

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

**Ecole Nationale Polytechnique**



**Département Génie Mécanique**

**Société Nationale pour la Recherche, la Production, le Transport, la  
Transformation et la Commercialisation des Hydrocarbures**

Mémoire de Master en  
**Génie Mécanique**

Étude de l'impact de la nature du fluide sur les  
performances de l'installation combinant la turbine à  
gaz MS5001 avec un Cycle de Rankine Organique

**Dorianelbtissam HASSAINE DAOUDJI**

Sous la direction de **M.Hocine BENNOUR (M.A.A)**

Présenté et soutenu publiquement le (12/07/2017)

**Composition du Jury :**

<b>Président</b>	M .Brahim GUERGUEB	M.A.A	ENP
<b>Promoteur</b>	M .Hocine BENNOUR,	M.A.A	ENP
<b>Examineur</b>	M .Mohamed BENBRAIKA	M.A.A	ENP

**ENP 2017**



REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

**Ecole Nationale Polytechnique**



**Département Génie Mécanique**

**Société Nationale pour la Recherche, la Production, le Transport, la  
Transformation et la Commercialisation des Hydrocarbures**

Mémoire de Master en  
**Génie Mécanique**

Étude de l'impact de la nature du fluide sur les  
performances de l'installation combinant la turbine à  
gaz MS5001 avec un Cycle de Rankine Organique

**Dorianelbtissam HASSAINE DAOUDJI**

Sous la direction de **M.Hocine BENNOUR (M.A.A)**

Présenté et soutenu publiquement le (12/07/2017)

**Composition du Jury :**

<b>Président</b>	M .Brahim GUERGUEB	M.A.A	ENP
<b>Promoteur</b>	M .Hocine BENNOUR,	M.A.A	ENP
<b>Examineur</b>	M .Mohamed BENBRAIKA	M.A.A	ENP

**ENP 2017**

## **DEDICACE**

*Chaleureusement, je dédie ce travail à ma famille,  
mes très chères sœurs, Tata et Doris,  
qui m'ont soutenue tout au long de mes études.  
Je leur souhaite longue vie et bonne santé.*

## REMERCIEMENTS

Louange à Dieu tout puissant qui m'a donné le courage, la volonté et la patience de réaliser ce travail.

Mes sincères et profonds remerciements à mon promoteur Monsieur Hocine BENNOUR maître-assistant classe A à l'École Nationale Polytechnique, pour m'avoir conseillé et guidé tout au long de la préparation de ce mémoire, ainsi pour son soutien permanent.

Je remercie Monsieur B. GUERGUEB qui m'honore par sa présence autant que président de jury et Monsieur M. BENBRAÏKA pour avoir accepté de participer au jury afin d'examiner ce travail.

Je tiens également à exprimer ma reconnaissance à l'ensemble des membres du corps professoral du département de génie mécanique pour tout le savoir qu'ils nous ont transmis ainsi que pour leur disponibilité et leur dévouement tout au long de ces trois dernières années.

Mes remerciements vont également à tous les agents de l'atelier du département, et les agents de la bibliothèque de l'école, et tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la bonne réalisation de ce travail.

## ملخص :

الزيادة في الطلب العالمي للطاقة وتأثيره المباشر على ظاهرة الاحتباس الحراري تدفع بنا إلى التركيز على التكنولوجيات الجديدة التي تساهم في تحسين استخدام هذه الطاقة. يهدف هذا المشروع إلى دراسة تأثير طبيعة السائل المستخدم في دورة رانكين العضوية التي تعتبر من التقنيات الحديثة لإنتاج الكهرباء من مصدر منخفض في درجة حرارة إلى مصدر ذات درجة حرارة متوسطة، وستتم هذه الدراسة باستخدام أنواع مختلفة من السوائل (السوائل العضوية وبخار الماء) من أجل تحديد تأثيرها على الدورة، تبين الدراسة أن السيكلوبنتان هو السائل الذي يحقق أفضل أداء للدورة المركبة (40.9%).

الكلمات الدالة: (التكنولوجيات الجديدة, دورة رانكين العضوية, مختلفة السوائل)

## ABSTRACT:

The increase in world energy demand and its direct impact on global warming prompts to look after new technologies that improve the use of this energy. The aim of this project is to investigate the impact of the working fluid's nature used (organic fluids and water steam) on the ORC cycle, which represents one of the modern technologies to generate electricity from sources of low to medium temperature heat. This study will expose the influence of different working fluids on the performance of the organic cycle, showing that the Cyclopentane is the fluid that achieves the best combined cycle efficiency (up to 40.9%).

**Key Words:**(New technologies, Organic Rankine Cycle, different working fluids)

## Résumé :

L'accroissement de la demande énergétique mondiale et son direct impact sur le réchauffement climatique, nous pousse à nous pencher sur de nouvelles technologies qui permettront d'améliorer l'utilisation de cette énergie. Ce projet vise à étudier l'impact de la nature du fluide moteur utilisé (des fluides organiques et de la vapeur d'eau) sur le cycle ORC qui représente l'une des technologies moderne visant à produire de l'électricité à partir de source de chaleur de faible à moyenne température. Cette étude exposera l'influence des fluides moteurs sur les performances du cycle organique, montrant que le cyclopentane est le fluide qui permet d'atteindre le meilleur rendement du cycle combiné (un rendement de 40,9%).

**Mots clés :** (nouvelles technologies, cycle de Rankine Organique, différents fluides moteurs)

## TABLE DES MATIERES

Liste des tableaux	
Liste des figures	
Nomenclature	
Liste des abréviations	
Introduction générale	10
Chapitre I : Généralités sur le Cycle de Rankine Organique et les critères de choix du fluide organique	11
1 Introduction	12
2 Le cycle de Rankine	12
3 Avantages du cycle de Rankine à fluide organique (ORC) :	13
4 Critères de sélection du fluide de travail organique	15
4.1. Fluide idéal	15
4.2 Fluide pratique	16
Chapitre II : Caractéristiques des potentiels fluides moteurs utilisés	18
1 Introduction	19
2 Fluides étudiés	19
3 Le modèle mathématique d'analyse	23
3.1 Les fluides organiques	23
3.2 La vapeur d'eau	27
4 Conclusion	28
Chapitre III : Analyse des performances de l'installation	29
1 Introduction	30
2 Utilisation des fluides organiques comme fluide moteur	30
3 Utilisation de l'eau comme fluide moteur	34
4 Autres résultats	36
Conclusion générale	38
Bibliographie	39

## LISTE DES TABLEAUX

**Tableau 2.1** : Propriétés thermodynamiques des fluides sélectionnés.

**Tableau 3.1** :Caractéristiques thermodynamiques du cycle à rendement cas du Toluène.

**Tableau 3.2**:Caractéristiques thermodynamiques du cycle à rendementcas du Benzène.

**Tableau 3.3** :Caractéristiques thermodynamiques du cycle à rendement cas du Pentane.

**Tableau 3.4** :Caractéristiques thermodynamiques du cycle à rendement cas de l'eau – condensation à 100°C -.

**Tableau 3.5** :Caractéristiques thermodynamiques du cycle à rendement cas de l'eau – condensation à 50°C -.



## LISTE DES FIGURES

**Fig. 1.1a** : Cycle ORC avec économiseur.

**Fig. 1.1b** : Cycle ORC sans économiseur.

**Fig. 1.2** Diagramme T-s d'un cycle supercritique.

**Fig. 2.1** Schéma du diagramme T-s du cycle de Rankine Organique utilisé pour le Cyclopentane.

**Fig. 2.2** Schéma du diagramme T-s du cycle de Rankine Organique utilisé pour le Benzène.

**Fig. 2.3** Schéma du diagramme T-s du cycle de Rankine Organique utilisé pour le Toluène.

**Fig. 2.4** Schéma du diagramme T-s du cycle de Rankine Organique utilisé pour le Pentane.

**Fig. 2.5** Schéma du diagramme T-s du cycle de Rankine Organique utilisé pour la vapeur d'eau.

**Fig. 2.6** : échange de chaleur au niveau de l'échangeur huile thermique cyclopentane.

**Fig. 3.1** : Courbes d'évolution du rendement maximum du cycle combiné à base de toluène en fonction de la température d'approche ( $T_6$ ) à pour différentes valeurs du pincement  $\Delta T_{pp}$ .

**Fig. 3.2** : Courbes d'évolution du rendement maximum du cycle combiné à base de benzène en fonction de la température d'approche ( $T_6$ ) à pour différentes valeurs du pincement  $\Delta T_{pp}$ .

**Fig. 3.3** : Courbes d'évolution du rendement maximum du cycle combiné à base de pentane en fonction de la température d'approche ( $T_6$ ) à pour différentes valeurs du pincement  $\Delta T_{pp}$ .

**Fig. 3.4** : Courbes d'évolution du rendement maximum du cycle combiné à base de vapeur d'eau (condensée à 50 °C) en fonction de la température de surchauffe ( $T_8$ ) à pour différentes valeurs du pincement  $\Delta T_{pp}$ .

**Fig. 3.5** : Courbes d'évolution du rendement maximum du cycle combiné à base de vapeur d'eau (condensée à 100 °C) fonction de la température de surchauffe ( $T_8$ ) à pour différentes valeurs du pincement  $\Delta T_{pp}$ .

**Fig. 3.6** : Courbes d'évolution du taux de rejet de chaleur au condenseur en fonction des températures de surchauffe ( $T_8$ ) pour un rendement maximal des différents fluides.

**Fig. 3.7** : Courbes d'évolution de la puissance du cycle ORC en fonction des températures de surchauffe ( $T_8$ ) pour un rendement maximal des différents fluides.

**Fig. 3.8** : Courbes d'évolution de la température d'échappement à la sortie de la cheminée en fonction des températures de surchauffe ( $T_8$ ) pour un rendement maximal des différents fluides.

## Nomenclature

$M$ : masse molaire	[kg/kmol]
$T$ : température	[° C, K]
$\Delta T_{pp}$ : La différence de température au pincement	[°C, K]
$h$ : enthalpie spécifique	[kJ/kg]
$s$ : entropie	[kJ/K]
$C_p$ : Chaleur spécifique	[kJ/kg.K]
$\dot{m}_h$ : débit de l'huile thermique	[kg/s]
$\dot{m}_{fluide}$ : débit du fluide moteur	[kg/s]
$\dot{m}_{eau}$ : débit de la vapeur d'eau	[kg/s]
$\dot{Q}_H$ : consommation d'énergie thermique	[kW]
$\dot{W}_T$ : puissance de la turbine à gaz	[kW]
$\dot{W}_C$ : puissance du compresseur	[kW]
$\dot{W}_{TV}$ : la puissance de la turbine à vapeur	[kW]
$\dot{W}_P$ : la puissance de la pompe	[kW]
$\dot{W}_{Nette}$ : la puissance nette du cycle ORC	[kW]
$\dot{Q}_C$ : Le taux de chaleur cédée au condenseur	[kW]
$\dot{Q}_{ORC}$ : Le taux de chaleur acquis par le cyclopentane	[kW]
$\eta_{comb}$ : rendement de la chambre de combustion	[%]
$\eta_{isTV}$ : rendement isentropique de la turbine à vapeur	[%]
$\eta_{REG}$ : rendement du régénérateur	[%]
$\eta_{ORC}$ : le rendement du cycle ORC	[%]
$\eta_{cc}$ : le rendement du cycle combiné	[%]
$\varepsilon$ : Efficacité de l'échangeur gaz d'échappement/huile thermique	

## **LISTE DES ABREVIATIONS**

HH	Le danger pour la santé
FH	Le risque d'incendie
PH	Le risque physique
ORC	Cycle de Rankine Organique
GWP	Potentiel de réchauffement planétaire
ODP	Potentiel d'appauvrissement de l'ozone
CC	Cycle combiné

## Introduction générale

Dans mon projet de fin d'études, j'ai étudié la possibilité d'utilisation de l'énergie contenue dans les gaz d'échappement de la turbine à gaz MS5001 de la raffinerie d'Arzew, en vue de produire une puissance supplémentaire grâce à un cycle de Rankine organique.

Le fluide qui a été choisi pour le cycle était le cyclopentane. Les performances énergétiques de l'installation projetée ont été analysées en fonction de quatre paramètres dont l'effet sur ces performances a été établi. Ces paramètres sont : la différence de température au pincement de la chaudière de récupération, la température de l'huile thermique, la température de vaporisation du fluide de travail, ainsi que sa température de surchauffe.

A présent, dans le cadre de ce travail de Master, nous envisageons d'étendre l'étude paramétrique entamée dans le PFE, à l'analyse de l'impact que pourrait avoir la nature du fluide de travail choisi sur les performances de l'installation.

A cet effet, nous allons tout d'abord, dans un premier chapitre, faire un bref rappel sur le cycle de Rankine à fluide organique et les critères qui président au choix d'un fluide pour un cycle ORC destiné à être utilisé dans une application donnée.

Un deuxième chapitre sera consacré à la présentation des fluides à considérer et du modèle mathématique sur lequel nous allons nous appuyer pour effectuer notre analyse.

Enfin, un troisième et dernier chapitre sera dédié à l'analyse des résultats obtenus grâce à la simulation numérique de notre modèle mathématique.

*Chapitre I :*  
*Généralités sur le*  
*Cycle de Rankine*  
*Organique et les*  
*critères de choix du*  
*fluide organique*

## I.1 Introduction

Dans ce chapitre nous introduirons les différents types de cycles de Rankine organiques, avec les avantages et les inconvénients de chacun.

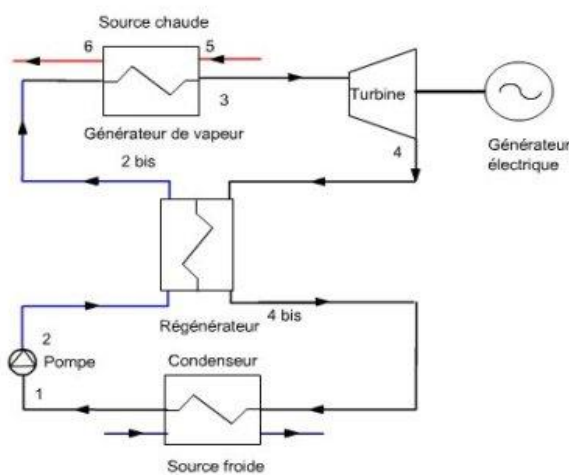
## I.2 Le cycle de Rankine

La récupération de la chaleur perdue est devenue une méthode de plus en plus efficace pour économiser de l'énergie et réduire les émissions en CO<sub>2</sub>. Le Cycle Organique de Rankine (ORC) est une méthode percutante et prometteuse pour convertir la chaleur perdue en travail utile et elle a été largement étudiée et appliquée dans de nombreux domaines.

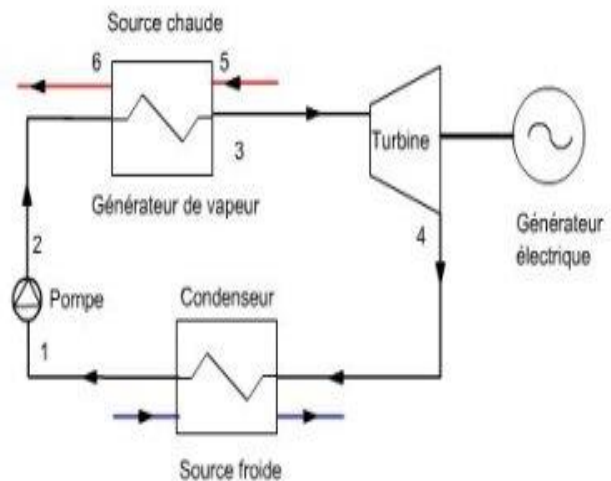
Parmi ces cycles nous distinguons :

- **Le cycle de Rankine organique sous-critique**

C'est un cycle où la pression du fluide ne va pas au-delà de sa pression critique. Il possède deux configurations: ORC avec régénérateur (Fig.1.1a) et ORC sans régénérateur (Fig.1.1b).



**Fig. 1.1a** : Cycle ORC avec régénérateur



**Fig. 1.1b** : Cycle ORC sans régénérateur

Dans la configuration avec régénérateur, ce dernier accueille le fluide à l'état liquide en provenance de la pompe d'un côté, et la vapeur surchauffée qui sort de la turbine d'un autre côté. En récupérant l'énergie libérée par la désurchauffe de la vapeur ; le liquide sera préchauffé avant son arrivée dans le générateur de vapeur, ce qui réduit la quantité de chaleur nécessaire pour le préchauffage du fluide dans l'économiseur avant son entrée dans l'évaporateur. Avec le régénérateur, la performance du cycle ORC est améliorée mais le système est plus complexe, amenant à un coût d'investissement et des pertes thermiques plus élevés.

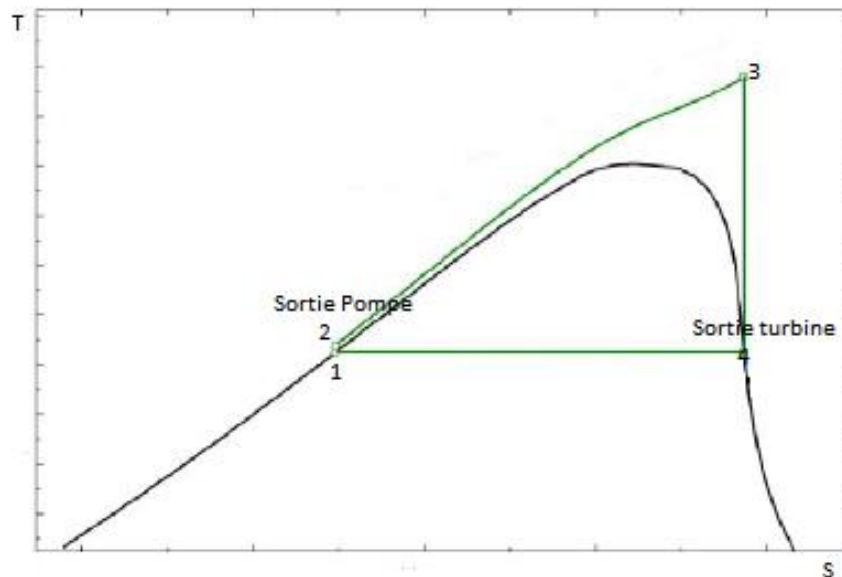
- **Le cycle de Rankine organique supercritique**

Dans ce cas, le fluide organique est à une pression supérieure à sa pression critique à la sortie de la pompe, mais est en général à une pression inférieure à sa pression critique à la sortie de la turbine (voir figure 1.2 ci-dessous).

Cette technologie est déjà adoptée par plus de 150 centrales à flamme aux USA et par 40% des centrales en Russie [1], en raison du gain qu'elle apporte, qui est évalué à 6 jusqu'à 10% pour un surcoût de 3 à 5% [1].

Le cycle supercritique à comme inconvénients majeurs :

- Les contraintes que subissent les tubes de la chaudière de récupération,
- Le rapport de la pression relativement élevé à travers la turbine,
- La difficulté à prévoir les mécanismes de transfert de chaleur à pression supercritique et les incertitudes qui entachent la détermination des propriétés du fluide de travail dans la région supercritique.



**Fig. 1.2** Diagramme T-s d'un cycle supercritique

### **I.3 Avantages du cycle de Rankine à fluide organique (ORC) :**

Les principaux avantages obtenus par la technologie ORC sont les suivants:

- Un rendement élevé du cycle (en particulier si elle est utilisée dans les centrales de cogénération)

- Les composés organiques ont généralement une masse moléculaire plus élevée que celle de l'eau, ce qui permet également une efficacité élevée de la turbine dont le rendement isentropique pourrait atteindre une valeur de 85%, malgré le fait qu'en général on a affaire à de petites machines qui sont défavorisées par l'effet d'échelle.
- Les contraintes mécaniques au niveau de la turbine sont faibles, grâce à la faible vitesse périphérique.
- Aucune érosion des aubages de la turbine, grâce à l'absence d'humidité due au fait que les fluides utilisés sont en principe secs ou isentropique (la pente de leur courbe de rosée sur un diagramme T-s est soit positive, soit nulle).
- Une très longue durée de vie opérationnelle de la machine (> 20 ans), en raison des caractéristiques du fluide de travail qui, contrairement à la vapeur d'eau, ne cause pas l'érosion et la corrosion des tubes et des aubes de turbine ;
- Aucun traitement n'est nécessaire (au contraire de ce qui se passe avec l'eau qui doit être non seulement dessalée mais également déminéralisée avant d'être introduite dans le circuit).
- Opération automatique et continue
- Pas besoin de dégazage. En effet, le fonctionnement à basse pression, très inférieure à la pression atmosphérique en sortie de la turbine occasionne d'inévitables entrées d'air dans l'installation. L'oxygène de l'air entraîne la corrosion de tous les composants et des problèmes d'encrassement. Le dégazage est l'opération permettant de dégazer en continu l'eau qui circule dans le cycle qui est coûteuse en énergie et impose des contraintes additionnelles au fonctionnement.
- La turbine tourne à faible vitesse (3000 tr/min) ce qui permet de la coupler directement à l'alternateur, sans réducteur de vitesse intermédiaire.

Il y a aussi d'autres avantages pertinents, tels que des procédures simples start-stop, fonctionnement silencieux, les exigences minimales d'entretien et une bonne performance à charge partielle.

Cependant, cette technologie présente également un certain nombre d'inconvénients :

- La contrainte principale pour l'ORC réside dans l'instabilité thermique à haute température des fluides de travail disponibles, imposant une température maximale du cycle qui ne peut pas dépasser 400 °C. C'est pourquoi ce type de technologie est surtout employé pour la récupération d'énergie à partir de sources d'intensité énergétique faible à modérée.
- Les composés organiques sont inflammables, donc il faut munir l'installation d'un système de détection de fuites.



## I.4 Critères de sélection du fluide de travail organique

### I.4.1. Fluide idéal

Plusieurs auteurs ont suggéré qu'un fluide de travail idéal pour le cycle de Rankine doit satisfaire les critères thermodynamiques et physiques suivants [3]:

- ✓ La température critique du fluide de travail doit être bien supérieure à la température la plus élevée du cycle (cas sous-critique). L'évaporation du fluide de travail peut se faire à la température maximale du cycle. Cela a pour résultat un rendement relatif important du système.
- ✓ La pression de saturation à la température maximale du cycle ne doit pas être excessive. La pression élevée amène des problèmes de contraintes mécaniques.
- ✓ La pression de saturation à la température minimale (c.à.d. la pression de condensation) du cycle ne doit pas être trop faible pour éviter les problèmes d'étanchéité et la pénétration de l'air ambiant dans le système.
- ✓ Le point triple doit être bien inférieur à la température ambiante minimale qui est désirée. Cela garantit que le fluide ne se solidifie pas à tous les points de fonctionnement du système incluant le temps de traitement à l'extérieur du cycle.
- ✓ Une faible valeur de la chaleur spécifique du liquide ou, alternativement, un ratio faible de nombre d'atomes par molécule divisé par la masse moléculaire (c.à.d. amenant à  $ds/dT \sim 0$  pour la courbe de saturation du liquide) et un ratio important entre chaleur latente de vaporisation et la chaleur spécifique du liquide sont souhaités. Cela réduit la quantité de chaleur demandée pour augmenter la température du liquide sous-refroidi à la température d'évaporation. Par conséquent, la plus grande partie de la chaleur est ajoutée à la température maximale du cycle, et le cycle approche plus celui de Carnot.
- ✓ Une viscosité faible, une chaleur latente de vaporisation importante, une conductivité thermique élevée et une bonne capacité de mouillage du fluide de travail sont préférées. Ces propriétés assurent que les chutes de pression en traversant les échangeurs et les tuyaux auxiliaires sont faibles et que le taux d'échange thermique dans des échangeurs est important.
- ✓ Un bon fluide de travail doit avoir des volumes spécifiques faibles. Ces propriétés affectent les taux de transfert thermique dans les échangeurs de chaleur. Le volume spécifique de vapeur se rapporte directement aux tailles et coût d'achat des composants du cycle. En plus, un volume spécifique important de vapeur conduit à des débits volumiques importants à l'échappement du détenteur et a pour résultat des pertes significatives de pression. Le volume spécifique du liquide à la pression de condensation doit être aussi faible que possible pour minimiser la demande en travail de la pompe.

- ✓ La pente ( $ds/dT$ ) de la courbe de saturation de vapeur (courbe de rosée) du fluide de travail dans le diagramme T-s est préférée au voisinage de zéro. Cela prévient la production excessive de condensat ou de surchauffe pendant la détente. Cela assure aussi que le rejet de chaleur dans le condenseur se fait à la température minimale du cycle.
- ✓ Non-corrosivité et compatibilité avec les matériaux communs du système sont des critères importants de sélection.
- ✓ Le fluide de travail doit être chimiquement stable à tous les niveaux de température utilisée dans le système. La résistance de décomposition thermique du fluide de travail en présence des lubrifiants et des matériaux du container est un critère important.
- ✓ Non-toxicité, ininflammabilité, non-explosivité, non-radioactivité, et actuelle acceptabilité industrielle sont également des caractéristiques désirables.
- ✓ Le fluide doit avoir de bonnes propriétés de lubrification.
- ✓ Le coût faible et la disponibilité en quantité importante sont souhaités.

#### **I.4.2 Fluide pratique**

Certains auteurs [4] suggèrent que la pression de condensation du fluide doit être aussi faible que possible (pour minimiser le coût du condenseur par unité de surface de transfert thermique, qui augmente en fonction de la pression), mais aussi supérieure à la pression atmosphérique.

Il est également affirmé [4], au contraire d'un des critères listés ci-dessus, qu'un fluide idéal peut être caractérisé par une valeur faible de chaleur latente de vaporisation et une chaleur spécifique correspondante. Cette caractéristique du fluide de travail est prise pour mettre en parallèle la courbe de refroidissement de la source thermique et celle de chauffage du fluide cyclé. Cela permet de maximiser la récupération d'énergie en même temps que de minimiser les irréversibilités.

Il semblerait également qu'une pression modérée de vapeur, dans la gamme de 0.1 – 2.5 MPa, est préférée dans les échangeurs de chaleur [5].

Accompagnant les graves problèmes environnementaux (changement climatique et déplétion de la couche d'ozone), les critères environnementaux (ODP, GWP) sont cités de plus en plus dans les travaux de sélection du fluide de travail pour le cycle ORC.

Pour la sélection du fluide de travail dans le cas d'un cycle supercritique, les fluides avec haute densité, faible chaleur spécifique du liquide et haute chaleur latente sont souhaités pour donner un travail de turbine élevé [2].

La surchauffe pendant l'étape d'évaporation du fluide génèrerait, selon certains, des effets négatifs sur le rendement du cycle et n'est donc pas recommandée avec les fluides séchant.

Nous avons effectivement établi dans le cadre du PFE, où nous avons utilisé le cyclopentane qui est un fluide séchant, que le rendement maximum du cycle est obtenu pour une température de vaporisation et une température de surchauffe quasiment égales.

La surchauffe est cependant nécessaire pour les fluides mouillants, afin d'éviter la destruction des aubages de la turbine et pour améliorer le rendement du système.

Quant au cycle supercritique de Rankine, le point critique du fluide cyclé ne doit pas être trop élevé. La température critique est une donnée importante pour la sélection du fluide ORC.

En conclusion, on peut dire que sur le plan pratique, il n'existe pas de fluide qui satisfait à tous les critères du fluide idéal énoncés ci-dessus, un compromis doit être adopté pour chaque application particulière.

Au chapitre suivant, nous allons considérer plusieurs fluides et nous tenterons, par une analyse thermodynamique du cycle comme celle menée lors du PFE, d'établir l'impact de la nature du fluide employé dans le cycle ORC, sur les performances du système comprenant toujours la turbine à gaz MS5001 de la raffinerie d'Arzew combinée à un cycle ORC qui puise son énergie dans les gaz d'échappement de la turbine à gaz.

*Chapitre II :*  
*Caractéristiques des*  
*potentiels fluides*  
*moteurs utilisés*

## II.1 Introduction

Dans ce chapitre nous allons citer les caractéristiques des différents fluides organiques étudiés comme fluide moteur dans le cycle de Rankine organique. Nous procéderons par la suite à l'analyse thermodynamique du système et à l'établissement de l'impact qu'aura la nature du fluide choisi sur ses performances.

## II.2 Fluides étudiés

Cinq fluides sont considérés dans cette étude, leurs caractéristiques principales sont exposées au tableau 2.1 ci-dessous.

Ces fluides sont : le cyclopentane, le benzène, le toluène, le pentane et la vapeur d'eau. Leurs courbes de vaporisation et de rosé sont montrées aux figures 2.1, 2.2, 2.3, 2.4 2.5 et 2.6 respectivement.

**Tableau 2.1** : Propriétés thermodynamiques des fluides sélectionnés

Fluide	ODP	$T_c$ [° C]	$T_{max}$ [° C]	$T_{11}$ [° C]	$P_c$ [Mpa]	$M_c$ [kg/mol]
Cyclopentane	0	238,69	327	54,49	4,515	70,133
Benzène	0	288,9	362	86,01	4,894	78,108
Toluène	0	318,7	427	117,02	4,1263	92,138
Pentane	0	196,7	327	41,41	3,37	72,149
Eau	0	374,15	1727	100	22,06	18,015

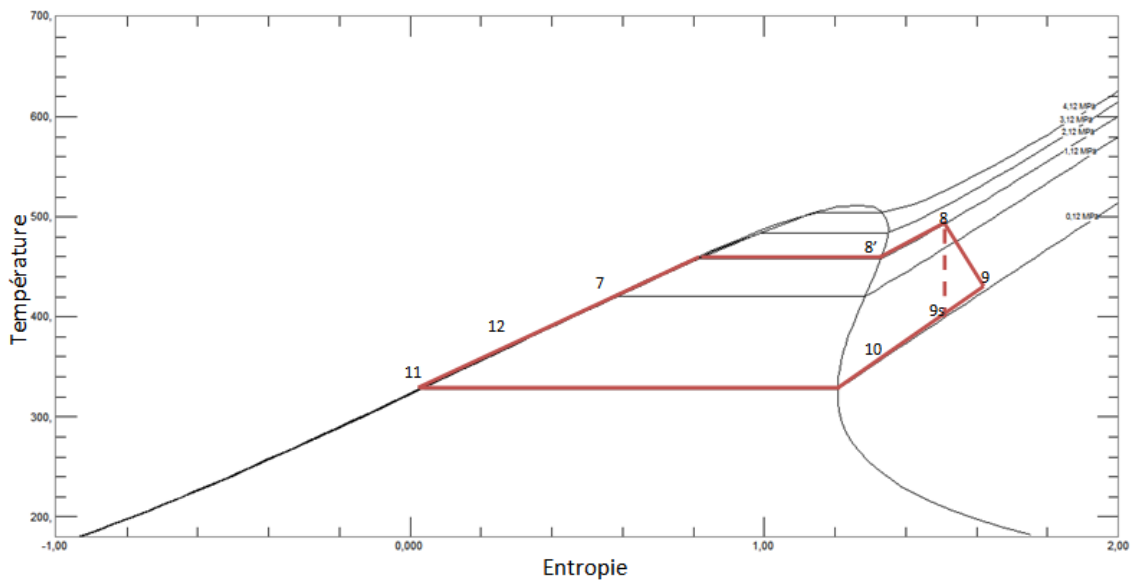


Fig. 2.1 : Schéma du diagramme T-s du cycle de Rankine Organique utilisé pour le cyclopentane

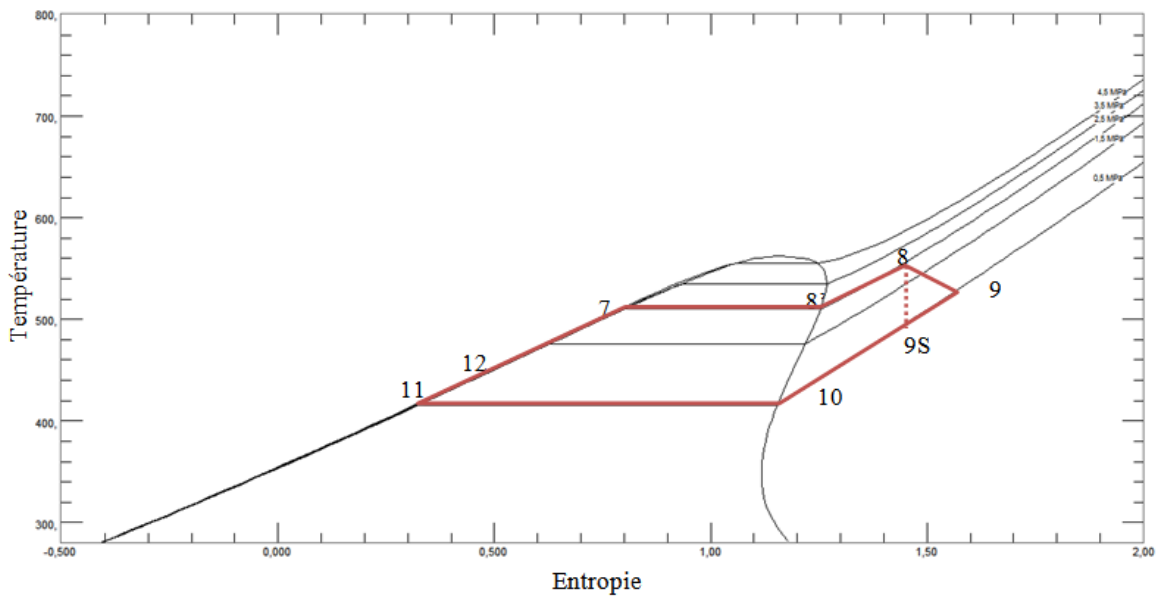
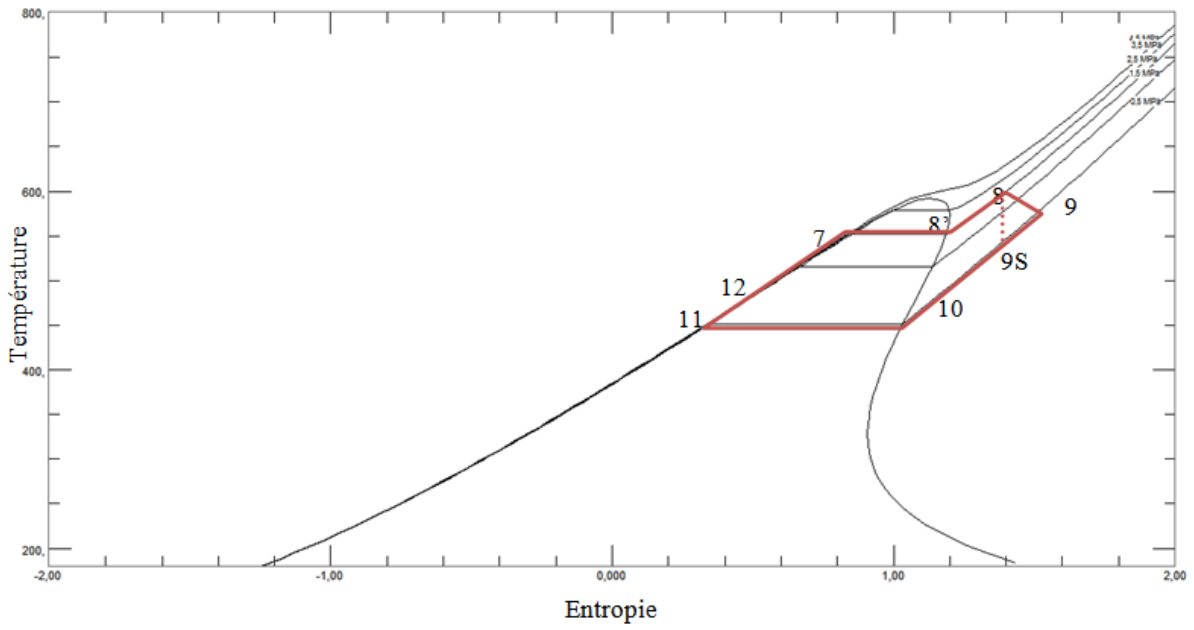
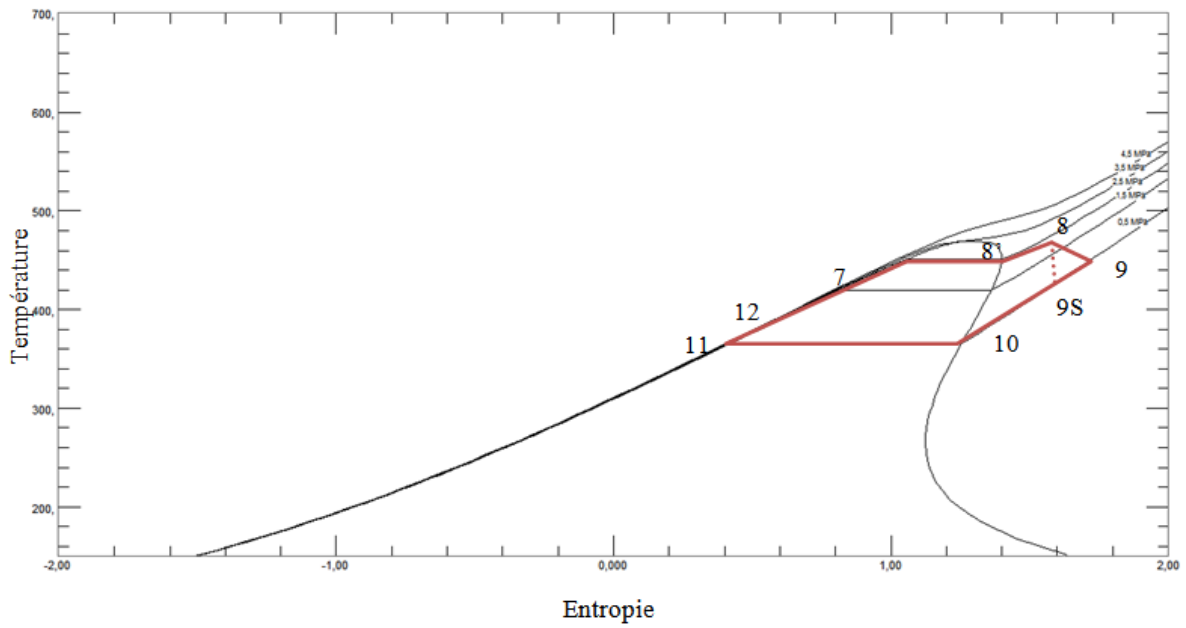


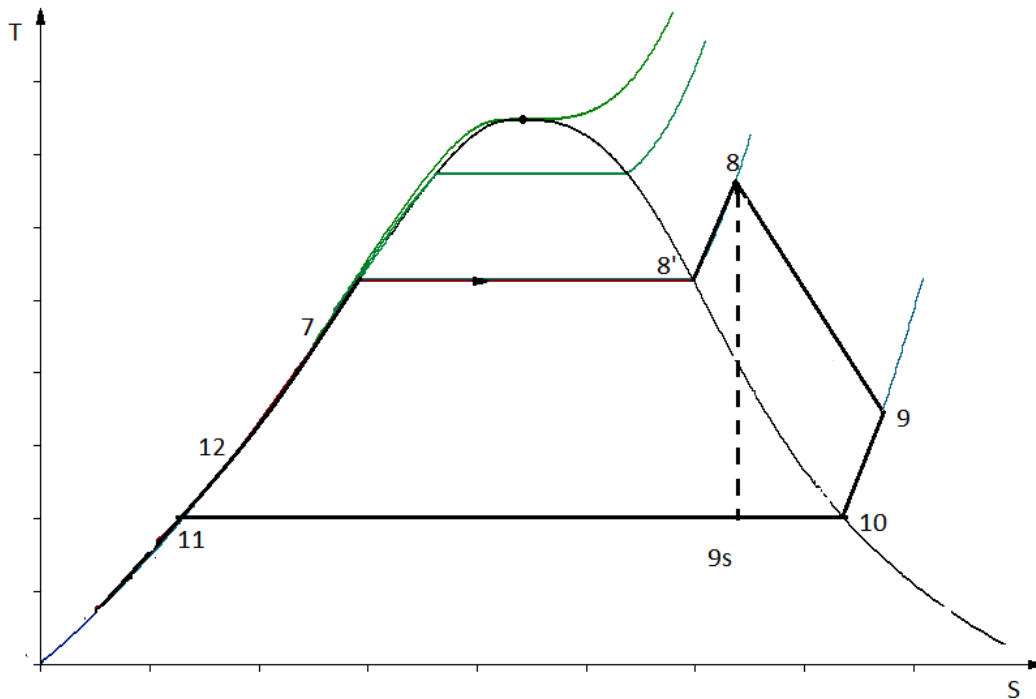
Fig. 2.2 : Schéma du diagramme T-S du cycle de Rankine Organique utilisé pour le benzène



**Fig. 2.3** : Schéma du diagramme T-S du cycle de Rankine Organique utilisé pour le Toluène



**Fig2.4** : Schéma du diagramme T-S du cycle de Rankine Organique utilisé pour le pentane



**Fig. 2.5** : Schéma du diagramme T-s du cycle de Rankine utilisé pour de la vapeur d'eau

Les figures 2.1, 2.2 et 2.4 représentent le cycle ORC respectivement pour le cyclopentane, le benzène et le pentane, et montrent ces fluides sont des fluides séchant (ils ont une pente positive), dans ce cas, nous n'avons pas besoin de surchauffer le fluide pour éviter la zone liquide/gaz.

La figure 2.3 représente le cycle ORC sur un diagramme T-s pour le toluène qui a une pente nulle, et dans ce cas on a affaire à un fluide isentropique. On pourrait également ne pas surchauffer après vaporisation.

La figure 2.5 donne le diagramme T-s du cycle de Rankine traditionnel à vapeur d'eau. Cette dernière étant un fluide de travail humide (sa pente est négative), il sera nécessaire de surchauffer le fluide avant sa détente pour éviter l'érosion de la turbine.

Les risques de fluide sont quantifiés selon le système d'identification des matières dangereuses (HMIS) appliqué par l'association américaine de revêtements [6]. Les chiffres pour les valeurs du GWP et ODP des hydrocarbures sont obtenus à partir de la littérature scientifique courante [7,8]. Pour deux de ces composés (le benzène et le cyclopentane), la stabilité thermique a été vérifiée expérimentalement jusqu'à une température de 300 °C, voir Andersen et Bruno [9] et Ginosar et al. [10].

Le cyclopentane est adopté actuellement pour l'exploitation de systèmes ORC dans cette gamme de températures, voir Del Turco et al. [11].



Cependant pour les autres fluides organiques comme les fluides frigorigènes standard (R245fa, R1234yf, (R134a)), des études indiquent qu'ils délivrent des performances nettement plus faibles que celles des fluides cités dans le tableau 2.1, cela est dû au problème de stabilité thermique qui limite la température de fonctionnement maximale des fluides frigorigènes, induisant ainsi des irréversibilités de transfert de chaleur élevées dans la chaudière de récupération.

Les unités ORC employant le toluène et le pentane comme fluide moteur sont actuellement en exploitation et disponibles sur le marché [12].

Ces exemples suggèrent que des obstacles liés au risque d'incendie et d'explosion, par exemple lors de l'utilisation du toluène, ont déjà été surmontés.

### II.3 Le modèle mathématique d'analyse

Pour tous les fluides organiques, le modèle mathématique utilisé ici est identique à celui du PFE où seul le cyclopentane a été considéré.

#### Données et Hypothèses:

Dans tous les calculs que nous effectuons lors des simulations, on fixe les valeurs des grandeurs suivantes :

- La température des gaz d'échappement à la sortie de la turbine à gaz ( $T_4$ )
- Le débit massique des gaz d'échappement ( $\dot{m}_g$ )<sub>GN</sub>
- Le rendement isentropique de la turbine ( $\eta_{isTV}$ )
- Le rendement du régénérateur ( $\eta_{REG}$ )
- La température de condensation du cyclopentane ( $T_{11}$ )
- L'efficacité de l'échangeur gaz/huile ( $\varepsilon$ )

Dans tous les bilans d'énergie que nous effectuerons sur les différentes parties du système, nous négligerons les variations d'énergie cinétique et d'énergie potentielle ainsi que les dissipations d'énergie dans les écoulements et dans le milieu ambiant. La pompe sera considérée comme isentropique.

#### II.3.1 Les fluides organiques

Les simulations seront menées pour les quatre variables suivantes :

- ✓ La température de surchauffe :  $T_8$
- ✓ La température de vaporisation :  $T_8'$
- ✓ La température d'approche de l'huile thermique :  $T_6$
- ✓ La différence de température au pincement :  $T_{pp'}$

**Equations :**

L'échangeur gaz/huile sera modélisé par les deux équations (3.1) et (3.2) ci-dessous. La première est l'expression de l'efficacité de l'échangeur, tandis que la seconde traduit son bilan d'énergie.

$$\varepsilon = \frac{T_4 - T_{4'}}{T_4 - T_5} \quad (3.1)$$

où  $T_4$ , est la température des gaz à la cheminée et  $T_5$  celle de l'huile à la sortie de la chaudière de récupération.

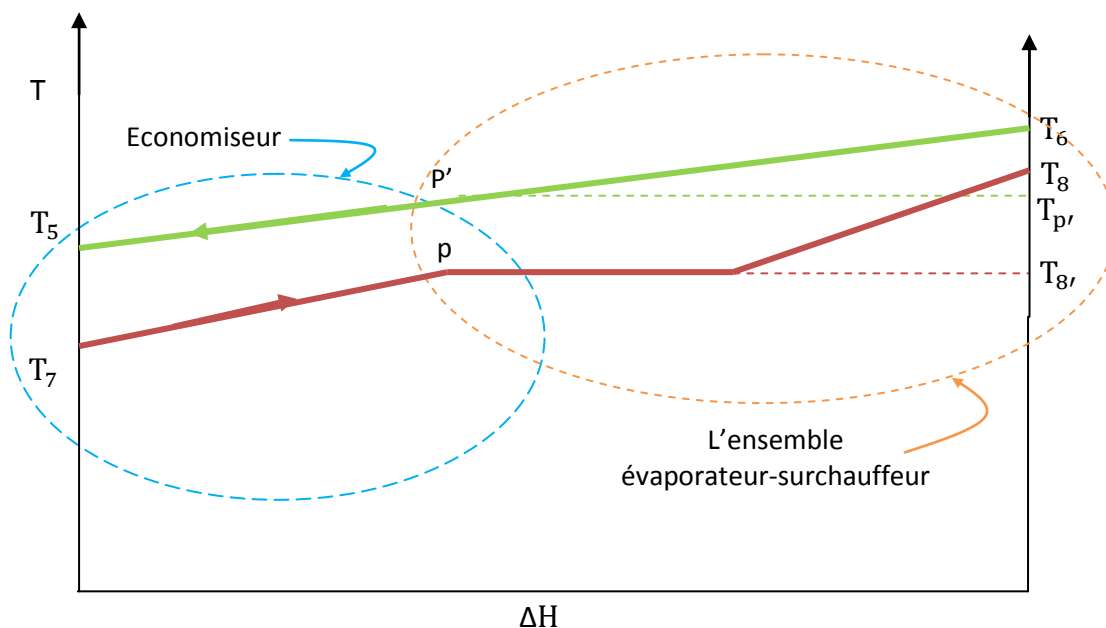
$$\dot{m}_h C_{ph}(T_6 - T_5) = (\dot{m}_g)_{GN} (h_4 - h_{4'}) \quad (3.2)$$

Dans cette dernière expression, nous utiliserons pour la chaleur spécifique de l'huile thermique  $C_{ph}$  une valeur moyenne intégrée entre 100 et 400 °C, calculée à l'aide de la corrélation suivante, fournie en annexe avec les caractéristiques de l'huile (voir tableau A.7 en annexe) :

$$C_{ph}(T) = 0,002414 \cdot T + 5,9591 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 - 2,9897 \cdot 10^{-8} \cdot T^3 + 4,4172 \cdot 10^{-11} \cdot T^4 + 1,498$$

La chaleur spécifique moyenne de l'huile se calculera alors au moyen de l'intégrale :

$$C_{ph} = \frac{1}{400 - 100} \int_{100}^{400} C_{ph}(T) \cdot dT$$



**Fig. 2.6 :** échange de chaleur au niveau de l'échangeur huile thermique cyclopentane

Le bilan d'énergie appliqué à l'ensemble évaporateur-surchauffeur (voir Fig. 3.6) s'écrit :

$$\dot{m}_h C_{ph}(T_6 - T_{p'}) = \dot{m}_{fluide} [h_8 - h_f(T_{8'})] \quad (3.3)$$

où  $T_{p'} = \Delta T_{pp'} + T_{8'}$ , représente la température de l'huile à sa sortie de l'évaporateur et  $\dot{m}_{fluide}$ , le débit du fluide utilisé.

Un deuxième bilan concernant la chaudière de récupération sera appliqué à la partie économiseur pour donner :

$$\dot{m}_h C_{ph}(T_{p'} - T_5) = \dot{m}_{fluide} [h_f(T_{8'}) - h_7] \quad (3.4)$$

où  $h_7$  représente l'enthalpie spécifique du cyclopentane à la sortie du régénérateur.

Les propriétés thermodynamiques du cyclopentane seront déterminées à partir du logiciel de propriétés thermodynamiques des frigorigènes REFPROP.

En divisant membre à membre l'équation (3.3) sur l'équation (3.4), les débits d'huile et du fluide se simplifient et permettent ainsi d'obtenir la température de l'huile à l'entrée de l'échangeur huile/gaz, soit:

$$\frac{(T_6 - T_{p'})}{(T_{p'} - T_5)} = \frac{[h_8 - h_f(T_{8'})]}{[h_f(T_{8'}) - h_7]} \quad (3.5)$$

d'où il vient :

$$T_5 = T_{p'} - (T_6 - T_{p'}) \frac{[h_f(T_{8'}) - h_7]}{[h_8 - h_f(T_{8'})]} \quad (3.6)$$

La température des gaz à la cheminée s'obtient alors à partir de l'équation (3.1), soit :

$$T_{4'} = T_4 - \varepsilon \cdot (T_4 - T_5) \quad (3.7)$$

De l'équation (3.2) on calcule ensuite le débit d'huile :

$$\dot{m}_h = (\dot{m}_g)_{GN} \cdot \frac{(h_4 - h_{4'})}{C_{ph}(T_6 - T_5)} \quad (3.8)$$

L'équation (3.3) permet de déterminer le débit du fluide :

$$\dot{m}_{fluide} = \dot{m}_h \cdot \frac{C_{ph}(T_6 - T_{p'})}{[h_8 - h_f(T_{8'})]} \quad (3.9)$$

Nous allons à présent déterminer les états thermodynamiques du fluide utilisé aux points pertinents du cycle:

**Entrée surchauffeur (8') :** l'état thermodynamique du fluide moteur est défini à cet endroit par  $T = T_{8'}$  et  $x = 1 \rightarrow$  lecture de  $h_{8'}$ ,  $P_{8'}$ .

**Entrée turbine (8) :**  $P_8 = P_{8'}$  et  $T = T_8 \rightarrow$  lecture de  $s_8$ ,  $h_8$ .

**Sortie turbine (9s et 9) :**  $P_{9s} = P_9 = P_{sat(T_{11})}$  et  $s_{9s} = s_8 \rightarrow$  lecture de  $h_{9s}$ .

Le rendement isentropique de la turbine à vapeur permet de calculer l'enthalpie à la sortie actuelle de la turbine :

$$h_9 = h_8 - \eta_{isTV} \cdot (h_8 - h_{9s}) \quad (3.10)$$

**Entrée condenseur (10) :**  $P_{10} = P_{sat(T_{11})} \rightarrow$  lecture de  $h_g(T_{11})$ , le rendement du régénérateur étant donné, l'enthalpie à l'entrée du condenseur se calcule comme suit

$$h_{10} = h_9 - \eta_{REG} \cdot (h_9 - h_g(T_{11})) \quad (3.11)$$

**Sortie condenseur(11) :**  $T = T_{11}$  et  $x = 0 \rightarrow$  lecture de  $h_{11}$ ,  $s_{11}$ .

**Sortie de la pompe (12) :**  $P_{12} = P_{8'}$  et  $s_{12} = s_{11} \rightarrow$  lecture de  $h_{12}$ .

**Entrée chaudière de récupération (7) :** le point (7) est déterminé à partir du bilan énergétique sur le régénérateur, soit :

$$h_7 = h_9 - h_{10} + h_{12} \quad (3.12)$$

**La puissance de la turbine à vapeur :** c'est la puissance obtenue en effectuant un bilan d'énergie sur la vapeur de cyclopentane à travers la turbine, soit :

$$\dot{W}_{TV} = \dot{m}_{fluideo}(h_8 - h_9) \quad (3.13)$$

**La puissance de la pompe :** c'est la puissance obtenue en effectuant un bilan d'énergie sur le cyclopentane à travers la pompe, soit :

$$\dot{W}_P = \dot{m}_{fluide}(h_{12} - h_{11}) \quad (3.14)$$

**La puissance brute ORC :** c'est la différence entre la puissance brute fournie par la turbine et celle consommée par la pompe, soit :

$$\dot{W}_{ORC} = \dot{W}_{TV} - \dot{W}_P \quad (3.15)$$

**Le taux de chaleur cédée au condenseur :** c'est l'énergie que le cyclopentane cède à l'air au niveau du condenseur lors de son refroidissement, soit :

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_{fluide}(h_{10} - h_{11}) \quad (3.16)$$

**Le taux de chaleur reçu par le cyclopentane :** c'est l'énergie thermique absorbée par le cyclopentane dans la chaudière de récupération, il s'obtient par le bilan d'énergie sur le cyclopentane à travers la chaudière de récupération, soit :

$$\dot{Q}_{ORC} = \dot{m}_{cyclo}(h_8 - h_7) \quad (3.17)$$

**Le rendement du cycle ORC :** c'est le rendement thermique de l'installation qui ne tient compte que des pertes liées aux transformations du cyclopentane, il s'exprime par le rapport de la puissance brute du cycle sur le taux de chaleur reçu :

$$\eta_{ORC} = \frac{\dot{W}_{Nette}}{\dot{Q}_{ORC}} \quad (3.19)$$

**Le rendement du cycle combiné :**

$$\eta_{cc} = \frac{\dot{W}_{Nette} + \dot{W}_T - \dot{W}_C}{\dot{m}_g \cdot (h_3 - h_2)} \quad (3.20)$$

### II.3.2 La vapeur d'eau

Les simulations seront menées pour les trois variables suivantes :

- ✓ La température de surchauffe :  $T_8$
- ✓ La température de vaporisation :  $T_8'$
- ✓ La différence de température au pincement :  $T_{pp'}$

**Remarque :** la vapeur d'eau n'étant pas inflammable, la boucle d'huile thermique dans ce cas sera supprimée, l'échange se fera directement entre la vapeur d'eau et les gaz d'échappement dans la chaudière de récupération.

**Equations :**

Le bilan d'énergie sera appliqué à l'ensemble évaporateur-surchauffeur (voir Fig. 3.6) il s'écrit :

$$(\dot{m}_g)_{GN}(h_4 - h_{p'}) = \dot{m}_{eau}[h_8 - h_f(T_{8'})] \quad (3.21)$$

à partir de cette équation nous pouvons alors déterminer le débit de la vapeur d'eau  $\dot{m}_{eau}$ , tel que :

$$\dot{m}_{eau} = \frac{(\dot{m}_g)_{GN}(h_4 - h_{p'})}{[h_8 - h_f(T_{8'})]} \quad (3.22)$$

Un deuxième bilan concernant la chaudière de récupération sera appliqué à la partie économiseur pour donner :

$$(\dot{m}_g)_{GN}(h_{p'} - h_{4'}) = \dot{m}_{eau}[h_f(T_{8'}) - h_7] \quad (3.23)$$

Connaissant le débit d'eau, nous pouvons déterminer à partir de l'équation (3.4), l'enthalpie des gaz d'échappement à leur sortie de la cheminée au point 4', soit :

$$h_{4'} = h_{p'} - \frac{\dot{m}_{eau}[h_f(T_{8'}) - h_7]}{(\dot{m}_g)_{GN}} \quad (3.24)$$

Les états thermodynamiques de la vapeur d'eau seront déterminés en suivant les mêmes étapes cités précédemment.

#### II.4 Conclusion

Le modèle mathématique exposé ci-dessus est exécuté sur MATLAB pour étudier l'effet des quatre variables du modèle sur les performances du cycle ORC et celles de l'installation dans son ensemble pour les différents fluides considérés.

Les résultats principaux des simulations effectuées sont présentés et commentés au chapitre suivant.

*Chapitre III : Analyse  
des performances de  
l'installation*

### III.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous allons présenter et analyser les performances du cycle combiné obtenues pour les différents fluides considérés. La procédure de calcul a été exécutée sur MATLAB pour les mêmes valeurs fixes des paramètres cités comme données au chapitre 2. Le paramètre dont on cherchera l'impact ici, c'est la nature du fluide. Les calculs seront donc exécutés pour chacun des quatre fluides étudiés, à savoir : chacun des trois fluides organiques (le pentane  $C_5H_{12}$ , le toluène  $C_6H_5-CH_3$ , le benzène  $C_6H_6$ ) et la vapeur d'eau. Nous ajouterons aux résultats obtenus ici, ceux obtenus pour le cyclopentane lors du PFE. Rappelons également que dans le cas de la vapeur d'eau dont la courbe de rosée sur un diagramme T-s est à pente négative, la boucle d'huile thermique intermédiaire a été supprimée, parce qu'inutile, l'eau étant ininflammable et non explosif. Par ailleurs, comme la température d'ébullition normale de l'eau est de  $100^\circ C$ , donc très élevée, nous avons envisagé une condensation à basse température qui nécessitera la mise sous-vide du condenseur, ce qui jouera certainement en défaveur de l'eau par rapport aux autres fluides étudiés.

### III.2 Utilisation des fluides organiques comme fluide moteur

Les figures 3.1 à 3.3 présentent les courbes d'évolution du rendement du cycle combiné en fonction de la température d'huile pour différentes valeurs de la différence de température au pincement, pour le toluène, le benzène et le pentane respectivement. Un extrait des résultats est donné aux tableaux 3.1 à 3.3 pour chacun de ces trois fluides dans le même ordre.

Pour tous ces fluides, qui sont tous, rappelons-le, des fluides à courbe de rosée sur un diagramme T-s de pente positive, nous pouvons noter que le pincement de  $15^\circ C$  est celui qui permet de réaliser la combinaison récupération/conversion la plus performante, comme nous avons pu le relever dans le cas du cyclopentane étudié en projet de fin d'études.

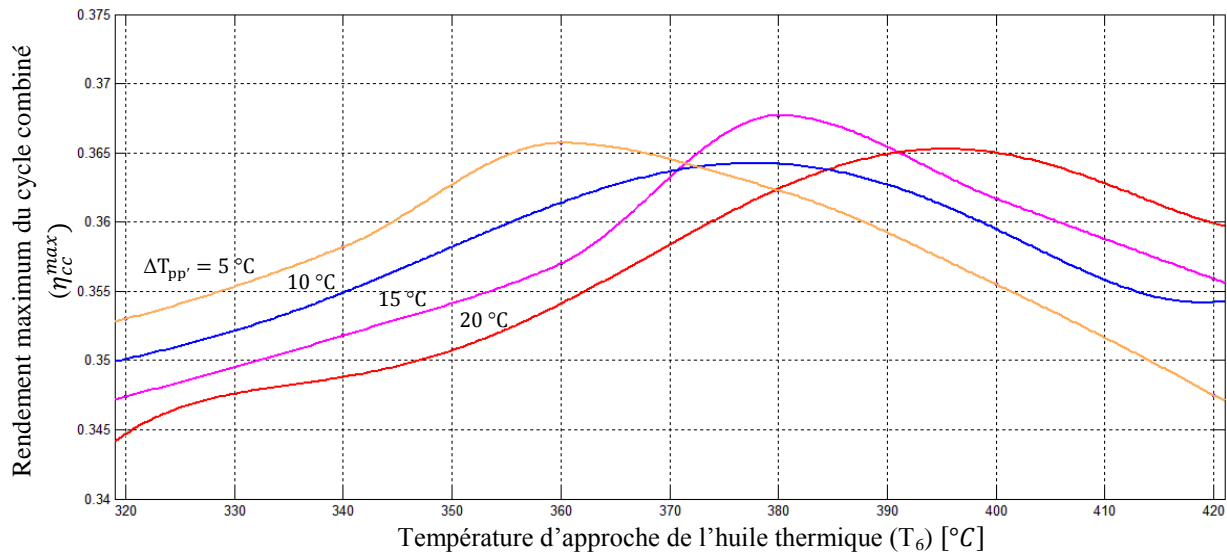
Rappelons que le rendement atteint avec le cyclopentane était de 40.9% et l'énergie convertie en puissance atteignait 9.63 MW. Les résultats de cette étude montrent que seul le pentane approche cette valeur, avec 9.35 MW pour un rendement de 40.7%. Cependant, nous pouvons remarquer que pour réaliser ces performances, un débit de 77 kg/s de cyclopentane suffit, alors que celui du pentane doit être de 89 kg/s. Ces conclusions consacrent donc le cyclopentane comme le meilleur fluide organique, du moins d'un point de vue énergétique, parmi ceux étudiés.

Le Benzène pour lequel le rendement maximum garde quasiment la même valeur de 39.4% quel que soit le pincement, réalise quand-même la meilleure conversion toujours pour un pincement de  $15^\circ C$ , avec une puissance de 8.3 MW.



Le toluène est celui qui donne les plus faibles performances, avec une puissance de 6.04 MW pour un rendement de 36.4%.

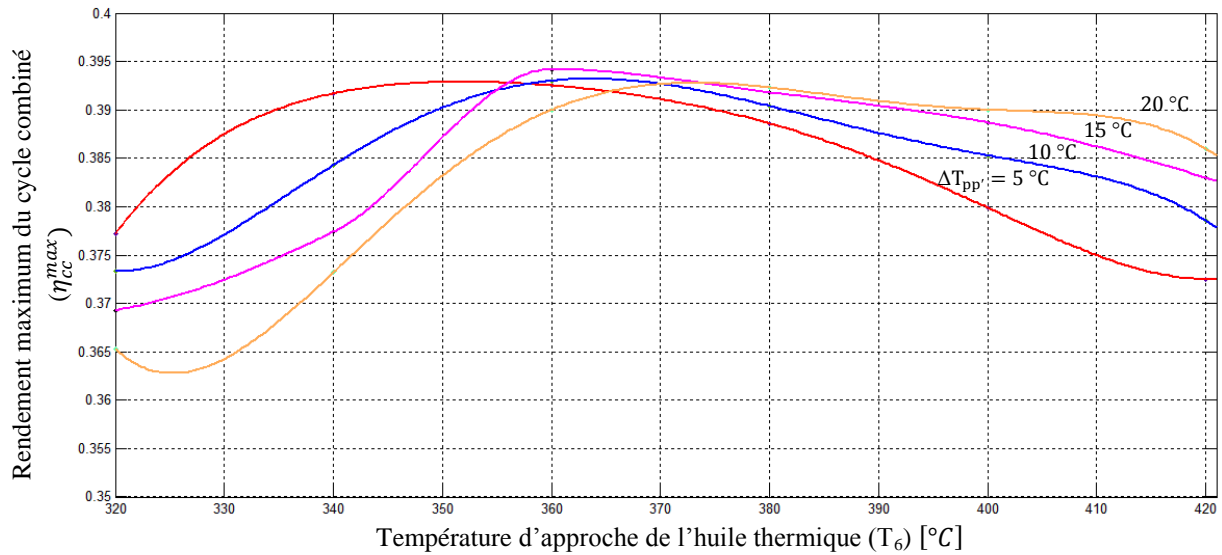
### Toluène



**Fig. 3.1 :** Courbes d'évolution du rendement du cycle combiné à base de toluène en fonction de la température d'approche ( $T_6$ ) pour différentes valeurs du pincement  $\Delta T_{pp'}$ .

**Tableau 3.1 :** Caractéristiques thermodynamiques du cycle à rendement maximum : cas du Toluène

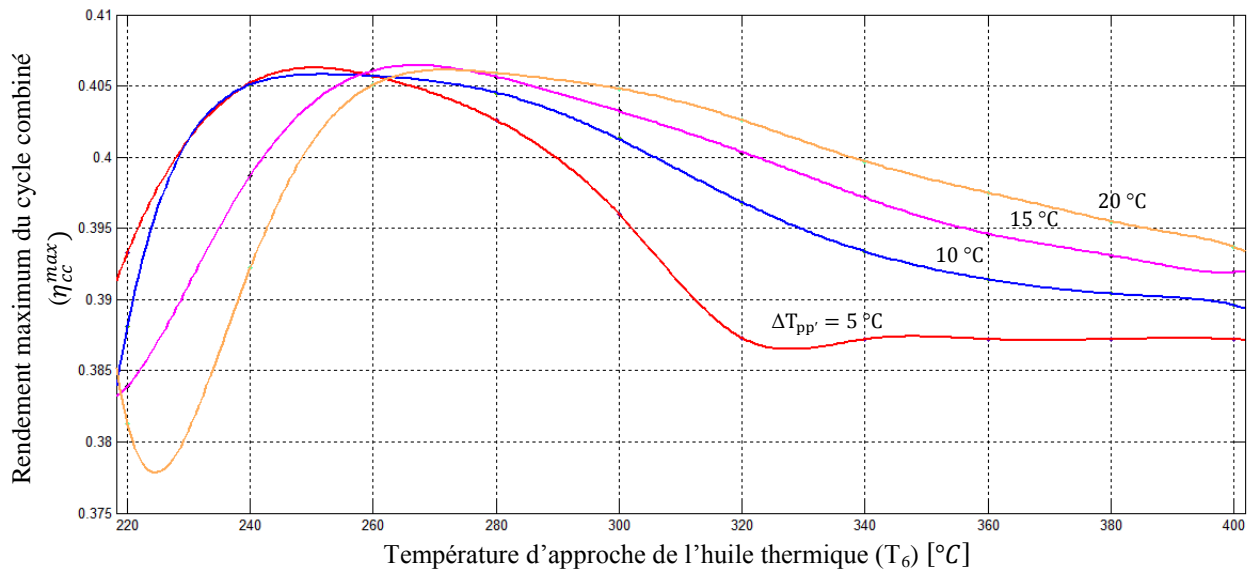
$\Delta T_{pp'}$	$T_6$ [°C]	$T_{4'}$ [K]	$T_8$ [K]	$T_{8'}$ [K]	$T_5$ [K]	$T_7$ [K]	$\dot{Q}_C$ [kW]	$\dot{m}_H$ [kg/s]	$\dot{m}_{\text{toluène}}$ [kg/s]	$\dot{W}_{net}$ [kW]	$\eta_{ORC}$	$\eta_{CC}$
5	360	478	553	548	454	446	22108	71,91	60,46	5862	0,209	0,365
10	380	490	573	558	467	459	20016	63,65	54,42	5729	0,222	0,365
15	380	479	563	558	454	449	21874	64,65	59,74	6038	0,216	0,364
20	400	488	573	558	465	459	20269	57,67	55,11	5801	0,223	0,365

**Benzène**


**Fig. 3.2 :** Courbes d'évolution du rendement du cycle combiné à base de benzène en fonction de la température d'huile ( $T_6$ ) pour différentes valeurs du pincement  $\Delta T_{pp'}$ .

**Tableau 3.2 :** Caractéristiques thermodynamiques du cycle à rendement maximum : cas du Benzène

$\Delta T_{pp'}$	$T_6$ [°C]	$T_{4'}$ [K]	$T_8$ [K]	$T_{8'}$ [K]	$T_5$ [K]	$T_7$ [K]	$\dot{Q}_C$ [kW]	$\dot{m}_H$ [kg/s]	$\dot{m}_{\text{benzène}}$ [kg/s]	$\dot{W}_{net}$ [kW]	$\eta_{ORC}$	$\eta_{CC}$
5	360	453	568	548	511	419	24391	72,56	60,93	8179	0,251	0,394
10	360	441	543	533	494	406	26533	72,66	66,62	8120	0,234	0,394
15	360	437	548	543	489	402	26990	72,67	67,87	8325	0,235	0,393
20	380	448	558	543	504	413	25255	66,34	63,24	8166	0,244	0,394

**Pentane**


**Fig. 3.3 :** Courbes d'évolution du rendement du cycle combiné à base de pentane en fonction de la température d'huile ( $T_6$ ) pour différentes valeurs du pincement  $\Delta T_{pp'}$

**Tableau 3.3 :** Caractéristiques thermodynamiques du cycle à rendement maximum : cas du Pentane

$\Delta T_{pp'}$	$T_6$ [°C]	$T_{4'}$ [K]	$T_8$ [K]	$T_{8'}$ [K]	$T_5$ [K]	$T_7$ [K]	$\dot{Q}_C$ [kW]	$\dot{m}_H$ [kg/s]	$\dot{m}_{penta}$ [kg/s]	$\dot{W}_{net}$ [kW]	$\eta_{ORC}$	$\eta_{cc}$
5	260	415	485	458	385	380	29769	121,74	81,27	9322	0,238	0,406
10	260	408	476	458	378	372	30880	119,28	84,70	9322	0,231	0,405
15	260	400	468	458	369	364	32207	116,51	88,73	9352	0,225	0,407
20	280	410	478	458	379	373	30661	105,93	84,01	9336	0,233	0,407

Notons également que quel que soit le fluide organique considéré parmi ceux qui ont été sélectionnés, les meilleures performances seront réalisées pour une température de vaporisation dont la valeur s'affiche à moins de 30°C en-dessous de la température critique, et pour une température de surchauffe très proche de la température critique du fluide considéré. Ce qui confirme que dans ce cas (fluides secs), il n'est pas très utile de surchauffer le fluide de travail avant de lui permettre de se détendre.

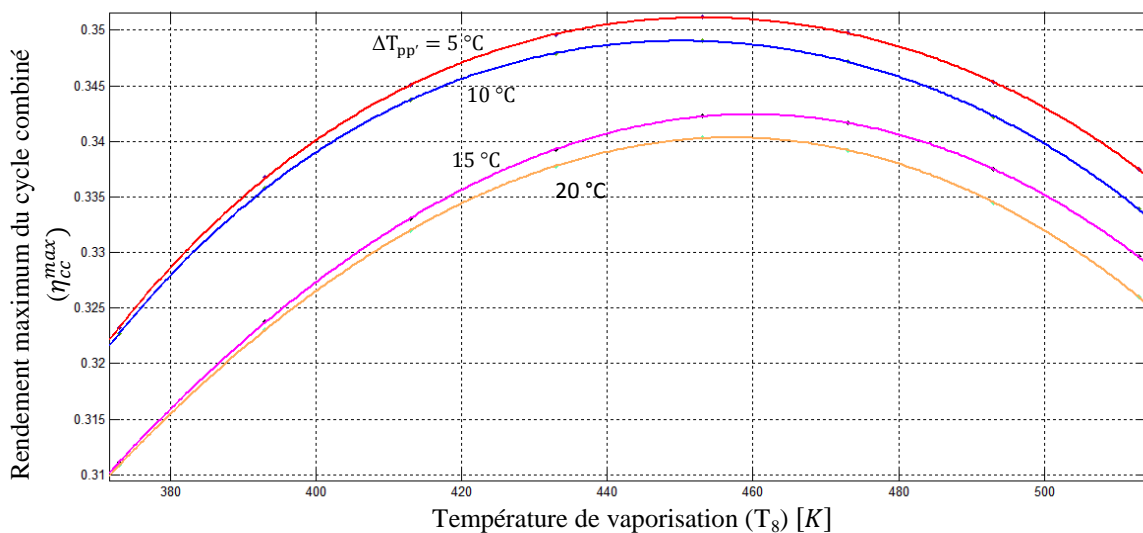
### III.3 Utilisation de l'eau comme fluide moteur

Le cas de l'eau est présenté à la figure 3.4 pour une condensation à la pression atmosphérique (100°C) et à la figure 3.5 pour une condensation sous vide (à 50°C). Les tableaux des résultats correspondants sont les tableaux 3.4 et 3.5.

Dans le cas de l'eau, les meilleures performances sont réalisées avec le pincement le plus petit, mais ces performances demeurent très en-dessous de celles que permettent le pentane et le cyclopentane, même lorsque la condensation est réalisée sous vide, à des températures bien en-dessous de la température d'ébullition normale de l'eau.

Si la condensation de la vapeur d'eau a lieu à la pression atmosphérique, l'énergie convertie en puissance sera à peine de 6.4 MW.

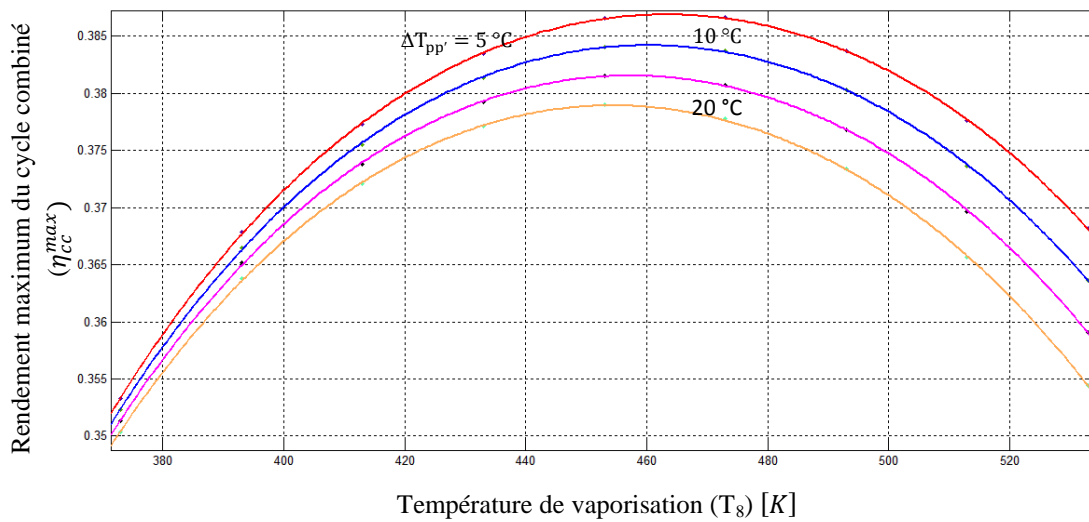
Avec une condensation sous vide à 50 °C (pour rester dans le cadre de l'hypothèse que l'air sera utilisé pour le refroidissement, comme pour les autres fluides), la puissance obtenue sera seulement de 7.7 MW, et en plus avec des équipements plus coûteux en investissement et en exploitation. C'est la raison qui fait qu'un fluide organique est une meilleure solution que l'eau lorsqu'il s'agit de valoriser des sources d'énergie de faible intensité.



**Fig. 3.4 :** Courbes d'évolution du rendement du cycle combiné à base de vapeur d'eau (condensation à 100°C) en fonction de la température de surchauffe ( $T_8$ ) pour différentes valeurs du pincement  $\Delta T_{pp}$ .

**Tableau 3.4** : Caractéristiques thermodynamiques du cycle à rendement maximum :  
cas de l'eau – condensation à 100°C -

$\Delta T_{pp'}$	$T_{4'}$ [K]	$T_8$ [K]	$T_{8'}$ [K]	$T_{12}$ [K]	$\dot{Q}_C$ [kW]	$\dot{m}_{eau}$ [kg/s]	$\dot{W}_{net}$ [kW]	$\eta_{ORC}$	$\eta_{CC}$
5	538	640	493	373	23143	10,93	4606	0,158	0,351
10	548	640	493	373	22221	10,49	4422	0,158	0,349
15	557	640	493	373	21290	10,05	4237	0,158	0,347
20	568	640	493	373	20350	9,61	4050	0,158	0,345


**Fig. 3.5** : Courbes d'évolution du rendement du cycle combiné à base de vapeur d'eau (condensation 50°C) en fonction de la température de surchauffe ( $T_8$ ) pour différentes valeurs du pincement  $\Delta T_{pp'}$ .

**Tableau 3.5** : Caractéristiques thermodynamiques du cycle à rendement maximum :  
cas de l'eau – condensation à 50°C -

$\Delta T_{pp'}$	$T_{4'}$ [K]	$T_8$ [K]	$T_{8'}$ [K]	$T_{12}$ [K]	$\dot{Q}_C$ [kW]	$\dot{m}_{eau}$ [kg/s]	$\dot{W}_{net}$ [kW]	$\eta_{ORC}$	$\eta_{CC}$
5	501	640	473	323	24472	12,06	7675	0,228	0,386
10	485	640	453	323	26537	12,69	7450	0,209	0,384
15	493	640	453	323	25758	12,32	7231	0,209	0,381
20	502	640	453	323	24971	11,94	7010	0,209	0,377

### III.4 Autres résultats

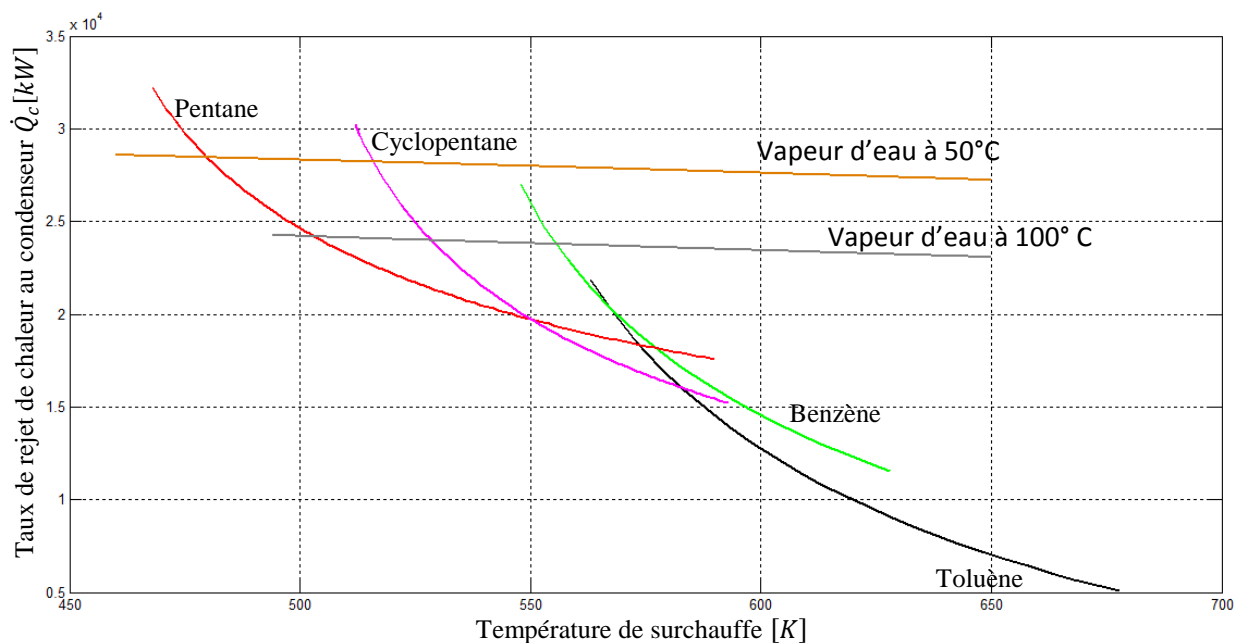
Les figures 3.6 à 3.8 présentent le taux de rejet de chaleur au condenseur, la puissance du cycle de Rankine organique et la température des gaz à la cheminée, pour les différents cas étudiés, y compris celui du cyclopentane étudié en projet de fin d'études.

Le taux de rejet dans le cas de l'eau décroît très peu avec la température de surchauffe, car l'enthalpie de la vapeur humide à la sortie de la turbine est très peu affectée par la surchauffe. Une condensation sous vide à 50°C rejette logiquement plus d'énergie au condenseur, mais c'est également dans ce cas que la récupération est la plus importante et la conversion plus efficace comme nous avons pu le constater précédemment.

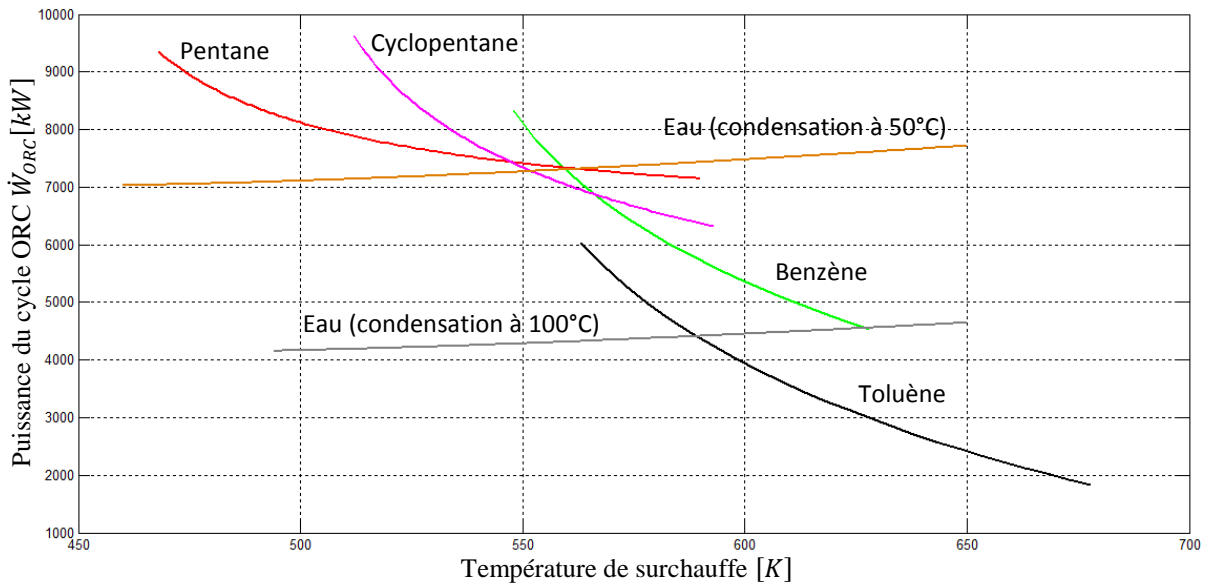
Pour tous les autres fluides, le taux de rejet diminue sensiblement lorsque la température de surchauffe augmente.

L'énergie convertit en puissance par le cycle ORC augmente avec la température de surchauffe pour la vapeur d'eau et diminuent pour tous les autres fluides. Le Toluène est celui qui récupère et convertit le moins efficacement l'énergie en puissance dans ce type d'application. Le cyclopentane et juste après lui le pentane, sont les fluides qui récupèrent et convertissent le plus efficacement l'énergie des gaz en puissance.

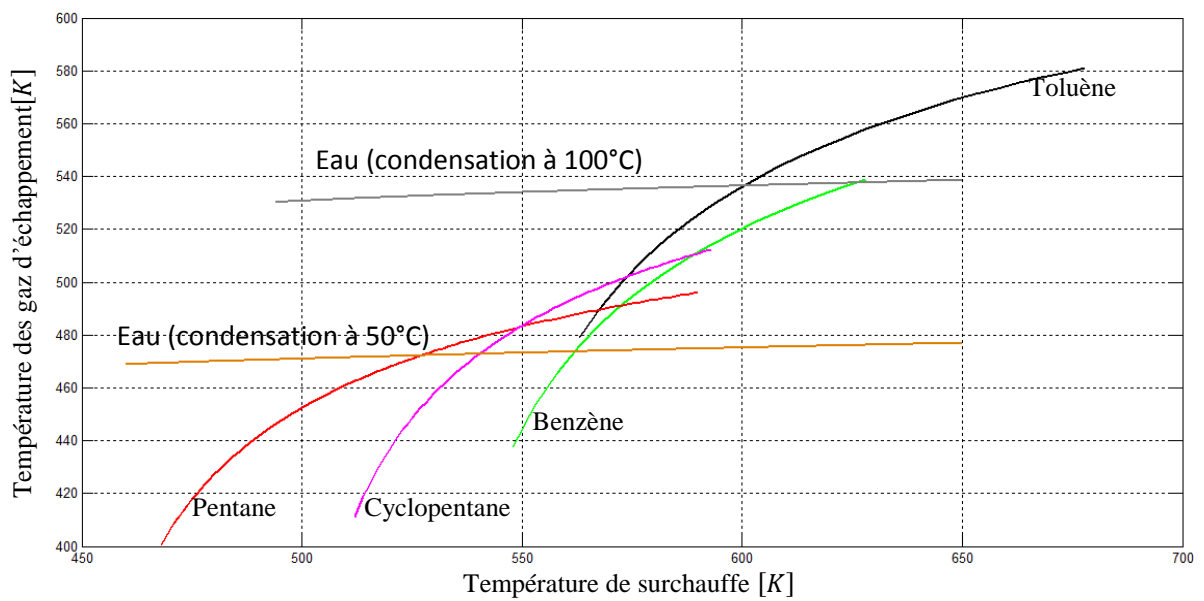
La dernière figure montre que le cyclopentane et le pentane sont les fluides qui permettent de refroidir au mieux les gaz d'échappement pour en extraire le maximum d'énergie.



**Fig. 3.6 :** Courbes d'évolution du taux de rejet de chaleur au condenseur en fonction de la température de surchauffe ( $T_8$ ) pour les différents cas étudiés



**Fig. 3.7 :** Courbes d'évolution de la puissance du cycle ORC en fonction de la température de surchauffe ( $T_8$ ) correspondant à un rendement maximum, pour les différents cas étudiés



**Fig. 3.8 :** Courbes d'évolution de la température d'échappement à la sortie de la cheminée en fonction des températures de surchauffe ( $T_8$ ) correspondant à un rendement maximum, pour les différents cas étudiés

## Conclusion générale

Cette étude, effectuée dans le cadre de mon Master, est une extension de celle que j'ai menée dans mon projet de fin d'études sur le repowering d'une mini-centrale à turbine à gaz, à l'aide d'un cycle de Rankine organique.

Des résultats très intéressants ont été obtenus dans le cadre du PFE, en considérant uniquement le cyclopentane comme fluide de travail. Le rendement de l'installation est passé d'environ 28% en régime nominal à presque 41% avec le cycle ORC qui permet de produire une puissance supplémentaire de 9,63 MW qui vient s'ajouter aux 25,325 MW de la turbine à gaz. Nous nous sommes alors posé la question de savoir si l'utilisation d'un autre fluide organique pouvait améliorer encore les performances de l'installation. C'est ainsi que nous avons été amenés à étudier quatre autres fluides : trois organiques (Pentane, Benzène et Toluène) et le quatrième c'est l'eau.

Les résultats principaux de l'étude viennent confirmer que l'eau n'est pas le fluide idéal pour un petit cycle de Rankine destiné à puiser son énergie primaire dans une source de faible intensité énergétique.

Par ailleurs, le cyclopentane semble être le meilleur choix pour ce type d'application : il permet de récupérer plus d'énergie avec un débit plus faible que le pentane qui pourrait être son seul concurrent.

Les résultats montrent également que pour un fluide qui présente, sur un diagramme T-s, une courbe de rosée avec une pente positive, il n'est pas utile de trop surchauffer le fluide avant sa détente.

Le cycle de Rankine organique est très prometteur, il pourrait aider à la valorisation de sources d'énergie très variées, peinant actuellement à trouver des applications où leur énergie pourrait être exploitée efficacement, comme la biomasse, la géothermie et le solaire basse température.



## **Bibliographie :**

- [1] S. JAYET-GENDROT, F. ARNOLDI, P. BILLARD, C. DORIER, Y. DUTHEILLET, L. LELAIT, D. RENAUD, Des matériaux innovants pour un sujet brûlant, Revue Epures, DRD EDF 1999, Paris.
- [2] H. Chen, D.Y.Goswami, and E.K.Stefanakos, "A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat," Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 14, pp. 3059-3067, 2010
- [3] O. Badr, S. D. Probert, and P. W. O'Callaghan, "Selecting a working fluid for a Rankine-cycle engine," Applied Energy, vol. 21, pp. 1-42, 1985.
- [4] J.M.P.H.H. West, "Selection of working fluids for the organic Rankine cycle," Proceedings from the First Industrial Energy Technology Conference Houston, TX, pp. 953-959, 1979.
- [5] A.M.V.Maizza, "Unconventional working fluids in organic Rankine cycles for waste energy recovery systems," Applied Thermal Engineering, vol. 21, pp. 381-390, 2001.
- [6] Paint, N.; Association, C. Hazardous Materials Identification System Implementation Manual; J. J. Keller & Associates, Inc.: Neenah, WI, USA, 2001.
- [7] Forster, P.; Ramaswamy, V.; Artaxo, P.; Berntsen, T.; Betts, R.; Fahey, D.W.; Haywood, J.; Lean, J. Lowe, D.C.; Myhre, G.; et al. Changes in Atmospheric Constituents and in Radiative Forcing; Cambridge University Press: Cambridge, UK, 2007; Chapter 2.
- [8] Collins, W.; Derwent, R.; Johnson, C.; Stevenson, D. The oxidation of organic compounds in the troposphere and their global warming potentials. Clim. Chang. 2002, 52, 453–479.
- [9] Andersen, W.C.; Bruno, T.J. Rapid screening of fluids for chemical stability in organic Rankine cycle applications. Ind. Eng. Chem. Res. 2005, 44, 5560–5566.
- [10] Ginosar, D.M.; Petkovic, L.M.; Guillen, D.P. Thermal stability of cyclopentane as an organic Rankine cycle working fluid. Energy Fuels 2011, 25, 4138–4144.
- [11] Del Turco, P.; Asti, A.; del Greco, A.; Bacci, A.; Landi, G.; Seghi, G. The ORegen™ waste heat recovery cycle: Reducing the CO<sub>2</sub> footprint by means of overall cycle efficiency improvement. In Proceedings of the ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition, Vancouver, BC, Canada, 6–10 June 2011; Volume 3, pp. 547–556.
- [12] Quoilin, S.; Broek, M.V.D.; Declaye, S.; Dewallef, P.; Lemort, V. Techno-economic

survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 2013, 22, 168–186.