	D. Provision pour fonds utilisés pendant la construction

3.4.4 Evaluation exergo-économique

Il existe plusieurs paramètres qui jouent un rôle important dans l'analyse et l'évaluation exergo-économique des systèmes thermodynamiques. Ces paramètres se traduisent par le coût unitaire exergetique de ressource $c_{F,k}$, le coût unitaire exergetique du produit $c_{P,k}$ et le coût de la destruction d'exergie $\dot{C}_{D,k}$. Les paramètres sont exprimés comme suit :

$$c_{F,k} = \frac{\dot{C}_{F,k}}{\dot{E}x_{F,k}} \quad (3.19)$$

$$c_{P,k} = \frac{\dot{C}_{P,k}}{\dot{E}x_{P,k}} \quad (3.20)$$

$$\dot{C}_{D,k} = c_{F,k} \dot{E}x_{D,k} \quad (3.21)$$

3.4.5 Analyse et optimisation exergo-économique des systèmes ORC

Ces dernières années, l'analyse et l'optimisation exergo-économique des systèmes thermodynamiques ont été l'objet de plusieurs travaux de recherche. Par contre, pour les cycles organiques de Rankine, l'analyse et l'optimisation exergo-économique consacrées à ces systèmes ont été peu rapportées par la littérature. Dincer et El-Emam [56] ont optimisé les performances exergetique et exergo-économique d'un cycle organique de Rankine pour la géothermie. Ces auteurs ont également analysé l'effet de différents paramètres sur les performances du cycle comme la pression d'évaporation et les températures d'évaporation et de l'environnement. Ils ont signalé que le facteur exergo-économique est relativement élevé pour la pompe et la turbine. En outre, ils ont constaté que plus la température de l'environnement est élevée, plus le coût de la destruction d'exergie est important. Dans le travail de Mohammadkhani et al. [55], une étude exergo-économique d'un réacteur GT-MHR (Gas Turbine Modular Helium Reactor) combiné avec deux systèmes ORC a été menée. Une étude paramétrique a été également faite pour analyser l'effet de plusieurs paramètres importants sur les performances exergo-économiques du système combiné. Finalement, les performances du système considéré ont été optimisées du point

de vue exergo-économique. Les résultats ont montré que le pré-refroidisseur, le refroidisseur intermédiaire et les condenseurs des cycles ORC présentent des mauvaises performances exergo-économiques. De plus, il est observé que le coût unitaire de la puissance électrique produite par le système augmente avec l'augmentation de la température d'entrée de la turbine et diminue avec l'augmentation de la température d'évaporation, le point de pincement et le degré de surchauffe du fluide entrant la turbine.

Yari et al. [57] ont comparé les performances exergo-économiques du cycle organique de Rankine à celles des cycles trilatéral et de Kalina. Dans ce travail, une étude paramétrique a été menée en premier. Les systèmes ont été ensuite optimisés soit pour maximiser la puissance nette soit pour minimiser le coût du produit. Les auteurs ont trouvé que les conditions opérationnelles pour la maximisation de la puissance nette sont différentes de celles pour la minimisation du coût pour tous les systèmes. En outre, le cycle ORC est trouvé le plus avantageux du point de vue exergo-économique.

3.5 Approche exergo-environnementale des systèmes thermodynamiques

Pour améliorer les performances d'un système de conversion d'énergie du point de vue environnemental (écologique), il est très utile de comprendre la formation de l'impact environnemental au niveau du composant. 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 [58]. 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. L'analyse exergo-environnementale est très similaire à l'analyse exergo-économique mais, une analyse de cycle de vie doit être effectuée au lieu de l'analyse économique.

3.5.1 Analyse de cycle de vie

L'analyse de cycle de vie est une méthode qui étudie les aspects environnementaux et les impacts potentiels tout au long de la vie d'un système. C'est l'outil le plus utilisé par les scientifiques lors des études environnementales des systèmes. Elle permet d'identifier les étapes d'un processus qui entraînent 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).

➤ Définir des objectifs et du cadre de l'étude

Cette étape permet de définir de façon rigoureuse le cadre de l'étude. Elle commence par une description des objectifs permettant de poser le problème, suivie de la détermination de la fonction du système, de l'unité fonctionnelle et des limites du système étudié.

➤ Analyse de l'inventaire du cycle de vie

Cette étape consiste à lister les entrées et sorties des flux de matière et d'énergie ainsi qu'à collecter les données utiles [59].

➤ Evaluation des impacts

Au terme de l'inventaire du cycle de vie, le praticien de l'ACV dispose d'une quantification de l'ensemble des flux de substances, émissions et consommations, du système étudié. Le rôle essentiel de l'évaluation de l'impact de cycle de vie est de traduire ces flux, dont le nombre peut atteindre plusieurs centaines, en un nombre restreint d'impacts, afin d'en faciliter la compréhension et l'analyse [60].

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. Cette méthode a été développée par le bureau d'étude néerlandais Pré-consultants [61]. Le principal objectif est l'élaboration d'une méthode fournissant un cadre d'évaluation des impacts adapté

à l'échelle Européenne. Trois catégories de dommage y sont considérées : santé humaine, qualité des écosystèmes et épuisement des ressources (figure 3.4).

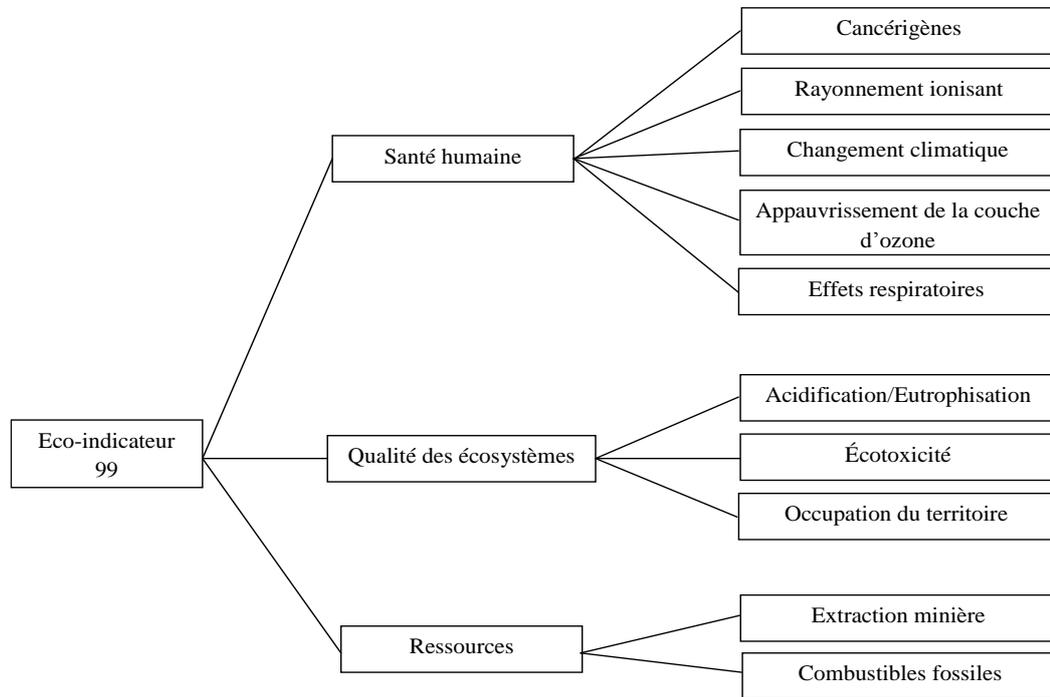


Figure 3.4 : Représentation schématique des dommages Eco-indicateur 99.

La méthode Eco indicateur 99 consiste à attribuer une valeur environnementale, appelée eco-indicateur, à un vaste échantillon de matériaux et de procédés. La base de données Ecoinvent a été utilisée pour calculer l'Eco-indicateur 99 [62].

➤ Interprétation

L'interprétation fait intervenir une vérification des données et hypothèses à chaque étape de l'ACV. Cela permet, entre autres, de contrôler les fautes d'étourderie telles que l'oubli de processus ou encore les erreurs d'unité. Il est possible également de contrôler la concordance des résultats obtenus.

3.5.2 Bilan exergo-environnemental

L'attribution des résultats de l'analyse environnementale aux flux exergetique est effectuée de la même manière que lors de l'attribution des coûts aux flux exergetique dans le cas de l'exergo-économie [63].

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

$$\sum_s \dot{B}_{s,k} + \dot{B}_{W,k} = \dot{B}_{q,k} + \sum_e \dot{B}_{e,k} + \dot{Y}_k \quad (3.22)$$

$$\dot{B}_j = b_j \dot{E}x_j \quad (3.23)$$

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.

3.5.3 Evaluation exergo-environnementale

La performance environnementale du système étudié peut être évaluée à l'aide des variables exergo-environnementales. Ces dernières sont définies pour chaque composant du système de manière analogue à la définition des variables exergo-économiques.

Les impacts environnementaux spécifiques (b) de produit et de ressource et l'impact environnemental lié à la destruction d'exergie (\dot{B}) sont donnés respectivement par :

$$b_{F,k} = \frac{\dot{B}_{F,k}}{\dot{E}x_{F,k}} \quad (3.24)$$

$$b_{P,k} = \frac{B_{P,k}}{\dot{E}x_{P,k}} \quad (3.25)$$

$$\dot{B}_{D,k} = b_{F,k} \dot{E}x_{D,k} \quad (3.26)$$

La somme de l'impact environnemental d'un composant du système (\dot{Y}) et l'impact environnemental lié à la destruction d'exergie (\dot{B}_D) est utilisée pour identifier les équipements les plus importants du point de vue exergo-environnemental.

3.5.4 Analyse et optimisation exergo-environnementale des systèmes ORC

Au cours des dernières décennies, l'analyse et l'optimisation exergo-environnementales ont été effectuées pour diverses applications. Concernant les cycles ORC, il n'existe aucune étude portant sur l'analyse et l'optimisation exergo-environnementale de ces systèmes. D'autre part, très peu d'attention a été accordée à l'analyse environnementale des cycles ORC. Liu et al. [64] ont réalisé une ACV d'un cycle organique de Rankine pour la récupération de la chaleur résiduelle. Les émissions de GES ont été calculées pour chaque phase de cycle de vie. Ahmadi et al. [65] ont analysé séparément les performances énergétique, exergétique et environnementale d'un système de tri-génération constitué d'un cycle de turbine à gaz, un cycle organique de Rankine, un refroidisseur à absorption et un système de chauffage de l'eau. Dans cette étude, l'analyse environnementale n'a considéré que la chambre de combustion. Les résultats obtenus ont montré que le rapport de pression de compression, la température à l'entrée de la turbine et le rendement isentropique de la turbine affectent de manière significative le rendement exergetique et l'impact environnemental du système étudié.

Il est important de noter que l'analyse environnementale n'a pas été combinée avec l'analyse exergétique dans ces deux travaux.

3.6 Conclusion

L'exergie est considérée comme un outil de base dans l'analyse et l'optimisation multicritère des systèmes thermodynamiques. Une conception efficace d'un système ou un procédé avec un coût effectif et un faible impact environnemental est le défi actuel de l'ingénierie. L'exergie est la mesure qui peut combiner l'énergie, l'économie et l'environnement.

L'analyse exergetique et l'analyse économique forment la base de l'analyse exergo-économique. Ainsi, l'analyse exergetique 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. La revue de la littérature présentée a montré que la plupart des études ayant porté sur l'analyse exergetique et peu d'études consacrées à l'analyse exergo-économique. Toutefois, aucune étude n'a encore été faite sur l'analyse et l'optimisation exergo-environnementale d'un cycle ORC.

Ainsi, plusieurs travaux sur les systèmes ORC présentés dans la littérature portent en général sur l'optimisation d'un seul critère (objectif), qui peut être de nature énergétique ou économique. Par ailleurs, il n'existe aucune étude qui considère les trois objectifs simultanément pour l'optimisation des systèmes ORC (exergetique, exergo-économique et exergo-environnemental).

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 4

MODÉLISATION THERMODYNAMIQUE ET OPTIMISATION MULTICRITERE DES SYSTÈMES ORC DE RECUPERATION DE CHALEUR D'UNE CIMENTERIE

4.1 Introduction

Ce chapitre présente le modèle thermodynamique, économique, et environnemental de deux systèmes énergétiques basés sur un cycle organique de Rankine (ORC). Le premier système fonctionnant à l'énergie thermique des gaz rejets d'une cimenterie et le deuxième système fonctionnant à l'énergie thermique des gaz rejets d'une cimenterie et l'énergie solaire. Le modèle élaboré est basé sur l'établissement des bilans thermiques, massiques, énergétiques et exergetiques. Un code de calcul en Matlab a été développé à cet effet pour prendre en charge les différentes étapes de la modélisation.

4.2 Étude de cas I : Système de cycle organique de Rankine (ORC) utilisant la chaleur de rejets d'une cimenterie

4.2.1 Description du système

Comme évoqué précédemment, 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. Les principaux constituants des gaz résiduaux d'un four à ciment sont l'azote (issu de l'air comburant), le CO₂ (produit par la calcination du CaCO₃ et par la combustion), la vapeur d'eau (produite par la combustion et la déshydratation des argiles) et l'excès d'oxygène.

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 4.1.

Tableau 4.1: Propriétés du gaz exhaure du préchauffeur à cyclones.

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 ₂ O	11.12%
O ₂	6.69%

Selon le tableau, les gaz sont rejetés à l'atmosphère à une température de 350°C [66], 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 4.1.

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 [48]. 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.

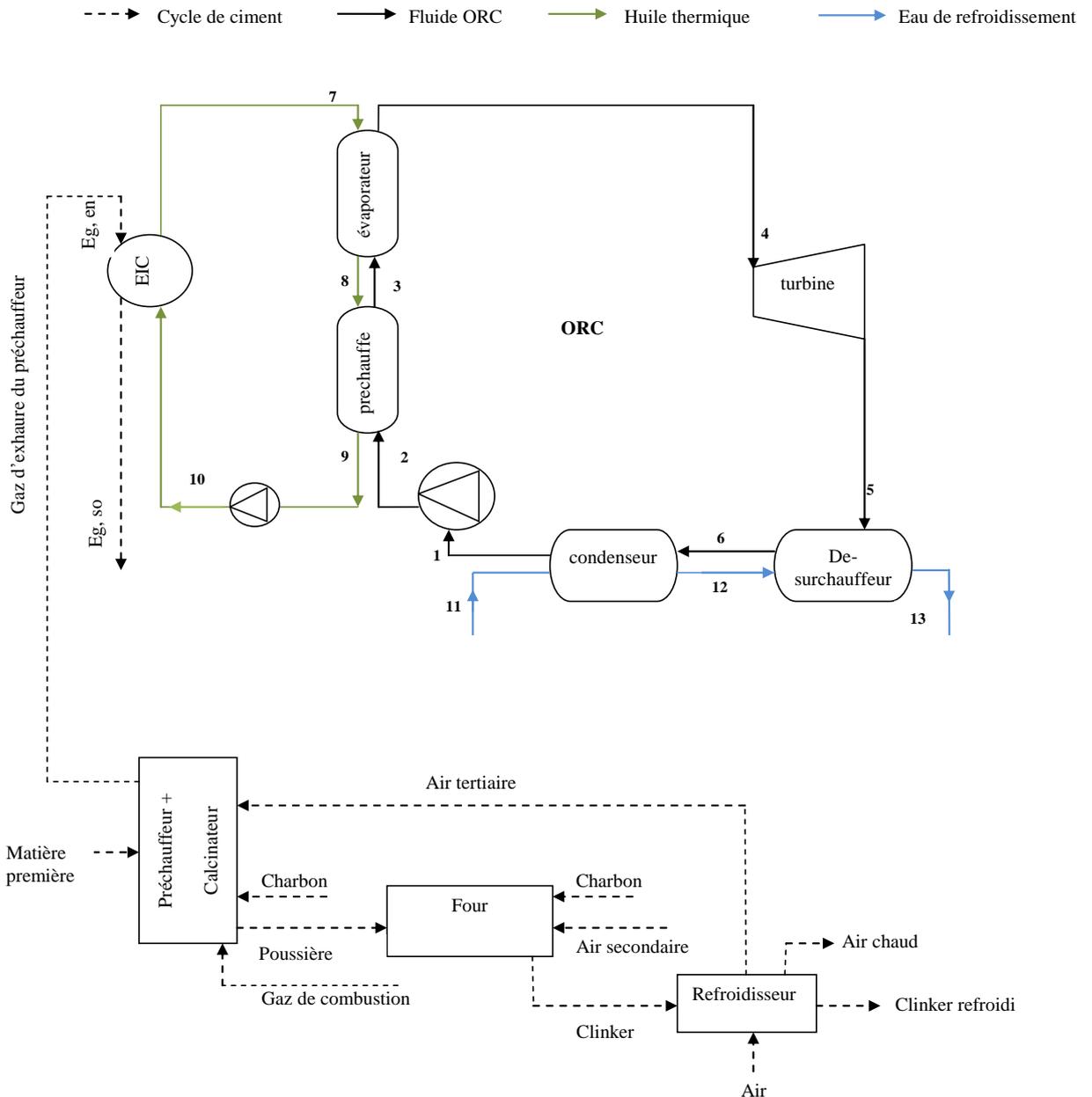


Figure 4.1 : Schéma descriptif du système ORC I proposé.

4.2.2 Sélection du fluide 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. La pente de détente du fluide de

travail dans le diagramme entropique (éq 4.1) est parmi les principaux critères à prendre en considération dans la sélection des fluides organiques.

$$\varepsilon = \frac{ds}{dT} = \frac{Cp}{T_{eva}} - \frac{\frac{nT_{r,eva}}{1-T_{r,eva}} + 1}{T_{eva}^2} \Delta H_{eva} \quad (4.1)$$

En fonction de cette pente, les fluides de travail peuvent être classés en fluides humides ca rastérisés par une pente négative, secs avec une pente positive et isentropiques avec une pente verticale (figure 4.2). Les fluides organiques secs et isentropiques sont les plus appropriés pour les systèmes ORC [67]. 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. Par conséquent une attention particulière doit être apportée dans la conception de la turbine pour résister à des gouttelettes de liquide qui provoque la destruction de cette dernière. Parfois la surchauffe du fluide à l'entrée de la turbine est nécessaire.

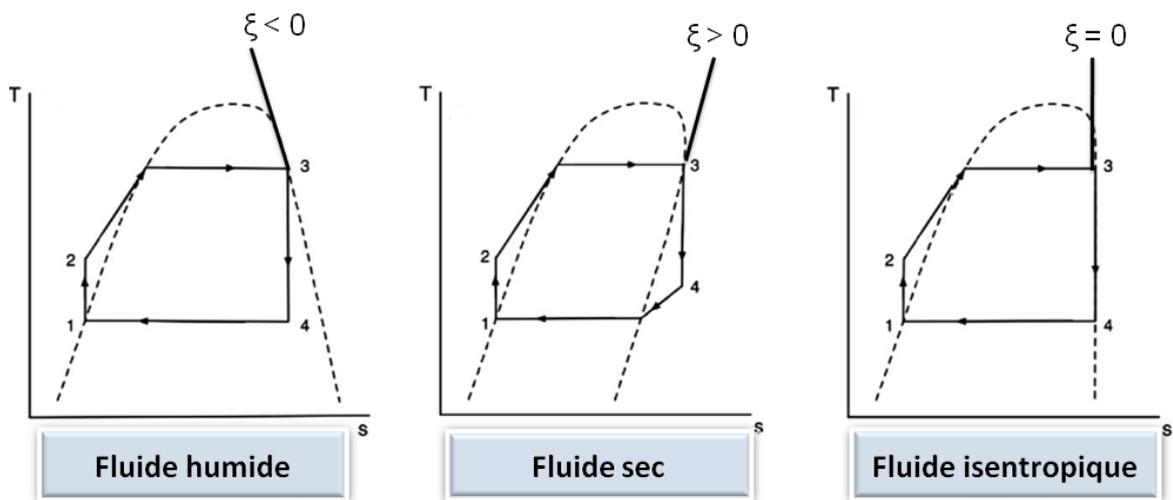


Figure 4.2 : Type de fluides de travail.

Le choix du fluide de travail dépend également de la température (classe) de la source de chaleur [27]. Les fluides ayant une température critique élevée ou un point d'ébullition élevé tel que le toluène et les huiles de silicones sont généralement utilisés lorsque la source chaude est disponible à des niveaux de températures élevées (typiquement proche de 300°C). Les hydrocarbures comme le pentane ou le butane et les réfrigérants tels que R227ea, R123, R245fa, et

HFE7000 sont de bons candidats lorsque la source de chaleur est disponible à des niveaux de températures modérées et faibles (généralement inférieures à 200°C).

Sur la base de ces considérations, trois fluides organiques (cyclohexane, benzène, toluène) sont sélectionnés comme fluides 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 4.2 : 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
Benzène	78.11	288.90	48.90	isentropique
Toluène	92.14	320.73	42.40	isentropique

4.2.3 Equation d'état des fluides de travail

Des équations d'état sont définies pour être en mesure de réaliser l'étude et l'optimisation paramétrique du système considéré avec les fluides choisis [68, 69]. Ces équations décrivent les différentes propriétés thermodynamiques du fluide en fonction du paramètre à analyser.

La pression de condensation de chaque fluide de travail a été prise égale à 1bar. Correspondant à cette pression, la température de condensation a été déterminée. En outre, la pression à l'entrée de la turbine (pression d'évaporation) est augmentée de la pression de condensation à une pression de 50 bar avec une température à l'entrée de la turbine toujours sur la ligne de vapeur saturée. Les équations à l'état de liquide et vapeur saturée des fluides sélectionnés ont été obtenues en sélectionnant les propriétés thermodynamiques de chaque fluide de la base de données NIST REFPROP 8.0 [70].

Les données de propriétés thermodynamiques des fluides sélectionnés ont été tracées dans MATLAB [71]. Les équations d'état sont établies par ajustement de courbe (fitting curve) avec un résidu minimum.

La convergence des résultats a été obtenue en affinant les équations d'état par des techniques d'itération comme indiqué dans l'exemple ci-dessous (figure 4.3), ceci a abouti à la relation suivante entre h_4 et p sur la ligne de vapeur saturée pour le cyclohexane.

De même, les équations d'état (s_4, p) , (T_3, p) , (h_3, p) , (s_3, p) , (h_2, p) et (T_2, p) ont été déterminées. En outre, les équations d'état à l'entrée du condenseur (h_{5s}, s_4) , (T_5, s_4) ont également été déterminées.

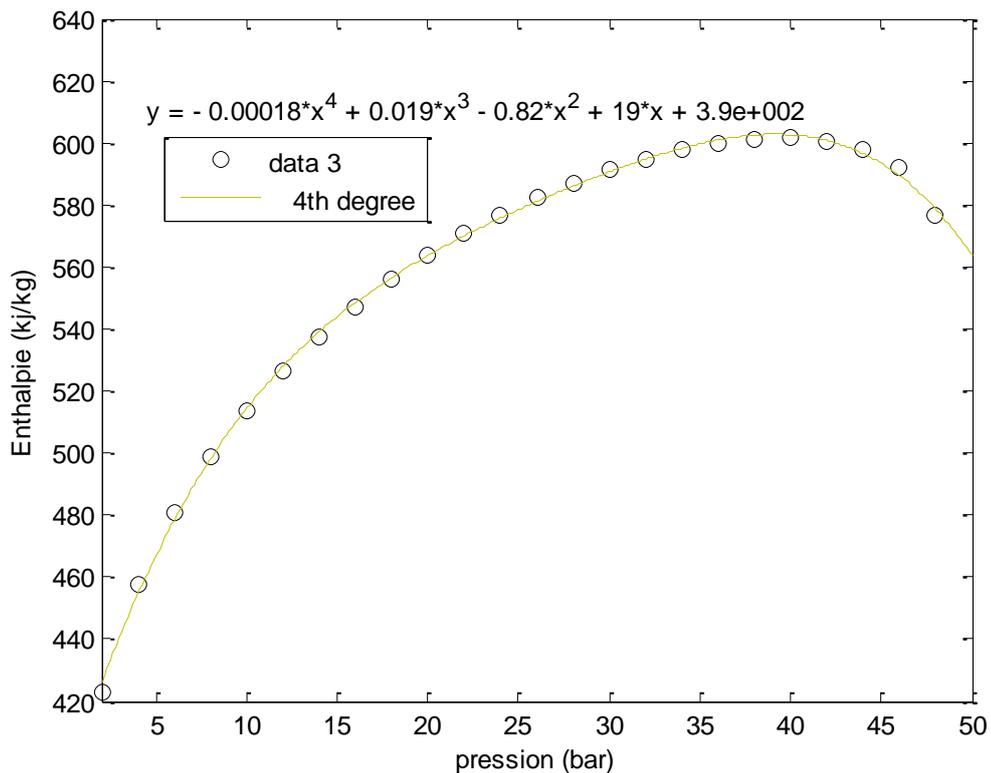


Figure 4.3 : Diagramme h-p de benzène (ligne de vapeur saturante).

4.2.4 Modélisation thermodynamique du système ORC

La modélisation thermodynamique du système ORC est présentée dans cette section. Pour chaque composant du système, les équations de masse et de l'énergie ainsi les bilans exergetiques sont présentés pour estimer la puissance de sortie ou d'entrée, la quantité de chaleur absorbée ou rejetée, les irréversibilités du système et l'efficacité du système. Certaines hypothèses simplificatrices [47] 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.

4.2.4.1 Bilan massique

Le débit massique est constant tout au long du cycle organique de Rankine. Les équations de bilan de masse sont :

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_{ft} \quad (4.1)$$

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} = \dot{m}_{13} = \dot{m}_{eau} \quad (4.2)$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_{hto} \quad (4.3)$$

les indices 1-13 se réfèrent aux points du schéma représentatif de la figure 4.1 et les indices *ft,hto,eau*, indiquent le débit du fluide de travail, le débit du fluide caloporteur et le débit d'eau.

4.2.4.2 Bilans énergétiques et exergetiques

➤ Pompe (ORC)

Les équations du bilan énergétique et exergetique de la pompe sont:

$$\dot{W}_{p,ORC} = \dot{m}_{ft}(h_2 - h_1) \quad (4.4)$$

$$\dot{E}x_{D,p} = \dot{W}_{p,ORC} + \dot{E}x_1 - \dot{E}x_2 \quad (4.5)$$

➤ Préchauffeur

$$Q_{pre} = \dot{m}_{ft}(h_3 - h_2) = \dot{m}_{htf}Cp_{hto}(T_8 - T_9) \quad (4.6)$$

$$\dot{E}x_{D,pre} = (\dot{E}x_8 - \dot{E}x_9) + (\dot{E}x_2 - \dot{E}x_3) \quad (4.7)$$

➤ Evaporateur

$$Q_{eva} = \dot{m}_{ft}(h_4 - h_3) = \dot{m}_{hto}Cp_{hto}(T_7 - T_8) \quad (4.8)$$

$$\dot{E}x_{D,eva} = (\dot{E}x_7 - \dot{E}x_8) + (\dot{E}x_3 - \dot{E}x_4) \quad (4.9)$$

➤ Turbine

$$\dot{W}_{tur} = \dot{m}_{ft}(h_4 - h_5) \quad (4.10)$$

$$\dot{E}x_{D,tur} = -\dot{W}_{tur} + \dot{E}x_4 - \dot{E}x_5 \quad (4.11)$$

➤ Désurchauffeur

$$Q_{des} = \dot{m}_{ft}(h_5 - h_6) = \dot{m}_{eau}Cp_{eau}(T_{13} - T_{12}) \quad (4.12)$$

$$\dot{E}x_{D,des} = (\dot{E}x_{12} - \dot{E}x_{13}) + (\dot{E}x_5 - \dot{E}x_6) \quad (4.13)$$

➤ Condenseur

$$Q_{con} = \dot{m}_{ft}(h_6 - h_1) = \dot{m}_{eau}Cp_{eau}(T_{12} - T_{11}) \quad (4.14)$$

$$\dot{E}x_{D,des} = (\dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{12}) + (\dot{E}x_6 - \dot{E}x_1) \quad (4.15)$$

➤ Pompe (HTO)

$$\dot{W}_{p,hto} = \dot{m}_{hto}Cp_{hto}(T_{10} - T_9) \quad (4.16)$$

$$\dot{E}x_{D,p,hto} = \dot{W}_{p,hto} + \dot{E}x_9 - \dot{E}x_{10} \quad (4.17)$$

➤ Echangeur interne de chaleur (IHE)

$$Q_{ihe} = \dot{m}_{hto}Cp_{hto}(T_7 - T_{10}) = \dot{m}_gCp_g(T_{g,e} - T_{g,s}) \quad (4.18)$$

$$\dot{E}x_{D,ihe} = (\dot{E}x_{g,e} - \dot{E}x_{g,s}) + (\dot{E}x_{10} - \dot{E}x_7) \quad (4.19)$$

4.2.4.3 Performances du système ORC

La puissance électrique nette du cycle est définie comme:

$$\dot{W}_{nette} = \dot{W}_{tur} - \dot{W}_{p,ORC} - \dot{W}_{p,hto} \quad (4.20)$$

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:

$$\dot{\eta}_{ex} = \frac{\dot{W}_{nette}}{\dot{E}x_{g,e}} \quad (4.21)$$

4.2.5 Modélisation exergo-économique du système ORC

La modélisation exergo-économique du système ORC est présentée dans cette sous-section. La première étape de la modélisation exergo-économique est de trouver le coût d'investissement (\dot{Z}) de chaque composant du cycle utilisant CRF, φ, TCI et N (en référant à l'équation 3.16), puis la modélisation exergo-économique des composants du système est présentée en utilisant les équations de bilan de coût.

4.2.5.1 Coût d'investissement d'équipement (\dot{Z})

Pour estimer le coût d'investissement d'équipement (\dot{Z}), l'investissement total en capital (TCI) pour chaque composant doit être estimé sur la base des données provenant du tableau 3.1. Il est nécessaire d'utiliser des corrélations qui nous permettent de calculer le coût d'achat (PEC) qui devrait être écrit en termes de paramètres de conception, ces corrélations sont données ci-dessous pour chaque équipement.

➤ Pompe

Le coût d'achat de la pompe est déterminé par l'équation suivante [72].

$$PEC_p = 422\dot{W}_p^{0.71} \left[1.41 + 1.41 \left(\frac{1-0.8}{1-\eta_p} \right) \right] \quad (4.22)$$

➤ Turbine

Le coût d'achat de la turbine est supposé être comparable au coût d'achat de turbines à vapeur classiques. Dans ce travail, nous utilisons l'expression

analytique proposée par Lian et al. [28], qui dépend de la puissance de la turbine \dot{W}_{tur} .

$$PEC_{tur} = 6000 \dot{W}_{tur}^{0.7} \quad (4.23)$$

➤ Echangeurs de chaleur

Le coût d'achat de l'évaporateur, le préchauffeur, le désurchauffeur et le condenseur est fonction de la surface d'échange (A). Cette dernière est déterminée en utilisant la méthode du DTLM (Différence de Température Logarithmique Moyenne) et se présente comme suit:

$$A = \frac{Q}{U \Delta T_{lm}} \quad (4.24)$$

Où Q est la quantité de chaleur transmise, U est le coefficient global de transfert de chaleur et ΔT_{lm} est la différence de température logarithmique moyenne définie comme :

$$\Delta T = \frac{(T_{c,e} - T_{f,s}) - (T_{c,s} - T_{f,e})}{\ln\left(\frac{T_{c,e} - T_{f,s}}{T_{c,s} - T_{f,e}}\right)} \quad (4.25)$$

Les indices *c*, *f* représentent les courants chauds et froids et *e*, *s* se réfèrent à "entrée " et "sortie".

Les échangeurs de chaleur considérés dans ce travail sont des échangeurs de chaleur à tube et calandre en raison de leur champ d'application pour des systèmes de grande taille (MW-size systems) avec une source de chaleur de température élevée (250-350°C) [28].

Le coefficient global de transfert de chaleur (U) dépend du coefficient de transfert de chaleur coté tube h_t et coté calandre h_c [73] :

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_c}\right) + R_{fc} + \left(\frac{d_{ext}}{d_{int}}\right) \left(R_{ft} + \left(\frac{1}{h_t}\right)\right)} \quad (4.26)$$

Des corrélations numériques sont utilisées pour estimer le coefficient de transfert de chaleur coté tube h_t et coté calandre h_c dans la zone de préchauffage, d'évaporation et de condensation, sont représentées dans l'appendice A.

Le coût d'achat de l'échangeur de chaleur est exprimé comme suit [74] :

$$PEC_{EC} = 10000 + 324 \dot{A}_{EC}^{0,91} \quad (4.27)$$

4.2.5.2 Equations de bilan de coût

Les équations de bilan de coût et les équations auxiliaires de chaque équipement du cycle ORC sont données ci-dessous. Les équations auxiliaires sont définies selon les principes "P" et "F" décrits dans le chapitre précédent (Section 3.4.2).

➤ Pompe (ORC)

$$\dot{C}_1 + \dot{C}_{P,ORC} + \dot{Z}_{P,ORC} = \dot{C}_2 \quad (4.28)$$

➤ Préchauffeur

$$\dot{C}_2 + \dot{C}_8 + \dot{Z}_{Pre} = \dot{C}_3 + \dot{C}_9 \quad (4.29)$$

$$\dot{C}_8 = \dot{C}_9 \quad (\text{Principe F})$$

➤ Evaporateur

$$\dot{C}_3 + \dot{C}_7 + \dot{Z}_{eva} = \dot{C}_4 + \dot{C}_8 \quad (4.30)$$

$$\dot{C}_7 = \dot{C}_8 \quad (\text{Principe F})$$

➤ Turbine

$$\dot{C}_4 + \dot{Z}_{tur} = \dot{C}_5 + \dot{C}_{tur} \quad (4.31)$$

$$\dot{C}_4 = \dot{C}_5 \quad (\text{Principe F})$$

➤ Désurchauffeur

$$\dot{C}_5 + \dot{C}_{12} + \dot{Z}_{des} = \dot{C}_6 + \dot{C}_{13} \quad (4.32)$$

$$\dot{C}_5 = \dot{C}_6 \quad (\text{Principe F})$$

➤ Condenseur

$$\dot{C}_6 + \dot{C}_{11} + \dot{Z}_{con} = \dot{C}_1 + \dot{C}_{12} \quad (4.33)$$

$$\dot{C}_6 = \dot{C}_1 \quad (\text{Principe F})$$

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

➤ Pompe (HTO)

$$\dot{C}_9 + \dot{C}_{P,HTO} + \dot{Z}_{P,HTO} = \dot{C}_{10} \quad (4.34)$$

➤ Echangeur interne de chaleur (IHE)

$$\dot{C}_{10} + \dot{C}_{g,e} + \dot{Z}_{IHE} = \dot{C}_7 + \dot{C}_{g,s} \quad (4.35)$$

$$\dot{C}_{g,e} = \dot{C}_{g,s} \quad (\text{Principe F})$$

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

Selon le principe "P", on obtient

$$\frac{\dot{C}_{P,ORC}}{\dot{W}_{P,ORC}} = \frac{\dot{C}_{P,HTO}}{\dot{W}_{P,HTO}} = \frac{\dot{C}_{nette}}{\dot{W}_{nette}} \quad (4.36)$$

Les bilans de coût ainsi que les équations auxiliaires appliquées pour chaque composant forment un système d'équations linéaires de la manière suivante :

$$[E x_k] \times [c_k] = [Z_k] \quad (4.37)$$

Où $[\dot{E}x_k]$, $[c_k]$ et $[\dot{Z}_k]$ sont la matrice de flux exergetique, vecteur de coût exergetique et le vecteur de facteurs $[\dot{Z}_k]$, respectivement. La matrice des équations de coût définies précédemment est donnée ci-dessous.

$$\begin{bmatrix}
 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\
 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 1 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 \dot{E}x_2 & -\dot{E}x_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dot{W}_p & -\dot{W}_t & 0 \\
 0 & \dot{E}x_3 & -\dot{E}x_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & \dot{E}x_4 & -\dot{E}x_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dot{E}x_{12} & -\dot{E}x_{11} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dot{E}x_{11} & -\dot{E}x_{10} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dot{E}x_8 & -\dot{E}x_7 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dot{W}_{p2} & 0 & -\dot{W}_t \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0
 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \dot{C}_1 \\ \dot{C}_2 \\ \dot{C}_3 \\ \dot{C}_4 \\ \dot{C}_5 \\ \dot{C}_6 \\ \dot{C}_7 \\ \dot{C}_8 \\ \dot{C}_9 \\ \dot{C}_{10} \\ \dot{C}_{11} \\ \dot{C}_{12} \\ \dot{C}_{13} \\ \dot{C}_{14} \\ \dot{C}_{15} \\ \dot{C}_{16} \\ \dot{C}_{17} \\ \dot{C}_{18} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\dot{Z}_{tur} \\ -\dot{Z}_{desp} \\ -\dot{Z}_{con} \\ -\dot{Z}_{p1} \\ -\dot{Z}_{pre} \\ -\dot{Z}_{eva} \\ -\dot{Z}_{p2} \\ -\dot{Z}_{IHE} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.38)$$

En résolvant ce système d'équations par la méthode de Gauss, le coût unitaire de chaque flux est calculé, qui peut ensuite être utilisé pour déterminer le coût de la destruction de l'exergie dans chaque composant du système.

4.2.6 Modélisation exergo-environnementale du système ORC

La première étape de la modélisation exergo-environnementale est d'effectuer l'analyse de cycle de vie (ACV) pour estimer l'impact environnemental associé à chaque composant du système étudié. Ensuite, les équations du bilan de l'impact environnemental sont écrites pour chaque composant par analogie avec les équations du bilan de coût.

4.2.6.1 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.

Sur la base des données quantitatives et des données tirées de la base de données "ecoinvent", des équations sont établies ci-dessous pour estimer l'impact environnemental (\dot{Y}) de chaque équipement. Ce dernier est évalué en utilisant la méthode Eco-indicateur 99.

➤ Pompes et turbine

$$\dot{Y}_k = \frac{M_k \times \omega_{acier}}{N \times n} \quad k = \text{pompe, turbine} \quad (4.39)$$

Où M_k est le poids de l'équipement k calculé comme 1,2 kg par 1 kW de puissance [64], 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

$$\dot{Y}_k = (A_k s \rho_{acier} \omega_{acier}) / (N \times n) \quad (4.40)$$

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

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

4.2.6.2 Équations du bilan de l'impact environnemental

Les équations de bilan de l'impact environnemental avec les équations auxiliaires (analogues aux équations exergo-économique) pour le cycle ORC sont données ci-dessous.

➤ Pompe (ORC)

$$\dot{B}_1 + \dot{B}_{P,ORC} + \dot{Y}_{P,ORC} = \dot{B}_2 \quad (4.41)$$

➤ Préchauffeur

$$\dot{B}_2 + \dot{B}_8 + \dot{Y}_{pre} = \dot{B}_3 + \dot{B}_9 \quad (4.42)$$

$$\dot{B}_8 = \dot{B}_9 \quad (\text{Principe F})$$

➤ Evaporateur

$$\dot{B}_3 + \dot{B}_7 + \dot{Y}_{eva} = \dot{B}_4 + \dot{B}_8 \quad (4.43)$$

$$\dot{B}_7 = \dot{B}_8 \quad (\text{Principe F})$$

➤ Turbine

$$\dot{B}_4 + \dot{Y}_{tur} = \dot{B}_5 + \dot{B}_{tur} \quad (4.44)$$

$$\dot{B}_4 = \dot{B}_5 \quad (\text{Principe F})$$

➤ Désurchauffeur

$$\dot{B}_5 + \dot{B}_{12} + \dot{Y}_{des} = \dot{B}_6 + \dot{B}_{13} \quad (4.45)$$

$$\dot{B}_5 = \dot{B}_6 \quad (\text{Principe F})$$

➤ Condenseur

$$\dot{B}_6 + \dot{B}_{11} + \dot{Y}_{con} = \dot{B}_1 + \dot{B}_{12} \quad (4.46)$$

$$\dot{B}_6 = \dot{B}_1 \quad (\text{Principe F})$$

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

➤ Pompe (HTO)

$$\dot{B}_9 + \dot{B}_{P,HTO} + \dot{Y}_{P,HTO} = \dot{B}_{10} \quad (4.47)$$

En résolvant ce système d'équations, l'impact environnemental (\dot{B}) de chaque flux est calculé, qui est utilisé pour déterminer l'impact environnemental de la destruction d'exergie dans chaque composant du système.

4.3 Étude de cas II : Système de cycle organique de Rankine (ORC) utilisant simultanément la chaleur de rejets thermiques et l'énergie solaire

4.3.1 Description du système

Pour une meilleure valorisation de ressources énergétiques de basse température et dans le but d'améliorer les performances des cycles organiques de Rankine, nous proposons un deuxième système ORC. Ce système sera alimenté par deux sources énergétiques indépendantes : la chaleur résiduelle et l'énergie solaire. Cette combinaison permet d'évaluer les effets d'une source de chaleur supplémentaire sur les performances du cycle ORC. Le principe de fonctionnement de ce système est similaire à celui du premier système sauf pour les processus 2-4 (figure 4.4) où le fluide de travail est chauffé à la fois par la chaleur du gaz issu du préchauffeur et par l'énergie solaire. Dans ce système, des capteurs solaires cylindro-paraboliques (PTC) sont utilisés pour collecter le rayonnement solaire et transporter la chaleur vers le système. Les capteurs solaires cylindro-paraboliques sont choisis dans ce travail parce qu'ils sont les types les plus couramment employés et sont adaptés pour fonctionner à des températures allant jusqu'à un maximum de 400°C [75].

Un capteur cylindro-parabolique est constitué d'un réflecteur parabolique (miroir), d'une structure métallique et d'un tube récepteur entouré d'une enveloppe transparente en verre (figure 4.5). Le réflecteur reçoit le rayonnement solaire, le rayonnement est ensuite réfléchi par le miroir vers le tube récepteur dans lequel circule un fluide caloporteur. Ce dernier est chauffé au cours de son écoulement à travers le récepteur, puis est utilisé comme source de chaleur. Therminol-VP1 est utilisé comme fluide caloporteur dans cette étude. C'est une huile synthétique qui présente de bonnes propriétés de transfert de chaleur et une bonne régulation de la température [76] et, par conséquent, elle est utilisée dans de nombreux systèmes énergétiques utilisant des capteurs cylindro-paraboliques [54, 77]. Les caractéristiques thermodynamiques de cette huile seront données à l'appendice B.

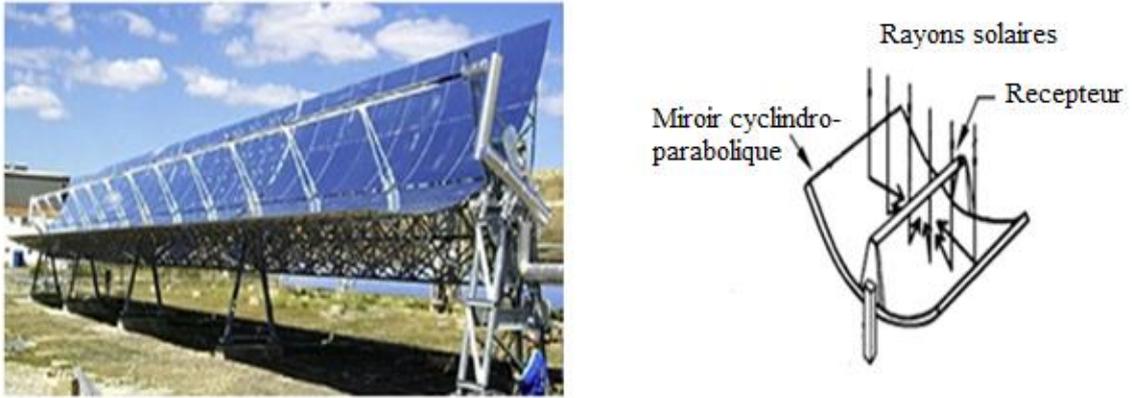


Figure 4.5 : Schéma d'un collecteur cylindro-parabolique [78].

4.3.2 Modélisation thermodynamique du système

4.3.2.1 Modélisation du capteur solaire

La modélisation du capteur solaire est établie en appliquant les équations présentées dans les références [42, 78-79]. Il est supposé que le système est en régime permanent et les variations de pression sont négligeables.

La puissance thermique captée par un seul capteur peut être exprimée en fonction du débit massique du fluide caloporteur d'une part, et du rendement de captage solaire associé à la surface de réception d'autre part :

$$\dot{Q}_u = \dot{m}_{hto} C_{p_{hto}} (T_{hto,s} - T_{hto,e}) = A_{ap} F_R \left(S - \frac{A_r}{A_{ap}} U_L (T_{hto,e} - T_0) \right) \quad (4.52)$$

Où C_p est la chaleur spécifique, \dot{m}_{HTF} est le débit massique du fluide caloporteur, T est la température, A_{ap} est la surface de captage, A_r est la surface de récepteur, F_R est le coefficient global du transfert thermique, S est la chaleur absorbée par le récepteur et U_L est le coefficient des pertes thermiques globales du capteur. La surface de captage est définie comme :

$$A_{ap} = (w - D_{c,ext})L \quad (4.53)$$

w , L et $D_{c,ext}$ sont la largeur de capteur, la longueur du capteur et le diamètre extérieur de l'enveloppe, respectivement. La chaleur absorbée par le récepteur est définie comme :

$$s = G_b \eta_r \quad (4.54)$$

G_b , η_r signifient le rayonnement solaire direct et l'efficacité du récepteur respectivement.

Le coefficient global du transfert thermique est exprimé par la relation suivante :

$$F_R = \frac{\dot{m}_{hto} C p_{hto}}{A_r U_L} \left[1 - \exp\left(\frac{-A_r U_L F_1}{\dot{m}_{hto} C p_{hto}}\right) \right] \quad (4.55)$$

F_1 est le facteur de rendement du capteur solaire donné par :

$$F_1 = U_0 / U_L \quad (4.56)$$

Le coefficient des pertes thermiques globales du capteur est défini comme :

$$U_L = \left[\frac{A_r}{(h_{c,ca} + h_{r,ca}) A_c} + \frac{1}{h_{r,cr}} \right]^{-1} \quad (4.57)$$

$h_{c,ca}$ est le coefficient de perte de chaleur par convection entre l'ambiance et l'enveloppe défini comme :

$$h_{c,ca} = \frac{Nu k_{air}}{D_{c,ext}} \quad (4.58)$$

Nu et k_{air} sont le nombre de Nusselt et la conductivité thermique de l'air.

$h_{r,ca}$ et $h_{r,cr}$ signifient le coefficient du transfert entre l'ambiance et l'enveloppe et le coefficient du transfert entre l'enveloppe et le récepteur définis par les relations 4.59 et 4.60 respectivement.

$$h_{r,ca} = \epsilon_{cv} \sigma (T_c + T_a) (T_c^2 + T_a^2) \quad (4.59)$$

$$h_{r,cr} = \frac{\sigma (T_c + T_{r,moy}) (T_c^2 + T_{r,moy}^2)}{\frac{1}{\epsilon_r} + \frac{A_r}{A_c} \left(\frac{1}{\epsilon_{cv}} - 1 \right)} \quad (4.60)$$

Où ϵ_{cv} , σ , ϵ_r sont l'émissivité de l'enveloppe, la constante de Stefan-Boltzmann et l'émissivité du tube récepteur respectivement. Les indices c , r et moy désignent l'enveloppe, le récepteur et moyenne respectivement.

Le coefficient global de transfert de chaleur est défini comme :

$$U_0 = \left[\frac{1}{U_L} + \frac{D_{r,ext}}{h_{c,r,e}D_{r,int}} + \left(\frac{D_{r,ext}}{2k_r} \ln \left(\frac{D_{r,ext}}{D_{r,int}} \right) \right) \right]^{-1} \quad (4.61)$$

$h_{c,r,entré}$ est le coefficient des pertes thermiques entre le récepteur et l'enveloppe s'écrit comme suit :

$$h_{c,r,e} = Nu_r k_r / D_{r,int} \quad (4.62)$$

La température au niveau de l'enveloppe peut être déterminée par l'expression suivante :

$$T_c = \frac{h_{r,cr} T_r \frac{A_c}{A_r} (h_{c,ca} + h_{r,ca}) T_0}{h_{r,cr} + \frac{A_c}{A_r} (h_{c,ca} + h_{r,ca})} \quad (4.63)$$

4.3.2.2 Bilan massique

Pour ce système, les équations de bilan de masse du fluide de travail et de l'eau de refroidissement sont identiques à celles de premier système. Le bilan massique du fluide caloporteur au niveau de l'échangeur interne de chaleur et l'absorbeur s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} = \dot{m}_{hto} \quad (4.64)$$

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} = \dot{m}_{15} = \dot{m}_{hto} \quad (4.65)$$

4.3.2.3 Bilans énergétiques et exergetiques

➤ Préchauffeur

$$Q_{pre} = \dot{m}_{ft} (h_3 - h_2) = \dot{m}_{hto} C_{p_{hto}} (T_{10} - T_{11}) \quad (4.66)$$

$$\dot{E}x_{D,pre} = (\dot{E}x_{10} - \dot{E}x_{11}) + (\dot{E}x_2 - \dot{E}x_3) \quad (4.67)$$

➤ Evaporateur

$$Q_{pre} = \dot{m}_{ft}(h_4 - h_3) = \dot{m}_{hto}Cp_{hto}(T_{13} - T_{14}) \quad (4.68)$$

$$\dot{E}x_{D,pre} = (\dot{E}x_{13} - \dot{E}x_{14}) + (\dot{E}x_3 - \dot{E}x_4) \quad (4.69)$$

➤ Echangeur interne de chaleur (IHE)

$$Q_{ihe} = \dot{m}_{hto}Cp_{hto}(T_{10} - T_{12}) = \dot{m}_gCp_g(T_{g,e} - T_{g,s}) \quad (4.70)$$

$$\dot{E}x_{D,ihe} = (\dot{E}x_{g,e} - \dot{E}x_{g,s}) + (\dot{E}x_{12} - \dot{E}x_{10}) \quad (4.71)$$

➤ Pompe 1 (HTO)

$$\dot{W}_{p,1,hto} = \dot{m}_{hto}Cp_{hto}(T_{12} - T_{11}) \quad (4.72)$$

$$\dot{E}x_{D,p,1,hto} = \dot{W}_{p,1,hto} + \dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{12} \quad (4.73)$$

➤ Pompe 2 (HTO)

$$\dot{W}_{p,2,hto} = \dot{m}_{hto}Cp_{hto}(T_{15} - T_{14}) \quad (4.74)$$

$$\dot{E}x_{D,p,2,hto} = \dot{W}_{p,2,hto} + \dot{E}x_{14} - \dot{E}x_{15} \quad (4.75)$$

➤ Collecteur

$$Q_{tot} = A_{ap}F_r S Col_r \quad (4.76)$$

Q_{tot} est la quantité totale d'énergie captée [80] et Col_r est le nombre de rangée de capteurs (le champ de capteurs solaires est composé de plusieurs rangées parallèles de capteurs solaires en série).

$$\dot{E}x_{D,coll} = \dot{E}x_{coll} + \dot{E}x_{15} - \dot{E}x_{13} \quad (4.77)$$

L'exergie reçue par le capteur solaire s'écrit comme suit :

$$Ex_{coll} = Q_{tot} \left(1 - \left(\frac{T_0}{T_s} \right) \right) \quad (4.78)$$

T_s est la température du soleil égale à 6000 K [81].

Pour la pompe (ORC), la turbine, le désurchauffeur et le condenseur, les équations sont les mêmes que le premier système.

Le rendement exergetique du système est défini par l'équation suivante :

$$\dot{\eta}_{ex} = \frac{\dot{W}_{nette}}{\dot{E}x_{g,e} + Ex_{coll}} \quad (4.79)$$

4.3.2.4 Modélisation exergo-économique

Les principes exergo-économiques décrits dans le chapitre trois sont appliqués pour modéliser le système ORC à base de l'énergie solaire du point de vue économique.

Les équations du coût d'achat présentées dans la section 4.2.5.1 sont utilisées pour l'estimation du cout d'investissement (\dot{Z}) de différents composants du système. Le coût d'achat du capteur solaire est estimé en utilisant la corrélation suivante [82] :

$$PEC_{EC} = 150 \dot{A}_{coll}^{0.95} \quad (4.80)$$

4.3.2.4.1 Equations de bilan de coût

Les équations de bilan de coût et les équations auxiliaires de la pompe (ORC), la turbine, le désurchauffeur et le condenseur sont les mêmes que celles du premier système. Pour les autres équipements du système, les équations de bilan de coût et les équations auxiliaires sont définies ci-dessous.

➤ Préchauffeur

$$\dot{C}_2 + \dot{C}_{10} + \dot{Z}_{Pre} = \dot{C}_3 + \dot{C}_{11} \quad (4.81)$$

$$\dot{C}_{10} = \dot{C}_{11} \quad (\text{Principe F})$$

➤ Evaporateur

$$\dot{C}_3 + \dot{C}_{13} + \dot{Z}_{eva} = \dot{C}_4 + \dot{C}_{14} \quad (4.82)$$

$$\dot{C}_{13} = \dot{C}_{14} \quad (\text{Principe F})$$

➤ Echangeur interne de chaleur (IHE)

$$\dot{C}_{12} + \dot{C}_{g,e} + \dot{Z}_{IHE} = \dot{C}_{10} + \dot{C}_{g,s} \quad (4.83)$$

$$\dot{C}_{g,e} = \dot{C}_{g,s} \quad (\text{Principe F})$$

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

➤ Pompe 1 (HTO)

$$\dot{C}_{11} + \dot{C}_{P,1,HTO} + \dot{Z}_{P,HTO} = \dot{C}_{12} \quad (4.84)$$

➤ Pompe 2 (HTO)

$$\dot{C}_{14} + \dot{C}_{P,2,HTO} + \dot{Z}_{P,HTO} = \dot{C}_{15} \quad (4.85)$$

➤ Collecteur

$$\dot{C}_{15} + \dot{C}_{coll} + \dot{Z}_{coll} = \dot{C}_{13} \quad (4.86)$$

$$\dot{C}_{coll} = 0$$

Selon le principe "P", on obtient

$$\frac{\dot{C}_{P,ORC}}{\dot{W}_{P,ORC}} = \frac{\dot{C}_{P,1,HTO}}{\dot{W}_{P,1,HTO}} = \frac{\dot{C}_{P,2,HTO}}{\dot{W}_{P,2,HTO}} = \frac{\dot{C}_{nette}}{\dot{W}_{nette}} \quad (4.87)$$

Les bilans de coût et les équations auxiliaires appliquées pour chaque composant forment un système d'équations linéaires sous forme matricielle. La taille de ce système est 20x20. Le coût unitaire de chaque flux est déterminé en résolvant ce système d'équations.

4.3.2.5 Modélisation exergo-environnementale

Les équations de bilan de l'impact environnemental sont définies pour chaque composant du système pour modéliser le système du point de vue environnemental. L'impact environnemental lié aux composants est estimé via l'ACV. L'impact environnemental (\dot{Y}) de collecteur est exprimé par l'équation suivante [83] :

$$\dot{Y}_{col} = (Vp \omega_{Vp} + Af \omega_{Af}) A_{col} / (N \times n) \quad (4.88)$$

Vp est la quantité du verre plat utilisé pour la fabrication du capteur solaire par mètre carré de la surface du collecteur (kg/m^2) ; Af est la quantité d'acier de ferrailage utilisé pour la fabrication du capteur solaire (kg/m^2) ; A est la surface du collecteur. ω_{Vp} et ω_{Af} désignent l'impact environnemental associé à la production de 1 kg verre plat et 1 kg d'acier de ferrailage.

Pour les autres équipements du système, les équations de l'impact environnemental (\dot{Y}) sont les mêmes que celles du premier système.

Les équations de bilan de l'impact environnemental et les équations auxiliaires pour ce système sont données ci-dessous.

➤ Préchauffeur

$$\dot{B}_2 + \dot{B}_{10} + \dot{Y}_{pre} = \dot{B}_3 + \dot{B}_{11} \quad (4.89)$$

$$\dot{B}_{10} = \dot{B}_{11} \quad (\text{Principe F})$$

➤ Evaporateur

$$\dot{B}_3 + \dot{B}_{13} + \dot{Y}_{eva} = \dot{B}_4 + \dot{B}_{14} \quad (4.90)$$

$$\dot{B}_{13} = \dot{B}_{14} \quad (\text{Principe F})$$

➤ Echangeur interne de chaleur (IHE)

$$\dot{B}_{12} + \dot{B}_{g,e} + \dot{Y}_{IHE} = \dot{B}_{10} + \dot{B}_{g,s} \quad (4.91)$$

$$\dot{B}_{g,e} = \dot{B}_{g,s} \quad (\text{Principe F})$$

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

➤ Pompe 1 (HTO)

$$\dot{B}_{11} + \dot{B}_{P,1,HTO} + \dot{Y}_{P,HTO} = \dot{B}_{12} \quad (4.92)$$

➤ Pompe 2 (HTO)

$$\dot{B}_{14} + \dot{B}_{P,2,HTO} + \dot{Y}_{P,HTO} = \dot{B}_{15} \quad (4.93)$$

➤ Collecteur

$$\dot{B}_{15} + \dot{B}_{coll} + \dot{Y}_{coll} = \dot{B}_{13} \quad (4.94)$$

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

Selon le principe "P", on obtient

$$\frac{\dot{B}_{P,ORC}}{\dot{W}_{P,ORC}} = \frac{\dot{B}_{P,1,HTO}}{\dot{W}_{P,1,HTO}} = \frac{\dot{B}_{P,2,HTO}}{\dot{W}_{P,2,HTO}} = \frac{\dot{B}_{nette}}{\dot{W}_{nette}} \quad (4.95)$$

Un système d'équations linéaires sous forme matricielle de taille 20×20 est formé de ces équations. La résolution de ce système d'équations permet de déterminer l'impact environnemental \dot{B} de chaque flux.

4.4 Optimisation : contexte général

Aujourd'hui, tous les systèmes susceptibles d'être décrits par un modèle mathématique peuvent être optimisés. Grâce à l'optimisation, on peut trouver la conception optimale d'un tel système, sans la nécessité d'examiner tous les cas possibles et comment chaque cas affecte la conception optimale souhaitée. Afin de faciliter la compréhension de principe de l'optimisation, quelques définitions fondamentales qui sont liées à un problème d'optimisation doivent être présentées.

4.4.1 Définitions de base

- Définition de l'optimisation

Un problème d'optimisation se définit comme la recherche du minimum ou du maximum (de l'optimum) d'une fonction donnée [84]. On peut aussi trouver des problèmes d'optimisation pour lesquelles les variables de la fonction à optimiser sont contraintes d'évoluer dans une certaine partie de l'espace de recherche. Dans ce cas, on a une forme particulière de ce que l'on appelle un problème d'optimisation sous contraintes.

- Fonction objective

C'est le nom donné à la fonction f (on l'appelle aussi fonction de coût ou critère d'optimisation). C'est cette fonction que l'algorithme d'optimisation va devoir optimiser (trouver un optimum) [84]. La fonction objective représente le but à atteindre pour le décideur.

- Variables de décision

Les variables de décision sont des quantités numériques pour lesquelles des valeurs sont à choisir. Cet ensemble de n variables est appelé vecteur de décision: (x_1, x_2, \dots, x_n) . Les différentes valeurs possibles prises par les variables de décision x_i constituent l'ensemble des solutions potentielles.

- Contraintes

Dans la plupart des problèmes d'optimisation, des restrictions sont imposées par les caractéristiques du problème. Ces restrictions doivent être satisfaites afin de considérer une solution acceptable. Cet ensemble de restrictions, appelé contraintes, décrit les dépendances entre les variables de décision et les paramètres du problème. On formule usuellement ces contraintes c_j par un ensemble d'inégalités, ou d'égalités de la forme : $c_j(x_1, x_2, \dots, x_n) \geq 0$.

- Algorithme d'optimisation

Un algorithme d'optimisation est une procédure mathématique qui permet d'obtenir le minimum ou le maximum de la fonction.

4.4.2 Optimisation mono-objectif

L'optimisation mono-objectif se base sur la minimisation (ou la maximisation) d'une seule fonction objective. Dans ce cas la solution optimale est clairement définie, c'est celle qui a le coût optimal (minimal ou maximal). De manière formelle, à chaque instance d'un tel problème est associé un ensemble Ω des solutions potentielles respectant certaines contraintes et une fonction objectif $f:\Omega \rightarrow \Psi$ qui associe à chaque solution admissible $s \in \Omega$ une valeur $f(s)$. Résoudre l'instance (Ω, f) du problème d'optimisation consiste à trouver la solution optimale $s^* \in \Omega$ qui optimise (minimise ou maximise) la valeur de la fonction objective f .

4.4.3 Optimisation multi-objectif

La plupart des problèmes d'optimisation réels sont décrits à l'aide de plusieurs objectifs ou critères souvent contradictoires devant être optimisés simultanément. L'optimisation multi-objectif permet de rechercher les valeurs des variables d'un problème qui maximisent ou minimisent plusieurs fonctions objectives simultanément. Contrairement à l'optimisation mono-objectif, la solution d'un problème multi-objectif (PMO) n'est pas une solution unique, mais un ensemble de solutions qui sont des compromis, cet ensemble est généralement dénommé l'ensemble des solutions optimales de Pareto (figure 4.6).

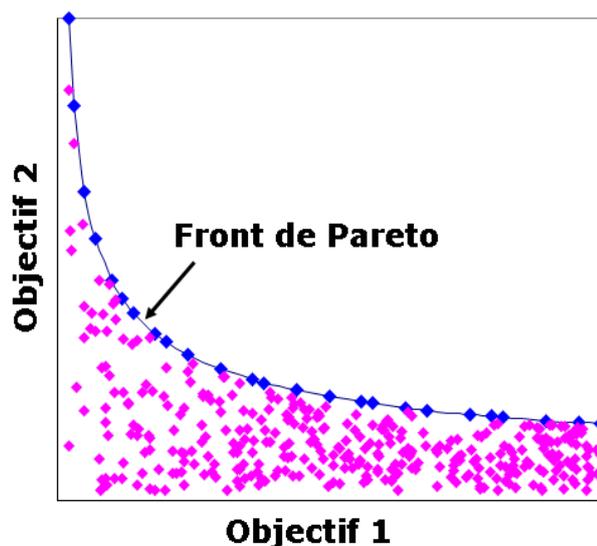


Figure 4.6 : Frontière de Pareto d'un problème d'optimisation bi-objectif.

4.4.4 Optimisation par essaim particulaire

Plusieurs techniques de recherche ont été proposées dans la littérature pour traiter des problèmes d'optimisation mono-objectif et multi-objectif. Parmi ces méthodes, les algorithmes génétiques, la méthode de recuit Simulé, la recherche Taboue, et l'optimisation par essaim de particules. Pour le système considéré dans cette étude, la technique d'optimisation par essaim particulaire est utilisée comme outil d'optimisation. Malgré son jeune âge, cette technique a été appliquée avec succès à l'optimisation des systèmes de conversion d'énergie [85,86] et elle est actuellement en plein essor.

Kennedy et Eberhart proposent en 1995 une nouvelle méthode d'optimisation nommé Optimisation par Essaim de Particule PSO, (en anglais : Particles Swarm Optimization). PSO est une méthode d'optimisation stochastique basée sur une population de particules [87] un essaim regroupe plusieurs particules (individus). Chaque particule prend sa décision en utilisant sa propre expérience et les expériences de leur voisinage [88,89].

PSO démarre le processus d'optimisation par une population des solutions aléatoires qui se déplace dans l'espace de recherche. La position de chaque particule est représentée par ses coordonnées suivant les deux axes XY et également par sa vitesse qui est exprimée par Vx (la vitesse suivant l'axe x) et Vy (la vitesse suivant l'axe y).

Le déplacement de chaque particule dans l'espace de recherche, est basé sur sa position actuelle et la mise à jour de sa vitesse.

$$s_i^{k+1} = s_i^k + v_i^{k+1} \quad (4.96)$$

avec :

s_i^{k+1}, s_i^k : Position de la particule i à l'itération $k+1$ et k respectivement.

v_i^{k+1} : Vitesse de la particule i à l'itération $k+1$.

Chaque particule dans l'essaim, change sa vitesse suivant deux informations essentielles. Une, est liée à son expérience personnelle, qui est la meilleure position trouvée par la particule durant le processus de recherche $pbest$. La deuxième information, concernant la meilleure position trouvée par les voisins ($lbest$) (ou par tout l'essaim, dans la version globale de l'algorithme $gbest$). Cette

information est obtenue à partir de la connaissance de la façon dont les autres particules ont exécuté leurs recherches.

Le principe de changement de la vitesse est défini par l'équation suivante :

$$v_i^{k+1} = wv_i^k + c_1rand_1 \times (pbest_i - s_i^k) + c_2rand_2 \times (gbest - s_i^k) \quad (4.97)$$

avec :

v_i^k : Vitesse de la particule i à l'itération k ,

w : Fonction de pondération,

c_j : Facteurs de pondération,

$rand$: Nombre aléatoire entre 0 et 1,

s_i^k : Position actuelle de la particule i à l'itération k ,

$pbest_i$: Meilleure position trouvée par la particule i jusqu'ici,

$gbest$: Meilleure position trouvée par l'essaim jusque ici.

La fonction de pondération w est donnée par l'équation suivante :

$$w = w_{max} - \frac{w_{max} - w_{min}}{iter_{max}} \times iter \quad (4.98)$$

Tel que :

w_{max} : Poids initial,

w_{min} : Poids final,

$iter_{max}$: Nombre d'itérations maximum.

$iter$: Itération courante.

La figure 4.7 présente le principe de déplacement des particules dans l'espace de recherche à chaque itération. Chaque particule change sa position actuelle via l'intégration de trois vecteurs $vbest$, $vgbest$ et v .

L'organigramme général du PSO, est présenté selon la procédure illustrée par la figure 4.8.

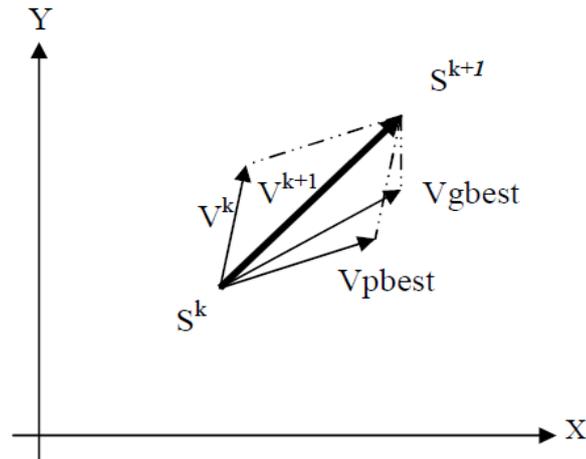


Figure 4.7 : Principe de déplacement d'un point de recherche par PSO.

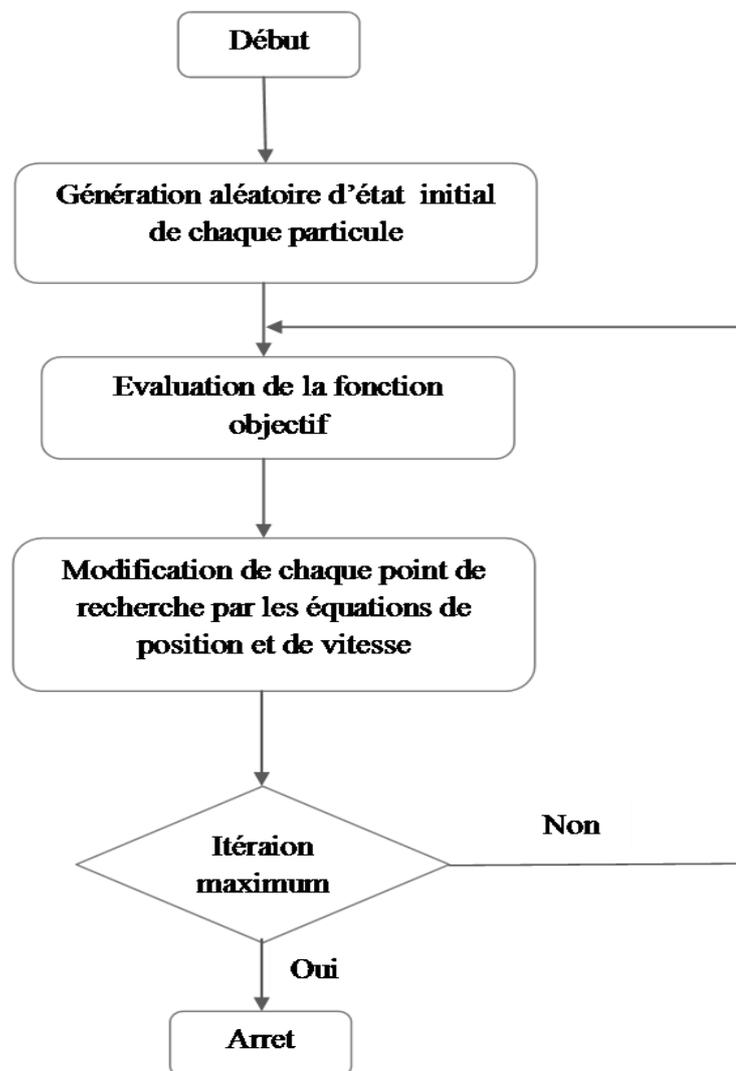


Figure 4.8 : Organigramme général de PSO.

Etape 1 : Génération d'un état initial de chaque particule.

Les points de recherche initiaux, position (s_i^0) et vitesse (v_i^0) de chaque particule sont habituellement générés aléatoirement dans l'espace de recherche. Le point de recherche courant est placé à $pbest$ pour chaque particule. La meilleure valeur évaluée de $pbest$ est placée à $gbest$.

Etape 2 : Recherche d'une nouvelle position pour chaque particule

La valeur de la fonction objective est calculée pour chacun des particules. Si la valeur d'une particule est meilleure que son $pbest$ courant, $pbest$ prend cette nouvelle valeur. Si la meilleure valeur de $pbest$ est meilleure que $gbest$ courant, $gbest$ est remplacé par celle-ci et la particule qui correspond à cette valeur est ainsi stocké.

Etape 3 : Modification de chaque point de recherche

Le point de recherche courant de chaque particule est changé en utilisant les équations (4.96), (4.97) et (.98).

Etape 4 : Vérification de l'état de sortie

Le nombre courant d'itération atteint le nombre maximum d'itération $iter_{max}$, alors fin du programme, autrement, retourner à l'étape 2.

4.5 Optimisation des systèmes ORC

Plusieurs considérations devraient être prises en compte lors de la conception des systèmes énergétiques : thermodynamique, économique et environnementale. Cependant, un système énergétiquement efficace ne garantit pas la prospérité économique et environnementale. De même, un système énergétique rentable ne signifie pas que ce système est efficace thermodynamiquement et écologiquement.

L'optimisation multi-objectif est une approche efficace pour trouver l'ensemble de variables de conception optimales qui répond aux différents objectifs préétablis. Les fonctions objectives considérées pour l'optimisation de deux systèmes étudiés dans le cadre de cette étude sont l'efficacité exergetique (à maximiser), le coût unitaire exergetique et l'impact environnemental de la puissance nette du système ORC (à minimiser).

Les fonctions objectives peuvent être exprimées comme suit:

➤ Efficacité exergetique

• Système I :

$$\dot{\eta}_{ex} = \frac{\dot{W}_{nette}}{\dot{E}x_{g,e}} \quad 4.99$$

• Système II :

$$\dot{\eta}_{ex} = \frac{\dot{W}_{nette}}{\dot{E}x_{g,e} + \dot{E}x_{coll}} \quad 4.100$$

➤ Coût unitaire exergetique de la puissance produite

$$c_{net,sys} = \frac{\dot{C}_{net}}{\dot{W}_{net}} \quad 4.101$$

➤ Impact environnemental de la puissance produite

$$b_{net,sys} = \frac{\dot{B}_{net}}{\dot{W}_{net}} \quad 4.102$$

En premier, nous avons réalisé une optimisation mono-objectif dont chaque objectif est pris indépendamment des autres. Puis, une optimisation multi-objectif est effectuée où les trois objectifs sont considérés simultanément.

4.6 Paramètres opératoires des systèmes ORC

Pour l'optimisation des systèmes énergétiques, il est nécessaire d'identifier deux types de variables indépendantes. Ces variables sont les variables de décision et les paramètres. Les variables de décision sont celles qui doivent être modifiées en cours d'optimisation, c'est-à-dire les variables pour lesquelles il faut rechercher la valeur qui permet de minimiser ou maximiser les fonctions objectives. Cependant, les paramètres sont les variables qui restent fixes [90].

4.6.1 Variables de décision

Les variables de décision du système ORC I sont la pression à l'entrée de la turbine (p_4), le point de pincement dans l'évaporateur (ΔT_{eva}), le point de pincement dans le condenseur (ΔT_{con}) et la température du fluide caloporteur (T_7). Les variables de décision du système ORC II sont la pression à l'entrée de la turbine (p_4), le point de pincement dans le condenseur (ΔT_{con}), la température du fluide caloporteur (T_{13}), le débit du fluide caloporteur (\dot{m}_{13}) et le diamètre intérieur du tube récepteur ($D_{r,int}$).

La sélection des paramètres mentionnés ci-dessus est effectuée conformément aux travaux publiés dans la littérature [26,46,80], sauf la température du fluide caloporteur qui est considérée comme une nouvelle variable. Les tableaux 4.3 et 4.4 résument les domaines de variations des variables d'optimisation.

Tableau 4.3 : Domaine de variation des variables du système ORC I.

Variable	Domaine de variation
p_4 (bar)	(1 – 25) [91]
ΔT_{eva} (°C)	(20 – 40)
ΔT_{con} (°C)	(20 – 40)
T_7 (°C)	(240 – 310)

Tableau 4.4 : Domaine de variation des variables du système ORC II.

Variable	Domaine de variation
p_4 (bar)	(1 – 25) [91]
ΔT_{con} (°C)	(20 – 40)
T_{13} (°C)	(369 – 390)
\dot{m}_{13} (kg/s)	(6 – 8) [80]
$D_{r,int}$ (m)	(0.045 – 0.065) [80]

Les limites du point de pincement dans les échangeurs de chaleur et de la température du fluide caloporteur sont fixées de façon que les valeurs optimales

de ces variables ne se trouvent pas à la limite supérieure ou inférieure de l'intervalle de variable.

4.6.2 Paramètres opératoires fixes

Les valeurs des principaux paramètres utilisés pour réaliser la simulation et l'optimisation des cycles ORC I et ORC II sont présentées dans les tableaux 4.5 et 4.6.

Tableau 4.5 : Valeur des paramètres utilisés pour la simulation du système ORC I [28,47,66].

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

Tableau 4.6: Paramètres utilisés pour la simulation du système ORC II [42,80].

Paramètre	Valeur
Débit massique du fluide caloporteur (kg/s)	8
Largeur de capteur (m)	5.76
Longueur du capteur (m)	12.27
Rayonnement solaire direct (W/m ²)	850
Efficacité du récepteur	0.765
Emissivité de l'enveloppe	0.86
Emissivité du tube récepteur	0.15
Constante de Stefan-Boltzmann (W.m ⁻² .K ⁻⁴)	5.6703 ×10 ⁻⁸
Diamètre intérieur de l'enveloppe (m)	0.115
Diamètre extérieur de l'enveloppe (m)	0.121
Diamètre intérieur du tube récepteur (m)	0.045
Diamètre extérieur du tube récepteur (m)	0.070

4.7 Conclusion

Deux systèmes ORC proposés ont été modélisés en utilisant l'approche exergetique pour simuler et évaluer à la fois leurs performances énergétique, économique et environnementale. Les modèles ont été développés sous l'environnement Matlab, à partir d'une description mathématique des composants de systèmes.

Plusieurs optimisations de systèmes seront effectuées pour maximiser le rendement exergetique et minimiser le coût et l'impact environnemental. Les objectifs à optimiser seront considérés seuls et en groupe. Un algorithme à essaim de particules sera utilisé comme outil d'optimisation dans ce cas.

CHAPITRE 5

RÉSULTATS ET DISCUSSION

5.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous présentons pour chacun des systèmes ORC proposés les résultats détaillés de la sensibilité de la puissance nette développée, l'efficacité exergetique, le coût et l'impact environnemental aux différents paramètres opératoires de décision, ainsi que les résultats de leur optimisation mono et multi- objectif.

Ensuite, l'analyse exergetique, exergo-économique et exergo-environnementale sera présentée pour les différents composants de ces systèmes ORC sous les conditions optimales obtenues.

Enfin, nous dégagons une comparaison des performances énergétiques, économiques et environnementales pour les systèmes ORC (I) et (II).

5.2 Étude du système ORC I

5.2.1 Étude paramétrique

Une étude paramétrique a été menée pour évaluer l'effet des paramètres opératoires de décision mentionnés au paragraphe (4.6.1) sur la puissance nette produite, l'efficacité exergetique, le coût unitaire exergetique et l'impact environnemental du système ORC.

Dans l'étude paramétrique, Chaque paramètre analysé a été modifié à son tour tandis que les autres étaient maintenus constants.

5.2.1.1 Effet de la pression d'entrée de la turbine

L'effet de la pression d'entrée de la turbine sur la puissance nette, l'efficacité exergetique, le coût unitaire exergetique et l'impact environnemental du système ORC pour différents fluides de travail est présenté dans les figures 5.1-5.4 respectivement.

La figure 5.1 indique que la puissance nette augmente puis diminue avec l'augmentation de la pression à l'entrée de la turbine pour chaque fluide de travail.

Il existe une pression optimale où la puissance nette atteint son maximum. 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 [26]. De même, l'efficacité exergetique augmente et diminue avec l'augmentation de la pression de la turbine (figure 5.2). Ceci est dû au fait que cette dernière a une relation directe avec la puissance nette du système (éq.4.99). Ces résultats sont semblables à ceux obtenus par Wang et al [10,46].

On peut voir sur ces deux figures que le fluide caractérisé par une pression élevée est celui qui présente les meilleures performances.

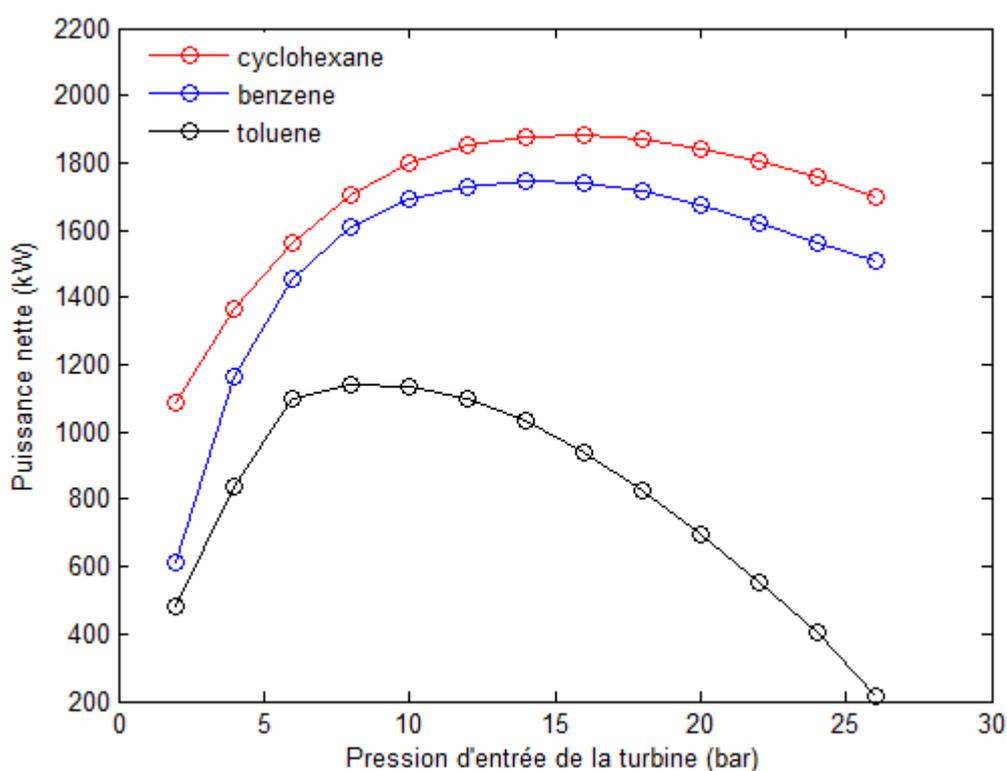


Figure 5.1 : Effet de la pression d'entrée de la turbine sur la puissance nette du système.

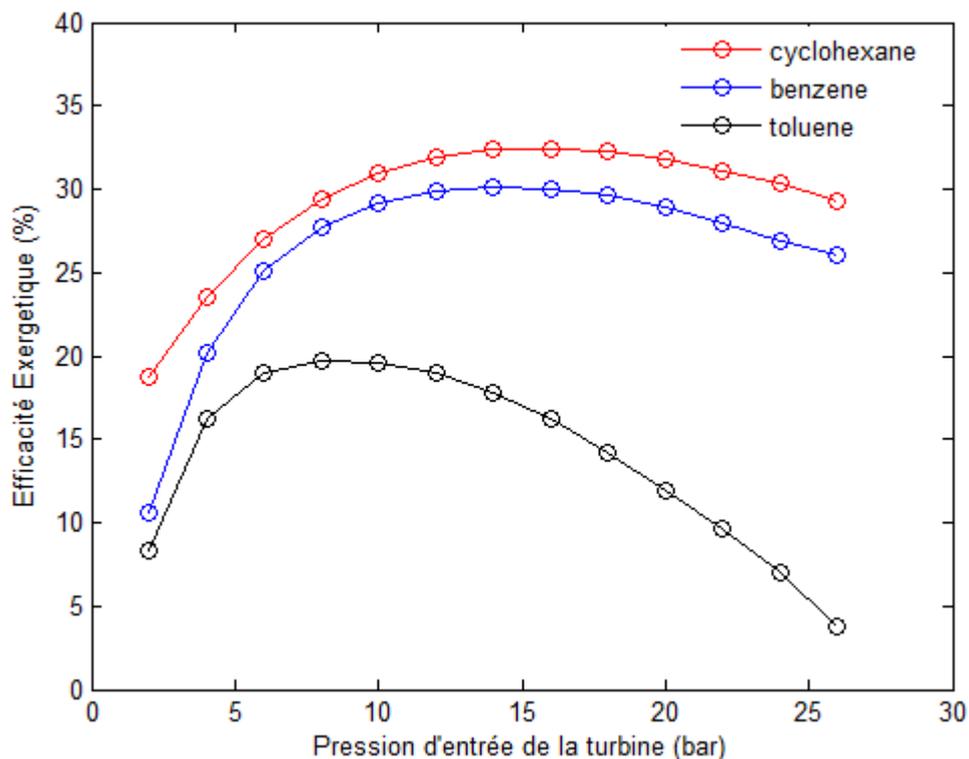


Figure 5.2 : Effet de la pression d'entrée de la turbine sur l'efficacité exergetique.

La figure 5.3 montre l'effet de la pression d'entrée de la turbine sur le coût unitaire exergetique de chaque fluide de travail. La figure révèle qu'il existe une valeur optimale de la pression d'entrée de la turbine à laquelle le coût unitaire exergetique du système est minimisé pour tous les fluides de travail. Il peut être observé que le coût du système avec le toluène comme fluide de travail est le plus élevé.

L'effet de la pression d'entrée de la turbine sur l'impact environnemental de la puissance nette du produit ORC est illustré dans la figure 5.4. Il est clair qu'une augmentation de la pression d'entrée de turbine conduit à une diminution de l'impact environnemental pour tous les fluides de travail.

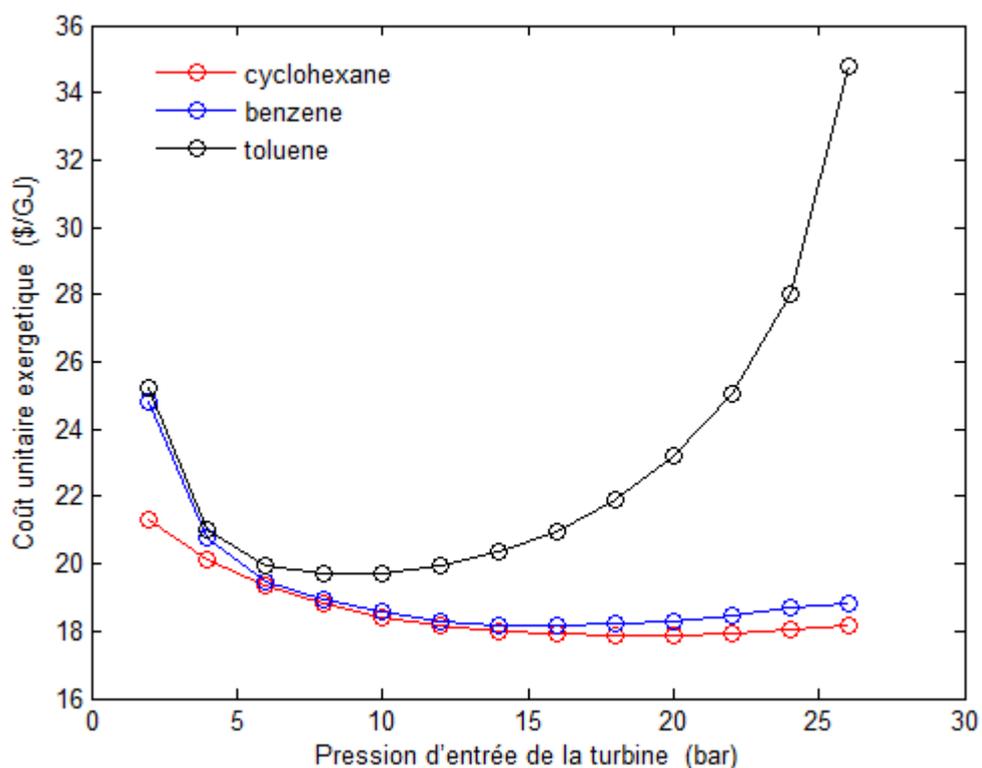


Figure 5.3: Effet de la pression d'entrée de la turbine sur le coût unitaire exergetique.

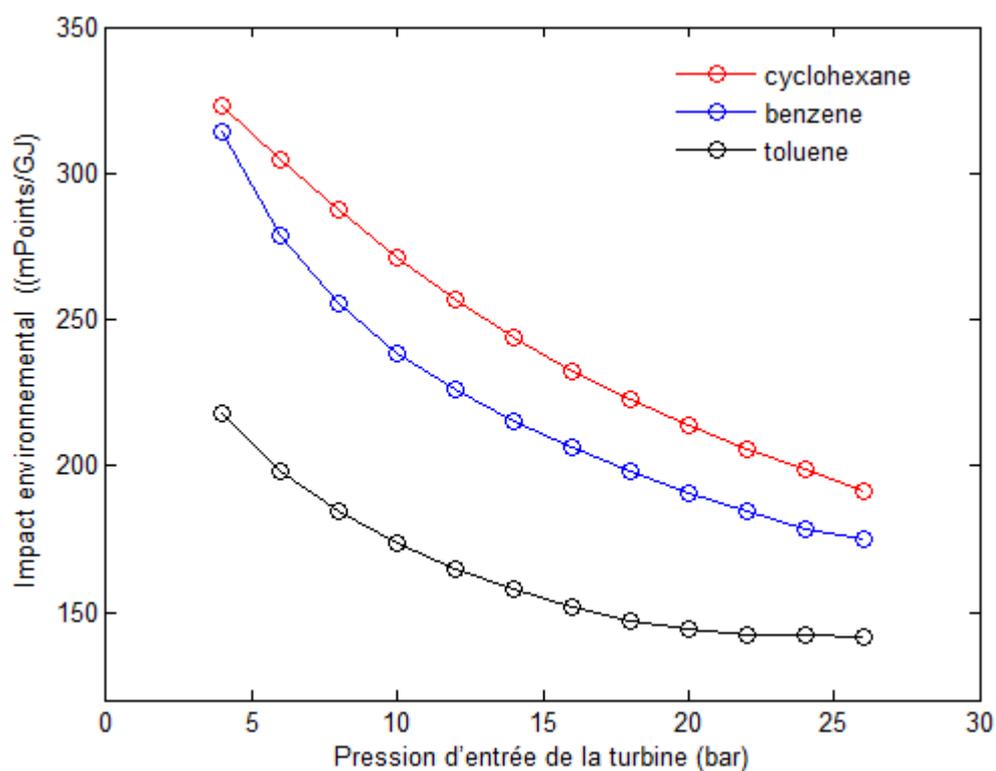


Figure 5.4 : Effet de la pression d'entrée de la turbine sur l'impact environnemental de la puissance produite du système.

5.2.1.2 Effet de point de pincement dans l'évaporateur

Les figures 5.5-5.7 illustrent l'effet du point de pincement dans l'évaporateur sur l'efficacité exergetique, le coût unitaire exergetique et l'impact environnemental de la puissance nette du système pour les trois fluides de travail. On peut observer sur la figure 5.5 que l'efficacité exergetique 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 exergetique [46].

Les figures 5.6-5.7 illustrent la variation du coût unitaire exergetique et l'impact environnemental de la puissance électrique du système en fonction de la température de pincement dans l'évaporateur. Le coût unitaire exergetique augmente avec le point de pincement de façon continue pour tous les fluides de travail tandis que l'impact environnemental diminue avec l'augmentation du point de pincement.

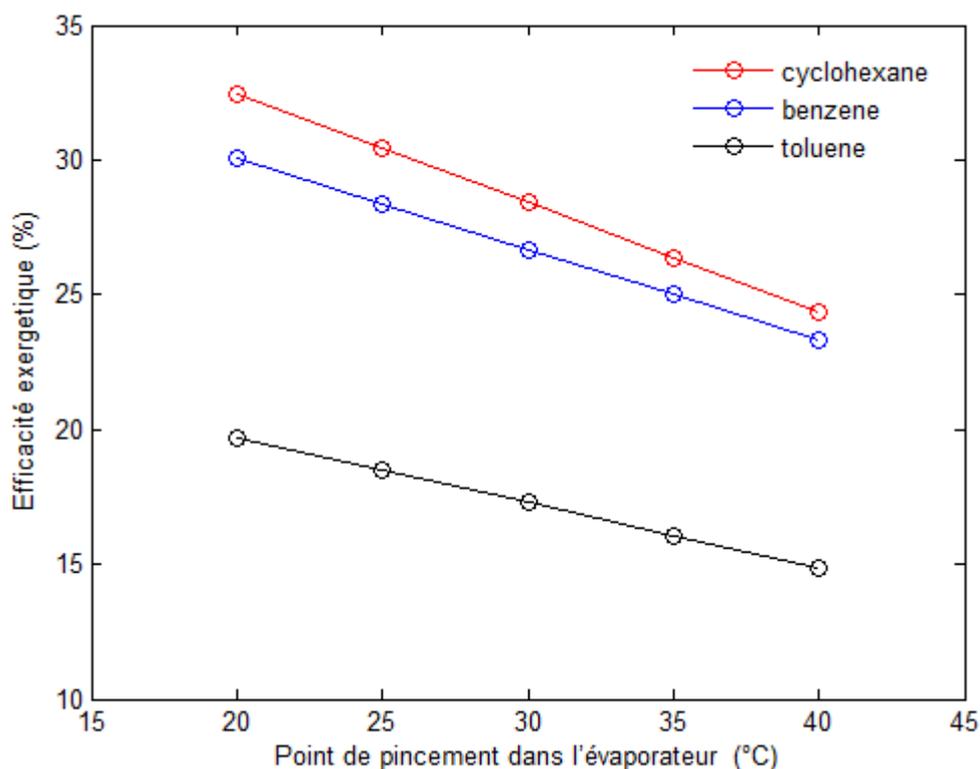


Figure 5.5: Effet de point de pincement dans l'évaporateur sur l'efficacité exergetique.

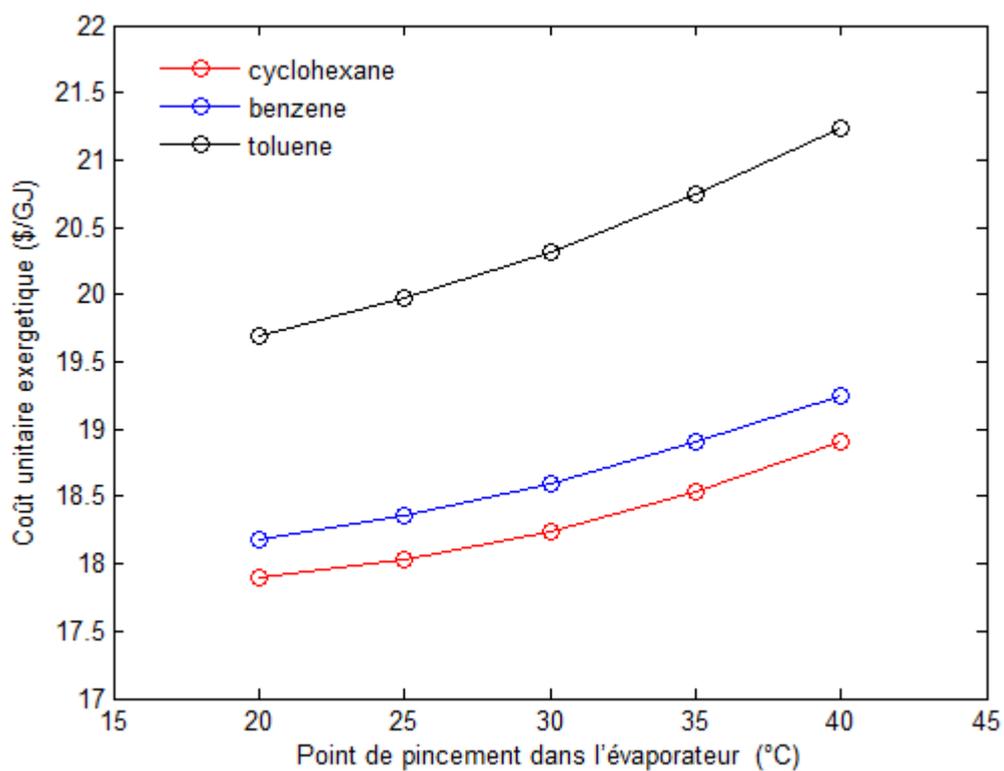


Figure 5.6: Effet de point de pincement dans l'évaporateur sur le coût unitaire exergetique

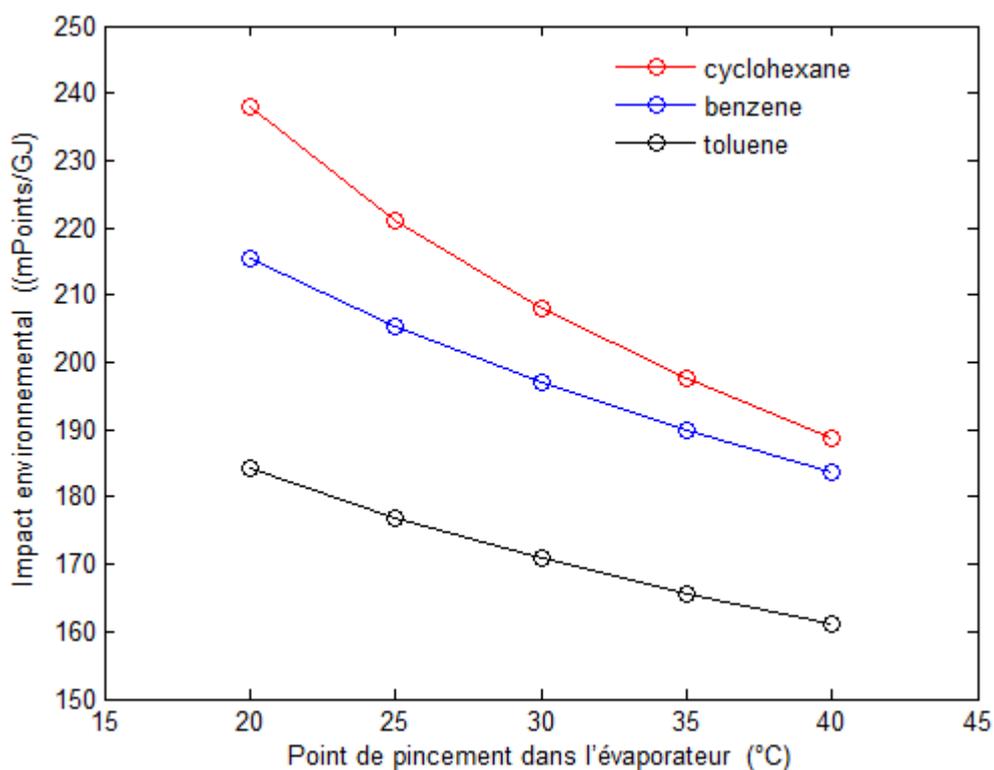


Figure 5.7: Effet de point de pincement dans l'évaporateur sur l'impact environnemental de la puissance nette du système.

5.2.1.3 Effet de la température du fluide caloporteur

La figure 5.8 montre l'influence de la température du fluide caloporteur sur l'efficacité exergetique du système ORC pour les trois fluides organiques. La figure indique que l'efficacité exergetique augmente quand la température de fluide caloporteur augmente. 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 exergetique. On peut voir sur cette figure que le benzène est le plus performant lorsque la température est inférieure à 273 °C.

L'effet de la température du fluide caloporteur sur le coût unitaire exergetique de la puissance nette du système est présenté dans la figure 5.9. Il est clair que le coût unitaire exergetique diminue avec l'augmentation de la température du fluide caloporteur.

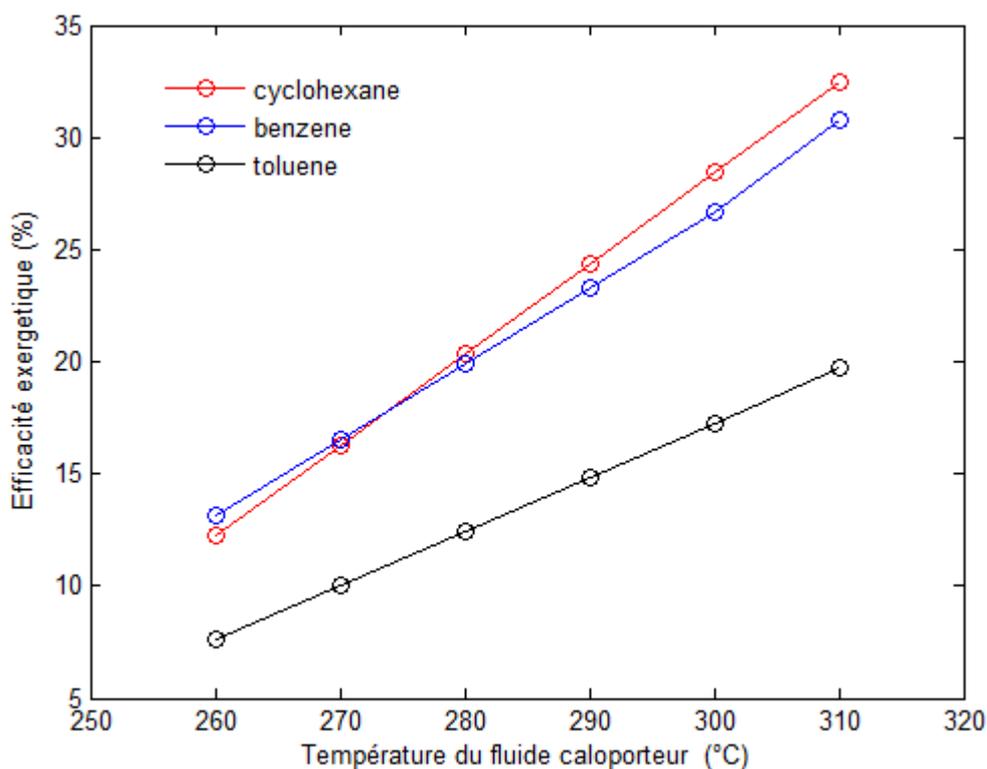


Figure 5.8: Effet de la température du fluide caloporteur sur l'efficacité exergetique.

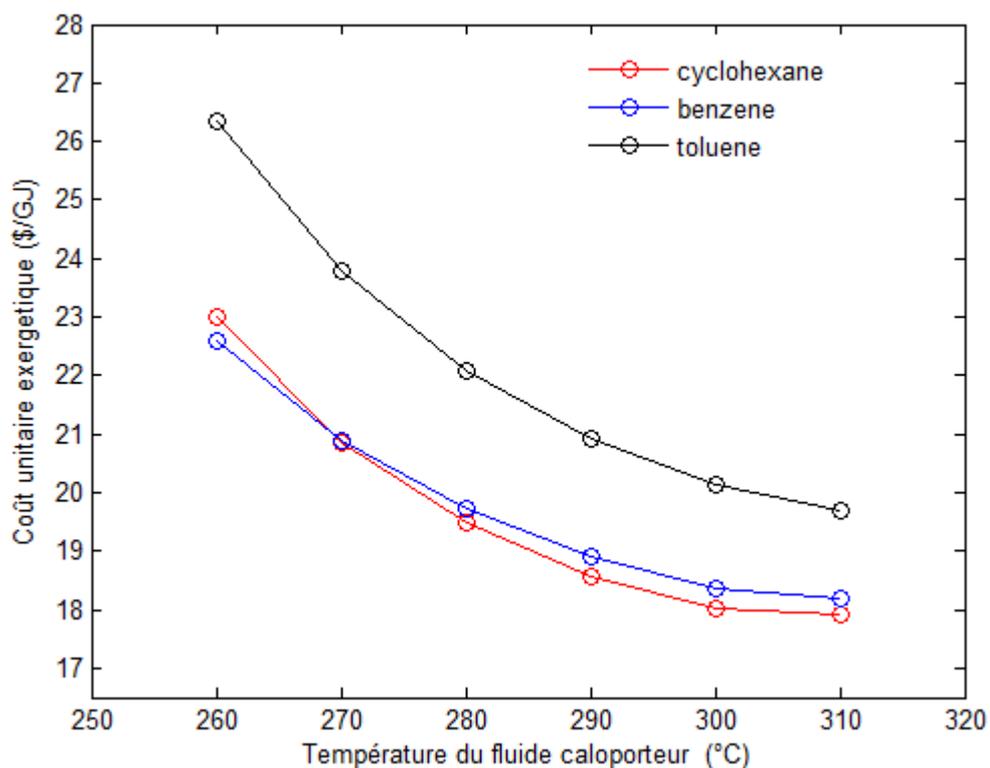


Figure 5.9: Effet de la température du fluide caloporteur sur le coût unitaire exergetique.

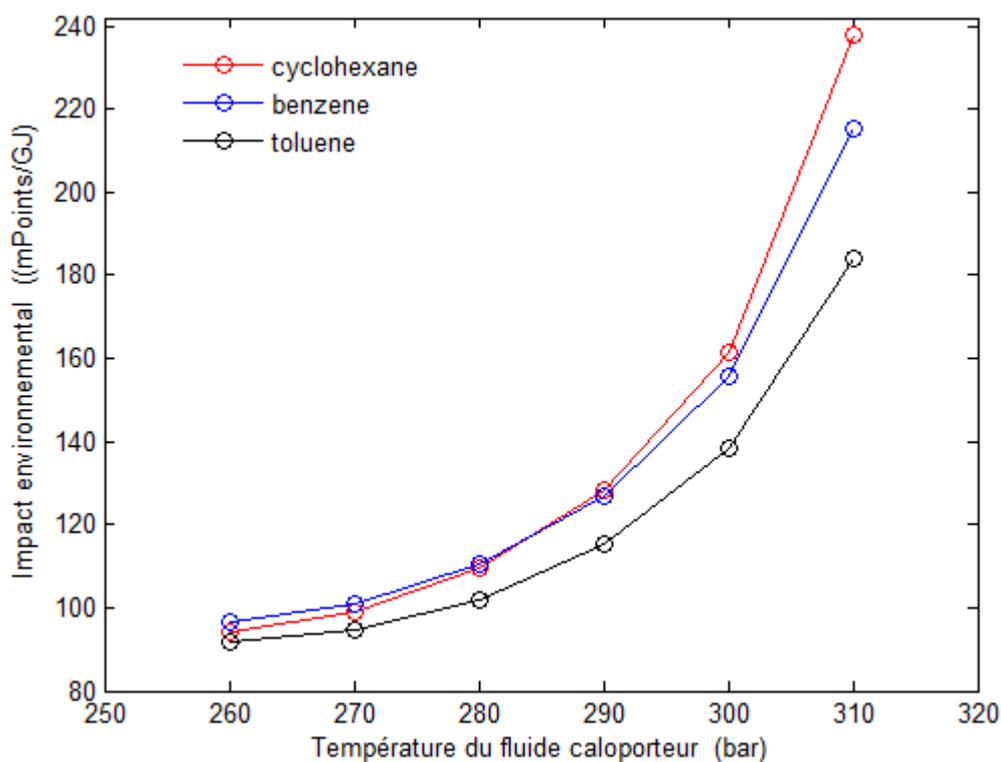


Figure 5.10: Effet de la température du fluide caloporteur sur l'impact environnemental de la puissance nette du système.

La figure 5.10 montre l'effet de la température du fluide caloporteur sur l'impact environnemental du système. On constate qu'une augmentation de la température du fluide caloporteur engendre une augmentation de l'impact environnemental pour les trois fluides de travail, cet effet est plus marqué pour des valeurs élevées de la température du fluide caloporteur.

Les résultats de l'étude paramétrique montrent que les performances thermodynamiques, économiques et environnementales du système étudié sont sensibles à la variation de certains paramètres importants du système comme la variation de la pression de turbine, le point de pincement dans l'évaporateur et la température du fluide caloporteur. Il faut donc procéder à l'étape de l'optimisation pour déterminer l'optimum des paramètres analysés.

Plusieurs optimisations sont lancées dans la section suivante pour réaliser le design optimal du système ORC sur le plan énergétique, économique et environnemental.

5.2.2 Optimisation mono et multi-objectif

Nous avons d'abord réalisé une optimisation mono-objectif où les fonctions objectives susmentionnées (éqs 4.100, 4.101 et 4.102) sont optimisées séparément. L'optimisation par essaim particulaire est utilisée comme outil d'optimisation dans ce cas. Les paramètres de simulation de l'algorithme d'optimisation sont présentés dans le tableau suivant :

Tableau 5.1: Paramètres de l'algorithme d'optimisation par essaim particulaire.

Taille de la population	Nombre d'itérations	C_j	W_{\min}	W_{\max}
50	100	2	0.4	0.9

Les figures 5.11 - 5.13 représentent les valeurs optimales des trois fonctions objectives. Les valeurs optimales obtenues de l'efficacité exergetique, de coût et de l'impact environnemental sont 32.46 %, 17.87 (\$/GJ) et 98.57 (mPts/GJ) respectivement pour le système ORC avec le cyclohexane comme fluide de travail. Les valeurs optimales des trois fonctions objectives sont 30.08 %, 18.17

(\$/GJ) et 99.80 (mPts/GJ) pour le benzène et 19.72 %, 19.69 (\$/GJ) et 117.29 (mPts/GJ) pour le toluène.

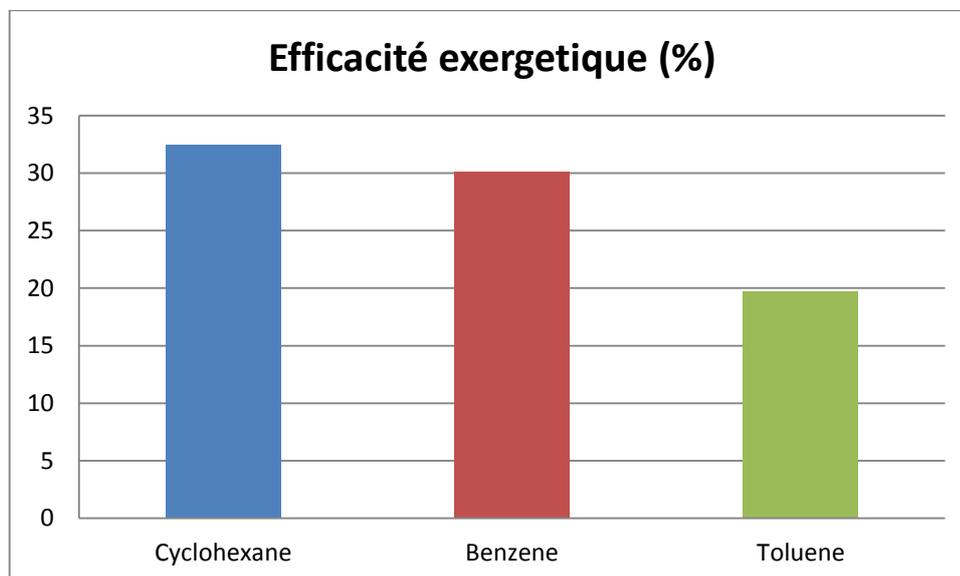


Figure 5.11: Efficacité exergetique optimale dans le cas de l'optimisation mono-objectif.

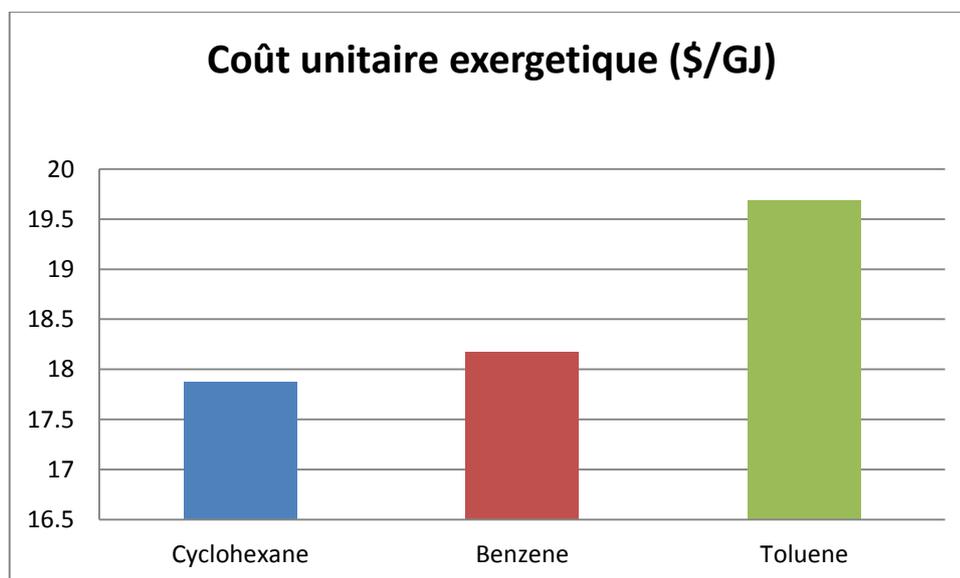


Figure 5.12: Coût unitaire exergetique optimal dans le cas de l'optimisation mono-objectif.

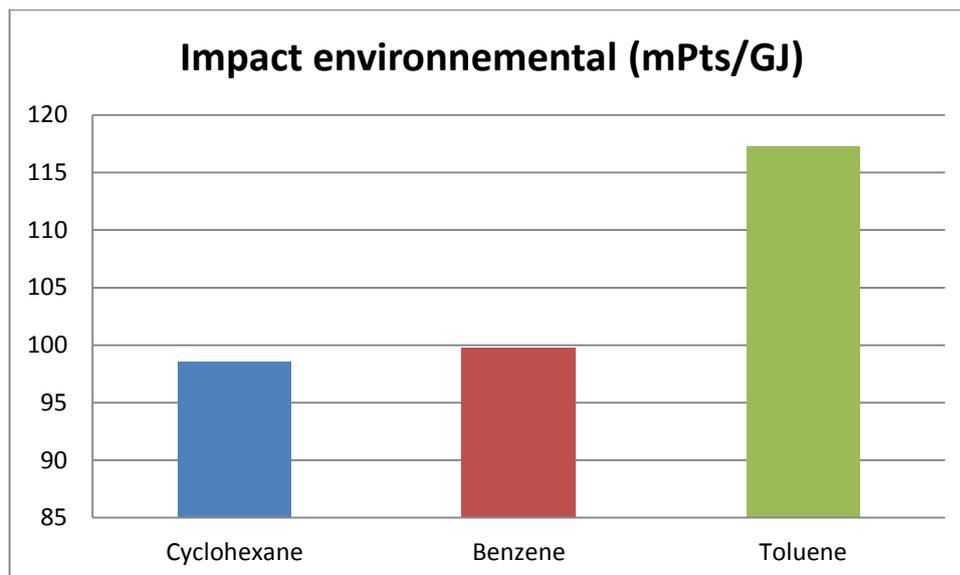


Figure 5.13: Impact environnemental optimal dans le cas de l'optimisation mono-objectif.

Par la suite, une optimisation simultanée (optimisation multi-objectif) des trois fonctions objectives susmentionnées a été effectuée. Les paramètres suivants ont été utilisés : taille de la population = 100 et le nombre de générations = 150.

L'optimisation de ces trois objectifs conduit aux fronts de Pareto représentés dans les figures 5.14 – 5.16. Les résultats reportés sur les figures montrent que les solutions trouvées sont bien réparties sur le front de Pareto.

Dans les problèmes d'optimisation multi-objectif, tous les points de front de Pareto représentent les solutions optimales : toutes sont acceptables et peuvent être choisies comme point de conception optimale du système. Cependant, pour des raisons pratiques seulement une solution optimale doit être choisie à la fin.

Il existe plusieurs méthodes d'aide à la décision (decision-making process) qui peuvent être appliquées pour sélectionner la solution optimale finale de front de Pareto. La méthode d'aide à la décision FCPRN [92, 93] est appliquée pour extraire le point optimal final qui présente le meilleur compromis entre les trois objectifs. Une présentation détaillée de la méthode d'aide à la décision FCPRN est disponible dans l'appendice C.

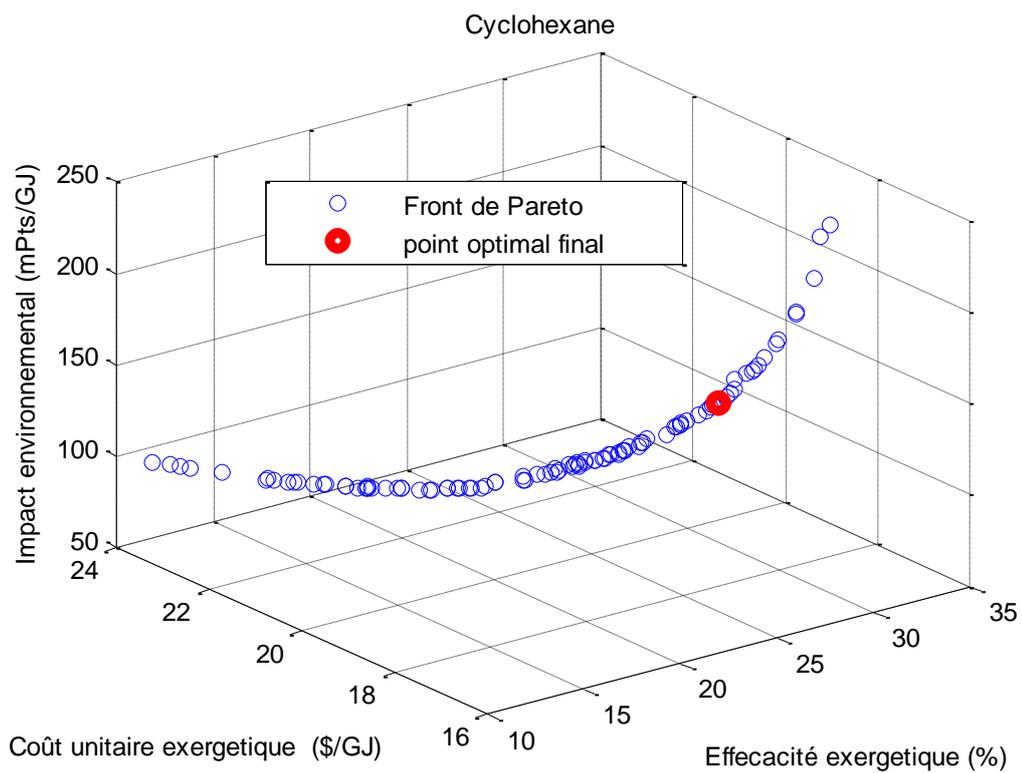


Figure 5.14: Front de Pareto de l'optimisation multi-objectif pour le cyclohexane.

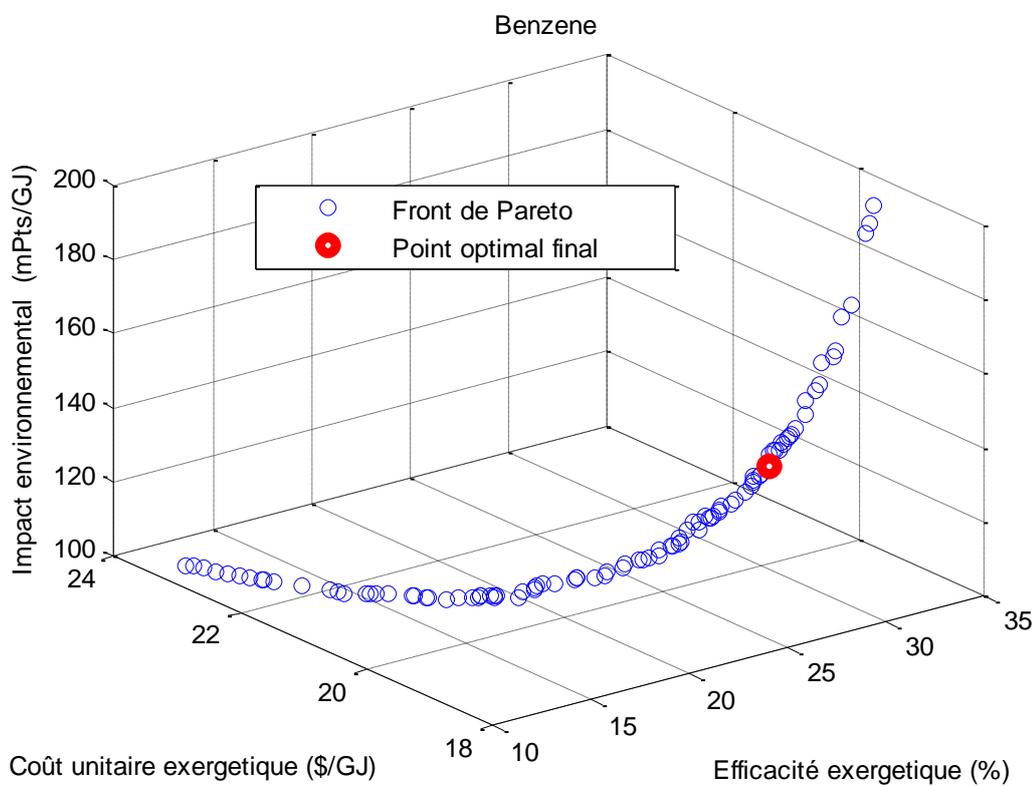


Figure 5.15: Front de Pareto de l'optimisation multi-objectif pour le benzène.

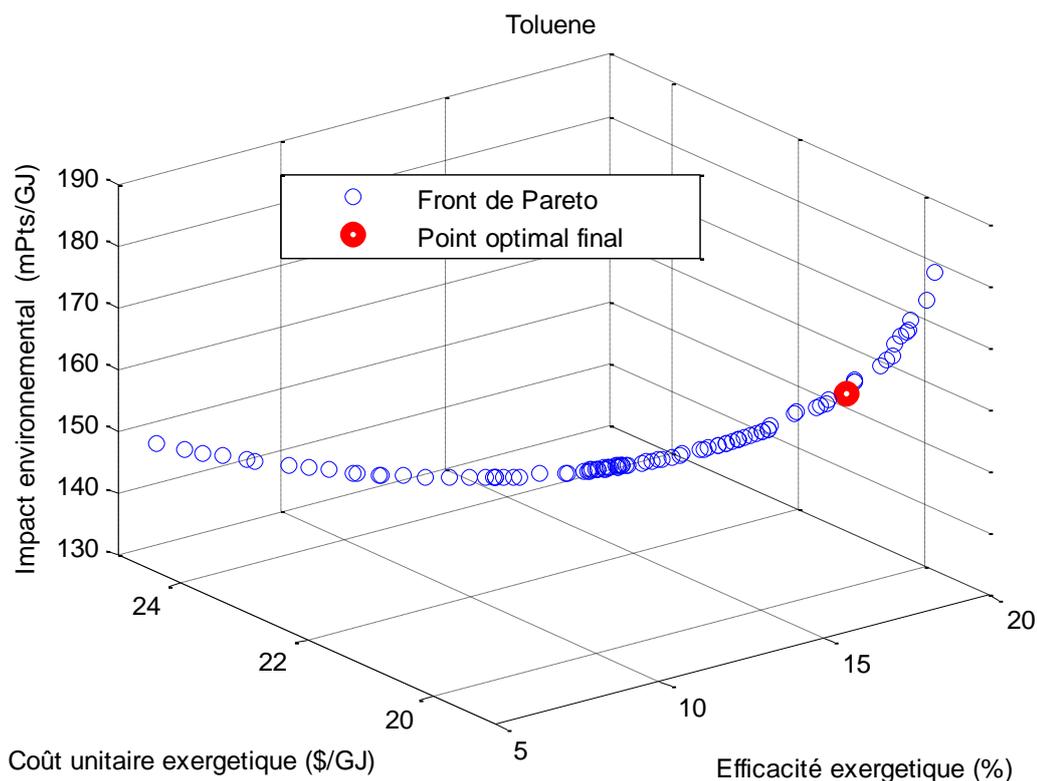


Figure 5.16: Front de Pareto de l'optimisation multi-objectif pour le toluène.

Les valeurs optimales des fonctions objectives dans les différents cas d'optimisation sont données dans le tableau 5.2.

Dans ce tableau, on peut voir que l'optimisation thermodynamique où le rendement exergetique est considéré comme un seul objectif conduit à une augmentation faible mais significative de coût unitaire exergetique de la puissance nette et une augmentation considérable de l'impact environnemental. Optimiser le système du point de vue économique conduit à une diminution de l'efficacité exergetique et une augmentation de l'impact environnemental. En outre, l'optimisation du système du point de vue exergo-environnemental conduit à une conception thermodynamique moins efficace avec un coût élevé.

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. Ces résultats peuvent se justifier par le fait que l'approche d'optimisation mono-objectif porte une attention seulement à son propre critère sans prendre en considération d'autres critères.

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

Tableau 5.2: Résultats optimales des fonctions objectives pour les différents fluides de travail.

	Paramètre	Optimisation exergetique	Optimisation Exergo-économique	Optimization Exergo-environnementale	Optimisation multi-objectif
Cyclohexane	$\eta_{ex,sys}$ (%)	32.46	31.50	10.41	27.11
	$c_{net,sys}$ (\$/GJ)	17.94	17.87	23.95	18.14
	$b_{net,sys}$ (mPts/GJ)	235.95	206.88	98.57	148.27
Benzène	$\eta_{ex,sys}$ (%)	30.08	29.87	10.81	25.62
	$c_{net,sys}$ (\$/GJ)	18.19	18.17	23.89	18.49
	$b_{net,sys}$ (mPts/GJ)	213.69	204.87	99.80	144.36
Toluene	$\eta_{ex,sys}$ (%)	19.72	19.67	12.76	18.04
	$c_{net,sys}$ (\$/GJ)	19.71	19.69	22.45	20.21
	$b_{net,sys}$ (mPts/GJ)	180.75	179.60	117.29	159.77

5.2.3 Analyse exergetique, exergo-économique et exergo-environnementale du système ORC I

Les résultats de l'optimisation multi-objectif du système ORC ont été utilisés pour effectuer une analyse exergetique, exergo-économique et exergo-environnementale pour chaque fluide de travail.

➤ Analyse exergetique

Le taux de la destruction d'exergie dans chaque composant du système ORC est donné dans le tableau 5.3. La destruction d'exergie dans les échangeurs de chaleur (l'assemblage préchauffeur-évaporateur, l'assemblage désurchauffeur-

condenseur et EIC) est la partie la plus importante dans la destruction totale d'exergie du système. Cela peut être attribué à la différence de température entre le fluide de travail et le fluide caloporteur dans l'évaporateur, le fluide de travail et l'eau de refroidissement dans le condenseur et les gaz d'exhaure et le fluide caloporteur dans l'échangeur interne de chaleur. La turbine est trouvée le deuxième composant qui détruit le plus d'exergie dans le système, cette destruction est associée à la différence de pression. Les pompes représentent la part la plus faible de la destruction d'exergie.

La destruction d'exergie des composants du système ORC est similaire pour les trois fluides de travail.

➤ Analyse exergo-économique

Dans la section précédente, L'analyse exergétique est présentée pour obtenir une meilleure compréhension concernant les irréversibilités dans les composantes du système. Cependant, cette analyse ne fournit pas des informations sur le coût de la destruction d'exergie et le coût de revient de l'amortissement des équipements. À cet effet, une analyse exergo-économique est effectuée. Les hypothèses utilisées pour cette analyse exergo-économique sont les suivantes : le facteur de maintenance est 1.06, la période fonctionnement annuelle du système est 7000 h, le taux d'intérêt est 10% et la durée de vie du système est 20 ans.

Il ressort du tableau 5.3 que la zone avec le coût d'amortissement (\dot{Z}) le plus élevé pour tous les fluides est la turbine suivie par l'échangeur interne de chaleur (EIC), l'ensemble préchauffeur-évaporateur, l'ensemble désurchauffeur-condenseur et la pompe. En outre, pour les trois cas le coût de la destruction d'exergie le plus important (\dot{C}_D) correspond à l'ensemble préchauffeur-évaporateur et l'ensemble désurchauffeur-condenseur en raison de la destruction d'exergie relativement élevée de ces composants.

Sur la base de la somme ($\dot{Z} + \dot{C}_D$), on remarque que le coût le plus élevé ($\dot{Z} + \dot{C}_D$) est au niveau de la turbine et le plus bas est au niveau de la pompe. Cela signifie que la turbine est l'équipement le plus important du point de vue exergo-économique.

Tableau 5.3: Résultats de l'analyse exergetique, exero-économique et exergo-environnementale du système ORC I.

	\dot{E}_D (kW)	\dot{Z} (\$/h)	\dot{C}_D (\$/h)	$\dot{Z} + \dot{C}_D$ (\$/h)	\dot{Y} (mPts/h)	\dot{B}_D (mPts/h)	$\dot{Y} + \dot{B}_D$ (mPts/h)
Cyclohexane							
Turbine	215.78	84.226	2.9085	87.135	16.311	100.22	116.53
Préchauffeur-Evaporateur	595.33	13.483	4.1884	17.671	310.12	187.08	497.22
Desurhauffeur-Condenseur	1162.9	8.4891	15.674	24.161	182.65	540.15	722.81
Pompe1	7.7550	1.4677	0.5065	1.9742	0.4478	4.1396	4.5874
Pompe2	46.236	1.8357	3.0198	4.8555	0.6137	24.680	25.294
EIC	482.47	21.847	2.3854	24.233	1208.1	110.38	1390.3
Benzene							
Turbine	213.55	80.608	2.9293	83.538	15.373	95.979	111.35
Préchauffeur-Evaporateur	641.98	11.958	4.6022	16.561	265.79	190.19	455.98
Desurhauffeur-Condenseur	957.09	7.3278	13.1284	20.456	139.19	430.15	569.35
Pompe1	5.9526	1.2152	0.3962	1.6114	0.3432	3.0937	3.4369
Pompe2	44.372	1.8357	2.9537	4.7894	0.6137	23.062	23.675
EIC	427.47	20.152	2.1202	22.277	1049.2	110.38	1159.5
Toluene							
Turbine	137.43	64.027	2.0152	66.042	11.024	69.331	80.356
Préchauffeur-Evaporateur	445.48	9.8017	3.8609	13.662	205.91	163.35	369.27
Desurhauffeur-Condenseur	563.78	8.0573	8.3579	16.415	159.30	284.41	443.72
Pompe1	4.1167	0.9914	0.2996	1.2910	0.2577	2.3679	2.6256
Pompe2	40.326	1.8357	2.9353	4.7710	0.6137	23.195	23.809
IHE	231.71	20.935	1.4408	22.376	1121.2	77.168	1198.3

La figure 5.17 présente le facteur exergo-économique de différents composants du système, ce facteur est défini comme le rapport entre le coût d'amortissement (\dot{Z}) et la somme ($\dot{Z} + \dot{C}_D$). Lorsque la valeur de facteur exergo-économique est supérieure d'environ 0.7, le coût d'amortissement (\dot{Z}) est dominant par rapport au coût de la destruction d'exergie (\dot{C}_D), tandis que le coût

de la destruction d'exergie est dominant lorsque la valeur de facteur exergo-économique est inférieure à 0.3 [58].

D'après la figure, il est évident que pour les trois fluides de travail, les performances économiques de la turbine, l'évaporateur, la pompe (ORC) et l'échangeur interne de chaleur sont dominées par le coût d'amortissement (\dot{Z}) ce qui suggère une réduction de coût d'amortissement de ces composants.

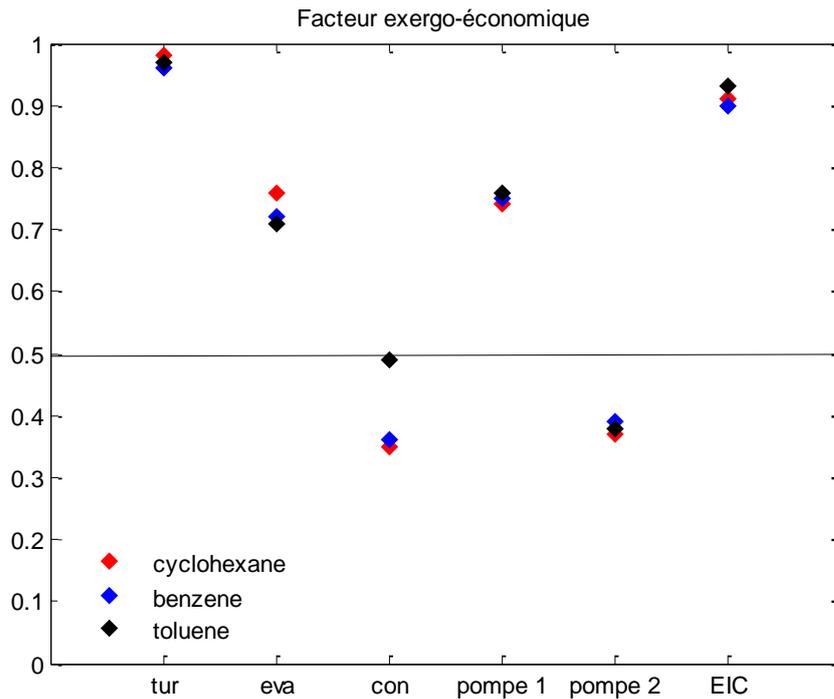


Figure 5.17: Facteur exergo-économique des équipements du système ORC I.

➤ Analyse exergo-environnementale

L'analyse exergétique ne donne pas des informations sur l'impact environnemental associé à la destruction d'exergie et les composants du système. Pour générer ces informations, une analyse exergo-environnementale doit être effectuée.

D'après le tableau 5.3, on constate que les échangeurs de chaleur présentent les valeurs les plus élevées de l'impact environnemental lié à l'équipement (\dot{Y}) principalement en raison de la grande quantité d'acier utilisée. Les échangeurs de chaleur sont également déterminés à avoir les valeurs les plus élevées de l'impact environnemental associé à la destruction d'exergie (\dot{B}_D) et de la somme ($\dot{Y} + \dot{B}_D$).

Le facteur exergo-environnemental est défini comme le rapport entre l'impact environnemental lié à l'équipement (\dot{Y}) et la somme ($\dot{Y} + \dot{B}_D$). Les valeurs de ce facteur (figure 5.18) montrent que pour les trois fluides de travail, l'impact environnemental lié à l'équipement (\dot{Y}) pour l'échangeur interne de chaleur représente la part la plus importante de l'impact environnemental total, tandis que l'impact environnemental associé à la destruction d'exergie (\dot{B}_D) est la principale source de l'impact environnemental pour la turbine et les pompes.

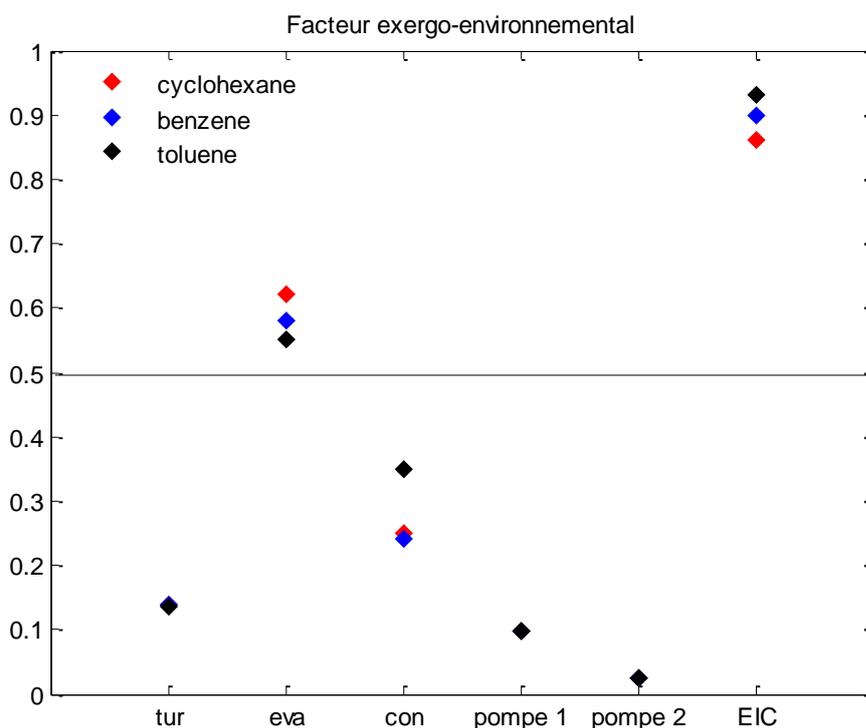


Figure 5.18: Facteur exergo-environnemental des équipements du système ORC I

5.2.4 Comparaison de trois fluides de travail

Une comparaison des performances de cycle organique de Rankine est menée pour les trois fluides organiques : cyclohexane, benzène et toluène. Les valeurs optimales de fonctions objectives avec les valeurs correspondantes de variables de décision obtenues dans le processus d'optimisation multi-objectif sont résumées dans le tableau 5.4. On remarque que le point optimum de fonctionnement du système ORC est différent pour chaque fluide. Il est évident que le système avec le cyclohexane est le plus efficace du point de vue

thermodynamique et économique, dont le rendement exergetique optimal de cyclohexane est amélioré de 1.49% et 9.07% en comparaison avec le benzène et le toluène respectivement, tandis que le coût unitaire exergetique optimal de cyclohexane est amélioré de 1.93% et 11.41% par rapport à celui de benzène et de toluène. D'autre part, le système ORC avec le benzène comme fluide de travail est le meilleur en terme environnemental. La performance environnementale optimale de ce fluide est améliorée de 2.70% et 10.67% en comparaison avec le cyclohexane et le toluène, respectivement. Comme il est souligné dans [22,94], il n'existe jusqu'à présent aucun fluide qui satisfait à tous les critères qui doivent être pris en compte dans un cycle réel ORC.

Tableau 5.4: Valeurs optimales finales de paramètres de conception et des fonctions objectives pour les trois fluides ORC I.

	Cyclohexane	Benzene	Toluene
Critical temperature (°C)	280.49	288.9	318.6
p_4 (bar)	15.12	14.43	12.96
T_4 (°C)	207.54	200.18	233.02
ΔT_{eva} (°C)	20.05	20.02	21.14
ΔT_{con} (°C)	37.04	34.63	26.08
T_7 (°C)	296.83	297.09	273
\dot{E}_D (kW)	2510.48	2290.41	1422.85
W_{net} (kW)	1571.71	1485.83	1046.42
$\eta_{ex,sys}$ (%)	27.11	25.62	18.04
$c_{net,sys}$ (\$/GJ)	18.14	18.49	20.21
$b_{net,sys}$ (mPts/GJ)	148.27	144.36	159.77

5.3 Etude du système ORC II

Dans cette section, on va présenter les résultats de l'optimisation d'un cycle organique de Rankine qui utilise cette fois-ci la chaleur des gaz rejets d'une cimenterie et l'énergie solaire comme sources thermiques. Le système est testé avec les trois fluides de travail cités précédemment (cyclohexane, benzène et toluène). En premier lieu, nous présentons l'effet de la pression d'entrée de la turbine et l'effet la température de sortie du fluide caloporteur dans le collecteur

sur les performances du système. Ensuite, quatre optimisations sont considérées pour définir les conditions opératoires optimales du système. Enfin, le système est analysé du point de vue thermodynamique (exergetique), exergo-économique et exergo-environnemental.

5.3.1 Etude paramétrique

5.3.1.1 Effet de la pression d'entrée de la turbine

Les figures 5.19-5.22 montrent l'effet de la pression d'entrée de la turbine sur la puissance nette et le rendement exergetique du système ORC.

Pour les trois fluides considérés, la puissance nette produite par le cycle augmente avec l'augmentation de la pression d'entrée de turbine comme l'indique la figure 5.19. Ceci s'explique par le fait qu'une augmentation de la pression d'entrée de la turbine conduit à une augmentation de la chute d'enthalpie à travers la turbine, ce qui entraîne une augmentation de la puissance produite par la turbine et, par conséquent une augmentation de rendement exergetique.

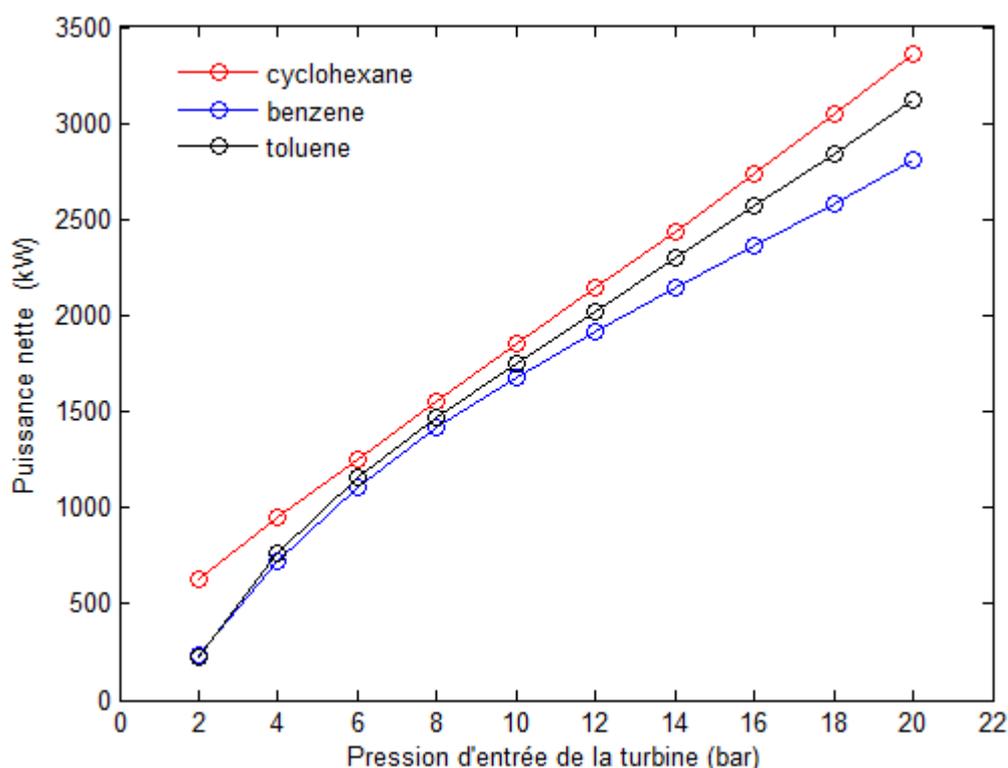


Figure 5.19: Effet de la pression d'entrée de la turbine sur la puissance nette du système.

D'autre part, la figure 5.20 montre l'influence de la pression d'entrée de la turbine sur l'efficacité exergetique pour les fluides étudiés. Il est clair que l'augmentation de la pression d'entrée de la turbine provoque une augmentation de l'efficacité exergetique. Cette augmentation est due à l'augmentation de la puissance nette, puisque l'efficacité exergetique est fonction de cette dernière.

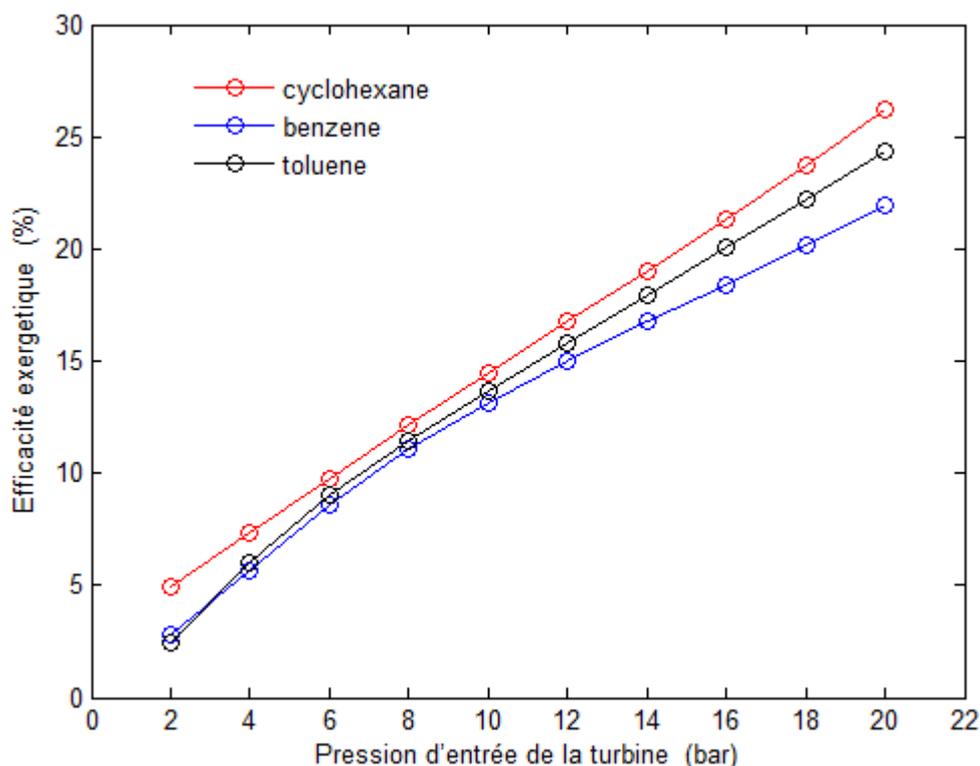


Figure 5.20: Effet de la pression d'entrée de la turbine sur l'efficacité exergetique.

La figure 5.21 indique l'influence de la pression d'entrée de la turbine sur le coût unitaire exergetique de la puissance nette du système pour les trois fluides utilisés. Le coût unitaire exergetique diminue avec l'augmentation de la pression d'entrée de la turbine. Cette diminution est due à l'augmentation de la puissance nette du système. On peut constater sur cette figure que l'effet est plus prononcé à des valeurs faibles de la pression d'entrée de la turbine.

La figure 5.22 montre l'effet de la pression d'entrée de la turbine sur l'impact environnemental de la puissance nette du système. Pour chaque fluide de travail, il existe une valeur optimale de la pression d'entrée de turbine pour laquelle l'impact environnemental est minimisé.

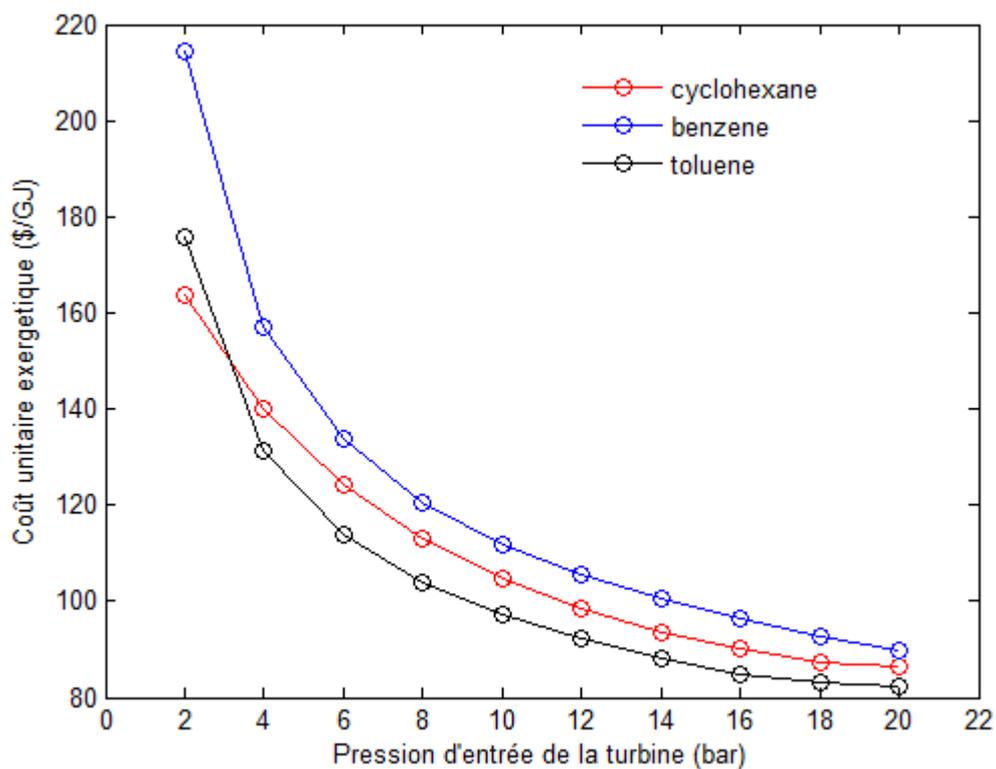


Figure 5.21: Effet de la pression d'entrée de la turbine sur le coût unitaire exergetique.

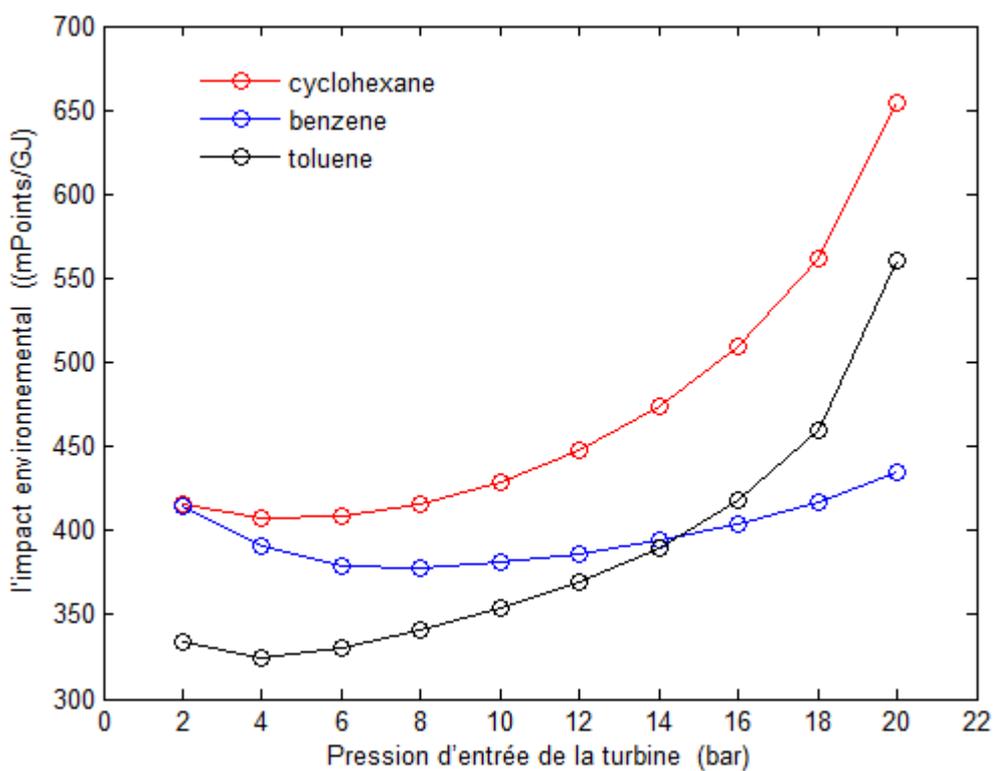


Figure 5.22: Effet de la pression d'entrée de turbine sur l'impact environnemental de la puissance électrique du système.

5.3.1.2 Effet de la température du fluide caloporteur

La figure 5.23 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 diminution de l'efficacité exergetique pour les trois fluides de travail. Cela est dû à la diminution de la différence de température ($T_{out} - T_9$) qui réduit la quantité de chaleur transférée au fluide de travail, et par conséquent la puissance nette et l'efficacité exergetique.

Les figures 5.24 et 5.25 présentent l'effet de la température du fluide caloporteur sur le coût unitaire exergetique et l'impact environnemental de la puissance nette du système ORC. Une augmentation linéaire du coût unitaire exergetique en fonction de la température du fluide caloporteur est notée tandis que l'impact environnemental diminue linéairement avec l'augmentation de cette température pour tous les fluides étudiés.

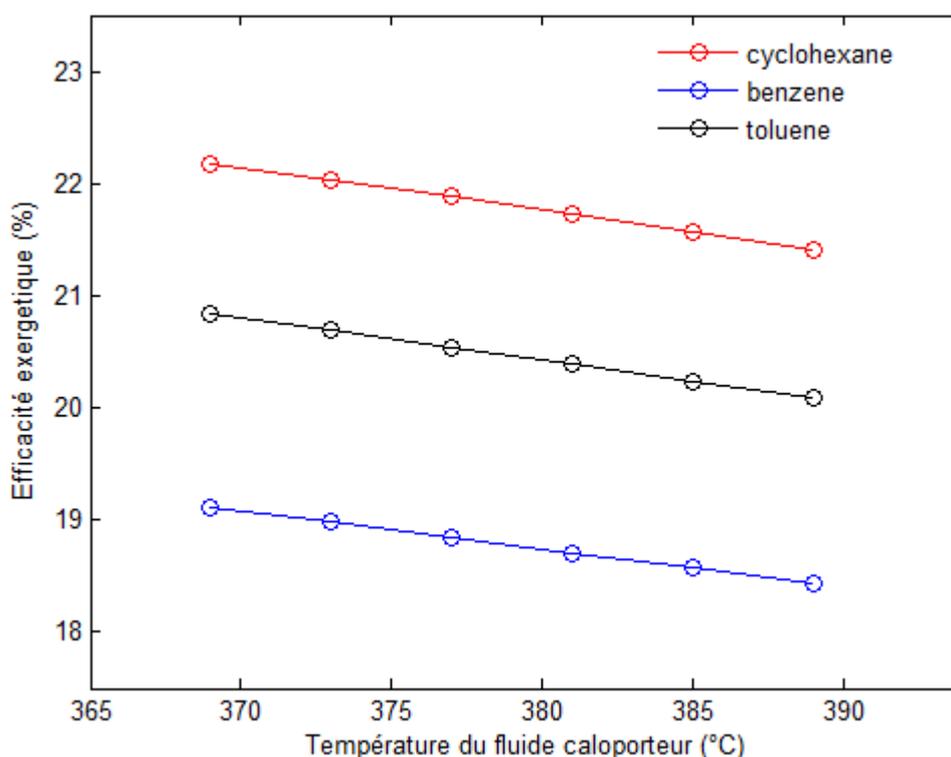


Figure 5.23: Effet de la température du fluide caloporteur sur l'efficacité exergetique.

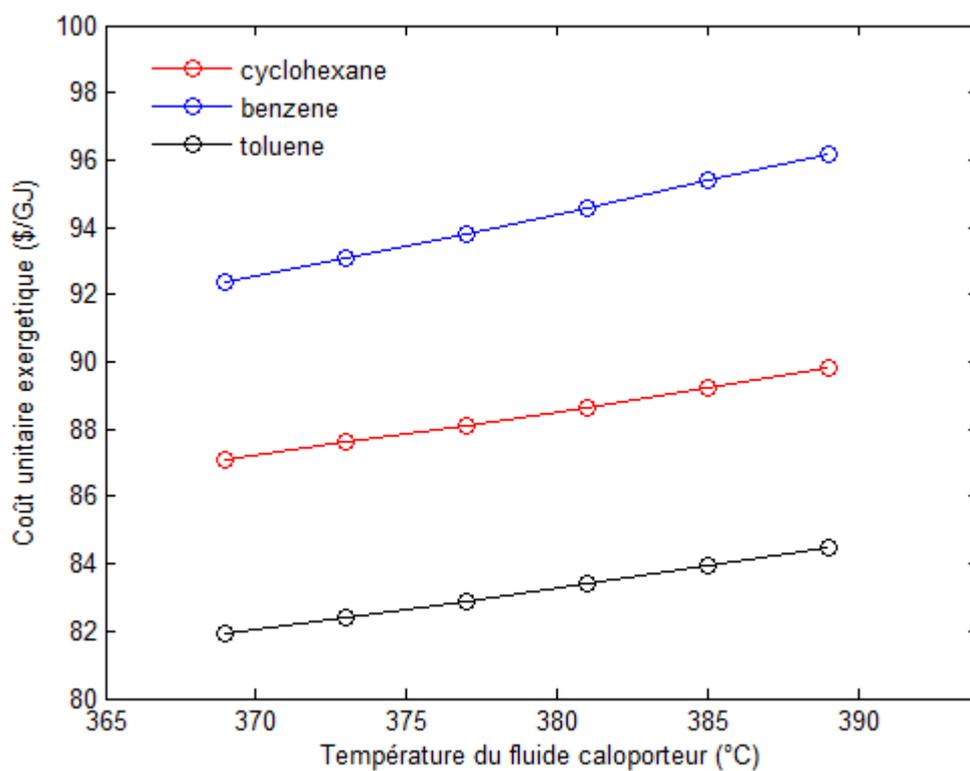


Figure 5.24: Effet de la température du fluide caloporteur sur le coût unitaire exergetique.

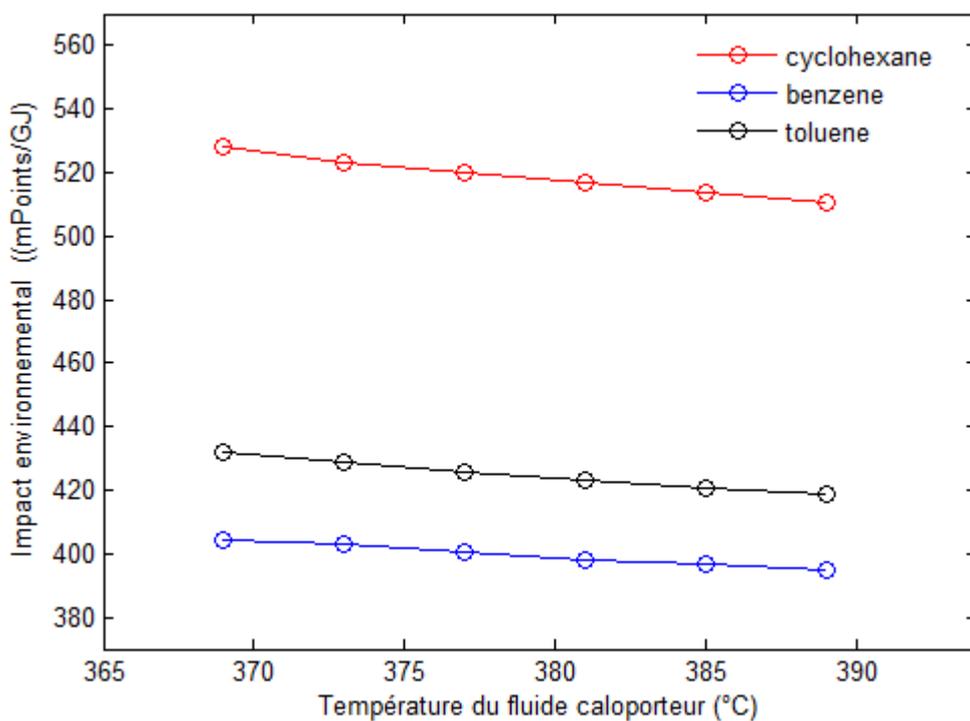


Figure 5.25: Effet de la température du fluide caloporteur sur l'impact environnemental de la puissance nette du système.

5.3.2 Optimisation mono et multi-objectif

Ce paragraphe présente les résultats de différents cas d'optimisation en considérant les fonctions objectives et les variables de décision mentionnées dans la section 4.5 et 4.6. L'optimisation par essaim particulière est toujours utilisée comme outil d'optimisation. Les paramètres de simulation de l'algorithme d'optimisation de ce système sont pris identiques au cas du premier système. Les figures 5.26, 5.27 et 5.28 représentent les résultats de l'optimisation mono-objectif où chaque fonction objective est optimisée séparément.

Les valeurs optimales obtenues de l'efficacité exergetique, de coût et de l'impact environnemental sont 26.87 %, 85.13 (\$/GJ) et 394.20 (mPts/GJ) respectivement pour le système ORC avec le cyclohexane comme fluide de travail. Les valeurs optimales des trois fonctions objectives sont 22.80 %, 86.39 (\$/GJ) et 366.60 (mPts/GJ) pour le benzène et 24.48 %, 80.37 (\$/GJ) et 313.60 (mPts/GJ) pour le toluène.

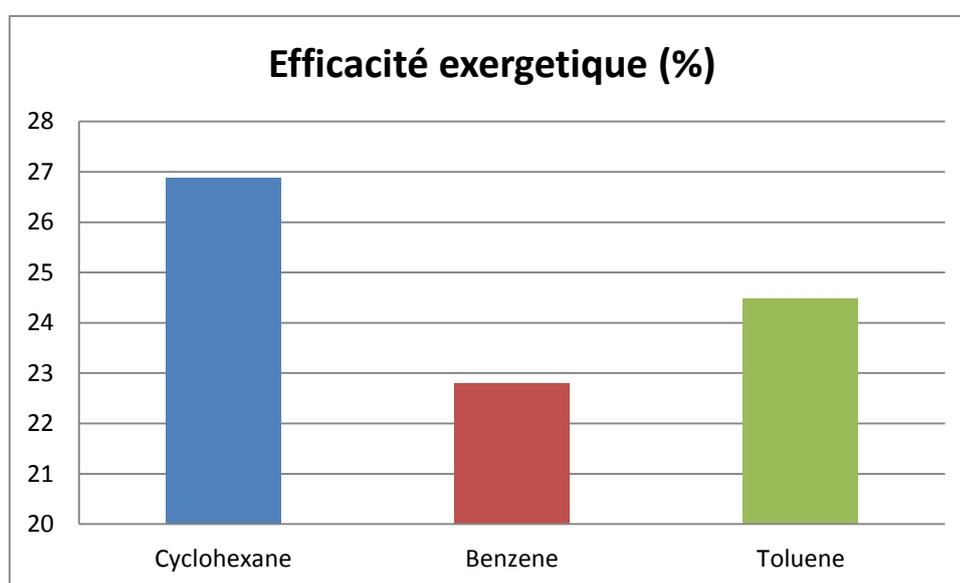


Figure 5.26: Efficacité exergetique optimale dans le cas de l'optimisation mono-objectif.

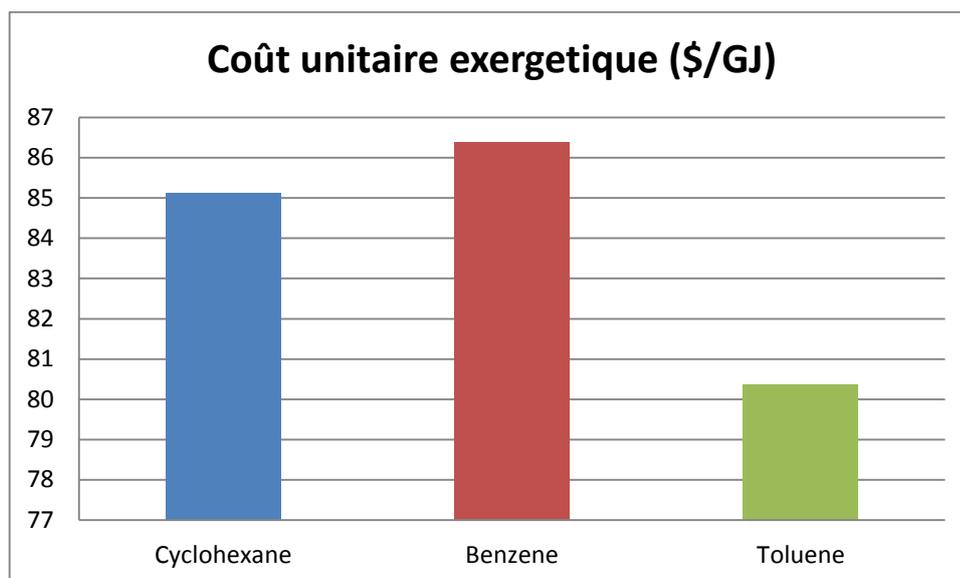


Figure 5.27: Coût unitaire exergetique optimal dans le cas de l'optimisation mono-objectif.

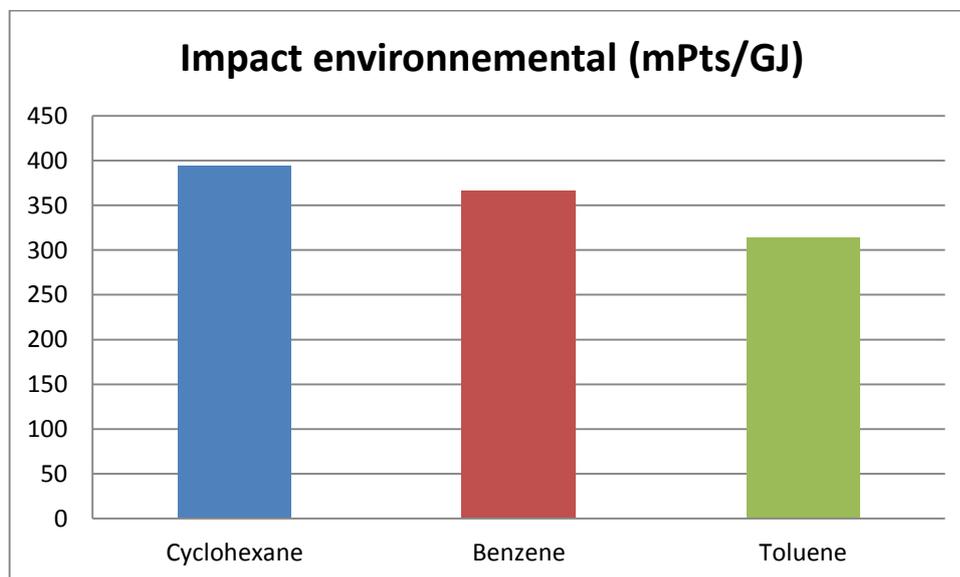


Figure 5.28: Impact environnemental optimal dans le cas de l'optimisation mono-objectif.

Les résultats de l'optimisation multi-objectif où les trois objectifs sont considérés simultanément pour chaque fluide de travail sont représentés dans les figures 5.29 – 5.31. Les figures montrent que les solutions trouvées sont bien réparties sur le front de Pareto.

Les valeurs optimales de fonctions objectives avec les valeurs de variables de décision correspondantes au point final sélectionné par la procédure FCPRN sont présentées dans le tableau 5.5.

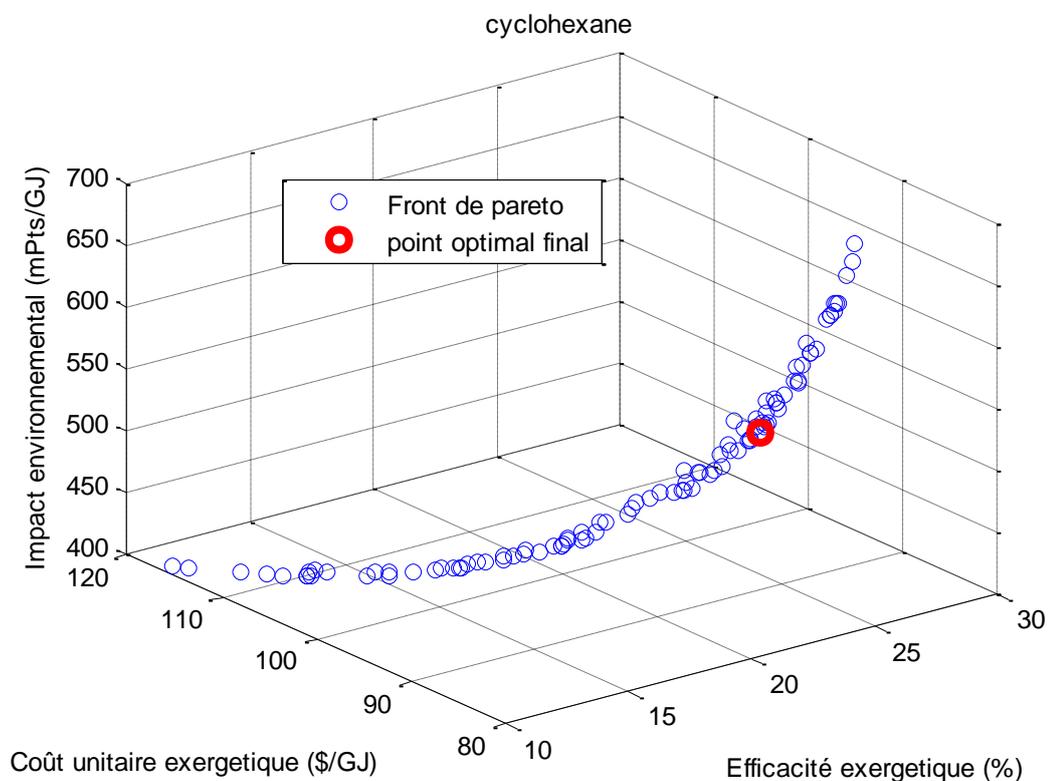


Figure 5.29: Front de Pareto de l'optimisation multi-objectif pour le cyclohexane

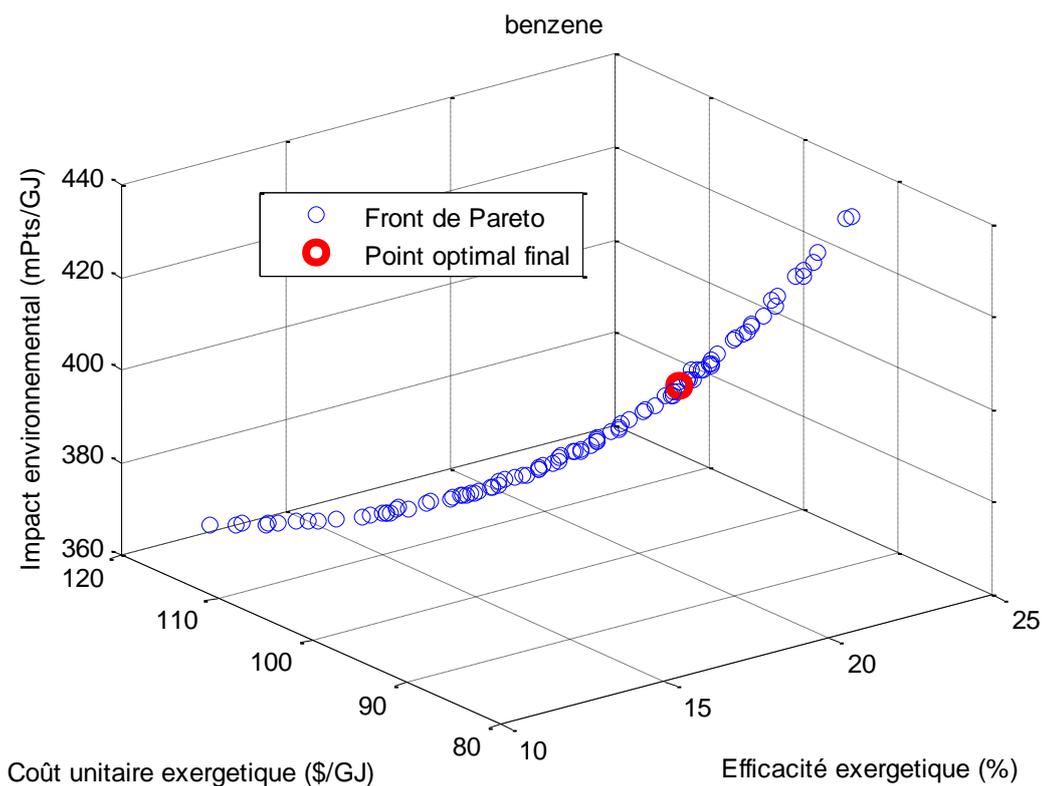


Figure 5.30: Front de Pareto de l'optimisation multi-objectif pour le benzène.

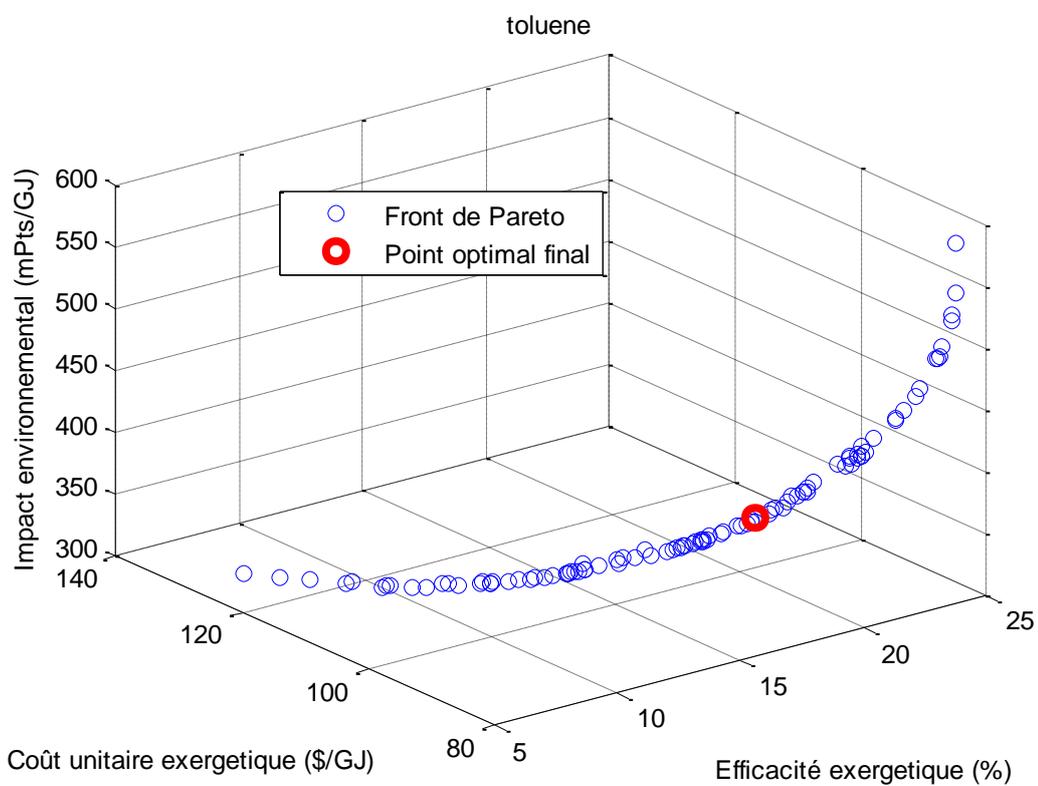


Figure 5.31: Front de Pareto de l'optimisation multi-objectif pour le toluène.

Tableau 5.5: Valeurs optimales finales de paramètres de conception et des fonctions objectives pour les trois fluides ORC II.

	Cyclohexane	Benzene	Toluene
p_4 (bar)	16.74	16.05	13.37
ΔT_{con} (°C)	31.71	29.05	29.55
T_{13} (°C)	373.33	371.10	377.81
\dot{m}_{13} (kg/s)	8	8	8
$D_{r,int}$ (m)	0.065	0.0649	0.064
\dot{E}_D (kW)	8482.6	7884.1	7354.9
W_{net} (kW)	3037.4	2538.2	2286
$\eta_{ex,sys}$ (%)	22.92	19.09	17.54
$c_{net,sys}$ (\$/GJ)	86.72	92.73	87.71
$b_{net,sys}$ (mPts/GJ)	544.79	404.52	385.01

Comme indiqué dans le tableau 5.5, Les valeurs optimales obtenues de l'efficacité exergetique, de coût et d'impact environnemental sont 22.92 %, 86.72 (\$/GJ) et 544.79 (mPts/GJ) respectivement pour le système ORC avec le cyclohexane comme fluide de travail. Les valeurs optimales des trois fonctions objectives sont 19.09 %, 92.73 (\$/GJ) et 404.52 (mPts/GJ) pour le benzène et 17.54 %, 87.71 (\$/GJ) et 385.01 (mPts/GJ) pour le toluène.

Comparant les performances thermodynamique, économique et environnementale du système avec les trois fluides étudiés, le système basé sur le cyclohexane est le plus efficace du point de vue thermodynamique et économique, dont le rendement exergetique optimal de cyclohexane est amélioré de 3.83% et 5.38% en comparaison avec le benzène et le toluène respectivement, tandis que le coût unitaire exergetique optimal de cyclohexane est amélioré de 6.93% et 1.14% par rapport à celui de benzène et de toluène. D'autre part, le système ORC avec le toluène comme fluide de travail est le meilleur en terme environnemental. La performance environnementale optimale de ce fluide est améliorée de 41.50% et 5.07% en comparaison avec le cyclohexane et le toluène, respectivement.

5.3.3 Analyse exergetique, exergo-économique et exergo-environnementale du système ORC II

Une analyse exergetique, exergo-économique et exergo-environnementale à l'optimum du système fonctionnant avec chaque fluide est effectuées. Les résultats de ces analyses sont présentés dans les sous-sections qui suivent.

➤ Analyse exergetique

La destruction de l'exergie dans le capteur solaire et les échangeurs de chaleur est la plus importante en comparant avec les autres composants du système ORC pour chaque fluide (Tableau 5.6). La raison principale de cette grande destruction d'exergie est la différence de température dans ces composants. La destruction d'exergie dans la turbine et l'échangeur interne de chaleur sont comparables. La plus petite destruction d'exergie est trouvée pour les pompes.

➤ Analyse exergo-économique

Le coût d'amortissement (\dot{Z}) le plus élevé pour tous les trois fluides est trouvé pour le capteur solaire, la turbine et l'échangeur interne de chaleur. Il est suivi par les coûts des échangeurs de chaleur (désurchauffeur, condenseur, préchauffeur et l'évaporateur) et les pompes qui sont comparables. En outre, pour les trois cas le coût de la destruction d'exergie le plus important (\dot{C}_D) est trouvé par les composants caractérisés par une destruction d'exergie importante comme le collecteur, les échangeurs de chaleur et la turbine. Tandis que les pompes représentent le plus faible coût de la destruction d'exergie en raison de la petite destruction d'exergie. Sur la base de la somme ($\dot{Z} + \dot{C}_D$), le collecteur est l'équipement le plus important du point de vue exergo-économique.

En ce qui concerne le facteur exergo-économique, on constate sur la figure 5.32 que les performances économiques du capteur solaire, la turbine et l'échangeur interne de chaleur sont dominées par le coût d'amortissement (\dot{Z}) donc on devrait se concentrer sur la réduction de coût d'amortissement en cas d'amélioration de la performance économique de ces composants.

Tableau 5.6: Résultats de l'analyse exergetique, exergo-économique et exergo-environnementale.

	\dot{E}_D (kW)	\dot{Z} (\$/h)	\dot{C}_D (\$/h)	$\dot{Z} + \dot{C}_D$ (\$/h)	\dot{Y} (mPts/h)	\dot{B}_D (mPts/h)	$\dot{Y} + \dot{B}_D$ (mPts/h)
Cyclohexane							
Collecteur	2352.4	585.76	184.95	770.71	1603.3	506.26	2109.56
Préchauffeur	1037.2	17.01	64.94	81.95	368.12	1928.9	2297.02
Evaporateur	2116.2	11.66	260.69	272.35	213.19	762.84	976.03
Turbine	424.36	475.68	63.75	539.43	113.08	725.43	838.51
Désurchauffeur	553.82	25.73	83.20	108.93	601.74	946.74	1548.4
Condenseur	1527.1	22.01	229.41	251.42	495.80	2610.5	3106.3
Pompe1	16.42	8.75	5.12	13.87	3.31	32.20	35.51
Pump2	52.94	10.80	16.53	27.33	4.46	103.83	108.29
Pompe3	74.70	6.42	14.89	21.31	2.14	93.56	95.7
EIC	354.46	259.31	18.76	278.07	8353.3	604.42	8957.7
Benzene							
Collecteur	2403.4	582.55	186.74	769.29	1603.3	513.97	2117.2
Préchauffeur	1094.3	12.03	55.80	67.83	222.87	1435	1657.8
Evaporateur	2150.7	10.40	264.91	275.31	180.27	748.03	928.3
Turbine	372.82	491.29	60.32	551.61	95.07	467.96	563.03
Désurchauffeur	190.07	4.87	30.75	35.62	44.78	238.57	283.35
Condenseur	1322.3	11.77	213.95	225.72	215.85	1659.7	1875.5
Pompe1	11.28	6.69	3.76	13.45	2.27	16.43	18.7
Pump2	53.36	10.78	17.81	98.59	4.45	77.70	82.15
Pompe3	40.95	6.42	13.67	20.09	2.14	59.64	61.78
EIC	245.17	141.76	19.81	151.57	4259.3	294.75	4554
Toluene							
Colleceur	2207.6	583.01	177.85	760.86	1603.3	489.11	2092.4
Préchauffeur	746.14	16.64	38.68	55.32	346.50	1029	1375.5
Evaporateur	1899.2	10.92	236.31	247.23	193.74	665.97	859.71
Turbine	306.93	393.81	44.06	437.87	86.34	370.30	456.64
Désurchauffeur	282.41	5.82	40.54	46.36	66.79	340.72	407.51
Condenseur	1542.8	10.44	221.48	231.92	181.48	1861.4	2042.8
Pompe1	9.38	6.23	2.96	9.19	2.05	13.01	15.07
Pump2	51.93	10.86	16.40	27.26	4.50	71.98	76.48
Pompe3	42.01	6.42	13.26	19.68	2.14	58.23	60.37
EIC	266.47	158.81	11.08	169.89	4836.6	337.62	5174.2

Pour les échangeurs de chaleur incluant le préchauffeur, l'évaporateur, le désurchauffeur et le condenseur dont les valeurs de facteur exergo-économique sont inférieures à 0.3, leurs performances économiques sont dominées par le coût de la destruction d'exergie ce qui nous suggère de réduire l'irréversibilité de ces équipements en cas d'amélioration de la performance économique.

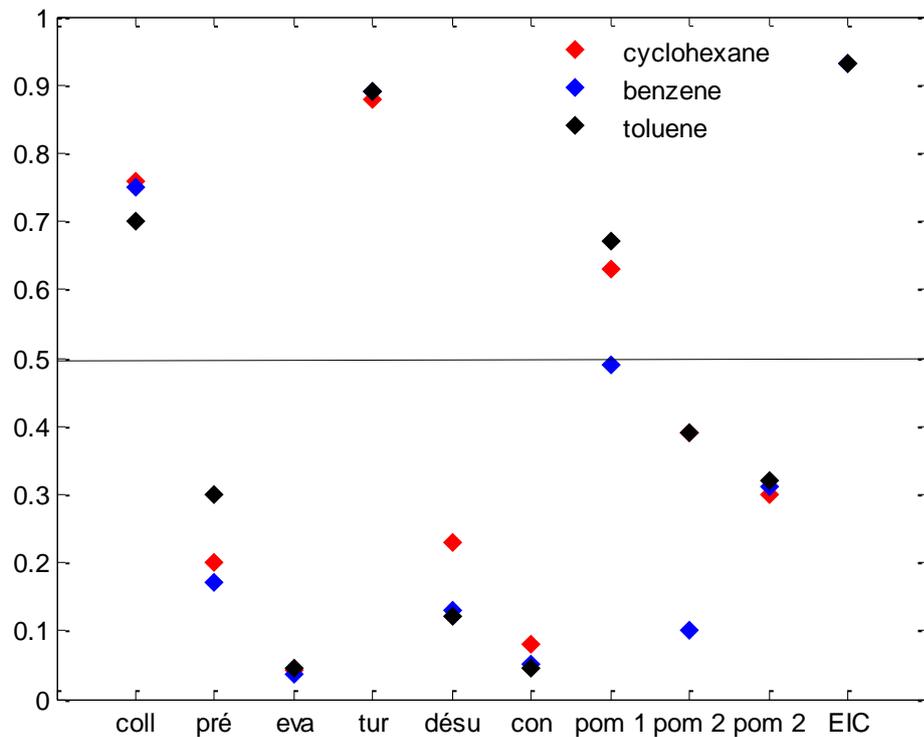


Figure 5.32: Facteur exergo-économique des équipements du système ORC II.

➤ Analyse exergo-environnementale

D'après le tableau 5.6, on constate que l'échangeur interne de chaleur et le capteur solaire présentent les valeurs les plus élevées de l'impact environnemental lié à l'équipement (\dot{Y}) principalement en raison de la grande quantité de matériau utilisé dans ces composants. De plus les équipements caractérisés par une destruction d'exergie importante sont ceux qui présentent l'impact environnemental associé à la destruction d'exergie (\dot{B}_D) le plus élevé pour tous les fluides testés dans ce travail.

Concernant le facteur exergo-environnemental, on peut voir sur la figure 5.33 que le coût d'amortissement (\dot{Z}) domine les performances environnementales du capteur solaire et l'échangeur interne de chaleur tandis que l'impact

environnemental associé à la destruction d'exergie (\dot{B}_D) est dominant pour le reste des éléments du système.

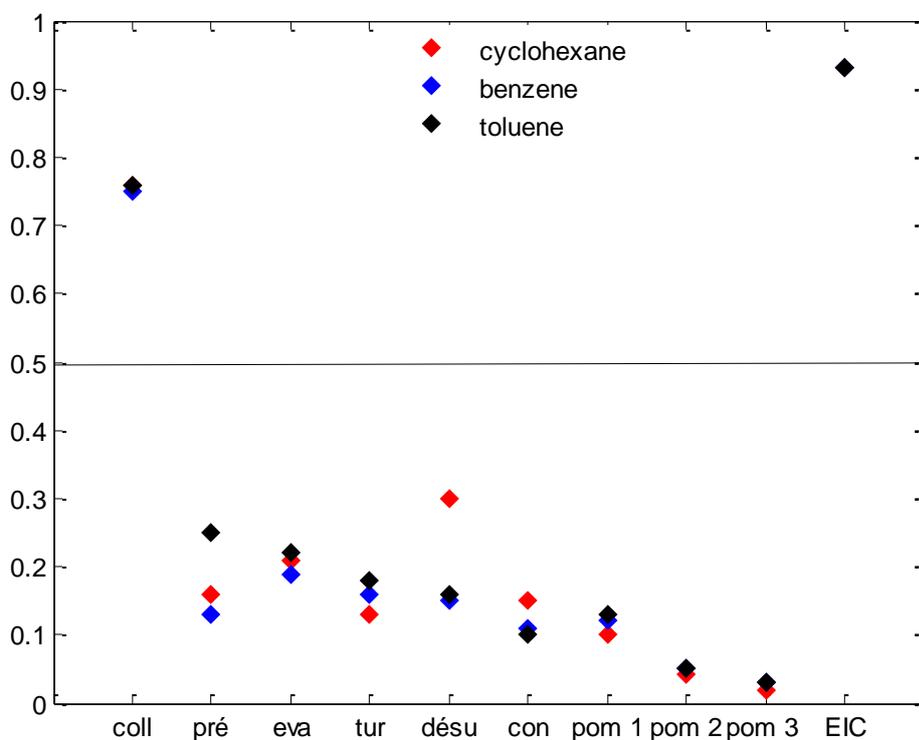


Figure 5.33: Facteur exergo- environnemental des équipements du système ORCII.

5.4 Comparaison des performances thermodynamique, économique et environnementale des deux systèmes ORC

Cette section présente une comparaison entre les deux systèmes étudiés sur la base des performances thermodynamiques, économiques et environnementales optimales de chaque système. On rappelle que le premier système ORC I fonctionne à l'aide de la chaleur résiduelle provenant d'une cimenterie et le deuxième système ORC II fonctionne à l'aide de la chaleur résiduelle et l'énergie solaire.

D'après le tableau 5.7, on constate que la puissance nette est plus élevée pour le système ORC II qui fonctionne avec deux sources de chaleur. Ceci est justifié par deux raisons : la chaleur supplémentaire obtenue à partir de l'énergie solaire permet d'augmenter le débit massique du fluide de travail et par conséquent augmenter la puissance électrique. D'autre part, l'utilisation de cette chaleur à

température plus élevée pour l'évaporation du fluide permet au système de fonctionner à une pression plus élevée que celle du système ORC I ce qui augmente la puissance nette.

Tableau 5.7: Comparaison entre les deux systèmes ORC.

	ORC I			ORC II		
	Cyclohexane	Benzène	Toluène	Cyclohexane	Benzène	Toluène
Temperature Critique (°C)	280.5	288.9	318.6	280.5	288.9	318.6
\dot{W}_{net} (kW)	1571.71	1485.83	1046.42	3037.4	2538.2	2286
η_{ex} (%)	27.11	25.62	18.04	22.92	19.09	17.54
\dot{E}_D (kW)	2510.48	2290.41	1422.85	8482.6	7884.1	7354.9
c_{net} (\$/GJ)	18.14	18.49	20.21	86.72	92.73	87.71
b_{net} (mPts/GJ)	148.27	144.36	159.77	544.79	404.52	385.01
Gain Énergétique (%)	11	10.4	7.32	21.26	17.76	16
Gain Économique (\$/kWh an) $\times 10^5$	3.30	3.12	2.19	1.82	1.52	1.37
CO ₂ emit (ton/an)	6381.1	6032.5	4248.5	3523.4	2944.3	2651.8

Concernant le rendement exergetique, il est clair que les rendements exergetiques du système ORCII sont faibles par rapport à ceux du système ORC I. Cela peut être expliqué par la destruction d'exergie. Comme il est indiqué dans le tableau 5.7, une augmentation considérable concernant le taux de la destruction d'exergie est observée pour le système ORC II, cette augmentation est attribuée à l'exergie détruite par les capteurs solaires.

Pour les deux systèmes, il est intéressant de noter que le fluide ayant une température critique plus élevée est celui qui présente le taux de la destruction d'exergie le plus bas.

Comparant les performances économiques et environnementales pour les deux systèmes, le deuxième système ORC présente un coût unitaire exergetique et un impact environnemental de la puissance nette plus élevés que ceux du premier système, et ceci à cause de la période de fonctionnement annuelle de chaque système sachant que le système ORC fonctionne 7000 h/an et le système ORC fonctionne 2000 h/an. Les figures 5.34 et 5.35 montrent l'influence de la période de fonctionnement annuelle sur le coût unitaire exergetique et l'impact environnemental de la puissance nette des deux systèmes avec le cyclohexane comme fluide de travail.

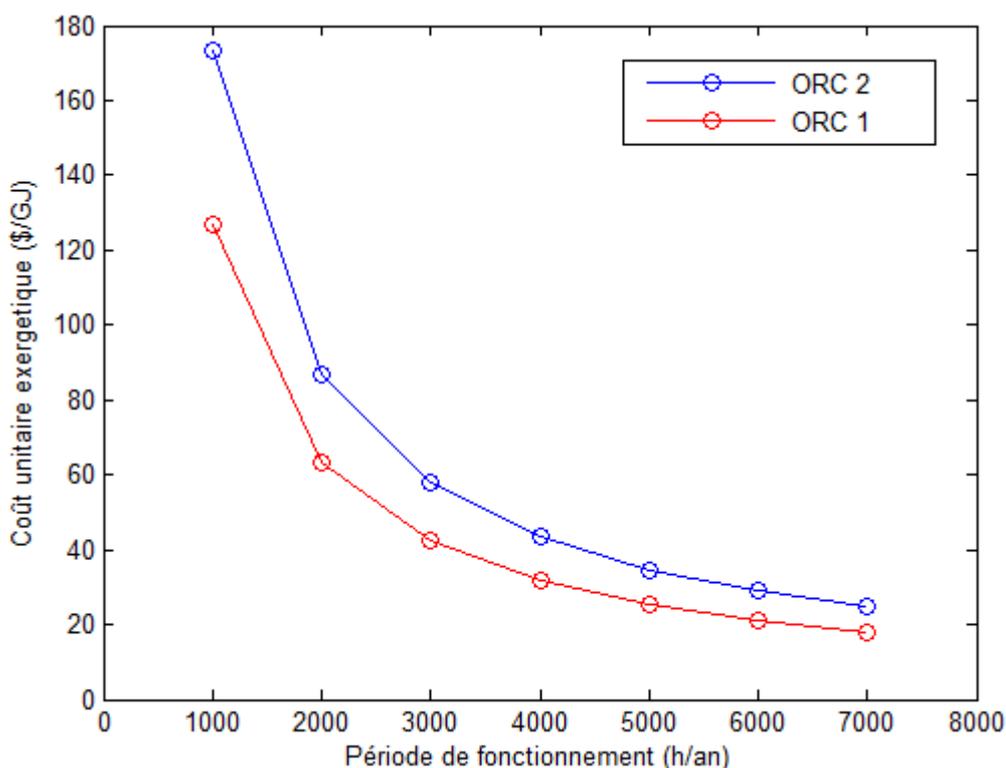


Figure 5.34: Variation du coût unitaire exergetique de la puissance nette en fonction de la période de fonctionnement annuelle.

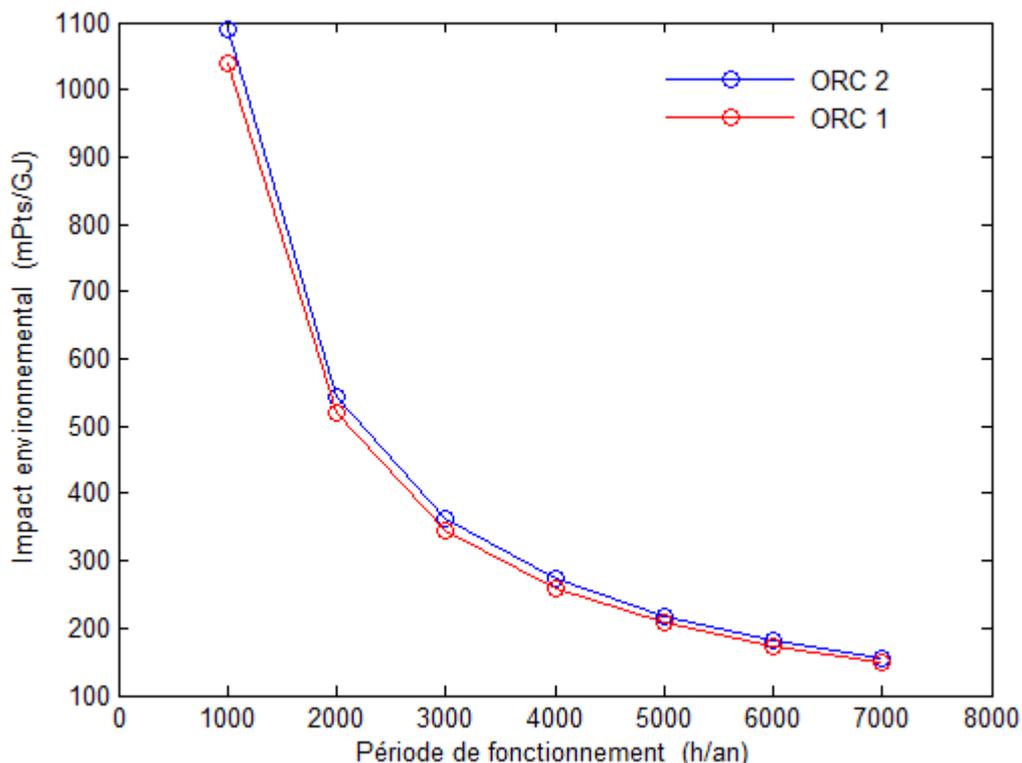


Figure 5.35: Variation de l'impact environnemental de la puissance nette en fonction de la période de fonctionnement annuelle.

Les figures montrent que l'augmentation des périodes de fonctionnement de deux systèmes apporte une réduction significative du coût unitaire exergetique et de l'impact environnemental de la puissance nette. Ces résultats suggèrent l'utilisation d'un réservoir de stockage thermique qui n'est pas pris en considération dans la présente étude pour augmenter la période de fonctionnement du deuxième système ORC.

5.5 Intérêt multicritère des systèmes ORC

L'intérêt des systèmes ORC s'appuie sur des critères énergétique, économique ainsi qu'environnemental.

Après avoir défini la conception optimale de chaque système, nous avons estimé les bénéfices énergétiques (pour une cimenterie d'une capacité de 1000000 tonnes/an) en divisant la puissance nette de chaque système ORC par la consommation électrique de l'usine. Nous avons ainsi estimé les bénéfices

économiques en multipliant la quantité d'énergie produite annuellement par le cycle ORC par le prix moyen de l'électricité.

Considérant les émissions de CO₂ qui accompagnent la production d'un kWh d'électricité (en tenant compte du mix énergétique de l'Algérie) 580 gr CO₂/ kWh [95] et en multipliant ce dernier par la quantité d'énergie produite annuellement via le cycle ORC, on peut avoir la quantité de CO₂ qui peut être évitée chaque année en valorisant les rejets thermiques issus de la cuisson du clinker.

Il est clair d'après le tableau 5.7, que l'intégration du système ORC dans les cimenteries pour récupérer la chaleur des rejets thermiques permet d'apporter des gains énergétiques et économiques importants ainsi une part importante de gaz à effet de serre émis par la combustion de l'énergie fossile pour la génération de l'électricité peut être éliminée.

On peut voir aussi que le gain énergétique attendu par le système ORC est plus important que celui du système ORC I, ceci est à cause de la puissance nette produite par le deuxième système qui est supérieure à celle du premier système. En revanche, les gains économiques et environnementaux du système ORC I sont les plus importants, et ceci est lié à la durée de fonctionnement de chaque système.

5.6 Conclusion

Nous avons présenté dans ce chapitre les résultats de l'étude paramétrique, de l'optimisation thermodynamique, économique et environnementale et de l'analyse exergetique, exergo-économique et exergo-environnementale de deux installations de valorisation de rejets thermiques basées sur les cycles ORC avec différents fluides de travail.

Pour le premier système ORC alimenté par la chaleur des gaz d'échappement provenant du four de cimenterie, les principales conclusions sont résumées ci-dessous :

- 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, économiques et environnementales du système.

- Le cycle ORC basé sur le cyclohexane comme fluide de travail présente les meilleures performances thermodynamiques (27.11 %) et économiques (18.14 \$/GJ). Cependant, le cycle utilisant le benzène se caractérise par la meilleure performance environnementale (144.36 mPts/GJ).
- Les échangeurs de chaleur sont les équipements qui présentent les valeurs les plus élevées de la destruction d'exergie, du coût et de l'impact environnemental associés à la destruction d'exergie.
- La turbine est trouvée le composant le plus important du point de vue exergo-économique tandis que les échangeurs de chaleur sont les éléments les plus importants du point de vue exergo-environnemental.

Pour le deuxième système ORC qui exploite l'énergie solaire et la chaleur résiduelle provenant du four, les principales conclusions sont résumées ci-dessous :

- La pression d'entrée de turbine et la température du fluide caloporteur possèdent une influence importante sur les performances thermodynamiques, économiques et environnementales du système.
- Le cycle ORC avec le cyclohexane est le meilleur du point de vue thermodynamique (22.92 %) et économique (86.72 \$/GJ). Cependant, le toluène est le meilleur du point de vue environnemental (385.01 mPts/GJ).
- Le capteur solaire est l'élément le plus important du point de vue exergetique et exergo-économique tandis que l'échangeur interne de chaleur est le plus important en terme exergo-environnemental.

CONCLUSION ET PERSPECTIVES

Ce travail représente une contribution à l'optimisation des cycles organiques de Rankine pour la cogénération dans l'industrie de ciment. Dans ce contexte, deux configurations différentes de ces systèmes sont proposées en évaluant le potentiel de différents fluides de travail. Dans la première configuration, la chaleur perdue des gaz de rejets issus du préchauffage de la farine est utilisée comme une source de chaleur pour générer de l'énergie électrique. La deuxième configuration propose un cycle organique de Rankine fonctionnant à l'énergie solaire et la chaleur des gaz de rejets issus du préchauffeur. Les systèmes énergétiques sont étudiés du point de vue énergétique, économique et environnemental en élaborant un modèle numérique basé sur les approches exergetique, exergo-économique et exergo-environnementale. Une étude paramétrique a par la suite été effectuée dans le but d'analyser l'influence de différents paramètres opératoires sur les performances énergétique, économique et environnementales de deux systèmes.

Le modèle ainsi conçu a ensuite été jumelé avec un algorithme d'optimisation pour déterminer les conditions de fonctionnement optimal des systèmes ORC. De la multitude des algorithmes d'optimisation disponibles, nous avons choisi de tester l'algorithme à essaim de particules qui est l'un des plus cités dans la littérature, et qui sert souvent de référence pour le développement de nouveaux algorithmes. Plusieurs optimisations ont ensuite 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. Ces optimisations sont faites pour trois fluides organiques: cyclohexane, benzène et toluène, afin d'observer leurs influences sur la performance des cycles ORC. Les objectifs à optimisés sont considérés seul et en groupe, ce qui nous a montré que l'optimisation multi-objectif 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. En outre, les résultats nous conduisent à faire la remarque que les conditions de fonctionnement optimal des systèmes sont

différentes pour chaque fluide. On a ainsi observé que le cyclohexane est identifié le meilleur fluide du point de vue énergétique et économique dans les deux systèmes considérés. Par contre, en terme environnemental, le benzène et le toluène se sont révélés être les meilleurs dans la première et la deuxième configuration respectivement. Il est donc impossible de trouver un fluide qui satisfait à tous les critères qui doivent être pris en compte dans un système réel.

Une analyse exergétique, exergo-économique et exergo-environnementale a permis l'évaluation des irréversibilités, du coût et de l'impact environnemental dans les différents éléments de deux systèmes. Dans le cas du premier système ORC, les échangeurs de chaleur sont déterminés les composants les plus pertinents du point de vue énergétique et environnemental, tandis la turbine est l'élément clé en terme économique. Par ailleurs, les capteurs solaires de deuxième système ORC sont identifiés les plus pertinents en termes énergétique et économique. L'échangeur interne de chaleur est trouvé le plus important du point de vue environnemental. D'après ces analyses, une attention particulière doit être accordée à l'ensemble de ces équipements lors de la conception.

Une étude comparative entre les deux systèmes étudiés nous a montré que le deuxième système ORC fonctionnant avec deux sources d'énergie présente une puissance nette plus élevée. Cependant, ce système est caractérisé par un rendement exergetique plus faible par rapport au cycle ORC fonctionnant avec une seule source d'énergie. De plus, le système ORC fonctionnant avec deux sources d'énergie présente les mauvaises caractéristiques économique et environnementale. Ceci est principalement causé par la durée de fonctionnement du système qui influence significativement ces performances.

L'incorporation des systèmes ORC pour la cogénération dans l'industrie cimentière apporte des gains énergétique, économique et environnemental importants. Elle permet une économie d'énergie primaire avec une diminution considérable de gaz à effet de serre.

Enfin, les travaux de recherche présentés dans ce mémoire se situent dans un domaine d'actualité, la recherche à long terme est un domaine vaste et ouvert aux idées nouvelles. Il serait donc intéressant de pouvoir développer certains autres aspects dans nos travaux envisagés en perspectives:

- Le test de nouveaux fluides de travail tels que les mélanges et les fluides supercritiques.
- Effectuer l'optimisation en régime dynamique en vue du contrôle-commande.
- Effectuer la modélisation et l'optimisation en tenant compte du réservoir de stockage thermique pour les systèmes fonctionnant à l'énergie solaire.
- Effectuer une validation expérimentale. Ceci permettra d'analyser l'impact des incertitudes sur la justesse des résultats et de tester les études réalisées par simulation qui devraient prévoir une information suffisante et réaliste de la marge d'erreur.

APPENDICE A
ESTIMATION DES COEFFICIENTS DE TRANSFERT DE CHALEUR PAR
CONVECTION A L'INTERIEUR ET A L'EXTERIEUR DU TUBE

1. Détermination du coefficient de transfert de chaleur côté calandre h_c

La formule de Kern est utilisée pour estimer le coefficient de transfert de chaleur du fluide qui circule dans la calandre [96].

$$h_c = 0.36 \frac{k}{d_e} Re^{0.55} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

Avec :

k : conductivité thermique du fluide.

d_e : diamètre équivalent du coté calandre.

Re : nombre de Reynolds.

Pr : nombre de Prandth.

μ : viscosité dynamique du fluide à la température moyenne.

μ_w : viscosité dynamique du fluide à la température de la paroi.

Le diamètre équivalent du côté calandre est calculé comme suit:

$$d_e = \frac{1.10}{d_{ext}} (pt^2 - 0.917d_{ext}^2)$$

Où

D_{ext} : diamètre extérieur de tube

pt : pas entre tubes.

La vitesse du fluide dans la calandre peut être par l'équation suivante :

$$v = \frac{m}{\rho A_c}$$

Où l'aire transversale de faisceau est calculée par

$$A_c = D_c B \left(1 - \frac{d_{ext}}{pt} \right)$$

Avec :

D_c : diamètre de calandre.

B : distance entre deux baffles

Les nombres de Reynolds et de Prandth sont obtenus à partir des équations suivantes :

$$Re = \frac{\rho v d_e}{\mu}$$

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k}$$

2. Détermination du coefficient de transfert de chaleur côté tube h_t

2.1 Ecoulement monophasique

La corrélation de Gnielinski [96] est employée ici pour prédire le coefficient de transfert de chaleur de l'écoulement monophasique dans les tubes. Le coefficient de l'écoulement monophasique dans un tube est estimé à partir du nombre de Nusselt.

$$h_t = \frac{Nu k}{d_{int}}$$

Où, le nombre de Nusselt est calculé par la corrélation de Gnielinski

$$Nu = \frac{f/2 (Re - 1000) Pr}{1 + 12.7 (f/2)^{0.5} (Pr^{2/3} - 1)}$$

Le coefficient de frottement dans cette l'équation est calculé comme suit:

$$f = (1.58 \ln(Re) - 3.28)^{-2}$$

La vitesse du fluide dans le tube est obtenue par [97]:

$$v = \frac{m}{\pi/4 d_{int}^2 \rho} \left(\frac{n}{N_t} \right)$$

N_t et n désignent les nombres de tubes et de passe qui peuvent être trouvés à partir de l'équation suivante [97] :

$$N_t = C \left(\frac{D_c}{d_{ext}} \right)^{n_1}$$

C et n_1 sont des coefficients qui prennent des valeurs en fonction de l'agencement et le nombre de passes de tubes. Ces coefficients sont indiqués dans le tableau A.

Tableau A : Valeurs des coefficients C et n_1 [98]

Nombre de passes	Pas triangulaire Pt= 1.25 d_{ext}		Pas carré Pt= 1.25 d_{ext}	
	C	n_1	C	n_1
1	0.319	2.142	0.215	2.207
2	0.243	0.249	0.156	2.291
4	0.175	2.285	0.158	2.263
6	0.0743	2.499	0.0402	2.617
8	0.0365	2.675	0.331	2.643

2.2 Evaporation

Le coefficient de transfert de chaleur pendant l'ébullition du fluide de travail organique dans les tubes horizontaux est décrit par la corrélation suivante [22, 99] :

$$h_t = \left\{ \left[(1-x) + 1.2 x^{0.4} (1-1) \left(\frac{\rho'}{\rho''} \right)^{0.37} \right]^{-2.2} + \left[\frac{h''}{h'} x^{0.01} (1 + 8(1-x)^{0.7}) \left(\frac{\rho'}{\rho''} \right)^{0.67} \right]^{-2} \right\}^{-0.5}$$

Avec :

x : titre de vapeur.

ρ' : densité de liquide saturé.

ρ'' : densité de vapeur saturée.

h' : coefficient de transfert de chaleur du liquide.

h'' : coefficient de transfert de chaleur de vapeur.

2.3 Condensation

Les tubes des échangeurs de chaleur sont supposés lisses et horizontaux. Dans ce cas le coefficient de transfert de chaleur est caractérisé par [96]:

$$h = 0.725 \left[\frac{k^3 \rho' (\rho' - \rho'') g r}{\mu' d_{ext} (T_{sat} - T_w)} \right]^{0.25}$$

avec :

μ' : viscosité dynamique de liquide saturé.

T_{sat} : température de liquide saturé.

T_w : température de la paroi.

g : accélération normale de la pesanteur terrestre.

r : chaleur latente.

APPENDICE B
ESTIMATION DES PROPRIETES THERMODYNAMIQUES DE FLUIDES
CALOPORTEURS

1. Propriétés thermodynamiques de l'huile thermique Dowtherm Q

L'huile thermique Dowtherm Q est utilisée comme fluide caloporteur pour transférer la chaleur de gaz d'échappement aux fluides organiques. Les propriétés thermodynamiques telles que la densité, la capacité calorifique, la conductivité thermique et la viscosité dynamique sont obtenues à partir des équations suivantes [28] :

$$\rho = 1187 - 206.51 \frac{T}{273.15}$$

$$Cp = 0.7702 - 0.8264 \frac{T}{273.15}$$

$$k = 0.1651 - 0.0398 \frac{T}{273.15}$$

$$\mu = \exp \left[-4.053994 + 6.0844339 / \left(\frac{T}{273.15} \right)^{1.5} \right]$$

2. Propriétés thermodynamiques de l'huile thermique Thermonil-VP1

Les propriétés thermodynamiques du fluide Therminol VP-1 circulant dans le champ solaire sont obtenues à partir des équations suivantes [100] :

$$\rho = -0.9079 T + 0.00078 T^2 - 2.367 T^3 + 1083.25$$

$$Cp = 0.0024 T + 5.95 \times 10^{-6} T^2 - 2.98 \times 10^{-9} T^3 + 4.41 \times 10^{-11} T^4 + 1.5$$

$$k = -8.19 \times 10^{-6} T - 1.92 \times 10^{-7} T^2 + 2.5 \times 10^{-11} T^3 - 7.29 \times 10^{-15} T^4 + 0.137$$

$$\mu = \exp \left[\frac{544.149}{T + 114.43} - 2.59578 \right]$$

APPENDICE C

PRINCIPE DE L'APPROCHE FCPRN

Afin d'établir le meilleur compromis entre les trois critères, la méthode d'aide à la décision FCPRN (Fuzzy Cardinal Priority Ranking Normalized) est utilisée dans cette étude. Cette méthode est basée sur le classement des solutions de front de Pareto. Pour cela, une fonction d'appartenance normalisée doit être calculée. Le principe de cette méthode est décrit comme suit [101, 102]:

1. Pour chaque fonction objective , trouver f_i^{max} et f_i^{min}
2. Modéliser chaque solution suivant chaque objectif par une fonction d'appartenance définie par :

$$\mu_i^j = \begin{cases} 1 & f_i \leq f_i^{min} \\ \frac{f_i^{max} - f_i^j}{f_i^{max} - f_i^{min}} & f_i^{min} \leq f_i \leq f_i^{max} \\ 0 & f_i \geq f_i^{max} \end{cases}$$

3. Pour chaque solution Pareto, normaliser la fonction d'appartenance par l'expression suivante:

$$\mu_j = \frac{\sum_{i=1}^N \mu_i^j}{\sum_{j=1}^M \sum_{i=1}^N \mu_i^j}$$

Où M et N représentent le nombre de solutions Pareto et le nombre des objectifs. Le meilleur compromis est la solution dont la fonction d'appartenance normalisée est maximale.

APPENDICE D

Données environnementales de matériaux de construction des équipements du système ORC [62,103]

Impacts	Acier inoxydable ω_{acier} (point/kg)	Verre plat ω_{Vp} (point/kg)	Acier renforcé ω_{Af} (point/kg)
Eco-indicateur 99 global	1.132	0.080483	0.24468
Effets cancérigènes	0.040332	0.012096	0.049737
Changement climatique	0.024494	0.0041643	0.0087623
Radiations ionisantes	0.00050624	2.0813×10^{-5}	4.9276×10^{-5}
Dégradation de la couche d'ozone	5.879×10^{-6}	1.6572×10^{-6}	2.4469×10^{-6}
Effets respiratoires	0.2876	0.020169	0.071886
Ressources minérales	0.32362	0.0020942	0.024428
Energie fossile	0.09008	0.031708	0.058449
Acidification/eutrophisation	0.0063917	0.0032615	0.0035906
écotoxicité	0.35336	0.0014679	0.021654
Occupation du sol	0.056452	0.0055	0.0061237

APPENDIC E
LISTE DES SYMBOLES ET DES ABREVIATIONS

Symboles

A	Surface d'échange de chaleur	m ²
B	Distance entre les baffles	m
\dot{B}	Impact environnemental par unité de temps	Pts/h
b	Impact environnemental par unité d'exergie	Pt/GJ
C _p	Chaleur spécifique	kJ/kg-K
\dot{C}	Coût par unité de temps	\$/h
c	Coût exergetique unitaire	\$/GJ
D	Diamètre	m
d _e	Diamètre équivalent	m
Ex	Exergie	kJ/kg
\dot{E}_x	Flux d'exergie	kW
ex	Exergie spécifique	kJ/kg
g	accélération de la pesanteur terrestre	m/s ²
h	Enthalpie spécifique	kJ/kg
h	Coefficient de transfert par convection	W/m ² K
i	Taux d'intérêt	%
k	Conductivité thermique	W/m K
L	Longueur	m
m	Masse	kg
\dot{m}	Débit massique	Kg/s
N	Période de fonctionnement	h
N _t	Nombre de tubes	-
Nu	Nombre de Nusselt	-
n	Durée de vie	an
Pr	Nombre de Prandtl	-
p	Pression	bar
pt	Pas entre tubes	m
Q	Quantité de chaleur	kJ
\dot{Q}	Flux de chaleur	kW
R	Constante des gaz parfaits	J/mol K
Re	Nombre de Reynolds	-
R _f	Facteur d'encrassement	m ² K/W
S	Flux de création d'entropie	kJ/s K
s	Entropie spécifique	kJ/kg K

s	Epaisseur	m
T	Température	°C
TCI	Investissement total	\$
U	Coefficient global de transfert de chaleur	W/m ² K
v	Vitesse	m/s
W	Travail	kJ
\dot{W}	Puissance	kW
w	Largeur	m
x	Titre de vapeur	
\dot{Y}	Impact environnemental par unité de temps	Pt/h
\dot{Z}	Coût d'investissement par unité de temps	\$/h
z	Altitude	m
ΔT	Différence de température logarithmique moyenne	°C
ΔT	Point de pincement	°C

Lettres Grecques

η	Efficacité	%
ρ	Masse volumique	kg/m ³
μ	Viscosité dynamique	Pa.s
φ	Facteur de maintenance	
ω	Impact environnemental associé à la production du matériau	Pt/kg
ϵ	Emissivité	
σ	constante de Stefan-Boltzmann	kW/m ² K ⁴

Indice et exposants

c	Calandre
c	Cinétique
c	Enveloppe
ch	chimique
coll	Collecteur
con	Condenseur
D	Détruite
des	Désurchauffeur
EC	Echangeurs de chaleur
e	Entrée
eva	Evaporateur
ex	exergetique
ext	Extérieur
F	Ressource (fuel)
ft	Fluide de travail

g	Gaz
hto	Fluide caloporteur
ihe	Echangeur de chaleur interne
int	Intérieur
j	flux
k	Composant
P	Produit
p	Pompe
p	Potentielle
ph	Physique
pre	Préchauffeur
q	Quantité de chaleur
r	Récepteur
rev	Réversible
s	Sortie
s	Soleil
sat	Saturé
sys	Système
t	Tube
tot	Total
tur	Turbine
w	Paroi
0	Etat de référence de l'environnement
'	Liquide
"	Vapeur

Abréviations

ACV	Analyse de Cycle de Vie
CFC	Chloro Fluoro Carbone
CRF	Capital Recovery Factor (facteur de récupération du capital investi)
DTLM	Différence de Température Logarithmique Moyenne
EIC	Echangeur Interne de Chaleur
FCI	Fixed Capital Investment (Investissement en capital fixe)
FCPRN	Fuzzy Cardinal Priority Ranking Normalized
GES	Gaz à Effet de Serre
GTMHR	Gas Turbine Modular Helium Reactor
GWP	Global Warming Potential (potentiel de réchauffement global)
HCFC	Hydro Chloro Fluoro Carbone

HFC	Hydro Fluoro Carbone
HFO	Hydro Fluoro Oléfine
LCA	Life cycle Assessment
ODP	Ozone Layer Depletion (potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone)
ORC	Organic Rankine Cycle (Cycle organique de Rankine)
PCF	Perfluorocarbures
PEC	Purchased Equipment Cost (coût d'achat des équipements)
PMO	Problème Multi-Objectif
PSO	Particles Swarm Optimization
PTC	Parabolic Trough solar Collector
SOFC	Solid Oxyde Fuel Cell
SPECO	Specific exergy costing
TCI	Total capital investment (Investissement total en capital)
USD	United States Dollar

REFERENCES

1. IEA, Key World Energy Statistics, International Energy Agency, www.iea.org, (August 2011).
2. EIA, International Energy Outlook, U.S. Energy Information Administration Independent Statistics and Analysis, Department of Energy, USA, (September, 2011).
3. Planetoscope, production mondiale de ciment, <http://www.planetoscope.com> [03/2016].
4. Touil, D., “Modélisation des dégradations d’énergie dans l’industrie de ciment approches industrielle et de laboratoire”, Thèse de doctorat, Université des sciences et de la technologie Houari Boumediene, Alger, (Février 2006).
5. Gielen, D et Taylor, P., “Indicators for industrial energy efficiency in India”, Energy, V. 34, n° 8, (August 2009), 962 - 969.
6. Energy efficiency asia, <http://www.energyefficiencyasia.org/docs/Industry Sectors Cement draftMay05.pdf>, 20/08/2010.
7. Touil, D., Chikhi, S. and Boughedaoui, M., “Evaluation de la surconsommation énergétique dans la cimenterie de Meftah: Impact sur l’environnement”. 2^{ème} Symposium du comité algérien de l’énergie, Economie d’énergie et environnement, Alger, (Novembre 2000 a), 15 – 16.
8. Touil, D., Chikhi, S. and Boughedaoui, M., “Evaluation de la surconsommation énergétique dans la cimenterie de Meftah: Impact sur l’environnement”. Journée mondiale de l’environnement, Alger, (juin 2000 b).
9. Khurana, S., Banerjee, R. and Gaitonde, U., “Energy balance and cogeneration for a cement plant”. Applied Thermal Engineering, V. 22, n° 5, (April 2002), 485 – 494.
10. Wang, J., Sun, Z., Dai, Y. and Ma, S., “Parametric optimization design for supercritical CO₂ power cycle using genetic algorithm and artificial neural network”. Applied Energy, V. 87, n° 4, (April 2010) 1317–1324.
11. Le, V. J., “Étude de la faisabilité des cycles sous-critiques de rejets thermiques”, Thèse de doctorat, Université de Lorraine, France, (Septembre 2014).

12. Tchanche, B.F., "Low grade heat conversion into power using small scale Organic Rankine Cycles", Doctoral thesis, Agricultural university of Athens, (November 2010).
13. Quoilin, S., Broek, M.V.D., Declaye, S., Dewallef, P. and Lemort, V., "Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, V. 22, (June 2013), 168–186.
14. Li, X., Huang, H. and Zhao, W., "A supercritical or transcritical Rankine cycle with ejector using low-grade heat", *Energy Conversion and Management*, V. 78 (February 2014), 551–558.
15. Mergner, H. et Weimer, T., "Performance of ammonia–water based cycles for power generation from low enthalpy heat sources", *Energy*, V. 88, (August 2015), 93 –100.
16. Tchanche, B.F., Lambrinos, G., Frangoudakis, A. and Papadakis, G., "Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles – A review of various applications", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, V. 15, n° 8, (October 2011), 3963–3979.
17. Badr, O., Probert, S. D. and O'Callaghan, P. W., "Selecting a working fluid for a Rankine-cycle engine", *Applied Energy*, V. 21, n° 1, (1985) 1- 42.
18. Baatz, E. et Heidt, G., "First waste heat power generating plant using the organic Rankine cycle process for utilizing residual clinker cooler exhaust air". *ZKG Int*, V. 53, (2000) 425–436.
19. Aneke, M., Agnew, B., Underwood, C., Wu, H. and Masheiti, S., "Power generation from waste heat in a food processing application", *Applied Thermal Engineering*, V. 36, (April 2012), 171–180.
20. Chen, Y., Lundqvist, P., Johansson, A. and Platell, P., "A comparative study of the carbon dioxide transcritical power cycle compared with an organic rankine cycle with R123 as working fluid in waste heat recovery", *Applied Thermal Engineering*, V. 26, n° 17-18, (December 2006), 2142–2147.
21. Gewald, D., Siokos, K., Karellas, S. and Spliethoff, H., "Waste heat recovery from a landfill gas-fired power plant", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, V.16, n° 4, (May 2012), 1779-1789.
22. Wang, Z.Q., Zhou, N. J., Guo, J. and Wang, X.Y., "Fluid selection and parametric optimization of organic Rankine cycle using low temperature waste heat", *Energy*, V. 40, n° 17, (April 2012), 107–115.

23. Vélez, F., Segovia, J. J., Martín, M. C., Antolín, G., Chejne, F. and Quijano, A., “Comparative study of working fluids for a Rankine cycle operating at low temperature”, *Fuel Processing Technology*, V.103, (November 2012), 71-77.
24. Lai, N.A., Wendland, M. and Fischer, J., “Working fluids for high-temperature organic Rankine cycles”, *Energy*, V. 36, n° 1, (January 2011), 199–211.
25. Li, Y. R., Du, M. T., Wu, C. M., Wu, S. Y., Liu, C. and Xu, J., “Economical evaluation and optimization of subcritical organic Rankine cycle based on temperature matching analysis”, *Energy*, V. 68, (April 2014), 238–247.
26. Wang, J., Yan, Z., Wang, M., Ma, S. and Dai, Y., “Thermodynamic analysis and optimization of an (organic Rankine cycle) ORC using low grade heat source”, *Energy*, V. 49, (January 2013), 356–365.
27. Quoilin, S., Declaye, S., Tchanche, B. F. and Lemort, V., “Thermo-economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles”, *Applied Thermal Engineering*, V. 31, n° 14 -15, (October 2011), 2885–2893.
28. Pierobon, L., Nguyen, T.V., Larsen, U., Haglind, F. and Elmegaard, B., “Multi-objective optimization of organic Rankine cycles for waste heat recovery: Application in an offshore platform”, *Energy*, V. 58, (September 2013), 538–549.
29. Zhou, C., “Hybridisation of solar and geothermal energy in both subcritical and supercritical Organic Rankine Cycles”, *Energy Conversion and Management*, V. 81, (May 2014), 72–82.
30. Astolfi, M., Xodo, L., Romano, M. C. and Macchi, E., “Technical and economical analysis of a solar–geothermal hybrid plant based on an Organic Rankine Cycle”, *Geothermics*, V. 40, n° 1, (March 2011), 58–68.
31. Zhou, C., Doroodchi, E. and Moghtaderi, B., “An in-depth assessment of hybrid solar–geothermal power generation”, *Energy Conversion and Management*, V. 74, (October 2013), 88–101.
32. Wu, L., Thimsen, D., Clements, B., Zheng, L. and Pomalis, R., “A hybrid Rankine cycle (HyRC) with ambient pressure combustion (APC)”, *Applied Thermal Engineering*, V. 73, n° 1, (December 2014), 484–499.
33. Feidt, M., “Thermodynamique et optimisation énergétique des systèmes et procédés”, *Technique et documentation*, Paris (1996).
34. Le Goff, P., “Energétique Industrielle”, Tome 1, *Technique et Documentation*, Paris, (1980 a).

35. Lucia, U., "Entropy and exergy in irreversible renewable energy systems", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, V. 20, (April 2013), 559–564.
36. Kotas, T.J., "The Exergy Method of Thermal Plant Analysis", Butterworths, London, (1985).
37. Szargut, J., Morris, D.R. and Steward, F.R., "Exergy analysis of thermal, chemical and metallurgical processes", Hemisphere, New York, (1988).
38. Ghannadzadeh, A., "Exergetic balances and analysis in a Process Simulator: A way to enhance Process Energy Integration", PhD thesis, Université de Toulouse, France, (2012).
39. Hasan, A.A., Goswami, D.Y. and Vijayaraghavan, S., "First and second law analysis of a new power and refrigeration thermodynamic cycle using a solar heat source", *Solar Energy*, V. 73, n° 5, (November 2002), 385-393.
40. Safarian, S. et Aramoun, F., "Energy and exergy assessments of modified Organic Rankine Cycles (ORCs)", *Energy Reports*, V. 1, (November 2015), 1–7.
41. Kaşka, Ö., "Energy and exergy analysis of an organic Rankine for power generation from waste heat recovery in steel industry", *Energy Conversion and Management*, V. 77, (January 2014), 108–117.
42. Al-Sulaiman, F.A., "Exergy analysis of parabolic trough solar collectors integrated with combined steam and organic Rankine cycles", *Energy Conversion and Management*, V. 77, (January 2014), 441–449.
43. Mago, P.J., "Exergetic Evaluation of an Organic Rankine Cycle Using Medium-Grade Waste Heat", *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, V. 34 (2012), 1768–1780.
44. Fischer, J., "Comparison of trilateral cycles and organic Rankine cycles", *Energy*, V. 36, n° 10, (October 2011), 6208–6219.
45. Dai, Y., Wang, J., and Gao, L., "Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery", *Energy Conversion and Management*, V. 50, n° 3, (March 2009), 576–582.
46. Wang, J., Yan, Z., Wang, M., Li, M. and Dai, Y., "Multi-objective optimization of an organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery using evolutionary algorithm", *Energy Conversion and Management*, V. 71, (July 2013), 146–158.

47. Wang, J., Dai, Y. and Gao, L., "Exergy analyses and parametric optimizations for different cogeneration power plants in cement industry", *Applied Energy*, V. 86, n° 6, (June 2009), 941–948.
48. Karellas, S., Leontaritis, A.D., Panousis, G., Bellos, E. and Kakaras, E., "Energetic and exergetic analysis of waste heat recovery systems in the cement industry", *Energy*, V. 58, (September 2013), 147–156.
49. Bejan, A., Tsatsaronis, G. and Moran, M., "Thermal design and optimization", John Wiley and Sons, New York, (1996).
50. Tsatsaronis, G., "Definitions and nomenclature in exergy analysis and exergoeconomics", *Energy*, V. 32, n° 4, (April 2007), 249–253.
51. Valero, A., Lazano, M. A. and Munoz, M., "A general theory of exergy saving. Part 1: on the exergetic cost, Part II : on the thermoeconomic cost and Part III : energy saving and thermoeconomics", In *Computer-Aided Engineering of Energy System, Second Law Analysis and modeling*, Gaggioli ed, ASME, New York, V. 3, (1986), 1-22.
52. Abusoglu, A. et Kanoglu, M., "Exergoeconomic analysis and optimization of combined heat and power production: A review", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, V. 13, n° 4, (December 2009), 2295–2308.
53. Lazzaretto, A. et Tsatsaronis, G., "SPECOC: A systematic and general methodology for calculating efficiencies and costs in thermal systems", *Energy*, V. 31, n° 8 -9, (July 2006), 1257–1289.
54. Baghernejad, A. et Yaghoubi, M., "Exergoeconomic analysis and optimization of an Integrated Solar Combined Cycle System (ISCCS) using genetic algorithm", *Energy Conversion and Management*, V. 52, n° 5, (May 2011), 2193–2203.
55. Mohammadkhani, F., Shokati, N., Mahmoudi, S. M. S., Yari, M. and Rosen, M.A., "Exergoeconomic assessment and parametric study of a Gas Turbine-Modular Helium Reactor combined with two Organic Rankine Cycles", *Energy*, V. 65, (February 2014), 533–543.
56. El-Emam, R. S. et Dincer, I., "Exergy and exergoeconomic analyses and optimization of geothermal organic Rankine cycle", *Applied Thermal Engineering*, V. 59, n° 1-2, (September 2013), 435–444.
57. Yari, M., Mehr, A.S., Zare, V., Mahmoudi, S.M.S. and Rosen, M.A., "Exergoeconomic comparison of TLC (trilateral Rankine cycle), ORC (organic

- Rankine cycle) and Kalina cycle using a low grade heat source”, *Energy*, V. 83, (April 2015), 712–722.
58. Meyer, L., Tsatsaronis, G., Buchgeister, J. and Schebek, L., “Exergoenvironmental analysis for evaluation of the environmental impact of energy conversion systems”, *Energy*, V. 34, n° 1, (January 2009), 75–89.
 59. Portha, J.F., “Méthodologie pour tenir compte de l’impact environnemental d’un procédé lors de sa conception”, Thèse de doctorat, Nancy université, France, (November 2008).
 60. Hajjaji, N., “analyse de cycle de vie exergetique de systèmes de production d’hydrogène”, Thèse de doctorat, Nancy université, France, (Janvier 2011).
 61. Hischier, R., Jungbluth, N., H., Bauer, C. and Margni, M., “Implementation of Life Cycle Impact Assessment Methods”, *Ecoinvent report 3*, (2010).
 62. *Ecoinvent database v 2.2*, Swiss Centre for Life Cycle Inventories, (2010).
 63. Bakshi, B.R., T. Gutowski, G., and Sekulic, D. P., “Thermodynamics and the destruction of resources”, Cambridge University Press, New York, (2011).
 64. Liu, C., He, C., Gao, H., Xie, H., Li, Y., Wu, S. and Xu, J., “The environmental impact of organic Rankine cycle for waste heat recovery through life-cycle assessment”, *Energy*, V. 56, (July 2013), 144–154.
 65. Ahmadi, P., Dincer, I. and Rosen, M. A., “Exergo-environmental analysis of an integrated organic Rankine cycle for trigeneration”, *Energy Conversion and Management*, V. 64, (Decemver 2012), 447–453.
 66. Touil, D., Belaadi, S., Boughedaoui, M., Chikhi, S. and Frances, C., “Modélisation d’un préchauffeur à cyclones d’une cimenterie et analyse des pertes physicochimiques d’exergie”, *Récents Progrès en Génie des Procédés*, (2007).
 67. Chen, H., Goswami, D.Y. and Stefanakos, E. K., “A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, V.14, n° 9, (December 2010), 3059–3067.
 68. Roy, J.P., Mishra, M. K. and Misra, A., “Performance analysis of an Organic Rankine Cycle with superheating under different heat source temperature conditions”, *Applied Energy*, V.88, n° 9, (September 2011), 2995–3004.

69. Roy, J.P. et Misra, A., "Parametric optimization and performance analysis of a regenerative Organic Rankine Cycle using R-123 for waste heat recovery", *Energy*, V.39, n° 1, (March 2012), 227–235.
70. Lemmon, E. W., Huber, M.L. and McLinden, M.O., "Reference fluid thermodynamic and transport properties-REFPROP", Standard Reference Database 23, Version 8.0, National Institute of Standard and Technology, (2007).
71. MATLAB, The Language of Technical Computing, Ver. 7.10. 0 (R2010a), The Math Works, Inc, USA, (2010).
72. Arsalis, A., "Thermoeconomic modeling and parametric study of hybrid SOFC–gas turbine–steam turbine power plants ranging from 1.5 to 10MWe", *Journal of Power Sources*, V. 181, n° 2, (July 2008), 313–326.
73. Patel, V. K. et Rao, R. V., "Design optimization of shell-and-tube heat exchanger using particle swarm optimization technique", *Applied Thermal Engineering*, V. 30, n° 11-12, (August 2010), 1417–1425.
74. Taal, M., "Cost estimation and energy price forecasts for economic evaluation of retrofit projects", *Applied Thermal Engineering*, V.23, n° 14, (October 2003), 1819–1835.
75. Kalogirou, S. A., "A detailed thermal model of a parabolic trough collector receiver", *Energy*, V. 48, n° 1, (December 2012), 298–306.
76. Al-Sulaiman, F.A., "Energy and sizing analyses of parabolic trough solar collector integrated with steam and binary vapor cycles", *Energy*, V.58, (September 2013), 561–570.
77. Li, C., Kosmadakis, G., Manolakos, D., Stefanakos, E. and Papadakis, G., Goswami, D.Y., "Performance investigation of concentrating solar collectors coupled with a transcritical organic Rankine cycle for power and seawater desalination co-generation", *Desalination*, V.318, (June 2013), 107–117.
78. Kalogirou, S., "Solar energy engineering: processes and systems", Elsevier, (2009).
79. Duffie, J. et Beckman, W., "Solar engineering of thermal processes", John Wiley & Sons, Inc, Hoboken, New Jersey, USA, (2006).
80. Al-sulaiman, F.A., "Thermodynamic Modeling and Thermoeconomic Optimization of Integrated Trigeneration Plants Using Organic Rankine Cycles", PhD thesis, Waterloo, Ontario, Canada, (2010).

81. Bejan, A., "Entropy Generation Minimization", CRC press, New York, (1995), 251 p.
82. Nafey, A.S., Sharaf, M.A. and García-Rodríguez, L., "Thermo-economic analysis of a combined solar organic Rankine cycle-reverse osmosis desalination process with different energy recovery configurations", *Desalination*, V. 261, n° 1-2, (October 2010), 138–147.
83. Kusgen, F. et Kueser, D., "Fresnel csp: a startling technology for solar generation", *Power engineering international*, V. 17, n° 5, (2009), 44–47.
84. Benabid, R., "Optimisation multiobjectif de la synthèse des FACTS par les particules en essaim pour le contrôle de la stabilité de tension des réseaux électriques", *Mémoire de Magister, Université Amar Telidji, Laghouat*, (2007).
85. Li, M., Wang, J., Li, S., Wang, X., He, W. and Dai, Y., "Thermo-economic analysis and comparison of a CO₂ transcritical power cycle and an organic Rankine cycle", *Geothermics*, V. 50, (April 2014), 101–111.
86. Sayyaadi, H., Babaie, M. and Farmani, M.R., "Implementing of the multi-objective particle swarm optimizer and fuzzy decision-maker in exergetic, exergoeconomic and environmental optimization of a benchmark cogeneration system", *Energy*, V. 36, n° 8, (August 2011), 4777–4789.
87. Kennedy, J. et Eberhart, R., "Particle swarm optimization", *Proceedings of ICNN'95 - International Conference on Neural Networks*, V.4, (1995), 1942–1948.
88. Kassabalidis, I.N., Member, S., El-sharkawi, M.A., Marks, R.J., Moulin, L.S. and da Silva, A.A., "Dynamic Security Border Identification Using Enhanced Particle Swarm Optimization", *IEEE Transactions on Power Systems*, V.17, n° 3, (August 2002), 723–729.
89. Park, J.B., Lee, K.S., Shin, J.R. and Lee, K.Y., "A Particle Swarm Optimization for Economic Dispatch With Nonsmooth Cost Functions", *IEEE Transactions on Power Systems*, V. 20, n° 1, (February 2005), 34–42.
90. Hosseini, S.R., Amidpour, M. and Shakib, S.E., "Cost optimization of combined power and water desalination plant with exergetic, environment and reliability consideration", *Desalination*, V. 285, (January 2012), 123–130.
91. Maizza, V. et Maizza A., "Fluids in non-steady flows for waste energy recovery systems", *Applied Thermal Engineering*, V.16, n° 7, (July 1996), 579–590.

92. Chalermchaiarbha, S. et Ongsakul, W., "Elitist Multi-objective Particle Swarm Optimization with Fuzzy Multi-attribute Decision Making for Power Dispatch", *Electric Power Components and Systems*, V.40, n° 14, (October 2012), 1562–1585.
93. Abido, M. A., "Environmental/economic power dispatch using multiobjective evolutionary algorithms", *IEEE Transactions on Power Systems*, V.18, n° 4, (November 2003), 1529–1537.
94. Vélez, F., Segovia, J.J., Martín, M. C., Antolín, G., Chejne, F. and Quijano, A., "A technical, economical and market review of organic Rankine cycles for the conversion of low-grade heat for power generation", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, V.16, n° 6, (August 2012), 4175–4189.
95. IEA, "CO2 Emissions From Fuel Combustion", Highlights, (2013).
96. Kakac , S. et Liu, H., "Heat Exchangers Selection, Rating and Thermal Design", CRC Press, New York, (2000).
97. Patel, V.K. et Rao, R.V., "Design optimization of shell-and-tube heat exchanger using particle swarm optimization technique", *Applied Thermal Engineering*, V. 30, n° 11-12, (August 2010), 1417–1425.
98. Sinnott, R. K., "Chemical Engineering Design", Coulson & Richardson's Chemical Engineering Series, Vol. 6, Butterworth-Heinemann, (2005).
99. Wei, D., Lu, X. and Lu, Z., "Dynamic modeling and simulation of an Organic Rankine Cycle (ORC) system for waste heat recovery", *Applied Thermal Engineering*, V. 28, n° 10, (July 2008), 1216-1224.
100. Therminol Heat Transfer Fluids by Solutia Inc, Therminol VP-1, <http://www.therminol.com/pages/products/vp-1.asp>, (2014).
101. Tan, Y., Shi, Y. and Coello, C. C., (2014), "Advances in Swarm Intelligence", 5th International Conference, Proceedings, Part I, ICSI, Hefei, China, (October 2014).
102. Panigrahi, B.K., Pandi, V.R., Sharma, R. and Das, S., "Multiobjective bacteria foraging algorithm for electrical load dispatch problem", *Energy Conversion and Management*, V. 52, n° 2, (February 2011), 1334–1342.
103. Vaskan, P., Guillén-Gosálbez, G. and Jiménez, L., "Multi-objective design of heat-exchanger networks considering several life cycle impacts using a rigorous MILP-based dimensionality reduction technique", *Applied energy*, V. 98, (October 2012), 149-161.

LISTE DES PUBLICATIONS

Article de journal

Fergani, Z., Touil, D. and Morosuk, T., "Multi-criteria exergy based optimization of an Organic Rankine Cycle for waste heat recovery in the cement industry", *Energy Conversion and Management*, vol. 112, (March 2016), 81-90.

Communication

Fergani, Z., Touil, D., "Comparaison des performances thermodynamiques des cycles à vapeur d'eau et organique de Rankine pour la récupération des gaz de rejets d'une cimenterie", 3ème journée Scientifique sur le Génie des procédés (Novembre 2012), Université Sâad Dahlab, Blida.

