

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



**Université M'Hamed Bougara-Boumerdès**

**Faculté des Hydrocarbures et de de la chimie**

**Département Transport et Equipement des Hydrocarbures**



**Mémoire de fin d'études  
En vue de l'obtention du diplôme de**

## **Master**

**Domaine :** Sciences et Technologies

**Filière :** Hydrocarbures

**Option :** Génie mécanique : Mécanique des unités pétrochimiques

### **THEME**

**Contribution à l'étude d'un Cycle Organique de Rankine pour la  
récupération des énergies perdus : Application au complexe Gnl3z  
Arzew-Oran**

Présenté par : Bendaas Akram

Houadfi madani

Examineurs : Mme. Talamali

Examineurs : Mr. Ferroudji

Examineurs : Mme. Yah

Encadrante : Mme. Meftah

Boumerdes 2022

## Remerciement

Pour la chance et le bonheur qu'il nous offre, pour le bien vers lequel il nous guide, pour sa présence lorsque tout le monde est absent, pour le courage, la patience et la foi qu'il nous donne pour mener à bien ce modeste projet malgré les obstacles. Merci au plus puissant Allah.

Au terme de notre projet, nous tenons à remercier tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à sa réalisation, particulièrement :

-A notre promotrice, Mme. S. LAOUAR-MEFTAH, pour sa disponibilité, ses précieux conseils, ses orientations et remarques fructueuses, ses efforts déployés, qu'elle trouve ici notre profonde gratitude.

-Au président et aux membres de jury, pour avoir accepté de juger ce modeste travail, merci à vous également.

-Nous tenons également à remercier l'ensemble des enseignants du département transport et équipements des hydrocarbures.

---

## Dédicace

*Je dédie ce travail à :*

*Ma chère mère et mon honorable père pour leur  
soutien, leur aide*

*Leur patience et leur amour.*

*Mes frères*

*Mes sœurs*

*A tous mes enseignants chacun par son nom*

*Toute ma famille*

*Tous mes amis*

*A tous mes collègues chacun par son nom*

*A chaque personne qui m'a aidée.*

---

## Résumé

La demande de l'énergie ne cesse de croître de jour en jour, alors que ses ressources devenues de plus en plus chères, sont menacées d'épuisement. Il est donc essentiel de recourir à des solutions technologiques efficaces et propres pour améliorer les performances des installations thermiques, par récupération de la chaleur perdue, de manière à freiner la consommation de l'énergie et réguler les coûts d'investissements. Pour cela on propose d'étudier un cycle organique de Rankine (ORC) pour l'intégrer dans le complexe d'Arzew (Gnl3z) et répondre à ses besoins en matière d'électricité, à partir de la récupération de l'énergie (perdue) des gaz d'échappement des turbines à gaz présentes déjà sur site. L'analyse thermodynamique et technicoéconomique de ce système ORC a été réalisée par le logiciel Excel combiné à un outil Coolprop et le logiciel HYSYS. Les résultats (très prometteurs) obtenus montrent clairement les profits économiques et écologiques réalisés en adoptant cette technologie.

**Mots clés :** Récupération de la chaleur résiduelle, Cycle organique de Rankine, Production d'électricité, turbine à gaz.

## Abstract

The demand for energy is growing day by day, while its resources are becoming more and more expensive and are threatened with depletion. It is therefore essential to use efficient and clean technological solutions to improve the performance of thermal plants, by recovering waste heat, in order to reduce energy consumption and regulate investment costs. For this purpose, we propose to study an organic Rankine cycle (ORC) to integrate it in the Arzew complex (Gnl3z) and to respond to its electricity needs, from the recovery of (waste) energy from the exhaust gases of the gas turbines that are already on site. The thermodynamic and technical-economic analysis of this ORC system was carried out with Excel software combined with a Coolprop tool and HYSYS software. The results (very promising) obtained clearly show the economic and ecological benefits of adopting this technology.

**Keywords:** Waste heat recovery, Organic Rankine Cycle, Power generation, Gas turbine.

Formatted: English (United States)

## ملخص

يتزايد الطلب على الطاقة يوماً بعد يوم، بينما تزداد تكلفة مواردها وتهدد بالنفاد. لذلك من الضروري استخدام حلول تكنولوجية فعالة ونظيفة لتحسين أداء المحطات الحرارية، من خلال استرداد الحرارة المهدرة، من أجل تقليل استهلاك الطاقة وتنظيم (Gn13z) لدمجها في مجمع أرزيو (ORC) تكاليف الاستثمار. لهذا الغرض، نقترح دراسة دورة رانكين العضوية والاستجابة لاحتياجاتها من الكهرباء، من استعادة الطاقة (الضائعة) من غازات العادم لتوربينات الغاز الموجودة بالفعل في جنباً إلى جنب Excel هذا باستخدام برنامج ORC الموقع. تم إجراء التحليل الديناميكي الحراري والتقني والاقتصادي لنظام النتائج (واعدة جدا) التي تم الحصول عليها تظهر بوضوح الفوائد الاقتصادية. HYSYS وبرنامج Coolprop مع أداة والإيكولوجية لاعتماد هذه التكنولوجيا.

**الكلمات المفتاحية:** استعادة الحرارة الضائعة، دورة رانكين العضوية، توليد الطاقة، التوربينات الغازية

Commented [H1]:



## Sommaire

<b>CHAPITRE I : INTRODUCTION GENERALE .....</b>	<b>1</b>
I.1. Introduction .....	2
I.2. Porblématique et objectif du travail .....	3
I.3. Etat de l'art .....	3
I.4. Organisation du mémoire .....	6
<b>CHAPITRE II : GENERALITES SUR LES CYCLES ORGANIQUES DE RANKINE.....</b>	<b>7</b>
II.1. Introduction .....	8
II.2. Historique .....	8
II.3. Processus du cycle ORC .....	10
II.3.1. Description du cycle ORC .....	12
II.3.2. Le principe de fonctionnement.....	13
II.3.3. Avantages du cycle ORC .....	13
II.4. Domaine d'application des cycles ORC .....	14
II.4.1. Domaine industriel.....	14
II.4.2. Domaine géothermique .....	14
II.4.3. Concentrateurs solaires .....	14
II.4.4. La Biomasse .....	15

---

II.5. Cycle ORC et ses différentes configurations .....	16
II.5.1. Cycle sous-critique.....	16
II.5.2. Cycle supercritique (ou transcritique).....	17
II.5.3. Cycle multi-pression .....	17
II.6. Sélection des fluides organiques .....	18
II.6.1. Propriétés thermodynamiques.....	18
II.6.2. Propriétés de transfert de chaleur.....	20
II.6.3. Critères environnementaux et de sécurité .....	20
II.7. Conclusion.....	20
<b>CHAPITRE III : MODELISATION THERMODYNAMIQUE ET TECHNOECONOMIQUE.....</b>	<b>21</b>
III.1. Introduction.....	22
III.2. Calcul thermodynamique.....	22
III.2.1. Données et hypothèses du problème.....	22
III.2.2. Procédure de calcul du cycle ORC .....	24
III.3. calcul technicoéconomimique .....	29
III.3.1. Donnes et hypothèse de problème .....	30
III.4. Conclusion .....	30
<b>CHAPITRE IV : RESULTATS ET INTERPRETATION .....</b>	<b>31</b>

IV.1. Introduction .....	32
IV.2. Validation des calculs .....	32
IV.3. Analyse thermodynamique du cycle ORC simple proposé .....	33
IV.4. Etude paramétrique du cycle ORC .....	36
IV.4.1. Effet de la température à l'entrée de la turbine ( $T_1$ ) .....	36
IV.4.2. Effet de la pression d'évaporation ( $P_{evap}$ ) .....	37
IV.4.3. Effet de la pression de condensation ( $P_{COND}$ ) .....	38
IV.4.4. Effet du débit de l'huile thermique .....	39
IV.5. Impact de la mise en place d'un cycle ORC sur le complexe .....	40
IV.6. Conclusion .....	45
<b>CONCLUSION GENERALE ET PRESPECTIVE .....</b>	<b>46</b>
Conclusion générale .....	47
Perpectives .....	48
<b>BIBLIOGRAPHIE .....</b>	<b>49</b>
<b>ANNEXE A .....</b>	<b>52</b>
<b>ANNEXE B .....</b>	<b>53</b>
<b>ANNEXE C .....</b>	<b>59</b>

---

## LISTE DES TABLEAUX

TABLEAU IV.1 RESULTATS DE LA VALIDATION AVEC REF [23] .....	33
TABLEAU IV.2 LES DONNEES RELATIVES DE CYCLE PROPOSE .....	34
TABLEAU IV.3 LES RESULTAT DE CALCUL ANALYTIQUE AVEC EXCEL .....	35
TABLEAU IV.4 PARAMETRES THERMODYNAMIQUES ET PERFORMANCES DU CYCLE ORC .....	36
TABLEAU IV.5 DONNES NECESSAIRES POUR LE CALCUL TECHNOECONOMIQUE.....	42
TABLEAU IV.6 RESULTATS DE VAN ET IRR POUR LA VENTE D'ELECTRICITE (VOIR ANNEXE C) ....	42
TABLEAU IV.7 LES RESULTATS D'ELECTRICITE PRODUITE (ANNUELLE) SANS ET AVEC ORC.....	44

Commented [M2]: C'est trop petit

## LISTE DES FIGURES

FIGURE II.1 CAPACITE TOTALE INSTALLEE PAR APPLICATION (A) ; PAR FABRICANT (B) [16].....	9
FIGURE II.2 APERÇU DE TOUTES LES UNITES ORC INSTALLEES DANS LE MONDE [16] .....	9
FIGURE II.3 5MW ORC FONCTIONNANT A PARTIR D'HUILE THERMIQUE A 300 C, 2015 [15] .....	10
FIGURE II.4 COURBES DE SATURATION DE QUELQUES FLUIDES ORGANIQUES ET DE L'EAU [17] .....	11
FIGURE II.5 CYCLE ORC SUR DIAGRAMME (T-S) POUR FLUIDES ORGANIQUES DE COMPORTEMENT DIFFERENT DANS LA PHASE DE DETENTE (4-5).....	11
FIGURE II.6 SCHEMA D'UN CYCLE ORC SIMPLE.....	12
FIGURE II.7 DIAGRAMME T-S DU CYCLE ORC SIMPLE .....	12
FIGURE II.9 CYCLE ORC SIMPLE SOUS CRITIQUE .....	16

<b>FIGURE II.10</b> CYCLE ORC SIMPLE AVEC RECUPERATION SOUS CRITIQUE.....	16
<b>FIGURE II.11</b> T-S DIAGRAMME POUR LE CYCLE SUPERCRITIQUE (A) ET PSEUDO-SUPERCRITIQUE (B) [19] .....	17
<b>FIGURE II.12</b> SCHEMA D'UN SYSTEME A DOUBLE-PRESSIONS D'UNE CENTRALE COMBINEE [18]....	18
<b>FIGURE II.13</b> SELECTION DES FLUIDES DE TRAVAIL PAR RAPPORT TEMPERATURE DE LA SOURCE DE CHALEUR [20].....	19
<b>FIGURE III.1</b> SCHEMA DU CYCLE ORC PROPOSE .....	23
<b>FIGURE III.2</b> POSITIONS DES POINTS DE PINCEMENT ET POINT D'APPROCHE ET LES POINTS D'ETAT.	24
<b>FIGURE IV.1</b> SCHEMA DE L'INSTALLATION SUJET A LA VALIDATION .....	32
<b>FIGURE IV.2</b> SCHEMA DE L'INSTALLATION ORC SIMPLE (SOUS HYSYS).....	35
<b>FIGURE IV.3</b> CYCLE ORGANIQUE DE RANKINE SUR DIAGRAMME (T-s).....	35
<b>FIGURE IV.4</b> VARIATION DE LE PUISSANCE DU CYCLE EN FONCTION DE LA TEMPERATURE T1 A L'ENTREE DE LA TURBINE .....	37
<b>FIGURE IV.5</b> VARIATION DE LA PUISSANCE DU CYCLE EN FONCTION DE LA PRESSION DE D'EVAPORATION.....	38
<b>FIGURE IV.6</b> VARIATION DE LA PUISSANCE DU CYCLE EN FONCTION DE LA PRESSION DE CONDENSATION .....	39
<b>FIGURE IV.7</b> VARIATION DE LA PUISSANCE DU CYCLE EN FONCTION DU DEBIT DE L'HUILE THERMIQUE .....	40
<b>FIGURE IV.8</b> SCHEMA DE BOUCLE DE RECUPERATION A PARTIR DE 6 TURBINES .....	41
<b>FIGURE IV.9</b> VARIATION DE CASH-FLOW PENDANT 20 ANS.031 AVEC ORC DE CAPACITE 5.1 MW	42

---

**FIGURE IV.10** VARIATION DE CASH-FLOW PENDANT 20 ANS.031 AVEC ORC DE CAPACITE 9.97 MW .....43

**FIGURE IV.11** SCHEMA DE BOUCLE DE RECUPERATION A PARTIR DE 4TURBINES .....44

**FIGURE IV.12** L'ELECTRICITE PRODUITE SANS ET AVEC ORC .....45

---

### a) Nomenclature

$C_p$	Chaleur spécifique massique isobare	(kj/kg K)
$C_0$	Cout d'Investment	USD
$F_n$	Flux net de trésorerie pour l'année	USD
$h$	Enthalpie massique	(kj/kg)
$\dot{m}$	Débit	(kg/s)
$P$	Pression	(bar)
$\dot{Q}$	Quantité de chaleur	(kj/kg)
$T$	Température	(°C)
VAN	Valeur actuelle net	USD
$W_t$	Puissance de la turbine	(KW)
$W_p$	Puissance de la pompe	(KW)
$W_{net}$	Travail net	(KW)
$\eta$	Rendement	%

Commented [M3]: Je n'arrive pas à lie les formules et les unités dans ce tableau !!!!!

### b) INDICES

hot : la source chaude (l'huile thermique)

Cold : la source froide

Eva : évaporation

Cond : condensation

Gb : Gaz brulée

is : isentropique

ap : approche

---

pp : pinch point (pincement)

cc : chambre de combustion

GN : gaz naturelle

### **c) Abréviations**

WHR : waste heat recovery (récupération d'Énergie perdu)

ORC : Organic Rankine Cycle

GWP : potentiel de réchauffement global

ODP : potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone

---

# **Chapitre I : INTRODUCTION GENERALE**

## I.1. Introduction

Aujourd'hui, à cause de l'augmentation constante de la population mondiale (environ 227000 habitants de plus chaque jour sur la planète [1]), la demande d'électricité pour les activités humaines croît continuellement. La consommation d'électricité mondiale est prévue d'augmenter de 17200 TWh en 2009 à 31700 TWh en 2035, avec un taux annuel de croissance de 2.4% [2](la consommation d'électricité en Algérie est de 68.94TWh en 2015 [3])

La production d'électricité mondiale dépend largement des combustibles fossiles (pétrole, charbon et gaz naturel) qui représentent une part de 66.6 % de la consommation totale d'énergie primaire [2]. En Algérie, par exemple, 98.36% de l'électricité produite utilise le gaz naturel [4]. Pourtant, l'économie basée sur les combustibles fossiles soulève un certain nombre de problèmes, à savoir : l'épuisement des ressources fossiles avec le temps et les divers désagréments environnementaux causés par leur exploitation excessive : En effet, la destruction de l'environnement attribuée à l'utilisation des combustibles fossiles a atteint un niveau critique avec des conséquences catastrophiques sur notre planète (changement climatique, destruction et appauvrissement de la couche d'ozone...etc.). Plus encore, il se trouve qu'une part importante de l'énergie dissipée par les procédés industriels, se perd sous forme de rejets thermiques (dite aussi chaleur fatale), qui non seulement diminuent le rendement de ces procédés mais possède un impact négatif sur l'environnement par l'usage de ces ressources. Par exemple, rien qu'en Europe, plus de 140 térawattheures (TWh) de chaleur récupérable sont générés par les processus industriels chaque année [5]. Entre 20 % et 50 % de la consommation d'énergie industrielle est rejetée sous forme de chaleur perdue, et 18 % à 30 % de cette chaleur pourrait être utilisée [6]. En convertissant cette chaleur résiduelle en électricité, d'énormes quantités d'énergie propre (sans production de CO<sub>2</sub>) peuvent être générées. Tout ceci a mené le monde à un point où il est urgent et plus que nécessaire de trouver des moyens alternatifs pour la production et la récupération de l'énergie.

Les énergies renouvelables sont devenues une alternative aux combustibles fossiles . Cependant, les technologies qui leurs sont associées posent encore quelques problèmes majeurs, tels que les coûts d'investissement élevés et les problèmes de fiabilité. Ainsi, la récupération de la chaleur perdue (WHR : Waste Heat Recovery) est l'une des solutions immédiates pour augmenter le rendement des technologies de conversion d'énergie existantes, de générer plus d'énergie avec la même quantité de carburant utilisé et d'éviter de produire des émissions supplémentaires de CO<sub>2</sub>.

**Commented [M4]:** On commence par la référence 1 et non 9 ???

**Commented [M5]:** Il fzut adopter une même façon de citer les Ref dans le texte

**Formatted:** Indent: First line: 0.2", Space Before: 0 pt, After: 0 pt

De nos jours, le cycle organique de Rankine (ORC) est une option qui devient de plus en plus courante et la plus avancée sur le plan technologique, pour récupérer la chaleur fatale disponible le plus souvent à des niveaux de température assez basse empêchant l'utilisation des turbines à vapeur classiques.

## I.2. Problématique et objectif du travail

Au niveau du complexe SONATRACH GNL-3Z Arzew-Oran, il y a un train de GNL qui traite le gaz, fractionne et liquéfie le méthane. Ce train compte plusieurs unités qui utilisent 4 turbines (3 marches et une dernière turbine de secours) : dont trois 45 MW pour répondre à leurs besoins en électricité, deux autres font fonctionner des compresseurs du process. Les gaz brûlés de débit (98.34 Kg/s) qui s'échappent de ces turbines, à une température variant entre 500°C et 600°C, constituent une grande source de chaleur perdue (fatale) vers l'atmosphère.

Le but de notre travail est de proposer de récupérer et valoriser cette chaleur perdue par la combinaison d'un cycle organique de Rankine à celui d'une turbine à gaz (cycle de Joule Brayton). Par cette étude, nous allons procéder à un calcul et analyse thermodynamique du cycle ORC proposé en vue d'estimer ses performances (puissance, rendement...), suivie d'une étude paramétrique qui montre l'effet de certains paramètres thermodynamiques sur le fonctionnement optimal du cycle et une étude technicoéconomique. Pour réaliser ce travail, nous avons effectué un stage de 30 jours au sein de ce complexe.

## I.3. Etat de l'art

De nombreux travaux ont été réalisés dans le but d'étudier les cycles organiques de Rankine utilisés pour récupérer la chaleur perdue dans l'industrie :

**Patel et Doyle** [7], ont considéré le cycle ORC pour la récupération de la chaleur résiduelle des gaz d'échappement d'un moteur diesel (Mack 676), installé sur un camion de transport longue distance. Les résultats expérimentaux obtenus, montre que l'utilisation de ce nouveau système (ORC) permet une économie de carburant de 15 %, par rapport au cycle diesel simple. Cette amélioration entraînera une réduction correspondante des émissions et représente un potentiel d'économie de carburant) de 1,8 milliard de gallons par an.

Commented [M6]: A revoir ensemble

**D. Wei et al** [8], ont étudié la performance d'un système ORC en régime permanent et sous perturbations. Dans cette étude, les gaz d'échappement d'une turbine à gaz (610-650 K) constituent la source de chaleur (perdue) qui alimente ce cycle. Les auteurs quantifient l'effet des variations du débit massique des gaz d'échappement, de leur température et de la température ambiante sur les performances du cycle en question. Les résultats montrent que le rendement et la puissance du cycle (ORC) augmentent de façon linéaire avec l'augmentation du débit et de la température des gaz d'échappement. Par contre, ils diminuent avec l'augmentation de la température ambiante. Les auteurs ont remarqué que le taux de destruction d'exergie a lieu dans l'évaporateur. .

**H. Semmari et al** [9], ont proposé un système ORC (à base toluène) pour une application potentielle dans une unité pétrochimique algérienne. L'étude se concentre principalement sur la mise en évidence du potentiel et des performances thermodynamiques de l'application ORC pour produire de l'électricité, en récupérant la chaleur des gaz de torche. Une telle idée constitue une solution clé pour l'efficacité énergétique. La production d'électricité par technologie ORC peut répondre à la demande croissante de gaz naturel initialement prévu pour être fourni à une centrale à gaz et assurer la majeure partie de la production électrique algérienne. Cette puissance varie de quelques centaines de kW dans le cas d'une application pétrolière en aval à des MW pour le secteur en amont. Une telle solution peut être étudiée en profondeur pour évaluer précisément les performances énergétiques globales du système et estimer le coût de la solution et sa rentabilité sur le marché algérien.

**T. M. Rusev** [10], ont considéré les améliorations possibles du rendement du moteur à gaz (Wärtsilä 18V50DF) par combinaison avec un cycle ORC. Pour cela, quatre modèles ORC différents ont été simulés via le logiciel Aspen Plus. Ces modèles sont optimisés pour différentes fonctions objectives (puissance de sortie, prix par unité de production d'électricité, ..etc). Les résultats montrent qu'avec la même quantité de carburant, la puissance de sortie du moteur serait augmentée de 2200 kW en moyenne, ce qui augmente le rendement du moteur de 6,3 %, le portant ainsi à 55.6% . Tous les modèles se sont avérés économiquement viables et les coûts d'investissements sont remboursés au bout de en 2 ans (en moyenne).

Dans le même sens des idées, **A. Di Bella** [11], ont décrit une unité turbogénérateur (TGU) dans un cycle organique de Rankine, Le TGU a une puissance nominale de 330 kW peut récupérer les gaz d'échappement d'une turbine à gaz de puissance 1,25 à 1,75 MWe,. Les auteurs ont décrit plus en détail la conception mécanique et électrique de la TGU. Il s'avère que l'intégration d'un système ORC dans une turbine à gaz peut améliorer la production d'énergie de plus de 25%, pour les turbines à gaz dont la puissance est inférieure à 7.5MWe.

Récemment **C. Carcasci et al.** [12], ont effectué une analyse hors conception d'une turbine à gaz combinée à un cycle organique de Rankine (ORC) pour différents fluides de travail (toluène, benzène et cyclopentane). Des systèmes de contrôle ont été introduits pour des paramètres critiques tels que la température de l'huile et le débit massique d'air au niveau du ventilateur du condenseur. Des puissances de sortie similaires sont obtenues pour des cycles basés sur le benzène et le toluène (de 3346 à 4518 kW dans la plage de températures de l'air ambiant considérée) alors que des différences allant jusqu'à 34 % ont été constatées pour le cyclopentane. Ces résultats mettent en évidence l'importance d'un dimensionnement correct du condenseur dans les conditions de conception, puisqu'il aura une incidence sur le comportement hors conception de l'ensemble du cycle.

**Mohammed A. et al** [13], ont mené une étude sur le cycle ORC dans une usine de traitement de gaz existante en Egypte, pour récupérer la chaleur perdue et la convertir en électricité. Les simulations numériques, sous le logiciels Aspen HYSYS v7.1, ont été faites pour un cycle simple sans régénération et avec régénération, utilisant différents fluides de travail. Pour être plus sûr de choisir le meilleur fluide de travail, une analyse du coût du capital et de rentabilité a été réalisée pour les deux fluides de travail les plus prometteurs. Enfin une étude d'optimisation des paramètres indique que la pression d'entrée du turbodétendeur de 4,1 MPa et la température de 290 °C sont les conditions de travail les plus appropriées.

En fin, **J.P. Roy et al.** [14], ont réalisé une optimisation paramétrique et analyse des performances d'un système de récupération de la chaleur résiduelle par cycle ORC fonctionnant avec trois fluides (R-12, R-123 et R-134a). Les résultats montrent que le fluide R-123 semble être un bon choix pour la production d'énergie à partir de sources de chaleur de faible qualité. Il peut

en effet générer une puissance de 19.09 MW pour les données suivantes : débit massique total de 341.16Kg/s de fluide R-123 , point de pincement de avec la chaleur de la source de 5 °C, rendement énergétique de 25,30% et rendement exergetique de 64.4%.

#### **I.4. Organisation du mémoire**

Notre mémoire est divisé en cinq chapitres, à savoir :

- Une introduction générale et un état de l'art des différents travaux réalisés dans le domaine, en premier chapitre.
- Le deuxième chapitre présente des généralités sur le cycle organique de Rankine, sa technologie de construction et son utilisation industrielle
- Le troisième chapitre concerne la modélisation mathématique du cycle organique de Rankine (simple), en vue de calculer les paramètres thermodynamiques à l'entrée et sortie des différents composants du cycle (pompe, évaporateur et condenseur, turbine) et d'estimer ses performances et la modélisation économique
- Le quatrième chapitre regroupe l'analyse des résultats obtenus concernant le cycle ORC ceux de l'étude paramétrique réalisée et étude technicoéconomique)
- Pour finir, une conclusion générale et perspectives seront présentées

# **Chapitre II : GENERALITES SUR LES CYCLES ORGANIQUES DE RANKINE**

## II.1. Introduction

Ce chapitre est dédié à la description des cycles Organiques de Rankine avec différentes configurations, leur historique, leurs principes de fonctionnement ainsi que les domaines d'application de cette technologie.

## II.2. Historique

Le développement du cycle organique de Rankine (ORC) a commencé dans les années 1850. Son histoire est intimement liée au développement empirique des moteurs à vapeur. En dépit de la clairvoyance de Carnot d'utiliser des fluides autres que l'eau, il a fallu attendre le milieu du XXe siècle pour tirer parti de l'analyse thermodynamique pour exploiter la flexibilité inhérente à la technologie ORC, afin d'optimiser l'utilisation de sources de chaleur de mauvaise qualité. Grâce au durcissement des réglementations environnementales et la raréfaction des ressources énergétiques, la machine ORC est de nos jours en plein essor et un nombre important de recherches surgissent dans le but de la développer. [15]

- 1823 : Première mention des cycles ORC (Sir Humprey Davis).
- 1856 : Navire « Le France » équipé d'un moteur ORC à l'éther pour la récupération de chaleur sur moteur à vapeur (explosion du bateau dans le port de Bahia).
- 1880 : cycles ORC installés dans des barges propulsées par des moteurs au naphta, comme alternative aux moteurs à vapeur.
- 1967 : une centrale géothermique de 670 kW est mise en opération en Russie
- 1980s : Turboden fabrique des unités à une puissance allant jusqu'à 300 kW, en particulier pour la cogénération à partir de la biomasse.
- Les années 90 : Regain d'intérêt pour la machine ORC

Aujourd'hui la capacité totale installée des cycles ORC est de 2749.1 MW dans 563 centrales électriques, et nouvelle capacité prévue de 523,6 MW dans 75 centrales. La figure II.2 illustre la capacité installée totale et le nombre total d'usines par application, et la figure II.1 Aperçu de toutes les unités ORC installées dans le monde Les installations géothermiques contribuent à 76,5 % de la puissance installée de l'ORC dans le monde. La biomasse suit avec 10,7 %. La récupération de chaleur des turbines à gaz (stations de compression le long des pipelines) et des centrales diesel

stationnaires a une part similaire avec 8,5%. Toutes les autres applications de récupération de chaleur représentent 4,2%, tandis que le solaire thermodynamique reste négligeable. ORMAT est le leader mondial pour la capacité totale installée (65,7%), suivi par les sociétés italiennes Turboden (12,6%) et Exergy (9,8%) Figure II.3 . [16]

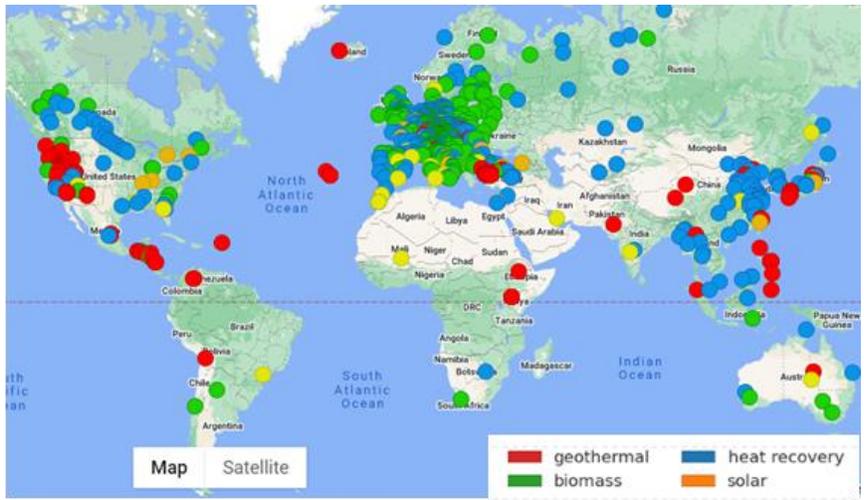


Figure II.2 Aperçu de toutes les unités ORC installées dans le monde [16]

Current situation • Total installed capacity : 2749.1 MWel, in 563 power plants  
 • New capacity planned : 523.6 MWel in 75 plants

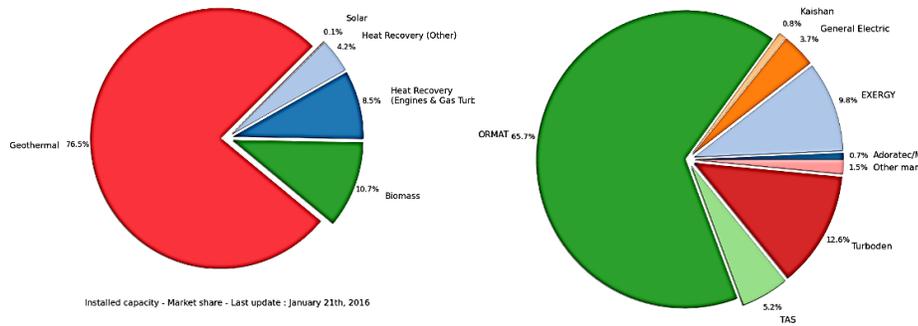


Figure II.1 Capacité totale installée par application (a) ; par fabricant (b) [16]



**Figure II.3** 5MW ORC fonctionnant à partir d'huile thermique à 300 C, 2015 [15]

### II.3. Processus du cycle ORC

Le cycle organique de Rankine (ORC) est un cycle moteur combiné permettant de transformer la chaleur en travail, comme le processus de Rankine classique. Sauf, qu'ici, on utilise comme fluide moteur un fluide organique (toluène, isobutène, isopentane, fluides de silicone...etc) au lieu de l'eau. Les fluides organiques possèdent une température d'ébullition plus basse que celle de l'eau. De ce fait, le cycle ORC est particulièrement adapté à récupérer de la chaleur même si celle-ci est disponible à des températures relativement basses (ce qui n'était pas réalisable avec le cycle classique de Rankine fonctionnant avec de l'eau). Sur un diagramme (T-s), la pente de la courbe du point de rosée de l'eau est négative (Fig.II.4), alors que celle des fluides organiques elle peut être infinie ou positive (Fig.II.5). Ceci favorise plus l'utilisation des fluides organiques, car la détente dans la turbine se fera totalement dans la zone de vapeur surchauffée ou à la limite en zone de vapeur humide, éliminant ainsi le risque de corrosion de cet équipement.

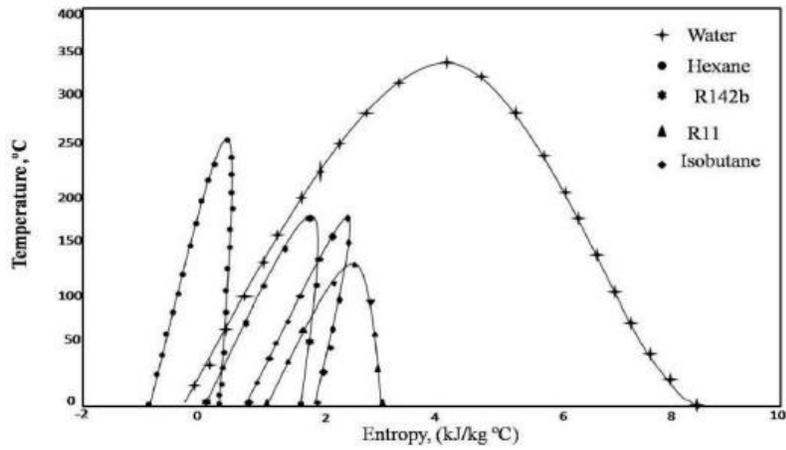


Figure II.4 Courbes de saturation de quelques fluides organiques et de l'eau [17]

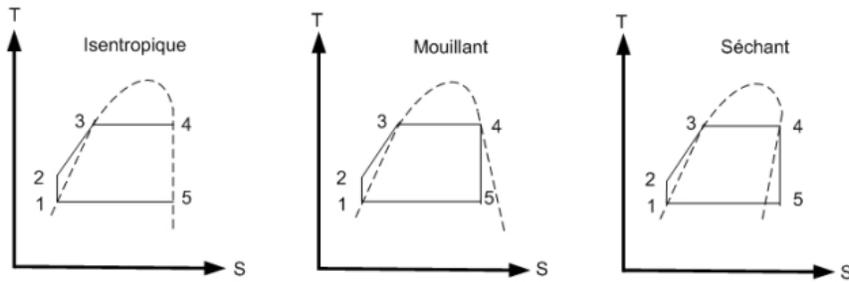


Figure II.5 Cycle ORC sur diagramme (T-s) pour fluides organiques de comportement différent dans la phase de détente (4-5)

### II.3.1. Description du cycle ORC

Le cycle Organique de Rankine idéal se compose des 4 transformations suivantes (Fig. II.6) :

- 1-2 Compression isentropique dans la pompe
- 2-3 Apport de chaleur à pression constante dans un générateur de vapeur.
- 3-4 Détente isentropique de la vapeur dans une turbine ; pour fournir du travail
- 4-1 Condensation de la vapeur à pression constante dans un condenseur.

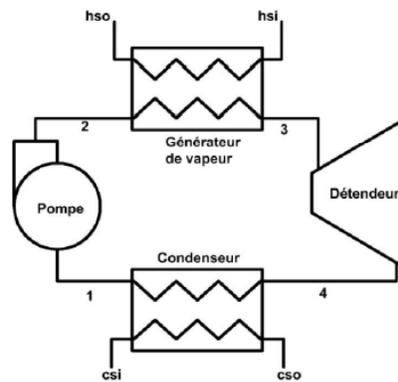


Figure II.6 Schéma d'un cycle ORC simple

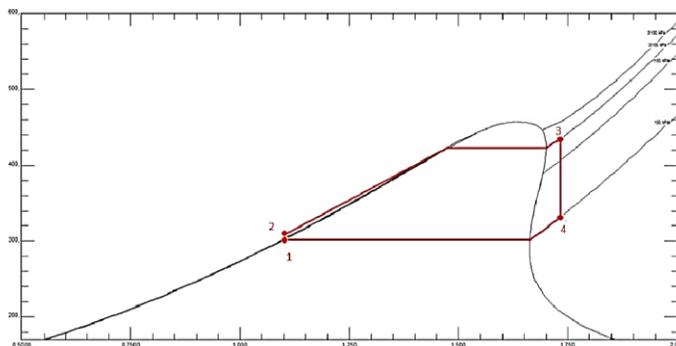


Figure II.7 Diagramme T-s du cycle ORC simple

### II.3.2. Le principe de fonctionnement

Le principe de fonctionnement du cycle organique de Rankine idéal est similaire à celui d'un cycle de Rankine classique idéal. Le fluide de travail du condensat est pompé du condenseur, où la pression est faible, vers l'évaporateur, où la pression est élevée. Le processus se déroule à entropie constante. Le liquide à haute pression entre dans l'évaporateur et absorbe l'énergie thermique de la source de chaleur à pression constante. Dans ce processus, le fluide de travail change de phase, passant d'un liquide saturé à une vapeur saturée ou surchauffée. La source de chaleur externe peut être la chaleur résiduelle de l'industrie, la chaleur géothermique, chaleur solaire, biomasse, etc. La vapeur saturée ou surchauffée à haute pression quitte l'évaporateur et se détend à travers un détendeur à entropie constante pour produire un travail mécanique. Dans le cadre du processus de détente, la pression diminue jusqu'à la pression du condenseur. Après quoi, le fluide de travail entre dans le condenseur sous forme de vapeur humide, saturée ou surchauffée, en fonction des conditions de travail et du type de fluide de travail utilisé. Dans le condenseur, le fluide se condense et change de phase pour devenir un liquide saturé ou sous-refroidi à l'aide d'un dissipateur thermique, puis le cycle est répété.

### II.3.3. Avantages du cycle ORC

Parmi les divers avantages d'utilisation d'un cycle organique de Rankine, on cite :

- Possibilité de récupération de la chaleur disponible à basse température
- Basse température et pression d'évaporation
- Pas besoin de surchauffe
- Construction simple de l'évaporateur
- Conception relativement simple des détendeurs
- Coût d'investissement bas
- Taux et coût de maintenance assez faible

## **II.4. Domaine d'application des cycles ORC**

Les cycles ORC trouvent leurs applications dans différents domaines, tels que l'industrie, la géothermie, les concentrateurs solaires et la biomasse

### **II.4.1. Domaine industriel**

La récupération de la chaleur perdue est un processus dans lequel l'énergie est extraite de la chaleur perdue qui provient de nombreux processus, en particulier dans les applications industrielles. Dans certaines situations, les chaudières, les récupérateurs et les régénérateurs sont utilisés afin de récupérer et de rediriger directement la chaleur vers le processus lui-même. Dans les cycles à vapeur, la récupération de la chaleur perdue ne se justifie pas du point de vue économique lorsque chaleur à récupérer est à basse température. Dans de telles situations, le cycle organique de Rankine peut être utilisé pour produire de l'électricité à partir de sources de chaleur de faible qualité.

### **II.4.2. Domaine géothermique**

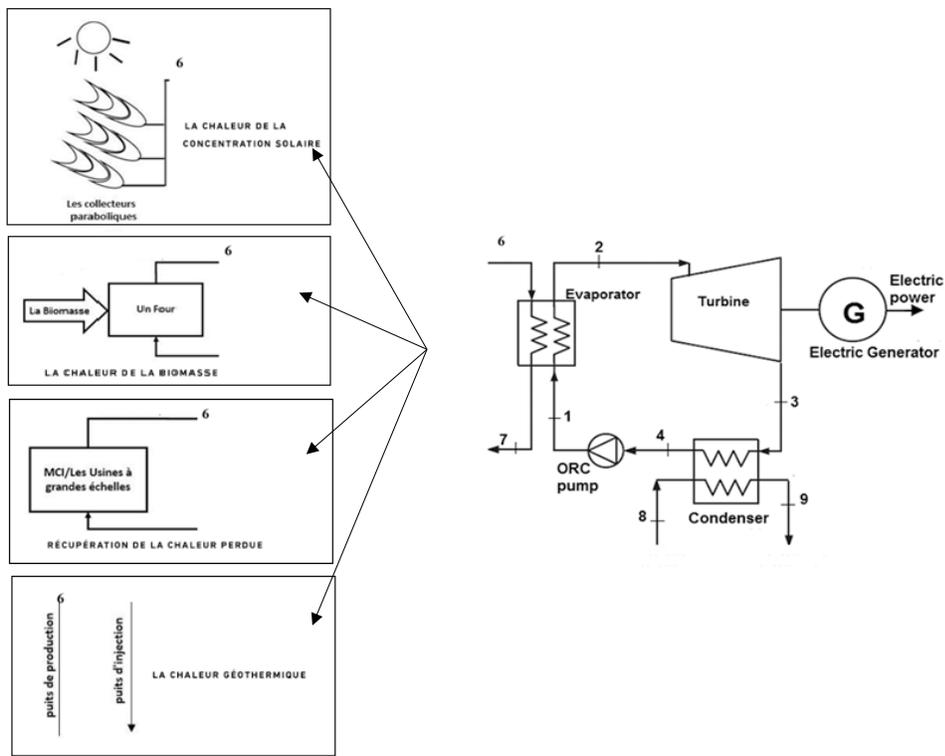
La chaleur naturellement présente dans le sous-sol et les nappes d'eau souterraines (aquifères) peut être elle aussi être utilisée comme source de chaleur (elle est disponible sur une large échelle de températures entre 10 et 300°C.) Le gradient géothermique moyen près de la surface de la Terre est d'environ 300 K/ km et n'est pas réparti de manière égale, Certains endroits se prêtent mieux que d'autres aux applications géothermiques.

### **II.4.3. Concentrateurs solaires**

Le principe de concentration consiste à faire converger les rayons du soleil en un point resserré, capable d'emmagasiner toute la chaleur. Les centrales solaires thermique à concentration sont en effet conçues sur le même principe. Des panneaux réfléchissants, dits aussi "miroirs" renvoient les rayons du soleil vers un système qui contient un liquide caloporteur (généralement de l'huile) et utiliser le liquide caloporteur comme source de chaleur

**II.4.4. La Biomasse**

La biomasse regroupe toutes les matières organiques qui peuvent être transformées en chaleur, en biocarburants (le bois, les déchets agricoles, les déchets organiques). Il est possible de produire de l'énergie à partir de la biomasse en utilisant la combustion ou la méthanisation.



**Figure II.8** Schéma des différents domaines d'application du cycle ORC

## II.5. Cycle ORC et ses différentes configurations

### II.5.1. Cycle sous-critique

Dans le cycle ORC sous-critique, le fluide de travail est comprimé dans la pompe à une pression inférieure à celle critique. On compte deux configurations généralement utilisées :

**Cycle simple (ou standard) :** Le principe du fonctionnement du cycle ORC simple a été expliqué dans le paragraphe Processus de ORC, Fig. II.9

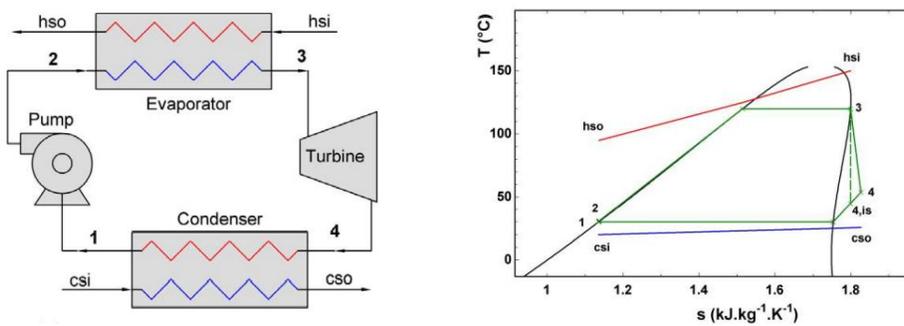


Figure II.9 Cycle ORC simple sous critique

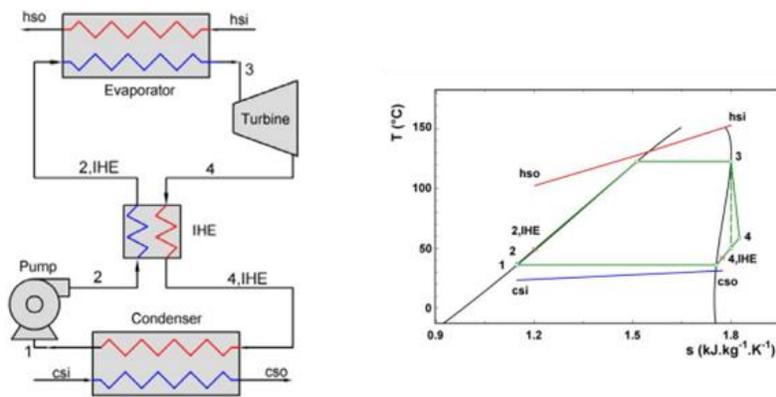


Figure II.10 Cycle ORC simple avec récupération sous critique

**Cycle avec récupération :** Utilisé dans les cas où la vapeur du fluide de travail à la sortie de la turbine est suffisamment chaude, on ajoute au cycle de base un échangeur de chaleur interne (ou récupérateur). Cette énergie est récupérée par échange avec le liquide sortant de la pompe. Avec le récupérateur, la performance du cycle ORC est améliorée (Fig. II.10) [18]

### II.5.2. Cycle supercritique (ou transcritique)

Dans le cas du cycle transcritique, le fluide de travail est comprimé dans la pompe à une pression supérieure à celle critique du fluide et détendu à la pression sous-critique, alors que le fluide est utilisé entièrement au-dessus de sa pression critique avec la configuration supercritique (Figure II.11) [19]

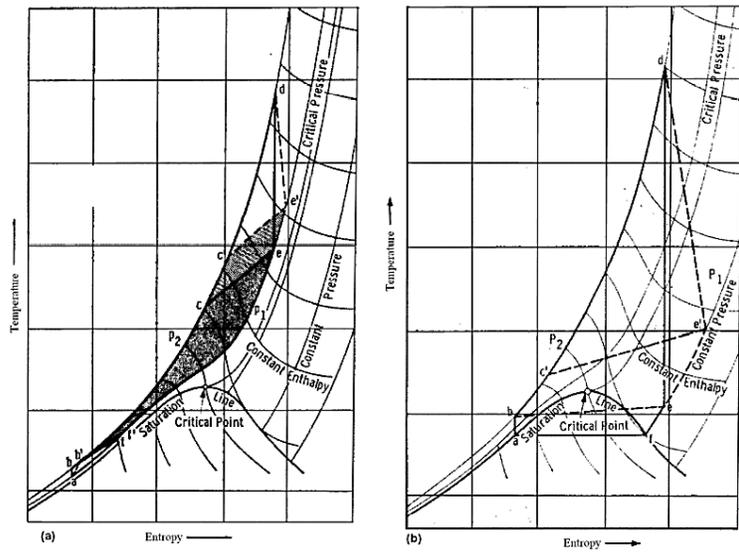


Figure II.11 T-s diagramme pour le cycle supercritique (a) et pseudo-supercritique (b) [19]

### II.5.3. Cycle multi-pression

Une autre configuration du cycle de Rankine pour la génération d'électricité est le cycle à multi-pression de transfert thermique à haute température. Le fluide de travail est pompé vers deux

générateurs de vapeur à basse et haute pression. À sa sortie de la turbine à haute pression, il sera mélangé avec la vapeur basse pression pour entrer dans la turbine à basse pression (Figure II.12)

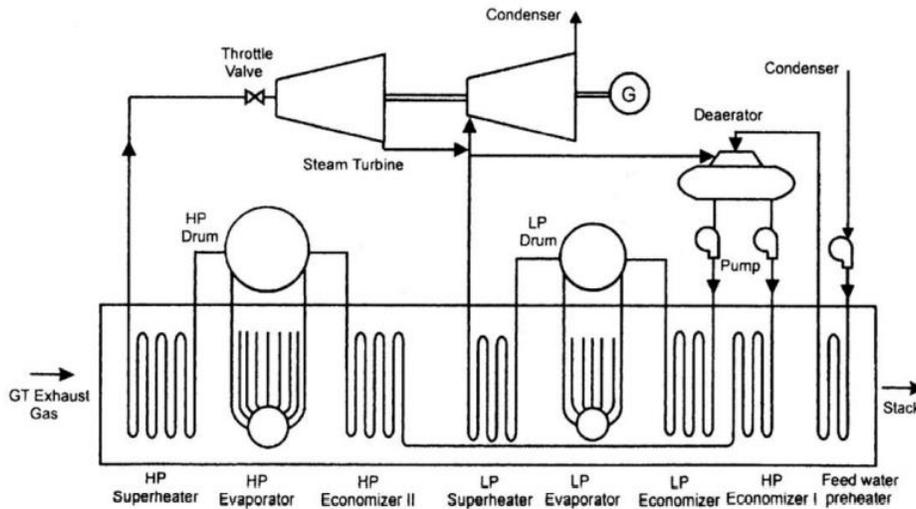


Figure II.12 Schéma d'un système à double-pressions d'une centrale combinée [18]

## II.6. Sélection des fluides organiques

Le choix d'un fluide de travail optimal n'est pas un processus facile à faire, car il dépend de plusieurs paramètres, à savoir : la température de la source de chaleur, de la bonne adaptation entre les températures de la source de chaleur et le fluide organique et les conditions limites des cycles. Le processus de sélection du fluide est un compromis entre les spécifications thermodynamiques, la sécurité et les aspects environnementaux et économiques.

### II.6.1. Propriétés thermodynamiques

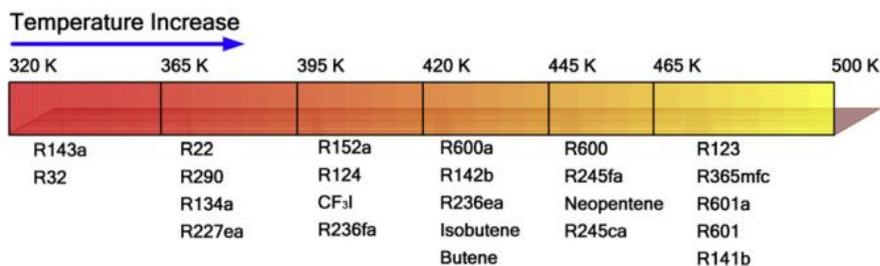
Les propriétés thermodynamiques sont très importantes dans le processus de choix de fluide et de conception des Cycles de Rankine Organiques, en ce qui concerne l'utilisation optimale de

l'énergie et la réduction des pertes d'énergie. Voici quelques propriétés thermodynamiques des fluides de travail :

- Dans les cycles sous-critiques, la pression critique du fluide de travail doit être supérieure à la pression de l'évaporateur.
- Le fluide de travail doit être secs ou isentropique pour éviter les problèmes de corrosion
- Le fluide de travail doit être thermiquement et chimiquement stable
- Le fluide doit avoir une grande variation d'enthalpie dans la turbine, conduisant à un travail net élevé.

On peut dire que toutes les catégories de fluides organiques et inorganiques pourraient être utilisés dans un système ORC. Cependant, le point critique d'un fluide de travail suggère la plage de température de fonctionnement appropriée pour le fluide de travail sous forme liquide et sous forme de vapeur et il devient une donnée importante pour la sélection du fluide en fonction de la source thermique. Sur la base de la valeur de la température critique, les fluides regroupent en trois catégories [20]:

- Fluides à haute température, avec  $T_c > 250 \text{ °C}$  ;
- Fluides à température moyenne, avec  $150 \text{ °C} < T_c < 250 \text{ °C}$  ;
- Fluides à basse température, avec  $T_c < 150 \text{ °C}$ .



**Figure II.13** Sélection des fluides de travail par rapport température de la source de chaleur [20]

### II.6.2. Propriétés de transfert de chaleur

- Le fluide doit avoir une capacité calorifique ( $C_p$ ) élevée qui lui permettra d'absorber efficacement l'énergie thermique de la source de chaleur.
- Une valeur élevée de  $C_p$  permet une meilleure approche du profil de température dans les échangeurs de chaleur et améliore les rendements [21]

### II.6.3. Critères environnementaux et de sécurité

Parmi les principaux effets sur l'environnement, il y a GWP et ODP [22]

- Un potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone ODP et un potentiel de réchauffement global GWP bas (Selon le règlement CE 2037/2000, de nombreux fluides de travail comme les CFC, et HFCs sont éliminés)

**NB :** Certains fluides de travail ont de bonnes propriétés thermodynamiques mais sont éliminés car ils ont en même temps des effets indésirables sur l'environnement et la sécurité.

## II.7. Conclusion

Les préoccupations environnementales liées au changement climatique et à l'augmentation des prix du pétrole sont des raisons qui soutiennent la forte croissance de moyen efficace, propre et fiable de production de l'énergie par récupération de chaleur, telle que le cycle organique de Rankine. Dans ce chapitre, nous avons procédé à la description de ce type de système avec ses différentes configurations, leur historique, leurs principes de fonctionnement ainsi que les domaines de leurs utilisations. L'accent a également été fait sur l'avantage que présente le cycle ORC par rapport au cycle classique de Rankine fonctionnant avec de l'eau.

**Chapitre III : MODELISATION  
THERMODYNAMIQUE ET  
TECHNOECONOMIQUE**

### III.1. Introduction

L'objectif de ce chapitre est de présenter la modélisation thermodynamique d'un cycle ORC sous critique simple sans régénération, en vue de l'utiliser pour la production de l'électricité à partir des rejets thermiques d'un site industriel. A partir des données du problème et des bilans d'énergie, établis pour les composants du cycle (pompe, générateur de vapeur, turbine et condenseur), les paramètres ( $T, P, h, s$  ...etc.) en tout point du cycle ainsi que ses performances thermodynamiques (puissance, rendement, ...etc.) seront estimées.

### III.2. Calcul thermodynamique

#### III.2.1. Données et hypothèses du problème

Le cycle ORC, que nous proposons (Figure III.1) c'est un cycle sous critique simple (les configurations les plus utilisées du cycle ORC pour la génération d'électricité sont des configurations sous-critiques [18]) utilise comme source chaude une huile thermique (sélectionnée selon les critères : Bonne stabilité thermique et chimique, Chaleur spécifique élevée Faible inflammabilité) chauffée par les gaz d'échappements de l'une des turbines (MS7001EA). Cet échauffement se fait à travers un économiseur, installé entre la turbine à gaz et le cycle ORC à étudier. Notons que pour des raisons de sécurité [12], les gaz brûlés ne sont pas directement utilisés comme source de chaleur.

Dans un premier temps, nous utilisons comme fluide organique de travail Cyclopentane qui est largement utilisé, car il répond favorablement aux critères de choix mentionnés dans le Chapitre II [5]

#### Les hypothèses :

- On Négliger les pertes de pression de chaque côté des échangeurs de chaleur.
- On Négliger la variation des énergies cinétique et potentielle
- Rendement isentropique de la turbine et de la pompe sont fixé

**Commented [M7]:** Réduire l'espace entre le titre et son texte

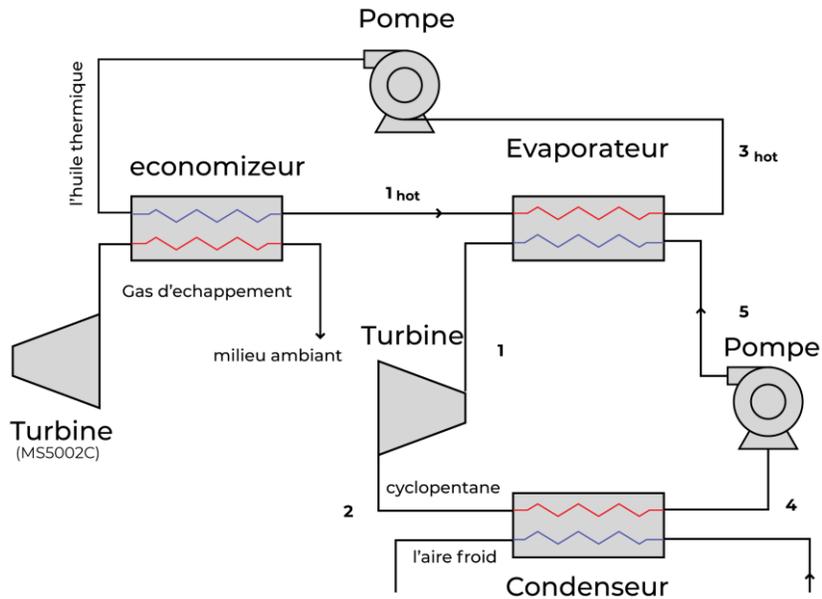


Figure III.1 schéma du cycle ORC proposé

Les données nécessaires à notre calcul sont regroupées en ces quelques points :

- Température de l'huile thermique  $T_{1hot}$
- Débit massique de l'huile thermique  $\dot{m}_{hot}$
- Pression de l'huile thermique  $P_{1hot}$
- Pression d'évaporation du fluide organique  $P_{EVA}$
- Pression de condensation du fluide organique  $P_{COND}$
- Températures des pincements  $\Delta T_{pp1}$  et  $\Delta T_{pp2}$  dans l'évaporateur et le condenseur :  
 C'est l'écart minimum entre les températures du fluide froid et du fluide chaud circulant dans un échangeur de chaleur (plus cet écart est faible, plus l'irréversibilité liée au transfert de chaleur sont faibles mais d'autre part la surface d'échange est plus importante). (Figure III.2)

- Température d’approche  $\Delta T_{ap}$ , qui est l’écart de température entre le fluide organique (1) et la source chaude ( $T_{1hot}$ ), à la sortie de l’évaporateur. (Figure III.2)
- Rendement isentropique de la turbine  $\eta_{ist}$
- Rendement isentropique de la pompe  $\eta_{isp}$

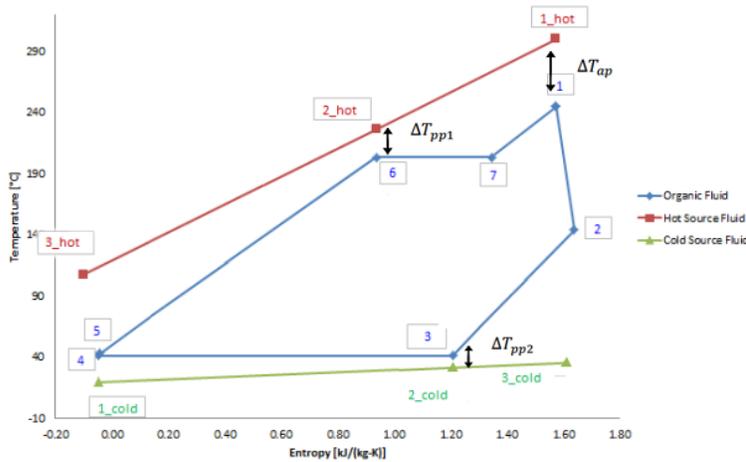


Figure III.2 Positions des points de pincement et point d’approche et les points d’état.

### III.2.2. Procédure de calcul du cycle ORC

#### III.2.2.1 Calcul des paramètres thermodynamiques du cycle

##### a) Turbine (1-2)

En ayant la température de la source chaude ( $T_{1h}$ ) et l’écart  $\Delta T_{ap}$ , la température ( $T_1$ ) de la vapeur surchauffée du fluide organique, à l’entrée de la turbine à vapeur (sortie du surchauffeur), est donnée par :

$$T_1 = T_{1h} - \Delta T_{ap} \tag{III.1}$$

Comme la pression à l’entrée de la turbine est connue ( $P_1 = P_{Evap}$ ), l’enthalpie ( $h_1$ ) et l’entropie ( $s_1$ ) spécifiques peuvent (généralement) être obtenues graphiquement ou à partir de fonctions

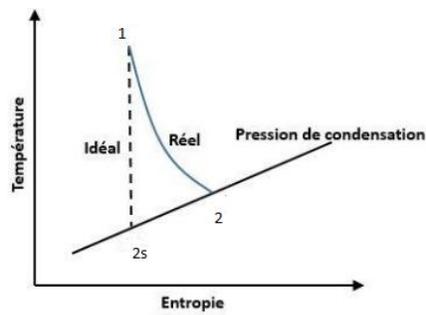
Commented [M8]: La taille des sous titres c’est en 12 normalement non ????

(équations d'état ou corrélations). Dans notre cas, nous avons utilisé des fonctions incorporées dans un logiciel CoolProp, (voir annexe A) et qui permettent de remonter à n'importe quelle variable thermodynamique ( $T, P, h, s \dots etc$ ) à partir de deux variables thermodynamiques indépendantes seulement.

$$[h_1, s_1] = f(T_1, P_1) \quad \text{III.2}$$

A la fin de la détente isentropique dans la turbine (point 2s) (Fig.III.3), la pression est connue ( $P_2 = P_{Cond}$ ) ainsi que l'entropie ( $s_{2s} = s_1$ ). Ayant ces deux grandeurs, on peut calculer l'enthalpie au point 2s, telle que :

$$h_{2s} = f(P_2, s_{2s}) \quad \text{III.3}$$



**Figure III.3** Détente idéale (réversible) et réel irréversible dans la turbine

Au moyen du rendement isentropique de la détente  $\eta_{ist}$ :

$$\eta_{ist} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \quad \text{III.4a}$$

On obtient l'enthalpie à la sortie réelle (point 2) de la turbine, telle que :

$$h_2 = h_1 - \eta_{ist}(h_1 - h_{2s}) \quad \text{III.4b}$$

ayant  $h_2$  et  $P_2$ , la température et l'entropie à la sortie réelle de la turbine sont données par les fonctions du logiciel :

$$[T_2, s_2] = f(P_2, h_2) \quad \text{III.5}$$

**b) Condenseur (2-4)**

Le fluide à la sortie du condenseur (point 4) est à l'état de liquide saturé. La pression est déjà donnée ( $P_4 = P_{COND}$ ) et le taux de vapeur en ce point est  $x = 0\%$ . La température et l'enthalpie à la sortie du condenseur sont telles que :

$$[T_4, h_4, s_4] = f(P_4, x = 0) \quad \text{III.6}$$

**c) Pompe (4-5)**

La pression à la sortie de la pompe (point 5) est connue car  $P_5 = P_{Evap}$ . Les paramètres en ce point se calculent de la même manière que ceux à la sortie de la turbine : c'est-à-dire, on considère une compression isentropique (4-5s) pour avoir l'enthalpie  $h_{5s}$ , telle que :

$$h_{5,s} = f(P_5 = P_{Evap}, s_{5s} = s_4) \quad \text{III.7}$$

et à l'aide du rendement isentropique de la pompe  $\eta_{isp}$ , on obtient l'enthalpie réelle  $h_5$  :

$$h_5 = h_4 + \frac{(h_{5,s} - h_4)}{\eta_{isp}} \quad \text{III.8}$$

Si on souhaite avoir d'autres paramètres tels que  $T$ ,  $s$ , ...etc. on utilise les fonctions du logiciel

$$[T_5, s_5, \dots] = f(P_5, h_5)$$

**d) Générateur de vapeur (5-1)**

Le générateur de vapeur (Fig.III.1) est composé d'un économiseur, dont la sortie est le point (6) (liquide saturée à la pression  $P_{Evap}$ ), un évaporateur dont la sortie est le point (7) (vapeur saturée à  $P_{Evap}$ ) et un surchauffeur dont la sortie est le point (1) (entrée de la turbine déjà calculé). Donc, les paramètres thermodynamiques aux points (6) et (7) sont tels que :

$$[T_6, h_6, s_6] = f(P_6 = P_{Evap}, x = 0) \quad \text{III.9a}$$

$$[T_7, h_7, s_6] = f(P_7 = P_{Evap}, x = 1) \quad \text{III.9b}$$

Ayant  $T_7$ , la température de l'huile ( $T_{2h}$ ) se calcule à partir de la température de pincement, telle que :

$$T_{2h} = T_7 + \Delta T_{PP1} \quad \text{III.10}$$

### III.2.2.2 Calcul des performances du cycle ORC

Le calcul des performances passe par l'établissement des bilans énergétiques (premier principe de la thermodynamique) pour les systèmes ouverts qui composent l'installation étudiée, à savoir : le générateur de vapeur, la turbine, le condenseur et enfin la pompe.

#### a) Puissance thermique du générateur de vapeur

Le bilan énergétique dans la section évaporateur + surchauffeur (Fig. III.2) permet de calculer le débit massique ( $\dot{m}$ ) du fluide organique qui circule dans le cycle ORC, tel que :

$$\dot{m} \cdot (h_1 - h_6) = \dot{m}_h \cdot C p_h (T_{1h} - T_{2h}) \quad \text{III.11a}$$

D'où

$$\dot{m} = \frac{\dot{m}_h \cdot C p_h (T_{1h} - T_{2h})}{(h_1 - h_6)} \quad \text{III.11b}$$

La puissance thermique apportée au cycle ORC au niveau du générateur de vapeur (Fig. III.3) est donnée par la relation suivante :

$$\dot{Q}_{\text{généré}} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_5) = \dot{m}_h \cdot (h_{1h} - h_{3h}) \quad \text{III.12}$$

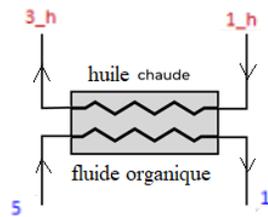


Figure III.3 Echange de chaleur dans le générateur de vapeur.

#### b) Puissance mécanique de la turbine

La puissance mécanique fournie par la turbine à vapeur est égale à :

$$\dot{W}_t = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) \quad \text{III.13}$$

**c) Puissance mécanique de la pompe**

La puissance absorbée par la pompe est donnée par la relation :

$$\dot{W}_P = \dot{m} \cdot (h_5 - h_4) \quad \text{III.14}$$

**d) Puissance thermique du condenseur**

La puissance thermique rejetée au niveau du condenseur est :

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m} \cdot (h_4 - h_2) \quad \text{III.15}$$

**e) Puissance mécanique du cycle ORC**

La puissance mécanique (nette) du cycle ORC est la somme algébrique des puissances de la turbine et de la pompe :

$$\dot{W}_{ORC} = \dot{W}_t + \dot{W}_P = \dot{m} \cdot [(h_2 - h_1) + (h_5 - h_4)] \quad \text{III.16}$$

**f) Rendement thermique du cycle ORC**

Le rendement thermique du système ORC est égal au rapport de la puissance utile du cycle sur la puissance dépensée :

$$\eta_{ORC} = \frac{|\dot{W}_{ORC}|}{\dot{Q}_{géné}} = \frac{|(h_2 - h_1) + (h_5 - h_4)|}{(h_1 - h_5)} \quad \text{III.17}$$

**g) Rendement thermique du cycle combiné TAG-ORC**

Le rendement thermique du cycle combiné de Joule Brayton-Rankine (fonctionnant avec un fluide organique) est égal au rapport de la puissance utile totale délivrée par les deux cycles sur la puissance thermique dépensée au niveau de la chambre de combustion de la turbine à gaz (cycle Brayton) :

$$\eta_{Brayton-ORC} = \frac{|\dot{W}_{ORC} + \dot{W}_{Brayton}|}{\dot{Q}_{CC}} \quad \text{III.18}$$

où :

$\dot{W}_{Brayton}$ , représente la puissance mécanique nette du cycle de Joule-Brayton (turbine à gaz), donnée.

$\dot{Q}_{CC}$ , désigne la puissance thermique de la chambre de combustion, donnée par :

$$\dot{Q}_{CC} = \dot{m}_{GN} \cdot P_{ci} \cdot \eta_{cc} \quad \text{III.19}$$

Le pouvoir calorifique inférieur du combustible ( $P_{ci}$ ), le rendement de la combustion ( $\eta_{cc}$ ), le débit de l'air ( $\dot{m}_a$ ) et celui du combustible ( $\dot{m}_{GN}$ ) sont données.

### III.3. calcul technicoéconomique

**Commented [M9]:** Calcul technicoéconomique n'est pas mieux

Pour réaliser un calcul technicoéconomique du cycle étudié nous devons tenir compte des paramètres suivants :

**Valeur actuelle nette (VAN) :** Valeur actuelle nette ou "VAN" est un indicateur financier qui permet d'orienter la prise de décision pour un investissement. Il représente l'enrichissement d'un investissement par rapport à un placement de référence qui sert d'objectif minimum à atteindre.

Qui donner par cette formule :

$$VAN = -C_0 + \sum_{n=1}^N \frac{F_n}{(1+k)^n} \quad \text{III-20}$$

- n est la période (année)
- $C_0$  est l'investissement initial,
- K c'est le taux d'intérêt et le taux d'inflation

**Le flux net de trésorerie pour l'année (Fn) :** désigne une mesure de performance financière indiquant les montants d'argent liquide encaissés ou dépensés par une entreprise durant une période donnée.

$$F_n = B_n - C_n, \quad \text{III-21}$$

$B_n$  est le bénéfice (entrées) pour l'année n, et  $C_n$  est le coût (sorties) pour l'année n

### III.3.1. Données et hypothèse de problème

Les données nécessaires à notre calcul sont regroupées en ces quelques points :

- Coût total d'installation  $C_0$  (Coût des équipements (HYSYS), maintenance et installation du cycle ORC) (voir annexe B)
- $W_{net}$  fourni par la turbine du système
- Le prix d'électricité en Algérie
- Taux d'inflation en Algérie
- Taux d'intérêt en Algérie
- $n$  est la période (année)

**Les hypothèses :**

- Le facteur de charge pour le système ORC 90%
- Le coût de maintenance est estimé à 10% du prix de chaque équipement et le coût d'installation de chaque équipement est estimé à 20% pour les équipements statiques (vanne, condenseur, évaporateur) et à 25%

Commented [M10]:

### III.4. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté le modèle mathématique, basé sur des bilans énergétiques, permettant l'analyse et l'évaluation des performances thermodynamique d'un cycle ORC combiné à celui d'une turbine à gaz. Les bases d'un calcul technico-économique ont été également présentées pour une évaluation économique de ce système de récupération d'énergie et l'estimation du temps de retour de l'investissement.

## **Chapitre IV : RESULTATS ET INTERPRETATION**

## IV.1. Introduction

Dans ce chapitre nous présentons les résultats, du calcul thermodynamique et technicoéconomique du cycle ORC organique de Rankine, obtenus analytiquement avec Excel et avec le logiciel HYSYS. Nous avons également affecté une étude paramétrique qui consisté a analyser l'influence de certains grandeurs thermodynamique sur les performances (puissance nette) du cycle ORC

## IV.2. Validation des calculs

Dans notre mémoire, nous avons utilisé deux outils de calcul pour effectuer nos simulations numériques, à savoir : le logiciel **HYSYS** (voir annexe B) (pour l'étude paramétrique et technicoéconomique) et le logiciel **Excel** (pour un premier calcul analytique) couplé à **CoolProp** qui est à une base de données (à accès libre) permettant le calcul des propriétés thermodynamiques d'un large éventail de fluides. Pour montrer notre savoir-faire en la question, nous avons valider nos résultats (Tableau IV.1), avec ceux de NICOLÒ MAZZI [23], dont le travail consistait à étudier numériquement (par HYSYS) un cycle ORC avec récupération (Fig. IV.1). L'équation d'état de Peng-Robinson (généralement recommandé pour les applications de raffinage-pétrochimie et de traitement de gaz) a été choisi comme modèle thermodynamique. Le tableau ci-dessous montre une très bonne concordance entre les résultats.

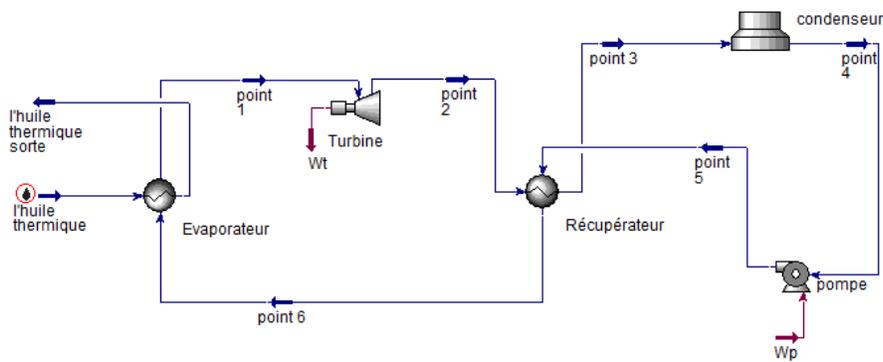


Figure IV.1 1 Schéma de l'installation syjet a la validation

Paramètres thermodynamiques	Présent travail		Réf [23]	Ecart relatif %
	Excel	HYSYS		
T1(°C)	245	245	245	0.00
T2	144.5	145.3	144.2	0.76
T3	78.7	82.1	77.8	5.53
T4	42.2	41.6	41.5	0.24
T5	43.1	43.5	43.2	0.69
T6	96.5	96.3	96.3	0.00
$\dot{W}_t$ (KW)	5130.2	5117	5156.1	0.76
$\dot{W}_P$ (KW)	183.9	183.9	185	0.59
$\dot{W}_{ORC}$ (KW)	4946.4	4933.1	4971.1	0.76
$\dot{Q}_{Evap}$ (KW)	20187.3	20208.44	20213.4	0.02
$\eta_{ORC}$	24%	24%	23.6%	1.69

**Tableau IV.1** Résultats de la validation avec Réf [23]

### IV.3. Analyse thermodynamique du cycle ORC simple proposé

Passons maintenant à l'analyse du cycle ORC proposé dans cette étude. Rappelons que les gaz brûlés à la sortie de la turbine à gaz (Fig.IV.2) vont chauffer l'huile thermique qui apporte de la chaleur (source chaude) au cycle ORC au niveau du générateur de vapeur. Les données relatives à notre problème sont regroupées dans le tableau IV 2

Les premiers résultats obtenus sous Excel sont affichés sur le tableau IV.2. On remarque que 20.86% de la puissance thermique du générateur de vapeur (24.68 MW ) est transformée en une puissance mécanique utile, soit alors 5.14 MW Le même cycle ORC (y compris la boucle d'huile thermique et le circuit des gaz brûlés provenant de la turbine à gaz) a été modélisé sous HYSYS. Les résultats ainsi obtenus (Tableau IV.3) correspondent bien à ceux données par Excel. Notons aussi que la combinaison d'un cycle ORC au cycle de Joule Brayton d'une turbine à gaz augmente le rendement thermique à 48%, ce qui est appréciable.

Boucle d'huile thermique	
Température	$T_{1hot} = 280 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Débit massique	$\dot{m}_{hot} = 60 \text{ Kg/s}$
Pression	$P_{1hot} = 5 \text{ bar}$
ORC	
Débit massique	$\dot{m}_f = 36.08 \text{ Kg/s}$
Pression d'évaporation	$P_{EVA} = 28 \text{ bar}$
Pression de condensation	$P_{COND} = 0.8 \text{ bar}$
Température de pincement	$\Delta T_{pp1} = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Température d'approche	$\Delta T_{ap} = 40 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Rendement isentropique de la turbine	$\eta_{ist} = 85\%$
Rendement isentropique de la pompe	$\eta_{isp} = 80\%$

Tableau IV.2 Les données relatives de cycle proposé

	Point	T(°C)	P(bar)	Puissance (kw)	Rendement cycle ORC	Rendement cycle combiné
Turbine	1	240	28	5319.27	20.86%	48%
	2s	123.48	0.8			
	2	138.46	0.8			
Condenseur	2	138.46	0.8	19539.46		
	3	42.24	0.8			
	4	42.24	0.8			
Pompe	4	42.24	0.8	169.43		
	5s	43.12	28			
	5	43.61	28			
	5	43.61	28			
	6	203.81	28			

Générateur vapeur	7	203.81	28	24689.30		
	1	240	28			

Tableau IV.3 Les résultat de calcul analytique avec Excel

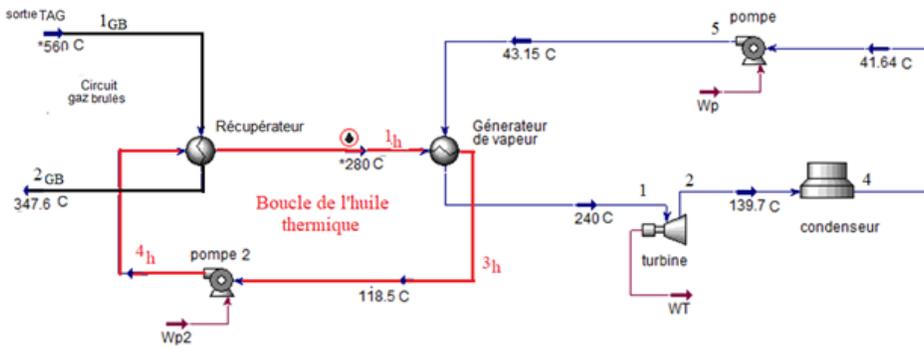


Figure IV.2 Schéma de l'installation ORC simple (sous HYSYS)

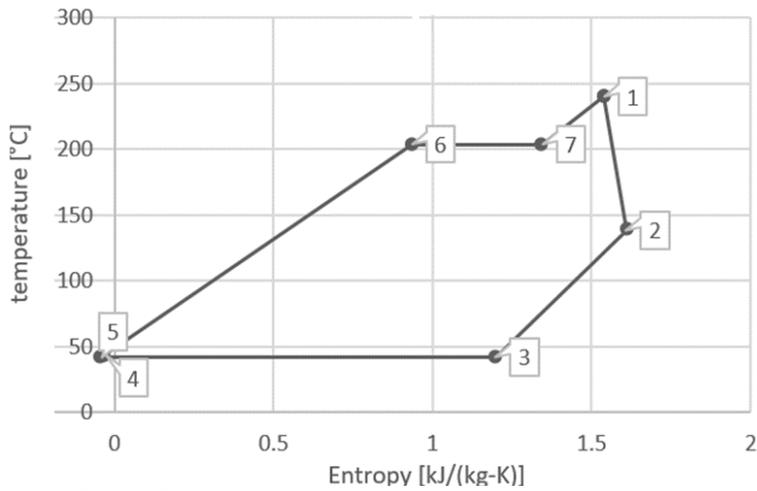


Figure IV.3 Cycle Organique de Rankine sur diagramme (T-s)

Name	T1 Gb	T3 Gb	T1 Hot	T3 Hot	point 1	point 4	point 2	point 3
Pressure [bar]	1,0245	0.02	5	4.75	28	28	0.8	0.8
Temperature [C]	560	347.571	280	118.503	240	43.1474	139.652	41.6435
Mass Flow [kg/s]	98.3475	98.3475	60	60	36.08	36.08	36.08	36.08
Wt	5305							
Wp	169.5							
Q <sub>gén</sub>	24595.73							
η	20.87%							

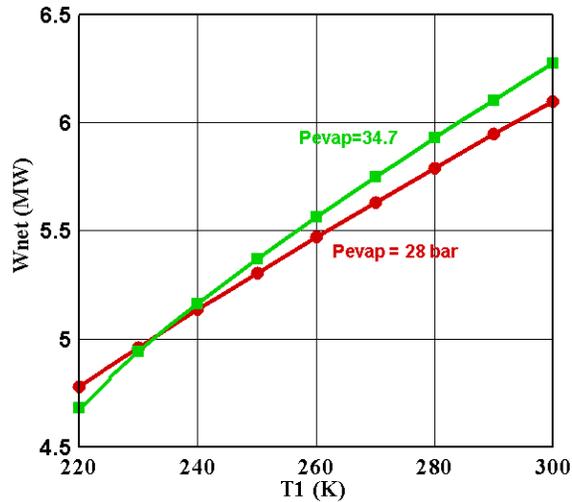
**Tableau IV.4** Paramètres thermodynamiques et performances du cycle ORC (sous HYSYS)

## IV.4. Etude paramétrique du cycle ORC

Dans cette partie nous allons effectuer une étude paramétrique pour montrer l'effet de quelques paramètres de fonctionnement du cycle ORC sur ses performances (essentiellement la puissance de la turbine).

### IV.4.1. Effet de la température à l'entrée de la turbine (T1)

La figure (IV 4) présente les courbes d'évolution de la puissance nette du cycle en fonction de la température (T1) à l'entrée de la turbine pour deux niveaux de pressions d'évaporation  $P_{\text{evap}}=28$  bar et 34.7 bar. On remarque que la puissance augmente avec l'augmentation de T1, de façon quasi-linéaire.  $W_{\text{net}}$  est plus sensible à la variation de T1 qu'à la variation de  $P_{\text{evap}}$ .



**Figure IV.4** Variation de la Puissance du cycle en fonction de la température T1 à l'entrée de la turbine

#### IV.4.2. Effet de la pression d'évaporation ( $P_{evap}$ )

La figure IV.5 présente l'évolution de la puissance du cycle en fonction de la pression d'évaporation (à l'entrée de la turbine à vapeur) et pour une température de fluide de travail à l'entrée de la turbine  $T_1 = 240^\circ\text{C}$ ,  $270^\circ\text{C}$  et  $300^\circ\text{C}$ . Dans chacun des cas, cette puissance augmente avec l'augmentation de  $P_{evap}$ , atteint une valeur maximale puis au-delà de cette valeur elle diminue : Par exemple, pour le cas traité avant et où  $T_1 = 240\text{K}$  (IV.4), le cycle atteint sa puissance maximale à  $P_{evap}^* \approx 34.7\text{ bar}$ . Pour les autres températures, la valeur optimale de  $P_{evap}^*$  est plus élevée.

**Commented [M11]:** Indiquer le numéro du paragraphe où ce calcul a été fait

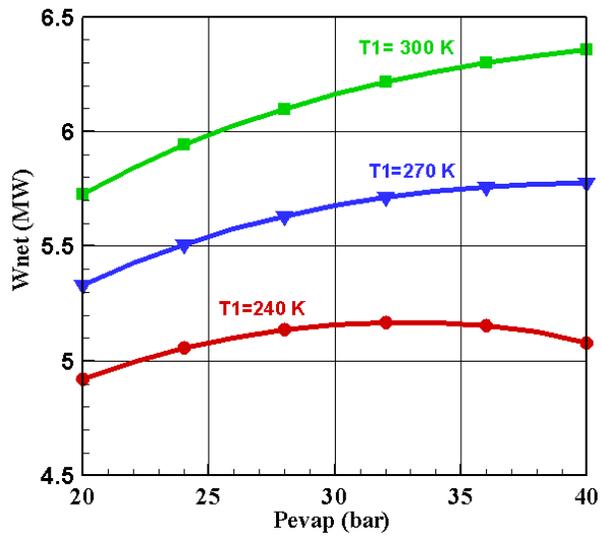


Figure IV.5 Variation de la puissance du cycle en fonction de la pression de d'évaporation

#### IV.4.3. Effet de la pression de condensation ( $P_{COND}$ )

A partir de la figure IV.6, on peut voir que la puissance du cycle chute rapidement avec l'augmentation de la pression de condensation  $P_{cond}$  (c'est aussi la pression à la sortie de la turbine). Ceci est évident car avec l'augmentation de  $P_{cond}$ , l'enthalpie à la sortie de la turbine va augmenter ce qui réduira la chute d'enthalpie aux bornes de cet équipement et le travail du cycle par conséquent. Pour cette raison il est préférable de maintenir  $P_{cond}$  le plus faible possible.

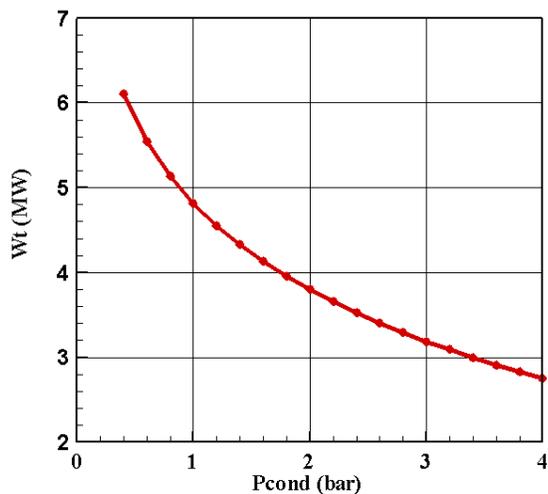


Figure IV.6 variation de la puissance du cycle en fonction de la pression de condensation

#### IV.4.4. Effet du débit de l'huile thermique

La Figure IV.7 illustre la variation de la puissance du cycle en fonction du débit de l'huile thermique pour différentes valeurs de  $T_I$  (240 °C, 270°C et 300 °C) et  $P_{evap}$  (28 bar, 34.7 bar et 41 bar). On remarque que la puissance du cycle augmente rapidement (et de façon linéaire) avec le débit de l'huile thermique. Cette augmentation est invariable à  $P_{evap}$ , pour une température  $T_I$  donnée. (On prend (le cas B) le cas optimum  $T=270$  °C et  $P_{evap}=41$  bar on gain une puissance net 9.97)

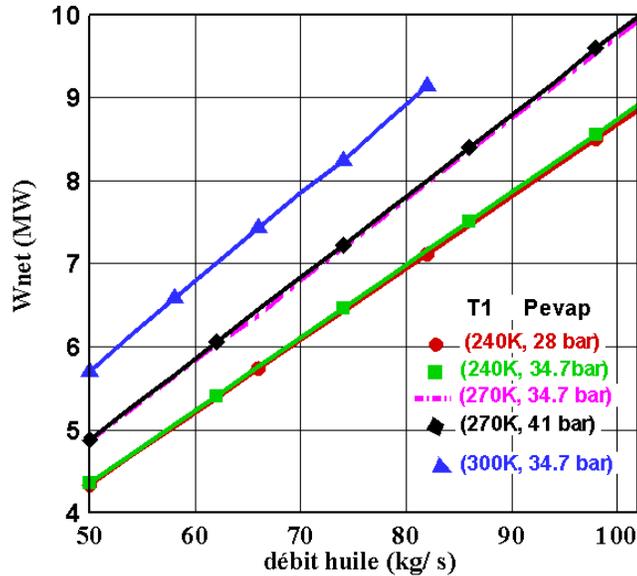


Figure IV.7 Variation de la puissance du cycle en fonction du débit de l'huile thermique

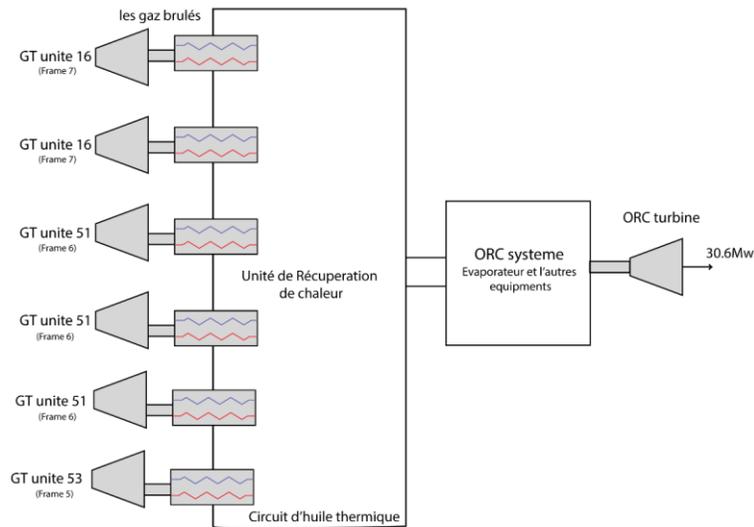
#### IV.5. Impact de la mise en place d'un cycle ORC sur le complexe

Le site industriel complexe SONATRACH GNL-3Z Arrezw-Oran dispose de 6 turbines : trois d'entre elles font fonctionner des compresseurs (indispensables au procédé) et trois autres turbines (de puissance 15 MW chacune) pour répondre uniquement aux besoins en électricité du site (environ 45 MW). Les premiers résultats de notre étude (tableau IV.3) montrent que la mise en place d'un cycle ORC à la sortie d'une seule turbine à gaz peut produire (par récupération) une puissance électrique de 5.1 MW (puissance nette du cycle ORC), ce qui représente 11.3% des besoins totaux en électricité du site (45 MW) ou encore 34% de la puissance électrique fournie par une turbine à gaz (15 MW). Ceci, nous permet de proposer, au complexe, les deux solutions suivantes :

**a) Solution 1 : mise en réseaux de l'électricité**

Cette solution consiste à produire de l'électricité à partir des gaz brûlés des 6 turbines de complexe (Figure IV.8) (3 turbines de process et 3 turbines pour la génération électrique) et la mettre en réseaux pour la vente (Entreprise ou ménages).

Le calcul technicoéconomique Tableau IV.5 montre un gain estimé sur 20 ans de 203,513,249.09 \$ pour le cas A (ordinaire) et 442,408,238.58 \$ pour le cas B (optimisé). La figure montre que l'investissement est amorti au bout de 2 ans (Figure IV.9 et IV.10)



**Figure IV.8** schéma de boucle de récupération à partir de 6 turbines

Cout totale d'installation $C_0$ (voir annexe B)	2186795 USD
Cout de maintenance et opération (10% $C_0$ )/ans	218679.5 USD/ans
Le prix d'électricité en Algérie pour les entreprises [24]	0.031 USD/KWh
Taux d'inflation en Algérie (2019-2021) [25]	3.86%
Le taux d'intérêt [26]	5%
La dégradation du système [26]	2%

**Tableau IV.5** Données nécessaires pour le calcul technoeconomique

	Puissance D'ORC avec (cas A)	Puissance D'ORC avec (cas B)
VAN	203,513,249.09 \$	442,408,238.58 \$
Le taux de retour Irr	32%	37%

**Tableau IV.6** Résultats de Van et IRR pour la vente d'électricité (Voir annexe C )

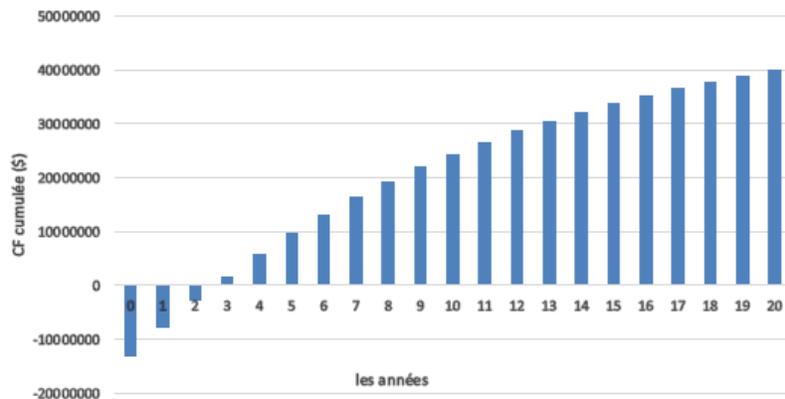


Figure IV.9 variation de cash-flow pendant 20 ans.031 avec ORC de capacité 5.1 MW

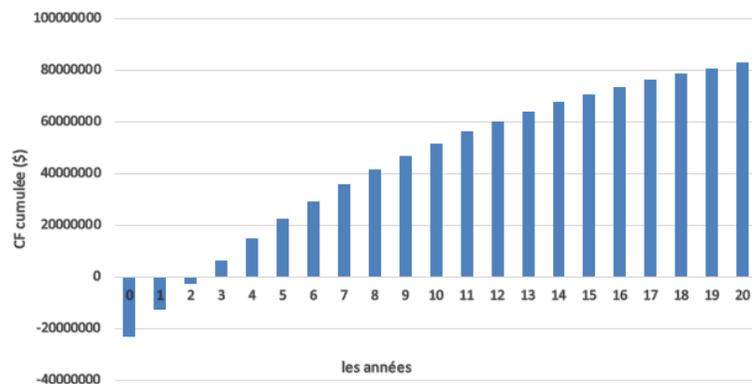
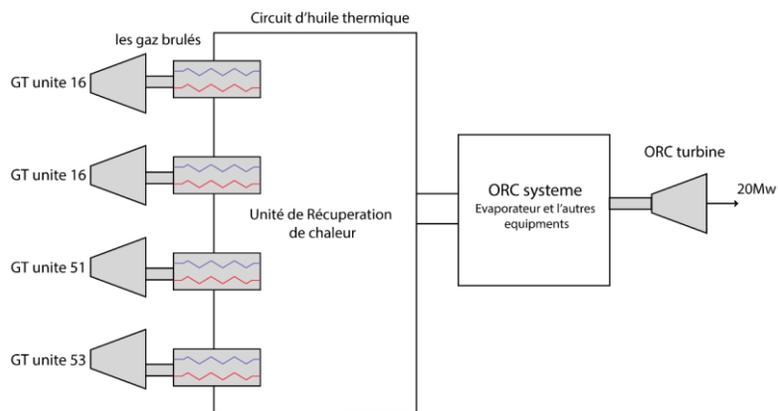


Figure IV.10 variation de cash-flow pendant 20 ans.031 avec ORC de capacité 9.97 MW

### b)Solution 2 : consommation interne de l'électricité

D'après (le tableau IV.6) et (Figure IV.12) on remarque que l'intégration du cycle ORC permet de couvrir (et plus dans le cas B) la totalité des besoins en électricité de site en faisant marcher une seule turbine de génération (électrique au lieu de trois). Comme les deux turbine mise à l'arrêt consomme d'habitude 6 082 621 tonnes de gaz naturelles cette quantité sera désarmé économiser si ont utilisé un cycle ORC



**Figure IV.11** schéma de boucle de récupération à partir de 4turbines

Les années	2018	2019	2020
Electricité produite sans ORC	231421	274206	263814
Electricité produite avec ORC (cas A)	237974	252236	248772
Électricité produite avec ORC (cas B) (optimiser)	391554	405816	402352

**Tableau IV.7** Les résultats d'électricité produite (annuelle) sans et avec ORC

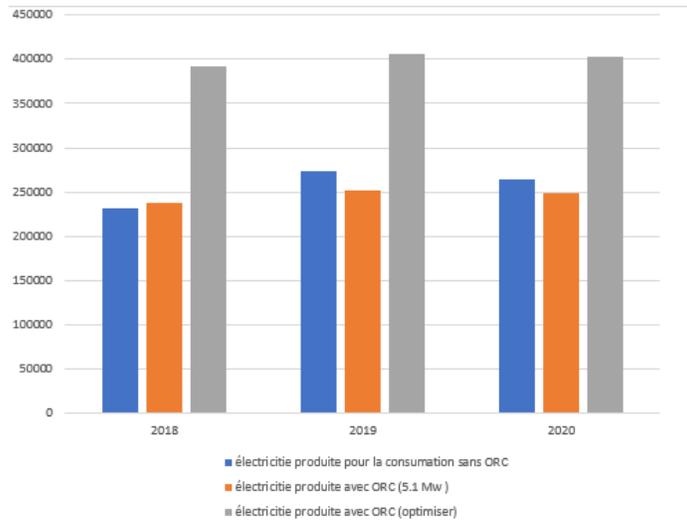


Figure IV.12 l'électricité produite sans et avec ORC

## IV.6. Conclusion

L'analyse thermodynamique des résultats obtenus avec un fluide organique (Cyclopentane) et sous des conditions de fonctionnement choisis (arbitrairement) a montré que la technologie ORC permet de récupérer, dans notre cas, une puissance équivalente à 5 MW (par turbine à gaz). Le rendement thermique du cycle est de ce fait augmenté de 16%. Pour certains paramètres de fonction déduits de l'étude paramétrique de ce cycle, cette puissance peut atteindre les 10MW (par turbine à gaz). Dans notre cas, le calcul économique montre que le temps de retour des investissements liés à la mise en œuvre d'un cycle de Rankine, pour la récupération de la chaleur résiduelle industrielle, ne dépasse pas 3 années.

# **CONCLUSION GENERALE ET PRESPECTIVE**

## Conclusion générale

La récupération et la conversion en électricité de la chaleur résiduelle industrielle à basse température suscitent beaucoup d'intérêt pour améliorer l'efficacité énergétique des processus industriels. La valorisation de cette chaleur résiduelle thermique permet non seulement d'améliorer l'efficacité énergétique des processus industriels mais aussi de réduire la pollution thermique causée par le rejet direct de cette chaleur dans l'environnement.

Dans ce mémoire nous avons procédé à la modélisation thermodynamique et technicoéconomique d'une installation de récupération de chaleur utilisant un cycle organique de Rankine combiné à des turbines à gaz disponibles au niveau du complexe Gn13z Arzew-Oran. Nous proposons ici la technologie ORC afin de produire de l'électricité, à partir de chaleur perdue et réduire de ce fait l'utilisation (abusif) de quelques turbines, ou alors de mettre cette électricité supplémentaire dans le réseau pour la vendre. Les résultats numériques obtenus (par Excel et Aspen HYSYS) permettent de dégager les points suivants :

- Pour une seule turbine à gaz, sa combinaison avec un cycle ORC permet la production supplémentaire de 5MW (avec la même quantité de combustible), ce qui accroît le rendement thermique du cycle de 16 %.
- L'étude paramétrique nous a permis de repérer un meilleur point de fonctionnement du cycle ORC ( $P_{\text{evap}} = 41 \text{ bar}$ ,  $T_1 = 270 \text{ °C}$ , débit massique de fluide de travail  $\dot{m} = 62.28 \text{ kg/s}$ .) permettant la production d'une puissance supplémentaire allant à 10 MW (pour une turbine à gaz seulement). Dans ces conditions, le complexe serait autosuffisant en énergie lorsque le cycle ORC est combiné aux 3 turbines à gaz du process et une seule turbine à gaz de production d'électricité au lieu de trois (donc deux seront mises à l'arrêt).
- Le calcul économique effectué montre que le cycle ORC est une technologie prometteuse pour les applications de récupération de la chaleur perdue. En effet, au prix de l'électricité de 0.031USD/kWh actualisé, le temps de retour de l'investissement ne dépasse pas 3ans.

## Perpectives

Les développements futurs de ce travail peuvent être résumés comme suit :

- Étendre l'étude à des fluides de travail mixtes, comme un mélange binaire benzène-toluène, qui peut assurer une meilleure glisse de température afin d'identifier les meilleurs fluides de travail.
- Procéder au dimensionnement des équipements qui composent le cycle ORC
- Effectuer une analyse exergétique du cycle en question afin d'améliorer ses performances.
- Compléter l'étude paramétrique du cycle par la considération d'autres paramètres tel que la température du pincement, températures d'approche et le débit des gaz brûlés.
- Faire une étude d'optimisation (plus avancée) du cycle.

## Bibliographie

- [1] G. Villeret, «Population Mondiale Data,» 2022. [En ligne]. Available: <http://www.populationmondiale.com/>.
- [2] M. F. A. K. S. J. van Long Le, «Optimisation de la puissance du cycle organique de,» *Congrès Français de Thermique SFT et Société Française Thermique*, pp. 1-2, 2013.
- [3] l'Opérateur du système électrique national (OS), filiale du groupe Sonelgaz, «Algérie presse service,» 2019. [En ligne]. Available: <https://www.aps.dz/economie/91571-electricite-un-nouveau-record-de-consommation>.
- [4] le ministre de l'Energie d'algerie, Mohamed Arkab, «algerie presse service,» 23 juin 2019. [En ligne]. Available: <https://www.aps.dz/economie/91036-l-algerie-produit-99-de-son-electricite-a-partir-du-gaz-naturel>.
- [5] Industrial Engineering News Europe, «IEN europe,» 2014. [En ligne]. Available: <https://www.ien.eu/>.
- [6] European Commission, 14 octobre 2021. [En ligne]. Available: [https://ec.europa.eu/regional\\_policy/en/projects/Austria/recycling-industrial-waste-heat-for-a-greener-europe-thanks-to-interreg](https://ec.europa.eu/regional_policy/en/projects/Austria/recycling-industrial-waste-heat-for-a-greener-europe-thanks-to-interreg).
- [7] P. S. Patel et E. F. Doyle, «Compounding the Truck Diesel Engine with an Organic Rankine Cycle System,» *society automotive engineers*, 1976.
- [8] D. Wei, X. Lu, Z. Lu et J. Gu, «Performance analysis and optimization of organic Rankine cycle,» *ScienceDirect*, 2006.
- [9] H. Semmari, A. Filali, S. Aberkane, R. Feidt et M. Feidt, «Flare Gas Waste Heat Recovery: Assessment of Organic Rankine Cycle for Electricity Production and Possible Coupling with Absorption Chiller,» *energies*, 2020.
- [10] T. M. Rusev, «Comparative Study of Different Organic Rankine Cycle Models: Simulations and Thermo-Economic Analysis for a Gas Engine Waste Heat Recovery Application,» *KTH School of Industrial Engineering and Management*, 2014.

- [11] f. A. D. Bella, «GAS TURBINE WASTE HEAT RECOVERY USING A 20,000 RPM, SEALLESS, TURBINE GENERATOR/ORC SYSTEM,» *SYMPOSIUM OF THE INDUSTRIAL APPLICATION OF GAS TURBINES COMMITTEE* , 2015.
- [12] C. Carcasci, L. Cheli, P. Lubello et L. Winchler, «Off-Design Performances of an Organic Rankine,» *energies*, 2020.
- [13] M. A. Khatita, T. S. Ahmed, F. H. Ashour et I. M. Ismail, «Power generation using waste heat recovery by organic Rankine cycle in oil and gas sector in Egypt: A case study,» *ScienceDirect*, 2013.
- [14] J. Roy, M. Mishra et A. Misra, «Parametric optimization and performance analysis of a waste heat recovery system using Organic Rankine Cycle,» *ScienceDirect*, 2010.
- [15] E. Macchi et M. Astolf, *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems*, Woodhead Publishing Series in Energy number 107, 2017.
- [16] M. Astolfi, «The ORC World Map,» 2022. [En ligne]. Available: <https://orc-world-map.org>. [Accès le 05 avril 2022].
- [17] O. J. Sunday, «Thermodynamic Analysis of Organic Rankine Cycles,» *Master's thesis Eastern Mediterranean University*, 2014.
- [18] V. L. Le, «Étude de la faisabilité des cycles sous-critiques,» *Master's thesis université de Lorraine*, 2014.
- [19] E. G. Feher, «The supercritical thermodynamic power cycle,» *ScienceDirect*, vol. 8, pp. 85-90, 1968.
- [20] D. Wang, X. Ling, H. Peng, L. Liu et L. Tao, «Efficiency and optimal performance evaluation of organic Rankine cycle for low,» *Energy The International Journal*, pp. 349-350, 2012.
- [21] J. Nouman, «Comparative studies and analyses of working fluids for Organic Rankine Cycles - ORC,» *KTH School of Industrial Engineering and Management*, pp. 24-25, 2012.
- [22] EUROPEAN COMMISSION , «Integrated Pollution Prevention and Control,» *Economics and Cross-Media* , 2006.

- [23] N. MAZZI, «Off-design performance model of Organic Rankine Cycle systems,» *thesis UNIVERSITY DEGLI STUDI DI PADOVA*, 2014.
- [24] GlobalePetrolPrices, «GlobalePetrolPrices data,» [En ligne]. Available: <https://fr.globalpetrolprices.com/Algeria/>. [Accès le 2022].
- [25] Données Mondiales, «Évolution des taux d'inflation en Algérie,» [En ligne]. Available: <https://www.donneesmondiales.com/afrique/algerie/inflation.php>. [Accès le 20 mai 2022].
- [26] B. F. TCHANKE, «Low-Grade Heat Conversion into Power Using Small Scale Organic Rankine Cycles,» *Doctoral Thesis AGRICULTURAL UNIVERSITY OF ATHENS*, pp. 175-176, 2010.

## Annexe A

- **Point 1 (a l'entrée de la turbine)**

On calcul les variable **H**, **S** avec cette fonction

$$[H_1, S_1] = f(T_1, P_2)$$

à l'aide de l'outil CoolPrope par cette commande :

L'enthalpie :

$$=PropsSI("H", "T", 513.5, "P", 2800000, Cyclopentane)$$

L'entropie :

$$=PropsSI("S", "T", 513.5, "P", 2800000, Cyclopentane)$$

- **Point 2s (a la sortie de la turbine)**

En point 2s on  $S_{2s}=S_1$  donc on peut calcul la fonction

$$H_{2,1S} = f(P_2, S_1)$$

à l'aide de l'outil CoolPrope par cette commande :

$$=PropsSI("H", "S", 1548.977545, "P", 80000, Cyclopentane)$$

- **Point 2 (a la sortie de la turbine) :**

On calcul  $H_2$  :

$$H_2 = H_1 - \eta_{ist}(H_1 - H_{2,1S})$$

- **Point 3 (a l'entrée de la turbine) :**

On peut resourdre la fonction suivante :

$$[T_3, H_3] = f(P_3, x = 1)$$

Avec deux commandes

La température :

$$=PropsSI("T", "P", 80000, "Q", 1, Cyclopentane)$$

L'enthalpie :

$$=PropsSI("H", "P", 80000, "Q", 1, Cyclopentane)$$

## Annexe B

### Simulation avec Aspen HYSYS :

#### 1) Fluide de travail et propriétés package

Commented [K12]:

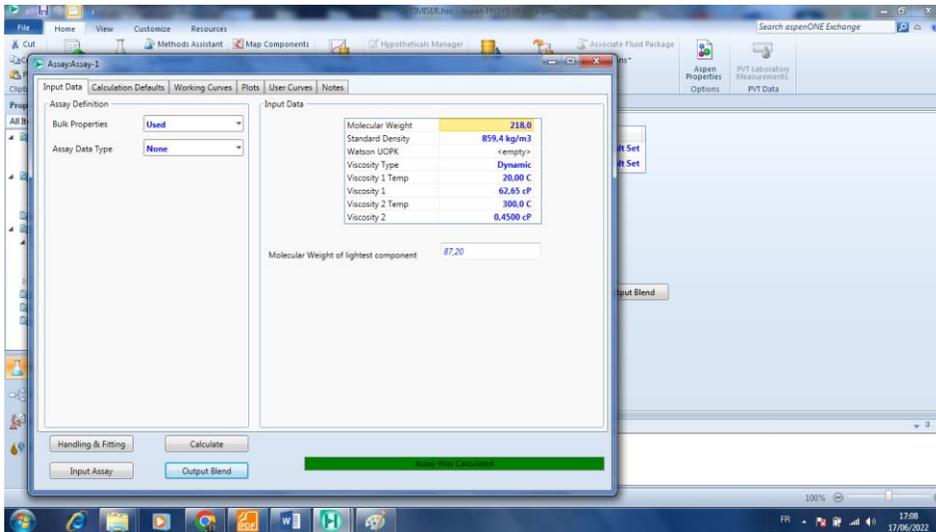
The top screenshot shows the Aspen HYSYS interface with the 'Component List - 1' window open. The 'Search for' field contains 'cyclopentane'. The 'Simulation Name' table is as follows:

Simulation Name	Full Name / Synonym	Formula
1c2d3-MCCS	cis-1,2,3-Trimethylcyclopentane	C9H16
1c2d4-MCCS	cis-cis-1,2,4-Trimethylcyclopentane	C9H16
1c2d3-MCCS	cis-trans-1,2,3-Trimethylcyclopentane	C9H16
1c2d4-MCCS	cis-trans-1,2,4-Trimethylcyclopentane	C9H16
1-c2-MCCS	cis-1,2-Dimethylcyclopentane	C7H14
1-c3-MCCS	cis-1,3-Dimethylcyclopentane	C7H14
1M-c2-ECCS	cis-1-Methyl-2-Ethyl-CycloPentane	C9H16
1Mc2n-PCCS	cis-1-Methyl-2-n-Propylcyclopentane	C9H16
1M-c3-ECCS	cis-1-Methyl-3-Ethyl-CycloPentane	C9H16
1Mc3i-PCCS	cis-1-Methyl-3-Isopropylcyclopentane	C9H18
CCSone	Cyclopentanone	C5H8O

The bottom screenshot shows the 'Property Package Selection' window. The 'Property Package Selection' list includes 'EOS'. The 'Options' table is as follows:

Options	Property Package EOS
Enthalpy	Costald
Density	Modify Tc, Pc for H2, He
Modify Tc, Pc for H2, He	HYSYS Viscosity
Indexed Viscosity	Default
Peng-Robinson Options	HYSYS Method
EOS Solution Methods	API 12A3.2-1 Method
Phase Identification	
Surface Tension Method	
Thermal Conductivity	

## Les spécifications de l'huile thermique : ( Mobiltherm 605)



## 2) Données saisies pour l'échappement de la turbine:

The screenshot shows the AspenONE interface with the 'Material Stream: gaz d'échappement' window open. The stream is in the 'Vapour Phase' and has the following properties:

Property	Vapour Phase	Liquid Phase
Vapour / Phase Fraction	1.0000	1.0000
Conditions		
Temperature [C]	560.0	560.0
Pressure [kPa]	2.450	2.450
Composition		
Oil & Gas Feed		
Petroleum Assay		
Molar Flow [kgmole/h]	1.279e+004	1.279e+004
Mass Flow [kg/h]	3.541e+005	3.541e+005
K Value		
User Variables		
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	412.8	412.8
Notes		
Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-1.897e+004	-1.897e+004
Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	221.0	221.0
Cost Parameters		
Heat Flow [kJ/h]	-2.426e+008	-2.426e+008
Normalized Yields		
Liq Vol Flow @Std Cond [m3/h]	3.015e+005	3.015e+005
Fluid Package	Basis-1	
Utility Type		

The process flow diagram on the right shows a turbine (WT) connected to a condenser, with a pump (pompe) and three points (point 2, point 3) indicating the stream path.

## 3) Données saisies pour l'huile thermique :

The screenshot shows the AspenONE interface with the 'Material Stream: l'huile thermique' window open. The stream is in the 'Liquid Phase' and has the following properties:

Property	Liquid Phase	Vapour Phase
Vapour / Phase Fraction	1.0000	1.0000
Conditions		
Properties		
Temperature [C]	280.0	280.0
Pressure [kPa]	500.0	500.0
Composition		
Oil & Gas Feed		
Petroleum Assay		
Molar Flow [kgmole/h]	990.8	990.8
Mass Flow [kg/h]	2.160e+005	2.160e+005
K Value		
User Variables		
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	251.3	251.3
Notes		
Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-3.375e+005	-3.375e+005
Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	540.5	540.5
Cost Parameters		
Heat Flow [kJ/h]	-3.344e+008	-3.344e+008
Normalized Yields		
Liq Vol Flow @Std Cond [m3/h]	251.4	251.4
Fluid Package	Basis-1	
Utility Type		

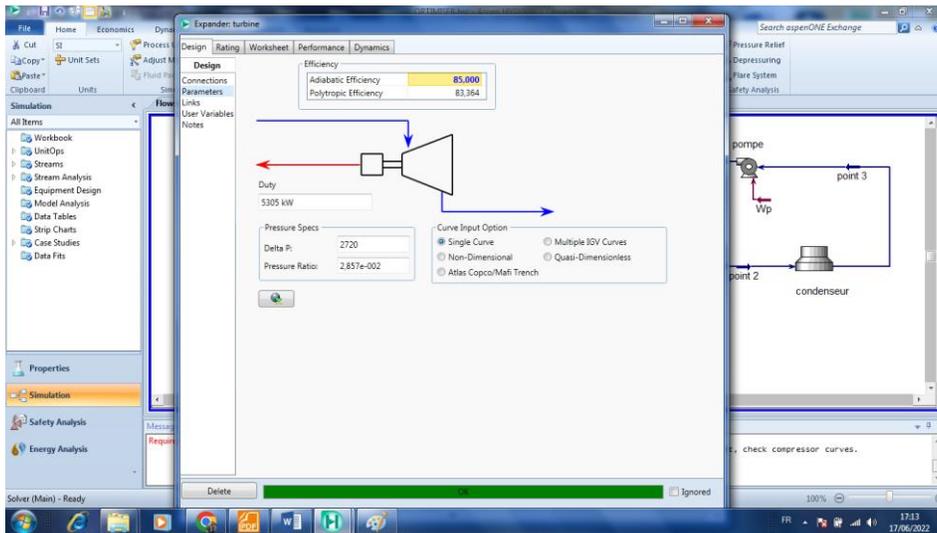
The process flow diagram on the right is identical to the one in the previous screenshot, showing a turbine (WT), a condenser, a pump (pompe), and three points (point 2, point 3).

#### 4) Données saisies pour l'entrée de la turbine:

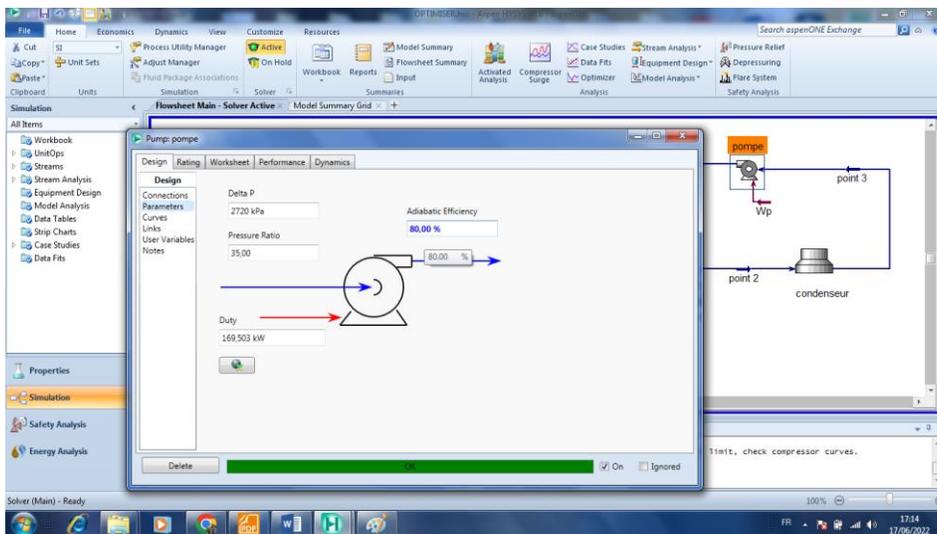
The screenshot displays the Aspen Plus interface. On the left, a 'Worksheet' window shows the data for 'point 1'. On the right, a process flow diagram shows a turbine, a condenser, and a pump connected to various points (point 1, point 2, point 3, point 4).

Stream Name	point 1	Vapour Phase
Conditions	1,0000	1,0000
Properties	240,0	240,0
Composition	2800	2800
Oil & Gas Feed	1852	1852
Petroleum Assay		
Mass Flow [kg/h]	1.299e+005	1.299e+005
K Value		
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	173.4	173.4
User Variables		
Notes		
Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-5,521e+004	-5,521e+004
Cost Parameters		
Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	-94,24	-94,24
Normalized Yields		
Heat Flow [kJ/h]	-1,023e+008	-1,023e+008
Liq Vol Flow @Std Cond [m3/h]	173,0	173,0
Fluid Package		
Utility Type	Basis-1	

### 5) Saisie du rendement de la turbine :



### 6) Saisie du rendement de la pompe :



## 7) L'évaluation économique et estimation du coût des équipements :

Capital: 1 263 500 USD Utilities: 0 USD/Year Energy Savings: \_\_\_ MW Exchangers - Unknowns: 3 OK: 0 Risk: 0

Enabled by Aspen Process Economic Analyzer (APEA)

Summary	Utilities	Unit operation	Equipment	Non-condense turbine	Suction HEX	Centrif pump	TEMA HEX	Air cooler
Total Capital Cost [USD]								
1 263 500								
Total Operating Cost [USD/Year]								
914 350								
Total Raw Materials Cost [USD/Year]								
0								
Total Product Sales [USD/Year]								
0								
Total Utilities Cost [USD/Year]								
0								
Desired Rate of Return [Percent/Year]								
20								
P.O.Period [Year]								
0								
Equipment Cost [USD]								
1 774 800								
Total Installed Cost [USD]								
2 340 100								

Capital: 1 263 500 USD Utilities: 0 USD/Year Energy Savings: \_\_\_ MW Exchangers - Unknowns: 3 OK: 0 Risk: 0

Enabled by Aspen Process Economic Analyzer (APEA)

Name	Equipment Cost [USD]	Installed Cost [USD]	Equipment Weight [LBS]	Installed Weight [LBS]	Utility Cost [USD/HR]
turbine	1 023 800	1 199 400	58000	89705	0
economiseur	17 000	31 200	4100	4268	0
pompe 2	12 700	78 800	800	13009	0,57815
Evaporateur	152 300	310 300	52400	89921	0
condenseur	464 800	551 400	156000	179646	3,4689
pompe	104 200	171 000	6600	18948	17,3445

## Annexe C

### Modèle économique avec EXCEL :

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L
3	Années	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
4	Données techniques											
5	Investissements (C0) en M\$	-23501286,0										
6	Production en kWh		471620880	471620880	471620880	471620880	471620880	471620880	471620880	471620880	471620880	471620880
7	OPEX (coûts opératoires/ans)		2350134	2350134	2350134	2350134	2350134	2350134	2350134	2350134	2350134	2350134
8	Hypothèses Economiques											
9	Coefficient d'inflation 3,88%	1,00	0,96	0,93	0,89	0,86	0,83	0,80	0,77	0,74	0,71	0,69
10	Taux d'intérêt 5%	1,00	0,95	0,91	0,86	0,82	0,78	0,75	0,72	0,68	0,64	0,61
11	Prix d'électricité constant en \$	0,031	0,031	0,031	0,031	0,031	0,031	0,031	0,031	0,031	0,031	0,031
12	Prix d'électricité courant en \$	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,02	0,02	0,02	0,02
13	Resultat d'exploitation											
14	Investissements (C0) en M\$	-23501286										
15	Receite		14085016,65	13659580,2	13072620,62	12594046,64	12132993,1	11688816,01	11260983,67	10848654,79	10451977,87	10066880,42
16	OPEX (coûts opératoires)		23501286	2181212,2	2101360,503	2024432,084	1950319,927	1878920,931	1810133,772	1743868,759	1680027,066	1618523,802
17	La dégradation du système 2%		470025,72	470025,72	470025,72	470025,72	470025,72	470025,72	470025,72	470025,72	470025,72	470025,72
18	Benefice	0	11350892,66	10918142,3	10501234,39	10095589,03	9712647,452	9339871,363	8980742,183	8634760,313	8301444,447	7980330,856
19	Cash flow CF (Fr)	-23501286	11350892,66	10918142,3	10501234,39	10095589,03	9712647,452	9339871,363	8980742,183	8634760,313	8301444,447	7980330,856
20	Cash flow actualisee	-23501286	10810373,96	9943070,9	9071381,1	8308956,892	7610113,424	6989555,814	6382445,8	5844345,662	5351185,108	4892920,904
21	CF cumulee	-23501286	-12690912	-7878835,14	-6283325,959	-4592482,85	-2202596,28	29172152,09	33554597,89	41398943,55	46750128,66	51649359,56
22	Resultat courant											
23	npv		918529491									
24	\$	442.408.238,58	npv (Van)									
25		37%	IRR (Van)									