

République Algérienne Démocratique et Populaire  
Ministre de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université Mouloud Mammeri de Tizi Ouzou  
Faculté du Génie de la Construction  
Département du Génie Mécanique

## **Mémoire de fin d'études**

En vue de l'obtention du diplôme de Master en Génie Mécanique,  
Spécialité : Énergétique

### **Thème :**

**Analyse énergétique et exergetique d'un cycle combiné  
Rankine/Evans-Perkin actionné par une machine thermique**

### **Encadré par : Réalisé par :**

M<sup>f</sup>. M. HAMZAOUI

M<sup>f</sup>. RAHAL Abdelhak

M<sup>f</sup>. OUKALI Kouceila

Année universitaire 2020/2021

# Remerciements

Nous remercions d'abords Allah de nous avoir accordé la force, le courage et les moyens afin de pouvoir accomplir ce travail.

Nous tenons à exprimer nos vifs remerciements et témoigner nos profondes gratitudes à :

Notre promoteur Mr HAMZAOUI Malek, de nous avoir guidé tout au long de ce travail, honoré d'avoir travaillé avec lui.

Nous avons tiré un immense profit de son savoir, de ses conseils utiles et de ses discussions fertiles.

Nous remercions vivement les membres de jury d'avoir accepté d'examiner et d'évaluer notre travail.

Nos sincères remerciements vont aussi aux enseignants du département du Génie Mécanique.

Ainsi qu'à toutes les personnes qui ont contribuées, de près ou de loin à l'élaboration de ce mémoire.

## Dédicaces

*Avec l'aide de Dieu, le tout puissant, qui m'a éclairé  
les chemins du savoir, j'ai pu réaliser ce modeste  
travail que je dédie à mes très chers parents, avec tout  
mon amour, ma tendresse et mon estime, je n'arriverai  
jamais à leurs rendre ce qu'ils ont fait pour moi. Que  
Dieu vous protège. Mes petites sœurs, pour tout  
l'amour qu'ils m'apportent et leur soutien à toute la  
famille*

*A tous mes amis pour leurs encouragements et  
spécialement à mes frères de cœur Zinedine, Houssem  
et Khalid et surtout Ouachehi Gaya et la  
pleurnicheuse*

*Abdelhak*

## **Résumé**

Ce travail porte sur l'étude des performances d'une machine frigorifique actionnée par une machine thermique. Cette dernière convertit l'énergie des rejets thermiques en une énergie mécanique qui permet d'entraîner le compresseur de la machine frigorifique. Ce qui constitue un système autonome.

L'influence de nombreux paramètres sur les performances de cette installation est alors étudiée.

## **Abstract**

In this work, we will study the performance of an installation whose purpose is to produce cold by means of a refrigeration cycle fed by an energy production cycle that will drive the compressor of the steam compression machine. The energy source consumed by the compressor is often non-renewable. However, it is important to opt to use renewable energy resources or to exploit the energy of thermal waste to convert them into a Noble Energy usable for the supply of autonomous systems.

With the help of the two software packages MATLAB and REFPROP, a programming of the energy and exergy balances will be developed to see the influence of the operating parameters on the performance of the installation.

# Table des matières

|  |        |
|--|--------|
| Table des matières .....   | - 5 -  |
| Liste des figures .....  | - 8 -  |
| Liste des tableaux .....   | - 9 -  |
| Nomenclature .....   | - 11 - |
| Introduction générale.....   | - 1 -  |
| I. Chapitre : Généralités et état de l'art .....                             | - 2 -  |
| I.1. Le cycle de Rankine.....  | - 2 -  |
| I.1.1. Définition du cycle organique de Rankine .....                        | - 2 -  |
| I.1.2. Fonctionnement du cycle de Rankine.....                               | - 2 -  |
| I.2. Le cycle frigorifique .....   | - 3 -  |
| I.2.1. Définition.....   | - 3 -  |
| I.2.2. Principe de fonctionnement .....                                      | - 3 -  |
| I.3. Choix de fluide.....  | - 4 -  |
| I.3.1. Critères thermodynamiques : .....                                     | - 4 -  |
| I.3.2. Critères de sécurité : .....  | - 5 -  |
| I.3.3. Critères économiques : .....  | - 5 -  |
| I.3.4. Critères environnementaux .....                                       | - 5 -  |
| I.4. État de l'art.....  | - 5 -  |
| I.5. Conclusion .....  | - 8 -  |
| II. Chapitre : Analyse du cycle combiné .....                                | - 11 - |
| II.1. Introduction.....  | - 9 -  |
| II.2. Rappels thermodynamiques .....   | - 9 -  |
| II.2.1. Premier principe de la thermodynamique.....                          | - 9 -  |
| II.2.2. Deuxième principe de la thermodynamique .....                        | - 10 - |
| II.2.3. La variable de température .....                                     | - 11 - |
| II.3. Modélisation du cycle organique de Rankine / Evans-Perkins .....       | - 11 - |
| II.4. Analyse énergétique et exergetique du cycle de Rankine organique ..... | - 12 - |
| II.4.1. La pompe .....   | - 12 - |
| II.4.2. Le bouilleur .....   | - 13 - |
| II.4.3. La turbine.....  | - 14 - |

|          |  |        |
|----------|--|--------|
| II.4.4.  | Le condenseur.....   | - 16 - |
| II.5.    | Analyse énergétique et exergetique du cycle frigorifique.....  | - 16 - |
| II.5.1.  | Le compresseur.....  | - 17 - |
| II.5.2.  | Le condenseur.....   | - 18 - |
| II.5.3.  | Le détendre .....  | - 18 - |
| II.5.4.  | L'évaporateur.....   | - 19 - |
| II.6.    | Coefficient de performance global de cycle combiné.....  | - 20 - |
| II.7.    | Conclusion .....   | - 20 - |
| III.     | Chapitre : Résultats et discussions.....   | - 21 - |
| III.1.   | Introduction.....  | - 21 - |
| III.2.   | Influence de la température de l'entrée de la turbine sur les performances de l'installation ..                  | - 21 - |
| III.2.1. | Influence de la température de l'entrée de la turbine sur le débit massique .....                                | - 21 - |
| III.2.2. | Influence de la température de l'entrée de la turbine sur la quantité de chaleur absorbée par la chaudière.....  | - 22 - |
| III.2.3. | Influence de la température de l'entrée de la turbine sur la puissance du bouilleur ....                         | - 22 - |
| III.2.4. | Influence de la température de l'entrée de la turbine sur son travail .....                                      | - 23 - |
| III.2.5. | Influence de la température de l'entrée de la turbine sur le rendement de cycle Rankine..                        | - 24 - |
| III.3.   | Influence du taux d'expansion sur les performances du cycle de Rankine.....                                      | - 25 - |
| III.3.1. | Influence du taux d'expansion sur le débit massique du cycle de Rankine.....                                     | - 25 - |
| III.3.2. | Influence du taux d'expansion sur le travail de pompe .....  | - 26 - |
| III.3.3. | Influence du taux d'expansion sur la puissance de la pompe .....   | - 26 - |
| III.3.4. | Influence du taux d'expansion sur la quantité de chaleur de la chaudière.....                                    | - 27 - |
| III.3.5. | Influence du taux d'expansion sur la puissance de la chaudière .....   | - 28 - |
| III.3.6. | Influence du taux d'expansion sur le rendement thermique du cycle Rankine .....                                  | - 28 - |
| III.3.7. | Influence du taux d'expansion sur le rendement global de l'installation .....                                    | - 29 - |
| III.4.   | Influence de la température ambiante sur le bilan exergetique du système Rankine / Evans-Perkins -               | - 30 - |
| III.4.1. | Influence de la température ambiante sur l'exergie détruite du compresseur .....                                 | - 30 - |
| III.4.2. | Influence de la température ambiante sur le rendement exergetique du compresseur -                               | - 31 - |
| III.4.3. | Influence de la température ambiante sur l'exergie détruite dans le condenseur .....                             | - 31 - |
| III.4.4. | Influence de la température ambiante sur le rendement exergetique du condenseur de la machine frigorifique. .... | - 32 - |

|  |        |
|--|--------|
| III.4.5. Influence de la température ambiante sur l'exergie détruite dans la pompe.....                                      | - 33 - |
| III.4.6. Influence de la température ambiante sur le rendement exergetique dans la pompe....                                 | - 34 - |
| III.4.7. Influence de la température ambiante sur l'exergie détruite dans le bouilleur .....                                 | - 35 - |
| III.4.8. Influence de la température ambiante sur le rendement exergetique du bouilleur .....                                | - 35 - |
| III.4.9. Influence de la température ambiante sur l'exergie détruite de la turbine.....                                      | - 36 - |
| III.4.10. Influence de la température ambiante sur l'exergie détruite dans le condenseur du cycle organique de Rankine ..... | - 37 - |
| III.4.11. Influence de la température ambiante sur le rendement exergetique du condenseur du cycle organique de Rankine..... | - 38 - |
| III.4.12. Influence de la température ambiante sur le rendement exergetique de l'installation.-                              | - 39 - |
| III.5. Conclusion .....  | - 39 - |
| Conclusion générale .....  | - 41 - |
| Références bibliographiques .....  | - 42 - |

## Liste des figures

|   |        |
|---|--------|
| <b>Figure I-1</b> Schéma du cycle organique de Rankine [2].....   | - 2 -  |
| <b>Figure I-2</b> Diagramme T-S du cycle organique de Rankine [2].....  | - 3 -  |
| <b>Figure I-3</b> Schéma du cycle frigorifique [2] .....  | - 4 -  |
| <b>Figure 4 I</b> Diagrammes T-S du cycle frigorifique [2] .....  | -4-    |
| <b>Figure II-1</b> Premier principe [2].....  | - 9 -  |
| <b>Figure II-2</b> Schéma de l'installation Rankine/Evans-Perkins.....  | -12-   |
| <b>Figure II-3.</b> Schéma d'une pompe.....   | -12-   |
| <b>Figure II-4</b> Schéma d'un brouilleur.....  | -14-   |
| <b>Figure II-5</b> Schéma d'une turbine.....  | -15-   |
| <b>Figure II-6</b> Schéma d'un condenseur ORC.....  | -16-   |
| <b>Figure II-7</b> Schéma du compresseur .....  | -17-   |
| <b>FigureII-8</b> Schéma du condenseur ORC.....   | -18-   |
| <b>Figure II-9</b> : Schéma du détendeur.....   | -19-   |
| <b>Figure II-10</b> Schéma d'un évaporateur.....  | -19-   |
| <b>Figure III-1</b> Influence de la température d'entrée de la turbine le débit massique.....                                     | - 21 - |
| <b>Figure III-2</b> Influence de la température d'entrée de la turbine sur la quantité de chaleur                                 | - 22 - |
| <b>Figure III-3</b> Variation de la puissance du bouilleur en fonction de la température d'entrée de la turbine.....              | - 23 - |
| <b>Figure III-4</b> Variation du travail de la turbine en fonction de la température d'entrée de la turbine.....                  | - 23 - |
| <b>Figure III-5</b> Variation du rendement thermique du cycle de Rankine par rapport à la température d'entrée de la turbine..... | - 24 - |
| <b>Figure III-6</b> Variation du débit massique du cycle Rankine en fonction du taux d'expansion.....                             | - 25 - |
| <b>Figure III-7</b> Variation du travail de la pompe en fonction du taux d'expansion.....   | - 26 - |
| <b>Figure III-8</b> Variation de de la puissance de la pompe en fonction du taux d'expansion..                                    | - 27 - |
| <b>Figure III-9</b> Variation de quantité de chaleur du bouilleur par unité de masse en fonction du taux d'expansion .....        | - 27 - |
| <b>Figure III-10</b> Variation de la puissance de la chaudière par rapport au taux d'expansion.                                   | - 28 - |

|   |        |
|---|--------|
| <b>Figure III-11</b> Variation du rendement thermique du cycle de Rankine en fonction du taux d'expansion .....                     | - 29 - |
| <b>Figure III-12</b> Variation du COP global en fonction du taux d'expansion.....   | - 29 - |
| <b>Figure III-13</b> Influence de la température ambiante sur l'exergie détruite dans le compresseur .....                          | - 30 - |
| <b>Figure III-14</b> Variation du rendement exergetique du compresseur en fonction de la température ambiante .....                 | - 31 - |
| <b>Figure III-15</b> Effet de la température ambiante sur l'exergie détruite dans le condenseur du cycle frigorifique .....         | - 32 - |
| <b>Figure III-16</b> Effet de la température ambiante sur le rendement exergetique du condenseur du cycle frigorifique .....        | - 33 - |
| <b>Figure III-17</b> Effet de la température ambiante sur l'exergie détruite dans la pompe .....                                    | - 34 - |
| <b>Figure III-18</b> Variation du rendement exergetique de la pompe en fonction de la température ambiante .....                    | - 34 - |
| <b>Figure III-19</b> Effet de la température ambiante sur l'exergie détruite du bouilleur .....                                     | - 35 - |
| <b>Figure III-20</b> Variation du rendement exergetique du bouilleur en fonction de la température ambiante .....                   | - 36 - |
| <b>Figure III-21</b> Variation de l'exergie détruite de la turbine en fonction de la température ambiante .....                     | - 36 - |
| <b>Figure III-22</b> Évolution du rendement exergetique de la turbine en fonction de la température ambiante .....                  | - 37 - |
| <b>Figure III-23</b> Effet de la température ambiante sur l'exergie détruite dans le condenseur du cycle organique de Rankine ..... | - 38 - |
| <b>Figure III-24</b> Effet de la température ambiante sur le rendement exergetique du condenseur du cycle de Rankine .....          | - 38 - |
| <b>Figure III-25</b> Variation du rendement exergetique de l'installation en fonction de la température ambiante .....              | - 39 - |

### Liste des tableaux

|  |         |
|--|---------|
| <b>Tableau III-1</b> influence de la température d'entrée de la turbine sur les performances du cycle de Rankine en tenant compte des températures d'évaporation $T_5$ ..... | -- 24 - |
|--|---------|



## Nomenclature

| Variables        | Désignations                       | Unités               |
|------------------|------------------------------------|----------------------|
| P                | Pression                           | [bar]                |
| V                | Volume                             | [m <sup>3</sup> ]    |
| N                | Quantité de matière                | [mol]                |
| T                | Température                        | [°C]                 |
| m                | Masses                             | [kg]                 |
| v                | Vitesse                            | [m/s]                |
| U                | Énergie interne                    | [kJ/kg]              |
| S                | Entropie                           | [kJ/K.kg]            |
| $\dot{S}$        | Taux d'entropie                    | [kW/K]               |
| h                | Enthalpie                          | [kJ/kg]              |
| $\dot{m}$        | Débit massique                     | [kg/s]               |
| W                | Travail                            | [kJ/kg]              |
| q                | quantité de chaleur                | [kJ/kg]              |
| $\dot{Q}$        | Puissance calorifique              | [kW]                 |
| E                | Exergie                            | [kJ/kg]              |
| $\dot{E}$        | Taux d'exergie                     | [kW]                 |
| $\rho$           | Masse volumique                    | [kg/m <sup>3</sup> ] |
| $\eta$           | Rendement                          | [%]                  |
| COP              | Coefficient de performance         |                      |
| COP <sub>c</sub> | COP de Carnot                      |                      |
| PRG              | Pollution de réchauffement globale |                      |

### Indice et exposants

| Indice et exposants | Désignations   |
|---------------------|--|
| 0                   | État de l'ambiance   |
| 1,2,3,4,5,6,7,8     | positions du cycle présenté par différents composants du cycle combiné |
| ex                  | Exergétique  |
| det                 | Détruite   |
| b                   | Bouilleur  |
| T                   | Turbine  |

|     |                               |
|-----|-------------------------------|
| t   | travail                       |
| in  | Entrée                        |
| out | Sortie                        |
| gén | Générée                       |
| sys | Système                       |
| tur | Turbine                       |
| cr  | Cycle de Rankine              |
| c   | Condenseur                    |
| net | Nette                         |
| p   | Pompe                         |
| com | Compresseur                   |
| f   | Frigorifique                  |
| rev | réversible                    |
| cp  | Cycle a compression de vapeur |
| exp | Expansion                     |

## Introduction générale

Les systèmes thermiques de production du froid consomment généralement une énergie mécanique importante. Cette source d'énergie est habituellement produite à partir de ressources fossiles (pétrole, gaz naturel et charbon)[1]. L'épuisement de ces ressources et leur impact nocif sur l'environnement imposent le recours aux énergies renouvelables, telles que l'énergie solaire, la géothermie ou les rejets thermiques.

Dans le présent travail, on s'intéresse à un système autonome de production de froid. Ce système fonctionne à partir d'énergie renouvelables ou des rejets thermiques à basse température. Pour cela on a considéré le cycle organique de Rankine, dont la turbine produit du travail, combiné au cycle frigorifique d'Evans-Perkins à compression de vapeur. L'influence de plusieurs paramètres de fonctionnement, tels que de la température ambiante, la température à l'entrée de la turbine et le taux d'expansion dans la turbine est alors étudiée

Il sera aussi question d'analyser les performances énergétiques et exergetiques de cette installation.

Pour ce faire, on a scindé notre travail en trois chapitres :

Dans le premier chapitre on a décrit le processus de fonctionnement du cycle de Rankine organique et du cycle frigorifique, étayé par une étude bibliographique.

Le deuxième chapitre porte sur l'analyse thermodynamique et la modélisation des différents organes de l'installation.

Enfin, le troisième chapitre présente les résultats obtenus.

## **I. Chapitre Généralités et état del'art**

## I.1. Le cycle de Rankine

### I.1.1. Définition du cycle organique de Rankine

Le cycle de Rankine est un cycle thermodynamique composé de deux transformations isobares et deux transformations adiabatiques. Il se rapproche du cycle de Carnot idéal. Aucune irréversibilité interne n'intervient dans le cycle de Rankine idéal. En effet, on remplace les deux transformations isothermes dans le cycle de Carnot par les deux transformations isobares technologiquement plus faciles à réaliser, en utilisant un fluide de travail organique. En général, le cycle de Rankine est constitué de quatre éléments principaux : une pompe, un générateur de vapeur (bouilleur ou chaudière), une turbine et un condenseur. [2]

### I.1.2. Fonctionnement du cycle de Rankine

Le fluide de travail y subit quatre transformations, elles sont les suivantes : au cours du processus 1-2, dans la pompe, le fluide à l'état liquide entre dans la pompe où sa pression s'élève de la basse pression à la haute pression. Ensuite le processus 2-3 se déroule dans la chaudière, le fluide de travail est chauffé, puis vaporisé dans le générateur de vapeur au contact d'une source de chaleur chaude. La vapeur sort à l'état saturé. Au cours du processus 3-4 le fluide à l'état gazeux est détendu dans la turbine, ce qui fait baisser sa température et sa pression. Enfin le processus 4-1 l'évacuation de chaleur à pression constante dans le condenseur, le fluide détendu dans la turbine entre dans le condenseur où il est liquéfié et sa chaleur est évacuée vers la source froide. [2]

Les figures I-1 et I-2 sont des figures représentatives du schéma cycle de Rankine organique ainsi que son diagramme T-S.

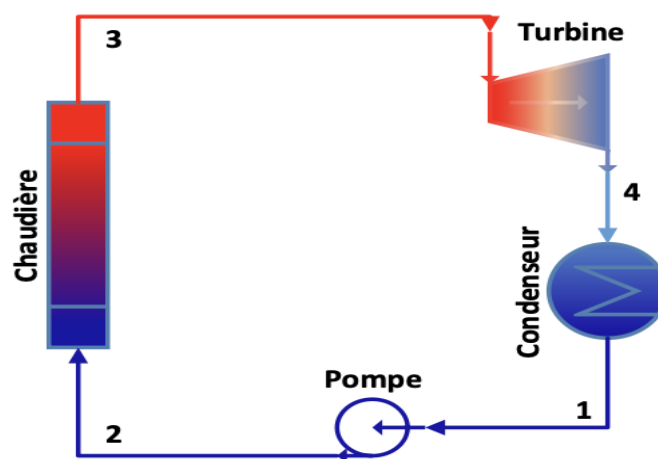
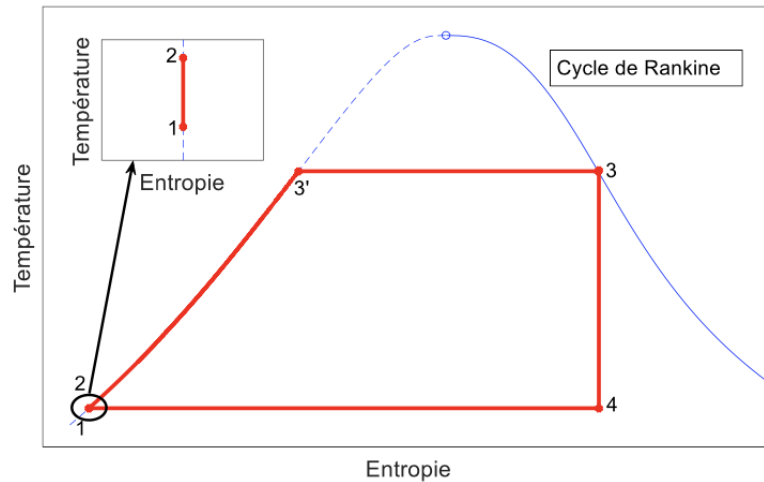


Figure I-1 Schéma du cycle organique de Rankine [2]



**Figure I-2** Diagramme T-S du cycle organique de Rankine [2]

## I.2. Le cycle frigorifique

### I.2.1. Définition

Les machines frigorifiques sont des machines thermiques, leurs objectifs consistent à assurer le refroidissement et/ou la réfrigération d'un milieu à refroidir. Ces machines sont de types récepteurs, donc elles consomment une puissance mécanique du milieu extérieur. [2]

### I.2.2. Principe de fonctionnement

D'après les figures I-3 et I.4, quatre transformations sont envisagées. Au cours du processus 1–2, une compression adiabatique du réfrigérant à basse température a lieu dans le compresseur. La pression et la température du réfrigérant ont augmenté à la fin de la compression. Tandis que le processus 2–3 est un processus à pression constante et se déroule dans un condenseur. Au cours de cette évolution, le réfrigérant vapeur à haute température est refroidi puis condensé en rejetant la chaleur vers le milieu ambiant. Le processus 3–4 est le processus de détente isenthalpique. Au cours du processus 3-4, la détente du réfrigérant liquide s'effectue de manière isenthalpique en passant par le détendeur. Par conséquent, la pression du réfrigérant est réduite de la pression du condenseur à la pression de l'évaporateur. Le processus 4–1 est un processus à pression constante. Au cours de ce processus, le réfrigérant basse pression et basse température entre dans l'évaporateur où il extrait la chaleur de l'espace à refroidir et se transforme en réfrigérant vapeur à la pression de l'évaporateur au point 1.

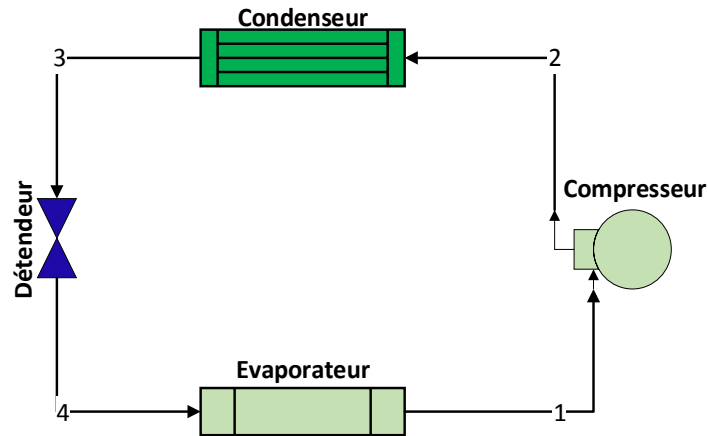


Figure I-3 Schéma du cycle frigorifique [2]

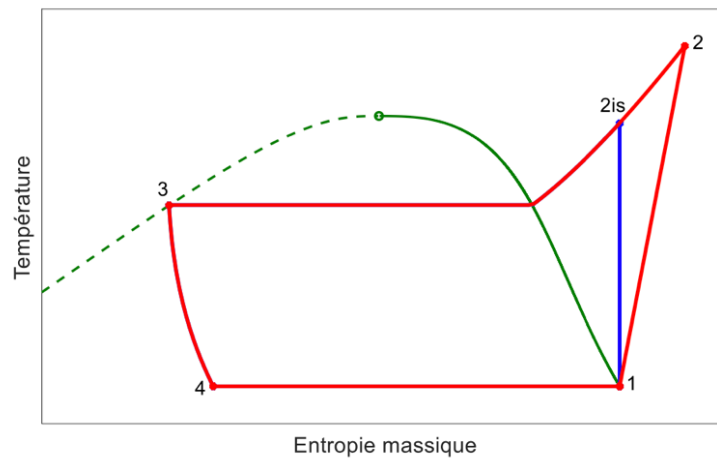


Figure I-4 Diagrammes T-S du cycle frigorifique [2]

### I.3. Choix de fluide

Il existe beaucoup de fluide de travail. Pour le choix du fluide se fait selon les critères suivants [3] :

#### I.3.1. Critères thermodynamiques :

- Puissance calorifique volumétrique élevée.
- Température critique élevée.
- Température de congélation basse.
- Pression adaptée aux matériels et aux conditions d'utilisation.
- Stabilité chimique et thermique.[3]

### I.3.2. Critères de sécurité :

- Non inflammable.
- Non toxique pour l'humain à faible concentration. [3]

### I.3.3. Critères économiques :

- Le cout le moins cher.
- L'approvisionnement et stockage facile.

### I.3.4. Critères environnementaux :

L'impact sur la couche d'ozone : cette couche absorbe la plus grande partie des rayons solaires ultra-violets nocif pour les organismes, le chlore contenu dans certains fluides frigorigènes détruit cette couche d'ozone.

Un coefficient nommé ODP dont la référence est le R-11 a été défini pour l'ensemble des fluides, ce coefficient doit être le plus faible possible.

Action sur l'effet de serre (réchauffement climatique), Le GWP (ou PRG = Potentiel de Réchauffement global) est une indication sur la nocivité d'un gaz par rapport à l'effet de serre.

La référence est le CO<sub>2</sub> avec un GWP=1, plus ce chiffre est élevé plus le fluide est nocif.[3]

## I.4. État de l'art

Les cycles organiques de Rankine (ORC) sont des cycles thermodynamiques capables de produire de l'énergie mécanique à partir de source de chaleur relativement à basse température, dans ses conditions particulières, beaucoup de recherches et de développements ont été effectués ces dernières années et de plus en plus d'applications concrètes sont réalisés.

Ces recherches portent tant sur la modélisation des systèmes alimentés par ORC tels que les systèmes de production combinée de chaleur et d'électricité, systèmes de tri génération, et les systèmes combinés de puissance et de réfrigération qui fait l'objet de la présente étude ou encore les aspects économiques des ORC.

La tri-génération est un système permettant de produire simultanément du froid, de la chaleur et de l'électricité. Dans le but d'évaluer les performances énergétiques, exergétiques et économiques, **Chen et al [4]** ont utilisé en 2021 une unité à cycle de Rankine organique pour produire, à la fois de l'eau chaude sanitaire, de l'électricité et du froid. Les résultats montrent que le coefficient de performance compris entre 1,38 et 2,37, par conséquent les efficacités énergétique et exergétique sont respectivement de 56,5% et 9,6%. La même année, **Javary et al [5]** ont comparé deux configurations différentes d'un système de tri-génération, une des configurations du cycle de Rankine organique(ORC) est équipé d'une régénération (RORC) tandis que dans l'autre configuration est intégré d'un échangeur de chaleur interne

(ORC-IHE). L'effet de plusieurs paramètres de fonctionnement ont révélé que l'efficacité énergétique globale du système basé sur ORC-IHE et du système basé sur RORC est respectivement de 93,35 % et 86,66 %, par conséquent l'efficacité exergétique globale pour le système basé sur ORC-IHE et le système basé sur RORC est de 12,69 % et 6,641 % respectivement.

**En 2021 Thaddaeus et al [6]** ont fait une étude qui porte sur la minimisation de la consommation du carburant d'un moteur à combustion interne à grande cylindrée. Ils ont proposé de récupérer les rejets thermiques de ce moteur pour faire fonctionner un ORC afin de produire une énergie mécanique. Ils ont montré que la puissance nette de l'ORC est proportionnelle à la vitesse. A une vitesse de 119 km/h la puissance nette maximale est de 2,99 kW en estimant que le poids de l'ORC est d'environ 100 kg.

**Lui et al en 2021 [7]** ont travaillé sur le cycle de Rankine organiques combiné à une pompe à chaleur pour un système de cogénération, en utilisant le R1233zd(E) comme fluide de travail. Ils ont montré que les performances exergétiques du système proposé sont sensibles à la variation de la température d'évaporation. L'augmentation de la température d'évaporation mène à une diminution des pertes exergétiques totales de près de 76% et une augmentation de l'efficacité exergétique du système d'environ 27%, tandis que l'efficacité thermique du système proposé a augmenté de 6,4 %. La même année, dans le travail de **Yang et al [8]**, le R245fa est considéré comme un fluide de travail approprié pour la récupération des rejets thermiques à basse température. Pour une raison d'une étude bien précise sur ce fluide, **Yang et al** ont présenté un modèle énergétique-économique environnemental d'un ORC pour une évaluation complète de plusieurs fluides de travail non saturés, à savoir le R1233zd(E), le R1234ze(Z), le R1336mzz(Z) et le R1224yd(Z), ces fluides sont proposés comme des alternatives potentielles pour remplacer le R245fa en raison de faible GWP. Concernant l'efficacité thermique du cycle, le R1224yd(Z) présente les meilleures performances soit 3,3% de plus que le R245fa. Dans le but d'améliorer les performances d'un cycle organique de Rankine, **Li et al [9]** ont fait une installation d'essai du cycle organique de Rankine opéré avec le R1233zd(E) de 11 kW avec une boucle d'inondation liquide séparée qui permet d'effectuer des tests à différents taux d'inondation. Leurs résultats montrent une amélioration maximale de l'efficacité de l'extenseur de 9,5%.

Afin de récupérer la chaleur perdue à faible température et la convertir en énergie utile, **Mateu et al [10]** ont proposé un système basé sur une pompe à chaleur réversible à haute température combiné au cycle organique de Rankine. Le fluide HFC-245fa a été utilisé comme référence pour réaliser une évaluation alternative des réfrigérants à faible PRG. Différents fluides comme le pentane, le butane, le HFO-1336mzz(Z), le R-514A, le HCFO-1233zd(E) et le HCFO-1224yd(Z) ont été proposés comme fluides de travail pour remplacer le HFC-245fa actuellement utilisé, ces réfrigérants présentent une amélioration du COP de 9,7% et 5,8 % par rapport au HFC-245fa et une amélioration nette de l'efficacité électrique de 2,1 % et 0,8 % respectivement.

Le cycle (ORC) a été adopté pour récupérer la chaleur rejetée d'un procédé durable de colonne à paroi de séparation réactive assistée par une pompe à chaleur. Grâce à l'algorithme génétique multi-objectif amélioré, **Yang et al [11]** ont montré que le revenu net du système

ORC en utilisant les fluides R123 et R600a pourrait atteindre 175 807,2 \$ US et 133 665,5 \$ US, et une efficacité de l'ORC estimée entre 15,57% et 16,19%.

**Yiji Lu et al en 2019 [12]** ont fait une étude sur le système de réfrigération Hybride pour convertir les rejets thermiques industriels en réfrigération sous la forme d'un effet de refroidissement sensible. Ce système est composé du cycle de Rankine organique, le cycle à compression de vapeur en utilisant le n-butane qui est choisi comme fluide de travail. L'évaluation du COP global du système montre que le COP varie de 0,8 à 0,96 lorsque la température de condensation ORC est contrôlée à 80°C. La même année **Salim et al[13]** visaient à optimiser un système de réfrigération combiné du cycle organique Rankine (ORC) basé sur des températures de source de chaleur allant de 120 °C à 150 °C de sorte que le coût du système soit minimisé et que l'efficacité soit maximisée. Pour étudier les variations des paramètres de performance, ils ont utilisé le R245fa comme fluide de travail ORC, qui a donné un rendement élevé, tandis que le R410A a été choisi pour le cycle de réfrigération.

**Kirill et al en 2020 [14]** ont fait l'étude d'un cycle de Brayton inversé combiné à un cycle organique de Rankine. Ce système a été étudié pour deux configurations, l'une pour un ORC régénératif et l'autre pour un ORC simple, actionné par une source de chaleur de 520°C, qui est extraite des rejets thermiques d'un moteur à combustion interne à usage intensif, en utilisant trois fluides de travail, le R245fa, le pentane et le toluène. Les résultats ont montré que le pentane donne un rendement supérieur au celui des deux autres fluides de travail motionnés. Plus récemment, **Khan et al[15]**, ont fait, en 2021, l'étude des performances de compression entraînée par un système de production supercritique au CO<sub>2</sub> (sCO<sub>2</sub>) alimenté par une tour d'énergie solaire. Le compresseur de la machine frigorifique est de type à refroidissement intermédiaire. Ce type de cycle montre une avancée très importante pour la production du froid autonome à des hautes altitudes. Au cours de la même année, **Hijriawan et al[16]** ont fait l'étude pour déterminer les performances d'un système combiné (cycle organique de Rankine-machine frigorifique à compression de vapeur) alimenté par R134a. Ils ont proposé une turbine de type spiral pour la production de l'énergie mécanique. Ils ont montré que la puissance thermique a un effet primordial sur l'efficacité énergétique et la vitesse de rotation de la turbine. La même année **Zhou et al en 2021 [17]**, ont proposé un système de compression d'air à trois étages assistés par un cycle de compression de vapeur alimenté par un cycle organique de Rankine. La chaleur thermique de l'air comprimé est récupérée par le cycle de compression de vapeur pour générer le pré-refroidissement de l'air d'admission du compresseur d'air, ce qui réduit ainsi sa consommation électrique de compression. La même année, **Liang et al [18]** ont proposé un système de récupération des rejets thermique d'un moteur à combustion interne pour produire du froid. Ce système de réfrigération est basé sur des cycles organique de Rankine combiné à des cycles de compression de vapeur, le pentafluoropropane (R245fa) et le tétrafluoroéthane (R134a) sont utilisés comme fluides pour les systèmes ORC et de compression de vapeur respectivement.

### **I.5. Conclusion**

Ce chapitre présente le cycle frigorifique ainsi que le cycle organique de Rankine qui est une technique commune pour la récupération d'énergie perdue ou renouvelable à basse température pour la reconvertir en énergie noble afin d'alimenter le cycle d'Evans-Perkins.

On a aussi mis en œuvre une étude bibliographique sur l'avancement des recherches mises en œuvre sur les applications et les améliorations des cycles combinés actionnés par des sources thermiques gratuites à faible température.

## **II. Chapitre : Analyse du cycle combiné**

## II.1.Introduction

La thermodynamique, branche essentielle de l'énergétique, est la science qui étudie les lois qui précèdent aux échanges d'énergie ; notamment celles qui concernent les transformations de l'énergie calorifique ou thermique en une autre forme d'énergie (mécanique, chimique, etc.).

Premier principe : Au cours d'une transformation quelconque pour un système isolé, la variation de son énergie interne est égale à la quantité d'énergie échangée avec le milieu extérieur, sous forme de chaleur et sous forme de travail.

Deuxième principe: Toute transformation d'un système thermodynamique s'effectue avec augmentation de l'entropie globale incluant l'entropie du système et du milieu extérieur. On dit encore qu'il y a création d'entropie.

## II.2.Rappels thermodynamiques

### II.2.1. Premier principe de la thermodynamique

Le premier principe de la thermodynamique, qui traduit la conservation d'énergie peut s'énoncer de la façon suivante : Pour un système subissant une transformation quelconque, la somme du travail des forces extérieures  $W$  et de la quantité de chaleur  $Q$  échangés est :

- Nulle, si la transformation est fermée (état final identique à l'état initial : cycle).
- Indépendante du chemin suivi sur un diagramme d'état si la transformation n'est pas fermée.

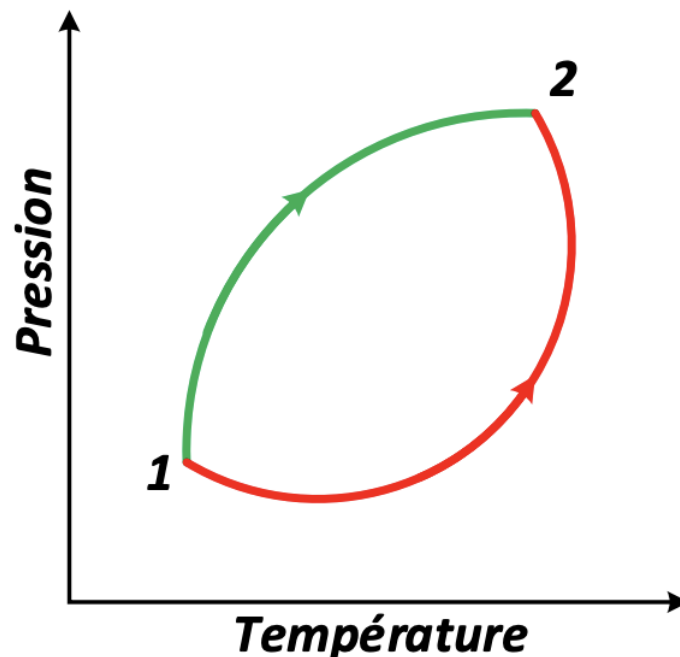


Figure II-1Premier principe[2]

La seconde proposition découle indirectement du premier cas à deux chemins non fermés différents. On peut toujours associer un même chemin de retour qui ferme le cycle. Il résulte de l'énoncé précédent que si on considère deux états d'équilibre voisins (1 et 2) (figure II-1), la somme du travail  $\delta W$  et de la quantité de chaleur  $\delta Q$  fournie change l'état thermodynamique du système. Il existe une fonction d'état, l'énergie interne (notée  $U$ ), qui caractérise le niveau énergétique interne et dont la variation est mesurée par des échanges de travail et de chaleur entre le système et l'extérieur pour une transformation entre deux états d'équilibre voisins. On a alors :  $\delta W + \delta Q = dU$  (II.1)

### II.2.2. Deuxième principe de la thermodynamique

Deux expériences simples mettent clairement en évidence la nécessité d'ajouter au premier principe qui implique la conservation de l'énergie, une règle supplémentaire qui impose le sens d'une transformation. Considérons deux compartiments d'un récipient, séparés par une paroi, l'un vide l'autre rempli d'un gaz. Quand on escamote la paroi, le gaz diffuse pour occuper tout le volume disponible (expérience de Joule). De même, si on met en contact deux solides de températures différentes, la chaleur va toujours du corps chaud vers le corps froid. [2]

Dans les deux cas, l'énergie interne de l'ensemble est conservée et le premier principe est respecté. Toute transformation réelle a un sens, qu'elle se fasse dans un sens ou dans un autre, et possède un caractère irréversible.

Ces constats expérimentaux montrant un sens d'évolution imposent de mettre en lumière la nécessité d'un principe d'évolution. [2]

#### Cause des irréversibilités

L'analyse des phénomènes irréversibles a conduit à ramener les causes d'irréversibilité aux deux effets suivants :

- L'existence de gradient de facteur d'intensité (température, pression, ...)
- Présence des effets dissipatifs (frottement mécanique, visqueux, effets Joule,)

#### Entropie

L'entropie, pour un système isolé est caractérisé par l'énergie interne  $U$ , le volume  $V$  et le nombre de moles  $N$ :  $S = S(U, V, N)$ . Pour un nombre de moles fixe, on a  $S = S(U, V)$ . Sous forme différentielle, Cette équation s'écrit :

$$dS = \left(\frac{\partial S}{\partial U}\right)_V dU + \left(\frac{\partial S}{\partial V}\right)_U dV \quad (\text{II.2})$$

On peut exprimer la relation différentielle mettant en liaison l'entropie, la température et la pression :  $dS = \frac{dU}{T} + \frac{p}{T}dV$  (II.3)

$$D'où : dU = TdS - pdV \quad (\text{II.4})$$

Cette relation est l'écriture de Gibbs du premier principe. Elle est applicable à une transformation infinitésimale réversible ou non. Elle met de plus en évidence les deux identités suivantes :

$$T = \left(\frac{\partial S}{\partial U}\right)_V \quad \text{et} \quad p = \left(\frac{\partial S}{\partial U}\right)_U \quad (\text{II.5})$$

### II.2.3. La variable de température

La température est la variable intensive caractéristique de la thermodynamique : tout problème qui doit prendre en compte la température participe à la thermodynamique.

Historiquement, on l'a utilisée pour quantifier les sensations de « chaud » et de « froid » : ainsi, on a bâti l'échelle centésimale Celsius en attribuant arbitrairement la valeur 0°C au système glace-eau en équilibre à pression atmosphérique et la valeur 100°C au système eau liquide-vapeur en équilibre à la même pression.

La notion de température est essentiellement d'origine microscopique : elle est liée à l'agitation thermique moléculaire.

A partir d'un modèle idéal, le gaz parfait monoatomique, (assez bien concrétisé par les gaz réels monoatomiques à faible pression). On a défini la température du gaz parfait en la posant proportionnelle à l'énergie cinétique moyenne des particules.

$$\frac{1}{2}mv^2 = \frac{3}{2}k_b \cdot T \quad (\text{II.6})$$

Où  $k_b$  est la constante de Boltzmann.

La température  $T$  ainsi définie est donc strictement positive. Elle est mesurée en Kelvin, le degré Kelvin ayant même valeur que le degré Celsius.

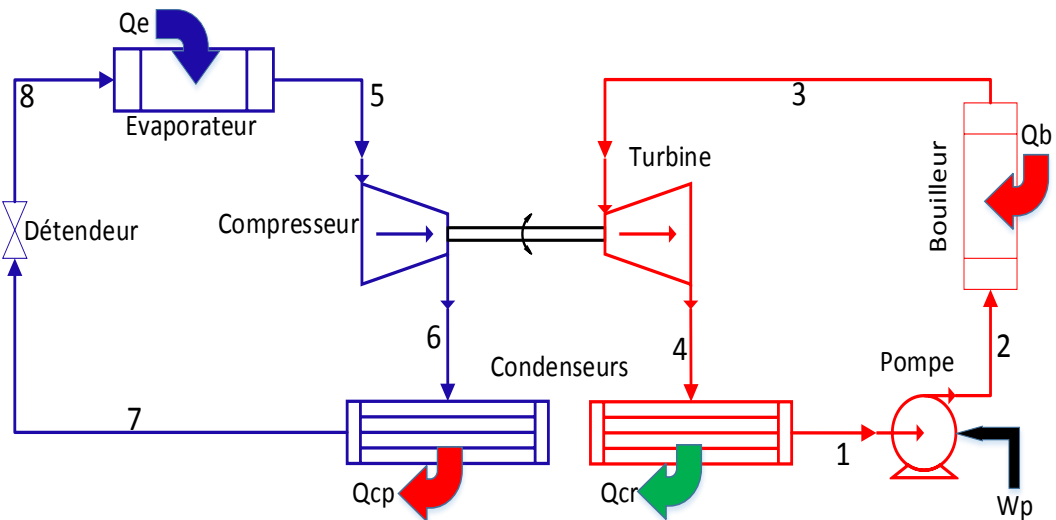
La correspondance entre les échelles Celsius et Kelvin est donnée par :

$$T = \theta + 273.15 \quad (\text{II.7})$$

### II.3. Modélisation du cycle organique de Rankine / Evans-Perkins

En se basant sur les informations précédentes sur les principes de fonctionnement et les deux principes de la thermodynamique, on va appliquer ces notions afin de modéliser notre installation de production de froid couplée au cycle de Rankine organique.

La figure II.1 montre un schéma d'un cycle de Rankine organique couplé avec un cycle frigorifique à compression de vapeur. L'étude de ce type de système nécessite une étude détaillée de tous les constituants de l'installation, à savoir les constituants du cycle de Rankine (pompe ; bouilleur ; turbine de détente et condenseur), et les constituants du cycle d'Evans-Perkins (Compresseur, condenseur, détenteur et évaporateur).



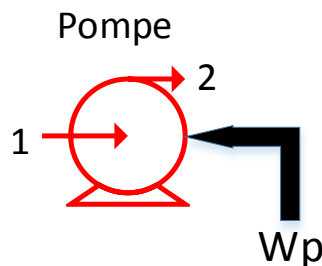
**Figure II.2** Schéma de l'installation Rankine/Evans-Perkins

#### II.4. Analyse énergétique et exergetique du cycle de Rankine organique

En appliquant le premier principe et le deuxième principe de la thermodynamique ainsi que l'analyse exergetique pour chaque composant de l'installation, en supposant que le système est en état d'équilibre et en adoptant une approche de volume de contrôle sur chacun des organes, toutefois en négligeant la variation des énergies cinétique et potentielle. Le système est décrit par l'ensemble d'équations de bilan énergétique suivant :

##### II.4.1. La pompe

Elle pompe le fluide de travail à l'état liquide saturé de basse à une pression de générateur.



**Figure II-3.** Schéma d'une pompe

Les bilans énergétique et exergetiques correspondant à la pompe :

L'équation du bilan massique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_t \quad (\text{II.8})$$

L'équation du bilan énergétique

$$\dot{m}_t h_1 + \dot{w}_p = \dot{m}_t h_2 \quad (\text{II.9})$$

L'équation du bilan entropique

$$\dot{s}_{in} - \dot{s}_{out} + \dot{s}_{gen} = \Delta\dot{s}_{sys} = 0 \quad (\text{II.10})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{s}_{out} - \dot{s}_{in} \quad (\text{II.11})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{m}_t s_2 - \dot{m}_t s_1 = \dot{m}_t (s_2 - s_1) \quad (\text{II.12})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{m}_t (s_2 - s_1) \quad (\text{II.13})$$

L'équation du bilan exergetique

$$\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} - \dot{E}_{det} = 0 \quad (\text{II.14})$$

$$\dot{E}_{det} = \dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} \quad (\text{II.15})$$

$$\dot{E}_{det} = \dot{w}_p + \dot{E}_1 - \dot{E}_2 \quad (\text{II.16})$$

Pour un état thermodynamique, l'exergie est définie par

$$\dot{E} = \dot{m}_t (h - T_0 \cdot \Delta S) \quad (\text{II.17})$$

En remplaçant l'équation (II.17) dans l'équation (II.16), on obtient

$$\dot{E}_{det} = \dot{w}_p - \dot{m}_t [(h_2 - h_1) - T_0 (s_2 - s_1)] \quad (\text{II.18})$$

Alors l'exergie détruite est donnée par

$$\dot{E}_{det} = \dot{w}_p - \dot{w}_{rev} \quad (\text{II.19})$$

$$\dot{w}_{rev} = \dot{m}_t [(h_2 - h_1) - T_0 (s_2 - s_1)] \quad (\text{II.20})$$

$$\dot{w}_p = (h_2 - h_1) \quad (\text{II.21})$$

$$\dot{E}_{det} = T_0 (\dot{s}_2 - \dot{s}_1) \quad (\text{II.22})$$

Finalement, l'exergie détruite est calculée par

$$\dot{E}_{det} = T_0 \cdot \dot{s}_{gen} \quad (\text{II.23})$$

Le travail consommé par la pompe

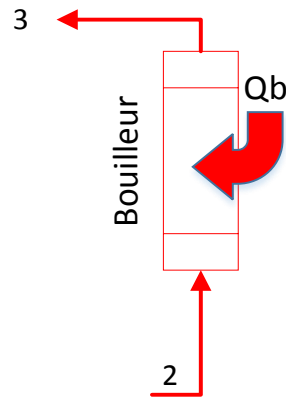
$$w = \int dP / \rho \quad (\text{II.24})$$

Le rendement exergetique de la pompe

$$n_{ex,pump} = 1 - (\dot{E}_{det} / (\dot{E}_1 - \dot{E}_2)) \quad (\text{II.25})$$

#### II.4.2. Le bouilleur

Le rôle du bouilleur est de chauffer le fluide de travail à la pression de générateur jusqu'à l'évaporation totale du fluide de fonctionnement.



**Figure II-4** Schéma d'un brouilleur

Les bilans énergétiques et exergetiques sont comme suit :

Selon la loi conservation de masse

Bilan massique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_t \quad (\text{II.26})$$

L'équation du bilan énergétique

$$\dot{m}_t h_3 = \dot{m}_t h_2 + \dot{Q}_b \quad (\text{II.27})$$

L'équation du bilan entropique

$$\dot{s}_{in} - \dot{s}_{out} + \dot{s}_{gen} = \Delta \dot{s}_{sys} = 0 \quad (\text{II.28})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{s}_{out} - \dot{s}_{in} \quad (\text{II.29})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{m}_t s_3 - \dot{m}_t s_2 - \frac{\dot{Q}_b}{T_b} \quad (\text{II.30})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{m}_t \left( s_3 - s_2 - \frac{Q_b}{T_b} \right) \quad (\text{II.31})$$

L'équation du bilan énergétique

$$\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} - \dot{E}_{det} = 0 \quad (\text{II.32})$$

$$\dot{E}_{det} = \dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} \quad (\text{II.33})$$

$$\dot{E}_{det} + \dot{E}_2 - \dot{E}_3 + \dot{E}_{Q_b} \quad (\text{II.34})$$

$$\dot{E}_{det} = \dot{m}_t [(h_2 - h_3) - T_0 (s_2 - s_3)] + \dot{Q}_b \left( 1 - \frac{T_0}{T_b} \right) \quad (\text{II.35})$$

Finalemment

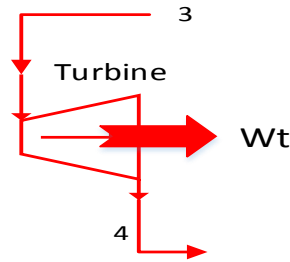
$$\dot{E}_{det} = \dot{m}_t T_0 (s_3 - s_2) - \left( \frac{T_0}{T_b} \right) \dot{Q}_b \quad (\text{II.36})$$

Le rendement exergetique de la chaudière

$$n_{ex,b} = 1 - (\dot{E}_{det} / (\dot{E}_2 - \dot{E}_3)) \quad (\text{II.37})$$

### II.4.3. La turbine

La turbine a pour rôle de convertir l'énergie contenue dans le fluide de travail en énergie mécanique utilisable.



**Figure II-5** Schéma d'une turbine

La pression du fluide de travail diminue selon un taux d'expansion

$$Taux_{exp} = P_3/P_4 \quad (II.38)$$

Les bilans énergétiques et de l'exergie :

Selon la conservation de masse

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_t \quad (II.39)$$

L'équation du bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_t h_3 = \dot{m}_t h_4 + \dot{w}_T \quad (II.40)$$

L'équation du bilan entropique s'écrit comme suit :

$$\dot{s}_{in} - \dot{s}_{out} + \dot{s}_{gén} = \dot{s}_{sys} = 0 \quad (II.41)$$

$$\dot{s}_{gén} = \dot{s}_{out} - \dot{s}_{in} = \dot{s}_4 - \dot{s}_3 \quad (II.42)$$

$$\dot{s}_{gén} = \dot{m}_t s_4 - \dot{m}_t s_3 = \dot{m}_t (s_4 - s_3) \quad (II.43)$$

L'équation du bilan exergetique s'écrit comme suit

$$\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} - \dot{E}_{det} = 0 \quad (II.44)$$

$$\dot{E}_{det} = \dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} \quad (II.45)$$

$$\dot{E}_{det} = \dot{w}_T + \dot{E}_3 - \dot{E}_4 \quad (II.46)$$

$$\dot{E}_{det} = \dot{w}_T - \dot{m}_t [(h_4 - h_3) - T_0 (s_4 - s_3)] \quad (II.47)$$

$$\dot{E}_{det} = \dot{w}_T - \dot{w}_{rev} \quad (II.48)$$

$$\dot{w}_{rev} = \dot{m}_t [(h_4 - h_3) - T_0 (s_4 - s_3)] = \dot{E}_4 - \dot{E}_3 \quad (II.49)$$

$$\dot{E}_{det} = \dot{m}_t (h_4 - h_3) - \dot{m}_t [(h_4 - h_3) - T_0 (s_4 - s_3)] \quad (II.50)$$

$$\dot{E}_{det} = T_0 (s_4 - s_3) \quad (II.51)$$

$$\dot{E}_{det} = T_0 \cdot \dot{s}_{gén} \quad (II.52)$$

Puissance de la turbine :

$$\dot{W}_T = \dot{m}_t (h_3 - h_4) \quad (II.53)$$

Le rendement exergetique de la turbine

$$n_{ex,tur} = 1 - (\dot{E}_{det} / (\dot{E}_3 - \dot{E}_4)) \quad (\text{II.54})$$

#### II.4.4. Le condenseur

Dans le condenseur, le fluide est éventuellement refroidi jusqu'à la température de condensation puis condensé à la température de condensation.

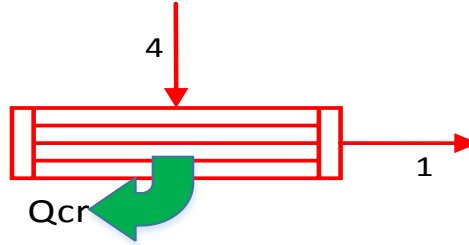


Figure II-6 Schéma d'un condenseur ORC

Bilan massique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_1 = \dot{m}_t \quad (\text{II.56})$$

Bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{Q}_{cr} = \dot{m}_t (h_4 - h_1) \quad (\text{II.57})$$

Bilan entropique s'écrit comme suit :

$$\dot{s}_{in} - \dot{s}_{out} + \dot{s}_{gén} = \dot{s}_{sys} = 0 \quad (\text{II.58})$$

$$\dot{s}_{gén} = \frac{\dot{Q}_{cr}}{T_c} + \dot{s}_1 - \dot{s}_4 \quad (\text{II.59})$$

$$\dot{s}_{gén} = \dot{m}_t \left( \frac{Q_{cr}}{T_c} + s_1 - s_4 \right) \quad (\text{II.60})$$

Bilan exergetique s'écrit comme suit :

$$\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} - \dot{E}_{det} = 0 \quad (\text{II.61})$$

$$\dot{E}_{det} = \dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} \quad (\text{II.62})$$

$$\dot{E}_{det} = \dot{E}_4 - \dot{E}_1 - \dot{E}_{Q_{cr}} \quad (\text{II.63})$$

$$\dot{E}_{det} = \dot{m}_t [(h_4 - h_1) - T_0 (s_4 - s_1)] - Q_{cr} \left( 1 - \frac{T_0}{T_c} \right) \quad (\text{II.64})$$

Travail net de l'installation du cycle Rankine :

$$\dot{w}_{net} = \dot{w}_t - \dot{w}_p \quad (\text{II.65})$$

Rendement de l'installation Rankine :

$$\eta = \dot{w}_{net} / \dot{Q}_B \quad (\text{II.66})$$

#### II.5. Analyse énergétique et exergetique du cycle frigorifique

Pour l'analyse de système frigorifique à compression de vapeur, pour chaque organe on applique les mêmes principes et procédures appliqués sur le cycle de Rankine organique.

### II.5.1. Le compresseur

C'est l'organe principal de la machine frigorifique qui assure l'augmentation de la pression.

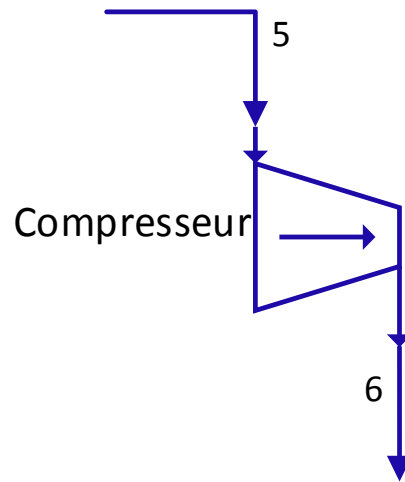


Figure II-7 Schéma du compresseur

Les bilans énergétiques et exergetiques dans ce composant sont les suivants :

Bilan massique au niveau du compresseur

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_f \quad (\text{II.67})$$

Le bilan énergétique au niveau du compresseur s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_f h_5 + \dot{W}_c = \dot{m}_f h_6 \quad (\text{II.68})$$

La puissance consommée par le compresseur est donc :

$$\dot{W}_c = \dot{m}_f (h_6 - h_5) \quad (\text{II.69})$$

Le bilan entropique s'écrit comme suit :

$$\dot{s}_{in} - \dot{s}_{out} + \dot{s}_{gen} = \Delta \dot{s}_{sys} = 0 \quad (\text{II.70})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{s}_{out} - \dot{s}_{in} \quad (\text{II.71})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{m}_f s_6 - \dot{m}_f s_5 = \dot{m}_f (s_6 - s_5) \quad (\text{II.72})$$

Pour calculer l'exergie détruite on fait comme suit :

$$\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} - \dot{E}_{det} = 0 \quad (\text{II.73})$$

$$\dot{E}_{det} = \dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} \quad (\text{II.74})$$

$$\dot{E}_{det} = \dot{W}_c + \dot{E}_5 - \dot{E}_6 \quad (\text{II.75})$$

Avec :

$$\dot{E}_x = \dot{m}(h - T_0 s) \quad (\text{II.76})$$

$$\dot{E}_{det} = \dot{W}_c - \dot{m}_f [h_6 - h_5 - T_0 (s_6 - s_5)] \quad (\text{II.77})$$

$$\dot{E}_{det} = \dot{W}_c - \dot{W}_{rev} \quad (\text{II.78})$$

La puissance réversible  $\dot{W}_{rev}$  s'écrit sur la forme suivante :

$$\dot{W}_{rev} = \dot{E}_6 - \dot{E}_5 = \dot{m}_f [h_6 - h_5 - T_0 (s_6 - s_5)] \quad (\text{II.79})$$

D'où :

$$\dot{E}_{det} = \dot{m}_f(h_6 - h_5) - \dot{m}_f[h_6 - h_5 - T_0(s_6 - s_5)] \quad (\text{II.80})$$

$$\dot{E}_{det} = \dot{m}_f T_0(s_6 - s_5) \quad (\text{II.81})$$

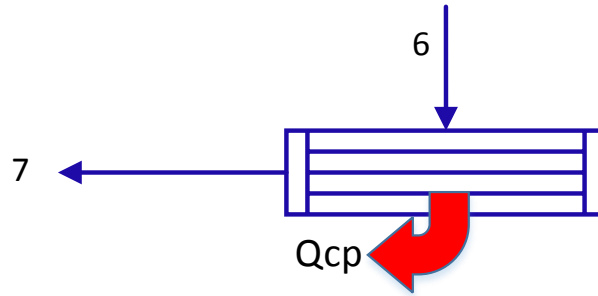
$$\dot{E}_{det} = T_0 \cdot \dot{s}_{gen} \quad (\text{II.82})$$

Le rendement exergetique du compresseur :

$$n_{ex,comp} = 1 - (\dot{E}_{det} / (\dot{E}_5 - \dot{E}_5)) \quad (\text{II.83})$$

### II.5.2. Le condenseur

Le rôle du condenseur est l'échange de la chaleur avec le milieu extérieur.



**FigureII-8** Schéma du condenseur ORC

Voilà ces différents bilans (énergétiques et exergetiques) :

Le bilan massique dans le condenseur :

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_6 = \dot{m}_f \quad (\text{II.84})$$

Le bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_6 h_6 + \dot{Q}_{cp} = \dot{m}_7 h_7 \quad (\text{II.85})$$

Le bilan entropique s'écrit comme suit :

$$\dot{s}_{in} - \dot{s}_{out} + \dot{s}_{gen} = \Delta \dot{s}_{sys} = 0 \quad (\text{II.86})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{s}_{out} - \dot{s}_{in} \quad (\text{II.87})$$

$$\dot{s}_{gen} = \frac{\dot{Q}_{cp}}{T_c} + \dot{m}_f s_7 - \dot{m}_f s_6 \quad (\text{II.88})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{m}_f \left( \frac{\dot{Q}_{cp}}{T_c} + s_7 - s_6 \right) \quad (\text{II.89})$$

On calcule l'exergie comme suit :

$$\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} - \dot{E}_{det} = 0 \quad (\text{II.90})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{s}_{out} - \dot{s}_{in} \quad (\text{II.91})$$

$$\dot{E}_{det} = \dot{E}_6 - \dot{E}_7 - \dot{E}_{\dot{Q}_{cp}} \quad (\text{II.92})$$

$$\dot{E}_{det} = \dot{m}_f [h_6 - h_7 - T_0(s_6 - s_7)] - \dot{Q}_{cp} \left( 1 - \frac{T_0}{T_c} \right) \quad (\text{II.93})$$

Le rendement exergetique du condenseur

$$n_{ex,cond} = 1 - (\dot{E}_{det} / (\dot{E}_6 - \dot{E}_7)) \quad (\text{II.94})$$

### II.5.3. Le détendeur

Il permet de réduire la pression du fluide frigorigène issu du condenseur avant son introduction dans l'évaporateur.

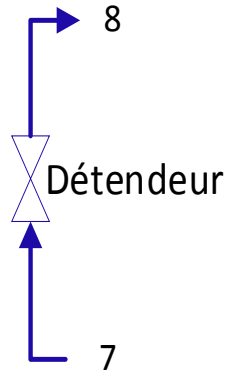


Figure II-9 : Schéma du détendeur

Le bilan massique dans le détendeur s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_f \quad (\text{II.95})$$

Le bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_f h_7 = \dot{m}_f h_8 \quad (\text{II.96})$$

Le bilan entropique s'écrit comme suit :

$$\dot{s}_{in} - \dot{s}_{out} + \dot{s}_{gen} = \Delta \dot{s}_{sys} = 0 \quad (\text{II.97})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{s}_{out} - \dot{s}_{in} \quad (\text{II.98})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{m}_f [s_8 - s_7] \quad (\text{II.99})$$

L'exergie détruite est calculée comme suit :

$$\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} - \dot{E}_{det} = 0 \quad (\text{II.100})$$

$$\dot{E}_{det} = \dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} \quad (\text{II.101})$$

$$\dot{E}_{det} = \dot{E}_7 - \dot{E}_8 = T_0 \cdot \dot{s}_{gen} = T_0 \dot{m}_f (s_8 - s_7) \quad (\text{II.102})$$

Le rendement exergetique du détendeur :

$$n_{ex,det} = 1 - (\dot{E}_{det} / (\dot{E}_7 - \dot{E}_8)) \quad (\text{II.103})$$

#### II.5.4. L'évaporateur

C'est un échangeur de chaleur dans lequel le fluide frigorigène à l'état diphasique à basse pression et à basse température va absorber une quantité de chaleur du milieu à refroidir.

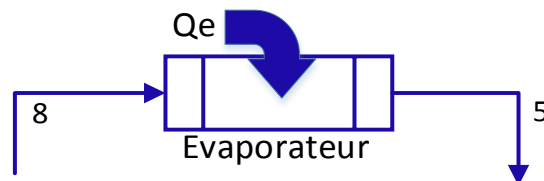


Figure II-10 Schéma d'un évaporateur

Le bilan massique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_5 = \dot{m}_f \quad (\text{II.104})$$

Le bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_8 h_8 = \dot{Q}_e + \dot{m}_5 h_5 \quad (\text{II.105})$$

Le bilan entropique s'écrit comme suit :

$$\dot{s}_{in} - \dot{s}_{out} + \dot{s}_{gen} = \Delta \dot{s}_{sys} = 0 \quad (\text{II.106})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{s}_{out} - \dot{s}_{in} \quad (\text{II.107})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{m}_f s_5 - \dot{m}_f s_8 - \frac{\dot{Q}_e}{T_e} \quad (\text{II.108})$$

Le bilan d'exergie s'écrit comme suit :

$$\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} - \dot{E}_{det} = 0 \quad (\text{II.109})$$

$$\dot{E}_{det} = \dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} \quad (\text{II.110})$$

$$\dot{E}_{det} = \dot{E}_8 - \dot{E}_5 + \dot{E}_{Q_e} \quad (\text{II.111})$$

$$\dot{E}_{det} = \dot{m}_f [h_8 - h_5 - T_0 (s_8 - s_5)] + \dot{Q}_e \left(1 - \frac{T_0}{T_e}\right) \quad (\text{II.112})$$

Le rendement exergetique de l'évaporateur :

$$n_{ex, evp} = 1 - (\dot{E}_{det} / (\dot{E}_8 - \dot{E}_5)) \quad (\text{II.113})$$

Coefficient de performance de l'installation Evans Perkins :

$$COP = \frac{\dot{Q}_{cp}}{\dot{W}_c} \quad (\text{II.114})$$

Rendement de l'installation Evans Perkins :

$$\eta = \frac{COP}{COP_c} \quad (\text{II.115})$$

## II.6. Coefficient de performance global du cycle combiné

Le coefficient de performance global du cycle est calculé par le produit de COP de l'installation frigorifique et le rendement de l'ORC :

$$COP_g = \eta_{ORC} COP \quad (\text{II.115})$$

## II.7. Conclusion

À partir des deux principes de la thermodynamique on a pu appliquer les bilans massiques, énergétiques, entropiques, et exergetiques sur les organes du cycle combiné de Rankine / Evans-Perkins.

### **III. CHAPITRE Résultats et discussions**

### III.1. Introduction

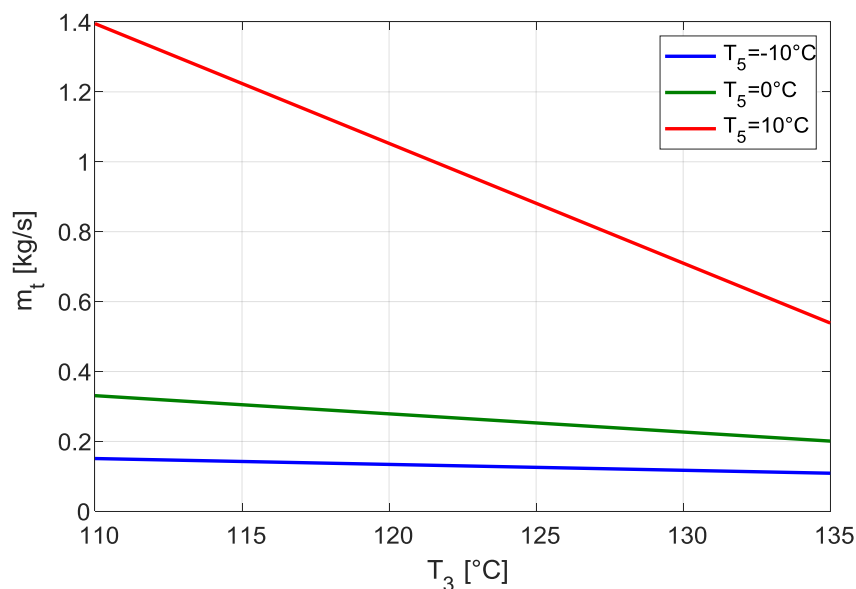
Pour la modélisation et l'analyse des paramètres et des performances de l'installation, il est nécessaire de faire le jumelage de deux applications MATLAB et REFPROP car elles permettent de donner les paramètres du cycle combiné tels que les températures, les puissances et les rendements énergétiques et exergetiques de l'installation, pour des paramètres de fonctionnement qui varie pour trois températures d'évaporation de  $-10^{\circ}\text{C}$  à  $10^{\circ}\text{C}$ .

### III.2. Influence de la température de l'entrée de la turbine sur les performances de l'installation

Pour obtenir les résultats suivants on a fixé un taux de compression égale à 9 au niveau du compresseur de la machine frigorifique, en utilisant le R134a comme fluide de travail de la machine frigorifique et le R245fa pour le cycle organique de Rankine.

#### III.2.1. Influence de la température de l'entrée de la turbine sur le débit massique

La figure III-1 représente la variation du débit massique en fonction de la température de la chaudière selon des températures d'évaporation différentes.

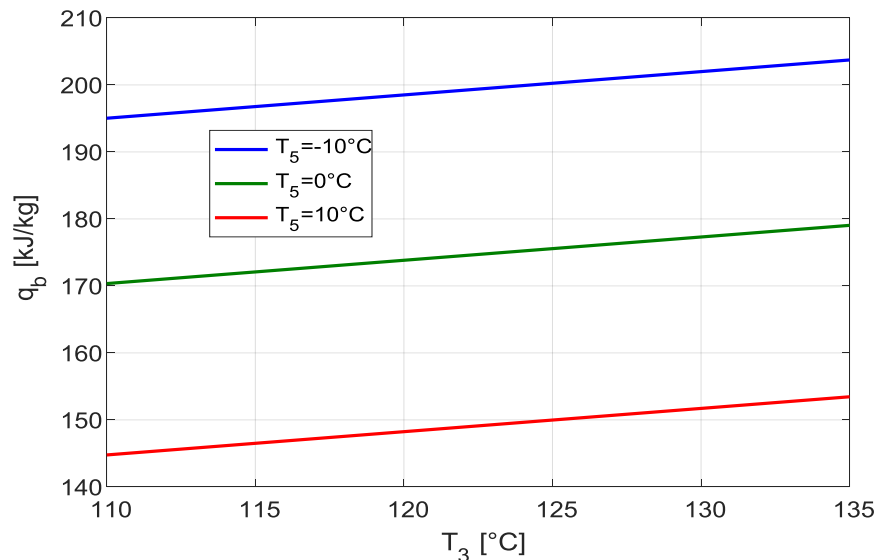


**Figure III-1** Influence de la température d'entrée de la turbine sur le débit massique

On constate que le débit massique de cycle de puissance est inversement proportionnelle à la température d'entrée de la turbine ; cette diminution est causée par l'augmentation de la température à l'entrée de la turbine et la puissance de la turbine qui reste constante. A titre d'exemple, pour une température d'évaporation de  $-10^{\circ}\text{C}$ , le débit massique diminue de  $0.1551 \text{ kg/s}$  jusqu'à  $0.1091 \text{ kg/s}$  pour une augmentation de la température  $T_3$  de  $110^{\circ}\text{C}$  jusqu'à  $135^{\circ}\text{C}$ , cette diminution de débit représente relativement 27.8%. Le tableau III-1 représente la diminution relative du débit. Les résultats sont présentés sur le tableau III-1.

### III.2.2. Influence de la température de sortie du bouilleur sur la quantité de chaleur absorbée par le bouilleur

La figure III-2 représente l'évolution de la quantité de chaleur absorbée par la chaudière par rapport la température de sortie de la chaudière pour chaque température d'évaporation.



**Figure III-2** Influence de la température de sortie du bouilleur sur la quantité de chaleur absorbée par le bouilleur

On remarque que l'énergie massique consommée par la chaudière évolue proportionnellement à l'augmentation de la température de la chaudière pour chaque température d'évaporation on a :

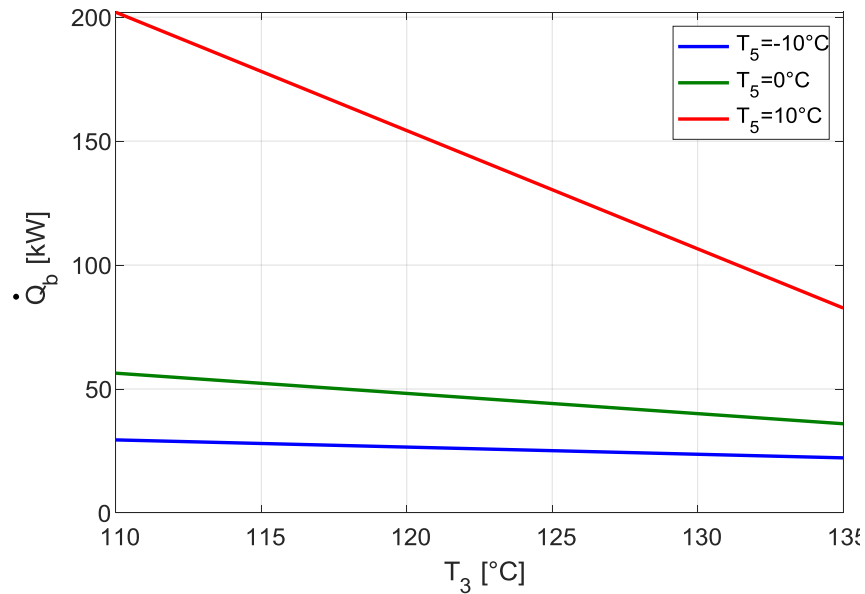
A la température d'évaporation  $-10^\circ\text{C}$  on remarque une augmentation de la quantité de chaleur massique de bouilleur de  $195 \text{ kJ/kg}$  vers  $203.7 \text{ kJ/kg}$  ce qui nous donne une augmentation de 4.3%. Le tableau III-1 représente la hausse relative de la quantité de chaleur. Les résultats sont présentés sur le tableau III-1.

### III.2.3. Influence de la température de sortie du bouilleur sur la puissance consommée par le bouilleur

La figure III-3 nous montre la variation de la puissance de la chaudière en fonction de sa température pour chaque température d'évaporation.

On constate que la puissance de la chaudière diminue au fur à mesure que sa température de sortie augmente cela est due à l'évolution du débit massique qui est inversement proportionnelle à  $T_3$  comme nous l'illustre la figure III-2.

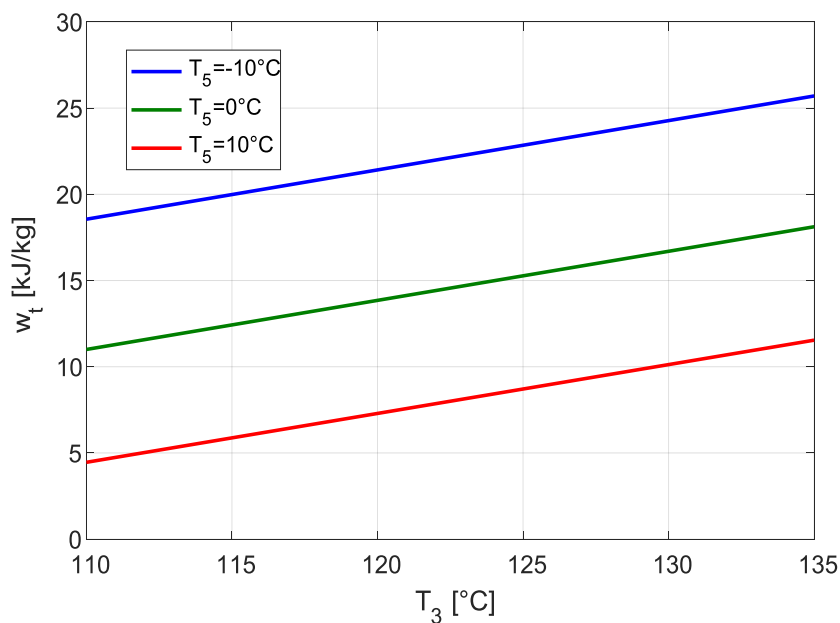
La diminution de la puissance de  $202 \text{ kW}$  vers  $82.62 \text{ kW}$  est de 59% pour la température d'évaporation  $10^\circ\text{C}$  alors que pour  $0^\circ\text{C}$  la puissance diminue de  $56.38 \text{ kW}$  à  $35.98 \text{ kW}$  donc une baisse de 36%, et pour ce qui concerne la température d'évaporation  $-10^\circ\text{C}$  la variation est de  $29.46 \text{ kW}$  vers une baisse de 24.6% donc à une puissance de  $22.22 \text{ kW}$ . Le tableau III-1 représente la diminution relative de la puissance. Ce résultat a été démontré par Lu et al [7].



**Figure III-3** Variation de la puissance consommée par le bouilleur en fonction de la température de sortie du bouilleur

### III.3.4. Influence de la température de l'entrée de la turbine sur le travail de la turbine

La figure ci-dessous nous montre l'influence de la température d'entrée de la turbine sur son travail.



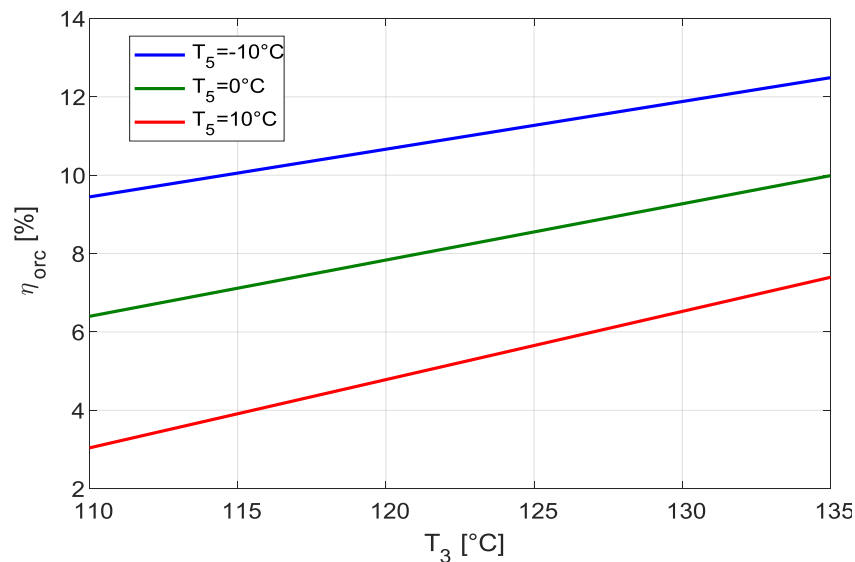
**Figure III-4** Variation du travail de la turbine en fonction de la température d'entrée de la turbine

On constate une évolution proportionnelle du travail de la turbine avec l'augmentation de la température de l'entrée de cette dernière et cette hausse est représentée dans le tableau III-1

A titre d'exemple pour une température d'évaporation  $T_5 = -10^\circ\text{C}$ , le travail  $w_t$  évolue de  $18.56\text{kJ/kg}$  vers  $25.7\text{kJ/kg}$ . Les résultats sont présentés sur le tableau III-1.

### III.2.5. Influence de la température de l'entrée de la turbine sur le rendement de cycle Rankine

La figure III-6 représente l'influence de la température d'entrée de la turbine sur le rendement du cycle de Rankine organique.



**Figure III-5** Variation du rendement thermique du cycle de Rankine par rapport à la température d'entrée de la turbine

**Tableau III-1** Influence de la température d'entrée de la turbine sur les performances du cycle

| $T_3$ [°C] | $T_5$ [°C] | $\dot{m}_t$ [kg/s] | $q_b$ [kJ/kg] | $\dot{Q}_b$ [kW] | $w_t$ [kJ/kg] | $\eta_{orc}$ [%] |
|------------|------------|--------------------|---------------|------------------|---------------|------------------|
| 110        | -10        | 0.15               | 195.03        | 29.46            | 18.55         | 9.45             |
|            | 0          | 0.31               | 170.34        | 56.37            | 11            | 6.4              |
|            | 10         | 1.39               | 144.76        | 201.97           | 4.45          | 3.04             |
| 122.5      | -10        | 0.12               | 200.59        | 25.02            | 22.47         | 11.11            |
|            | 0          | 0.24               | 175.91        | 43.07            | 14.86         | 8.36             |
|            | 10         | 0.75               | 150.32        | 112.90           | 8.27          | 5.45             |
| 135        | -10        | 0.11               | 203.72        | 22.21            | 25.70         | 12.49            |
|            | 0          | 0.20               | 179.04        | 35.97            | 18.11         | 10               |
|            | 10         | 0.54               | 153.45        | 82.66            | 11.54         | 7.39             |

de Rankine en tenant compte des températures d'évaporation  $T_5$

On observe une évolution proportionnelle du rendement par rapport à l'augmentation de la température  $T_3$ . A la température d'évaporation  $-10^\circ\text{C}$ , on observe une augmentation de rendement de 9.4% à 12.16%, c'est-à-dire une augmentation relative de 22.7%, ce qui montre que la température à l'entrée de la turbine a un effet remarquable sur le rendement. Cette température est augmentée par l'augmentation de la quantité de chaleur absorbée par le bouilleur, de ce fait, le travail fourni par la turbine est proportionnel à la température d'entrée de la turbine. Il est très intéressant de signaler que le résultat illustré par cette figure converge avec le résultat trouvé par P. Kumar et al [19]. Les résultats sont présentés sur le tableau III.1.

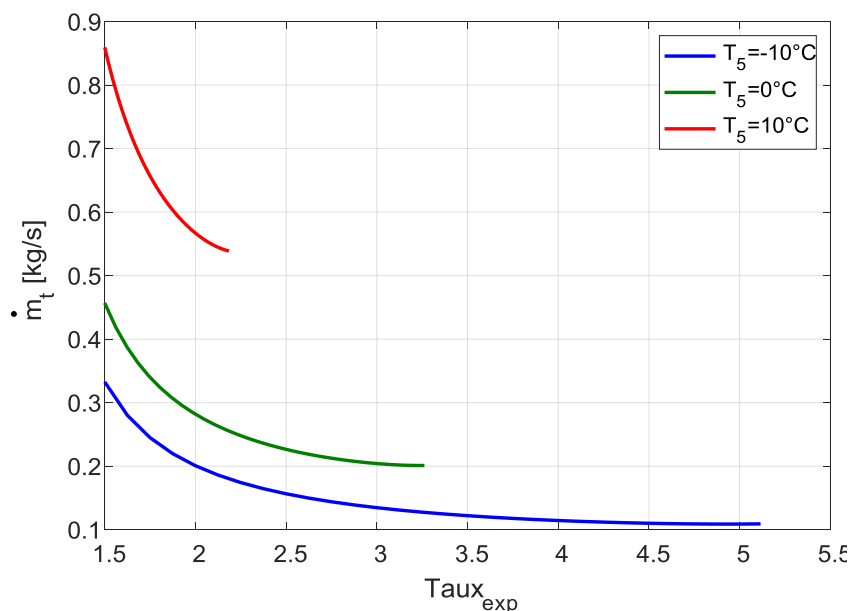
Le tableau III-1 représente les résultats obtenus sur l'effet de la température d'entrée de la turbine sur les performances du cycle organique de Rankine de notre l'installation en prenant en considérant trois températures d'évaporation  $T_5$ .

### III.3. Influence du taux d'expansion sur les performances du cycle de Rankine

Pour obtenir les résultats suivants, on a fixé un taux de compression égale à 9 au niveau du compresseur de la machine frigorifique et une température d'entrée de turbine égale à  $135^\circ\text{C}$ , en utilisant le R134a comme fluide de travail de la machine frigorifique et le R245fa pour le cycle organique de Rankine.

#### III.3.1. Influence du taux d'expansion sur le débit massique du cycle de Rankine

La figure III-6 représente la variation du débit massique dans le cycle de Rankine en fonction du taux d'expansion.



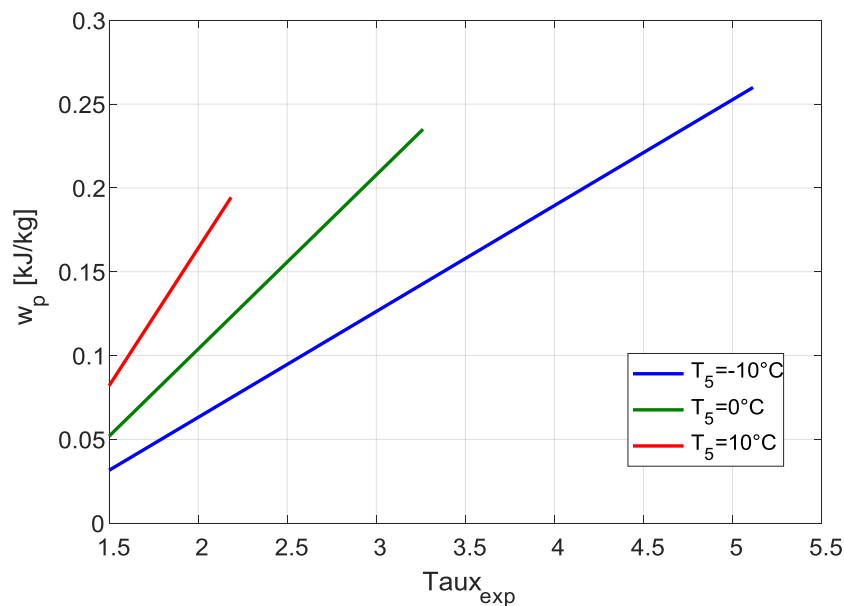
**Figure III-6** Variation du débit massique du cycle Rankine en fonction du taux d'expansion

On constate une diminution du débit massique qui circule dans l'installation du cycle de Rankine, cette diminution est la conséquence de l'augmentation de la pression générée par la pompe et la puissance constante au niveau de la turbine.

A titre d'exemple pour la température d'évaporation  $-10^{\circ}\text{C}$ , on a une diminution de débit de  $0.33\text{kg/s}$  jusqu'à  $0.12\text{kg/s}$  pour un taux de détente qui varie de 1.5 vers 5.12, cette diminution représente relativement 63.6%.

### III.3.2. Influence du taux d'expansion sur le travail consommé par la pompe

La figure III-7 montre l'évolution du travail consommé par la pompe en fonction de l'augmentation du taux d'expansion. Pour se faire certains paramètres sont aussi fixés dont le taux de compression égale à 9 au niveau de la machine frigorifique et la température d'entrée de la turbine  $T_3 = 135^{\circ}\text{C}$  au niveau du cycle de Rankine.



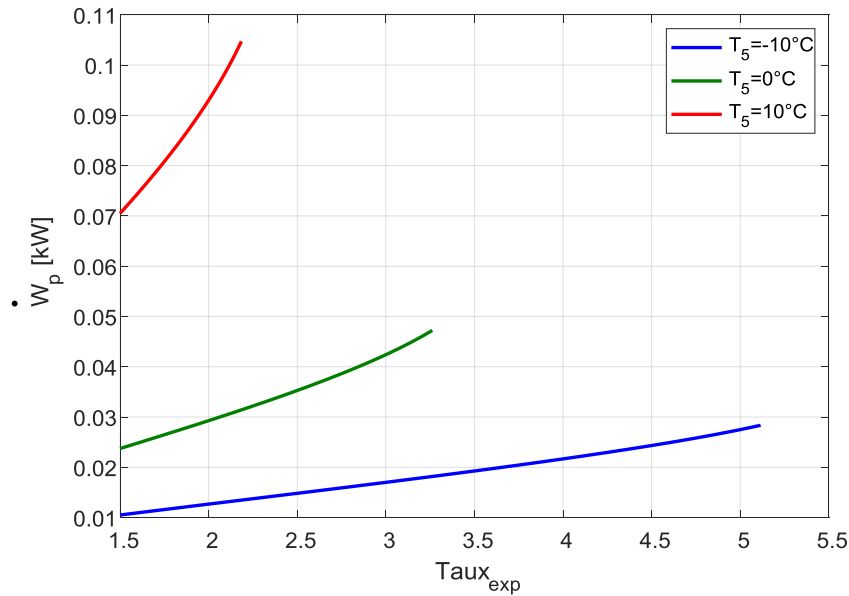
**Figure III-7** Variation du travail consommé par la pompe en fonction du taux d'expansion

On constate une augmentation du travail de la pompe proportionnelle à l'augmentation du taux d'expansion. A titre d'exemple pour une température d'évaporation de  $10^{\circ}\text{C}$  le travail de la pompe augmente de  $0.082\text{ kJ/kg}$  jusqu'à  $0.194\text{ kJ/kg}$  pour un taux de détente de 1.5 à 2.18. Cette augmentation représente relativement 57.7%.

### III.3.3. Influence du taux d'expansion sur la puissance de la pompe

La figure III-8 nous montre l'évolution de la puissance de la pompe en fonction du taux de détente. Pour se faire certains paramètres sont fixés dont le taux de compression égale à 9 au niveau de la machine frigorifique et la température d'entrée de la turbine  $T_3 = 135^{\circ}\text{C}$  au niveau du cycle de Rankine.

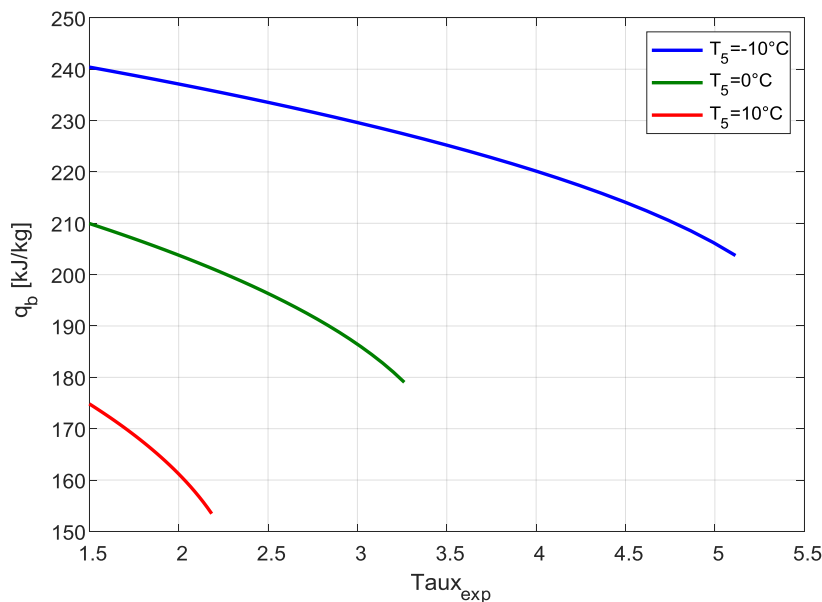
On observe une évolution proportionnelle de la puissance consommée par la pompe par rapport à la variation du taux d'expansion. La puissance de la pompe augmente de  $0.011\text{ kW}$  à  $0.028\text{ kW}$  proportionnellement à l'augmentation du taux d'expansion qui augmente de 1.5 à 5.12 pour une température d'évaporation  $T_5 = -10^{\circ}\text{C}$ .



**Figure III-8** Variation de de la puissance de la pompe en fonction du taux d'expansion

### III.3.4. Influence du taux d'expansion sur la quantité de chaleur de la chaudière

La figure III-9 représente la variation de la quantité de la chaleur massique de la chaudière en fonction du taux de détente pour trois températures d'évaporation différentes. Pour se faire certains paramètres sont fixés dont le taux de compression égal à 9 au niveau de la machine frigorifique et la température d'entrée de la turbine  $T_3 = 135^\circ\text{C}$  au niveau du cycle de Rankine.



**Figure III-9** Variation de la quantité de chaleur du bouilleur par unité de masse en fonction du taux d'expansion

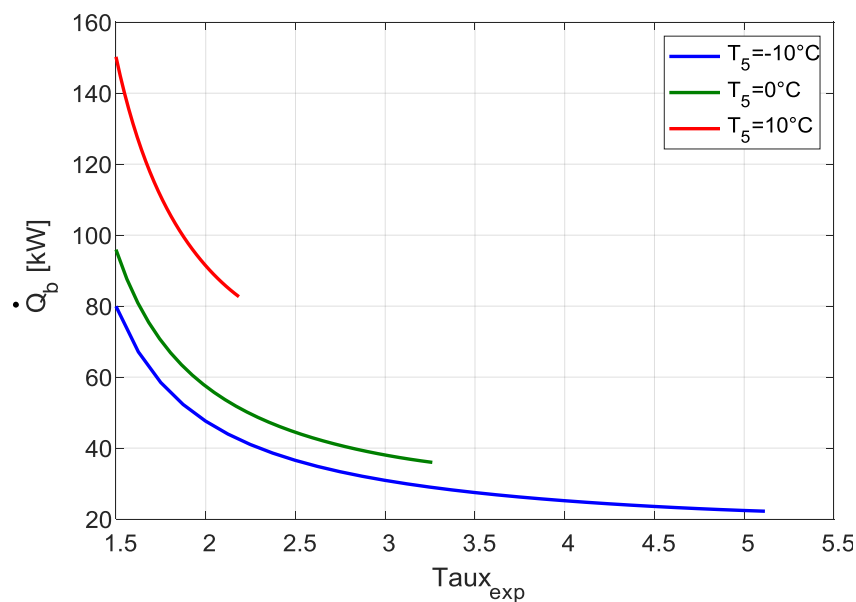
On constate une évolution inversement proportionnelle de quantité de chaleur par rapport à l'augmentation du taux d'expansion, cela est due à l'augmentation du travail consommé par la pompe et la température fixe de sortie de la chaudière.

On prend comme exemple pour une température d'évaporation égale à  $-10^{\circ}\text{C}$  la diminution est de  $240.41\text{kJ/kg}$  jusqu'à  $203.73\text{kJ/kg}$  par rapport au taux d'expansion qui augmente de 1.5 vers 5.12.

### III.3.5. Influence du taux d'expansion sur la puissance de la chaudière

La figure III-10 illustre la variation de la puissance de la chaudière en fonction de la variation du taux d'expansion.

L'évolution de la puissance de la chaudière est inversement proportionnelle au taux d'expansion, cette puissance diminue de  $95.92\text{kW}$  jusqu'à  $36\text{kW}$  pour un taux de détente qui augmente de 1.5 à 3.26, cette baisse représente de 62.4% est causé par la diminution du débit massique et de la chaleur massique absorbée par la chaudière illustrée dans la figure III-7 et la figure III-8.



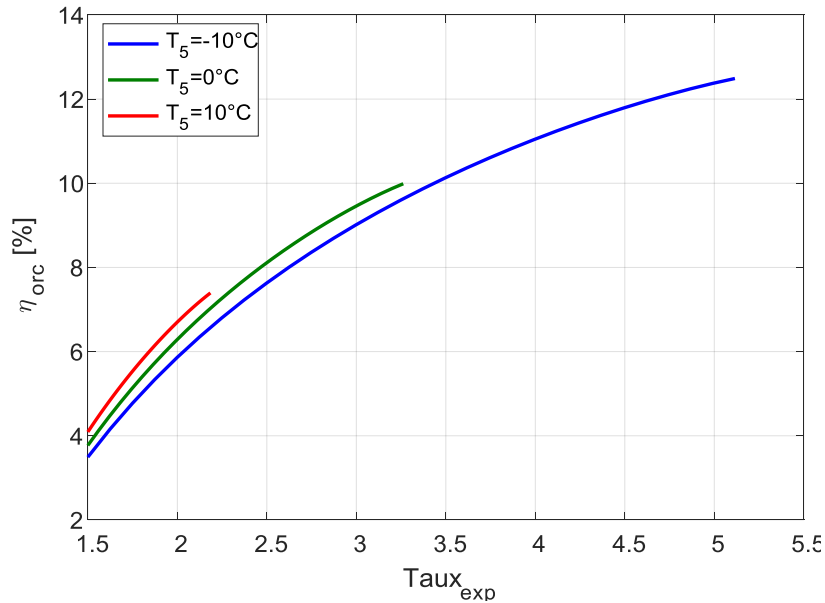
**Figure III-10** Variation de la puissance de la chaudière par rapport au taux d'expansion

### III.3.6. Influence du taux d'expansion sur le rendement thermique du cycle Rankine

La figure III-11 représente la variation du rendement thermique du cycle de Rankine en fonction de la variation du taux d'expansion pour trois températures d'évaporation  $T_5$ .

On constate une évolution proportionnelle du rendement thermique du cycle de Rankine de l'installation par rapport à l'augmentation du taux d'expansion. Pour la température d'évaporation  $T_5 = -10^{\circ}\text{C}$  le rendement augmente de 3.49% jusqu'à 12.48% pour un taux

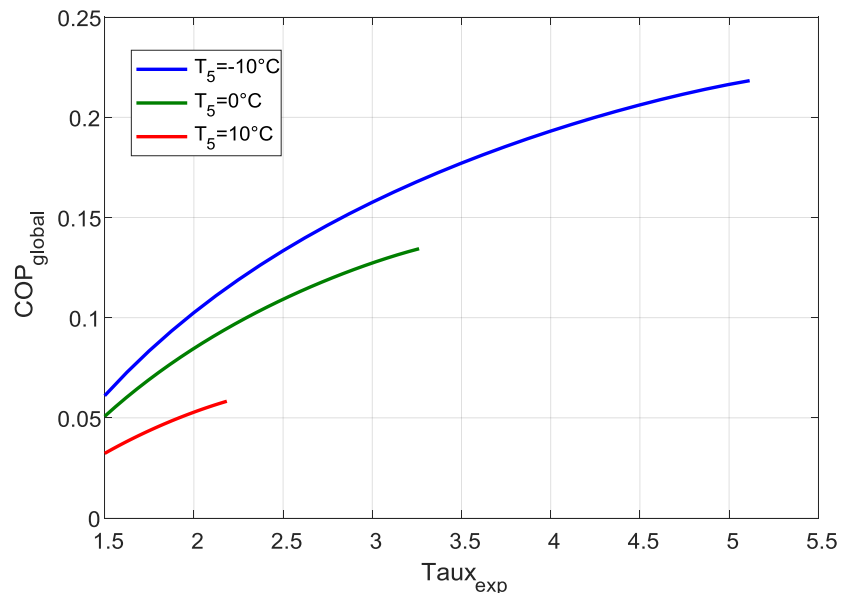
d'expansion qui varie de 1.5 à 5.12, cette évolution relative est de 72%. Comme l'ont prouvé Hijriawan et al[14].



**Figure III-11** Variation du rendement thermique du cycle de Rankine en fonction du taux d'expansion

### III.3.7. Influence du taux d'expansion sur le rendement global de l'installation

La figure III-12 représente la variation du rendement global de l'installation en fonction du taux d'expansion en prenant en compte trois températures d'évaporation différentes.



**Figure III-12** Variation du COP global en fonction du taux d'expansion

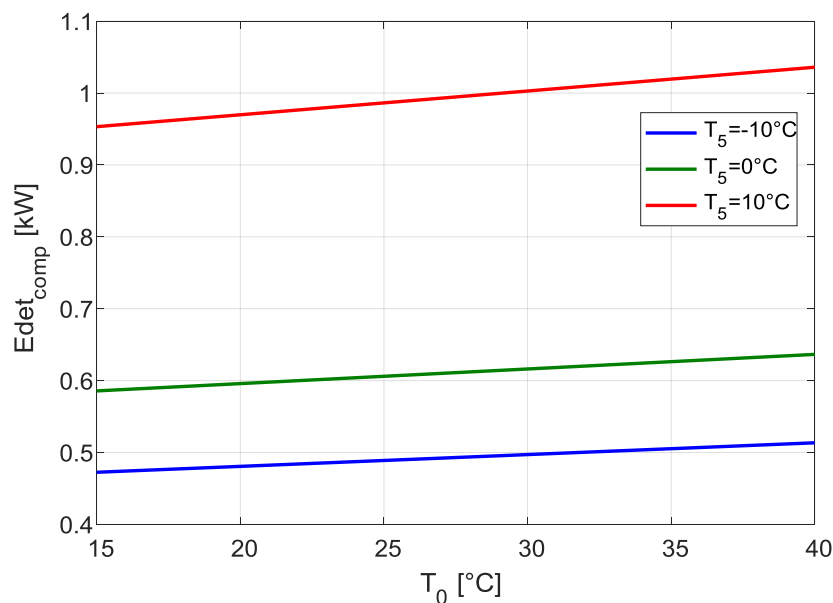
On constate une évolution proportionnelle du COP global par rapport à l'augmentation du taux d'expansion. On prend comme exemple pour la température d'évaporation  $T_5 = -10^\circ\text{C}$  le COP global augmente de 0.061 jusqu'à 0.218 pour une augmentation du taux d'expansion allant de 1.5 à 5.12.

#### III.4. Influence de la température ambiante sur le bilan exergétique du système Rankine / Evans-Perkins

Pour obtenir les résultats suivants on a fixé un taux de compression égal à 9 au niveau du compresseur de la machine frigorifique et une température d'entrée de turbine égale à  $135^\circ\text{C}$ , en utilisant le R134a comme fluide de travail de la machine frigorifique et le R245fa pour le cycle organique de Rankine.

##### III.4.1. Influence de la température ambiante sur l'exergie détruite du compresseur

La figure III-13 représente l'évolution de la destruction d'exergie dans le compresseur en fonction de la température ambiante pour chaque cas de la température d'évaporation.



**Figure III-13** Influence de la température ambiante sur l'exergie détruite dans le compresseur

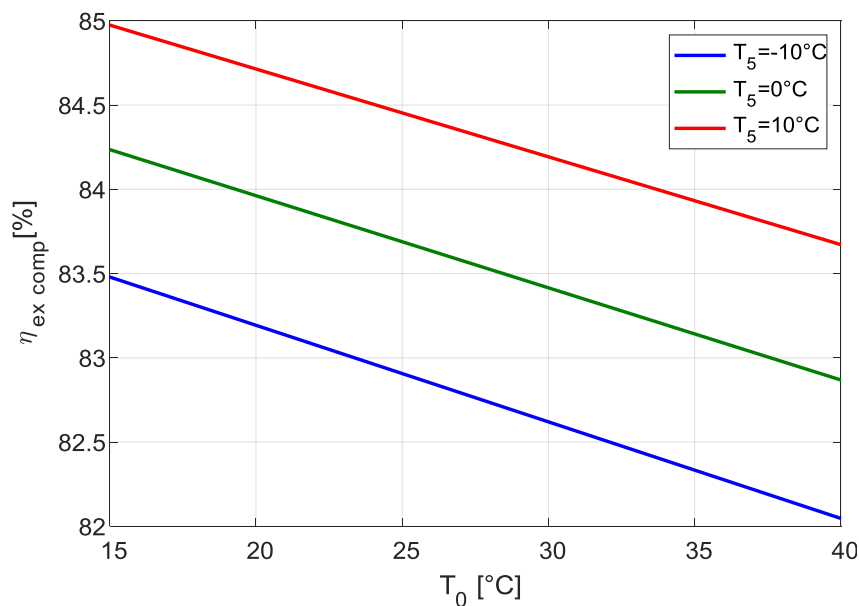
On observe une évolution proportionnelle de l'exergie détruite à l'augmentation de la température ambiante pour chaque température d'évaporation relativement  $-10^\circ\text{C}$ ,  $0^\circ\text{C}$  et  $10^\circ\text{C}$ .

Pour la température d'évaporation  $-10^\circ\text{C}$  l'exergie détruite varie de  $0.58\text{kW}$  jusqu'à  $0.64\text{kW}$  pour l'intervalle de température ambiante allant de  $15^\circ\text{C}$  à  $40^\circ\text{C}$ .

### III.4.2. Influence de la température ambiante sur le rendement exergétique du compresseur

La figure III-14 représente l'influence de la température ambiante sur le rendement exergétique du compresseur.

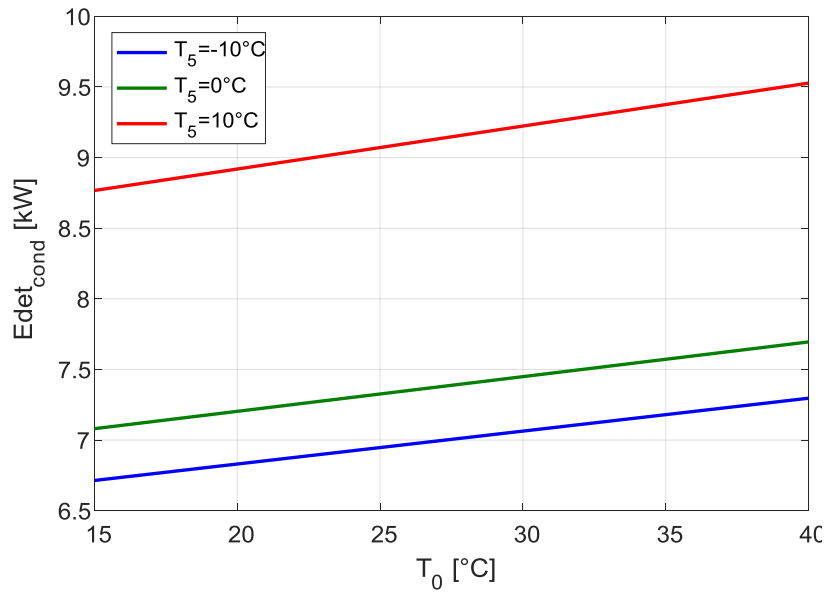
On constate une évolution inversement proportionnelle du rendement exergétique du compresseur par rapport à la température ambiante, cela est compris pour chaque cas de la température d'évaporation. A la température  $T_5 = 0^\circ\text{C}$ , le rendement exergétique du compresseur diminue de 84.25% à 82.8%. Cette diminution représente relativement 1.72%.



**Figure III-14** Variation du rendement exergétique du compresseur en fonction de la température ambiante

### III.4.3. Influence de la température ambiante sur l'exergie détruite dans le condenseur

La figure III-15 représente l'évolution de l'exergie détruite dans le condenseur en fonction la température ambiante pour chaque cas de température d'évaporation.



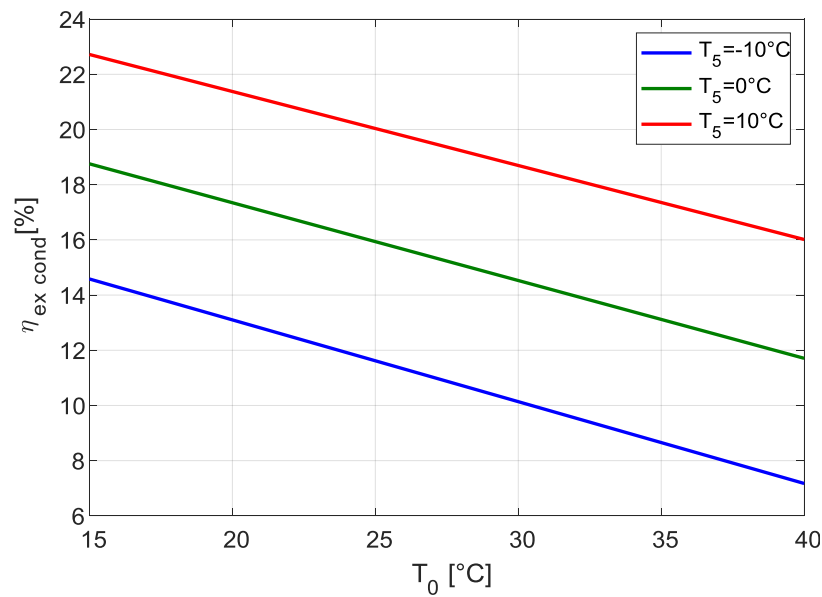
**Figure III-15** Effet de la température ambiante sur l'exergie détruite dans le condenseur du cycle frigorifique

On observe dans cette figure que l'exergie détruite dans le condenseur évolue proportionnellement avec la température ambiante pour chaque cas de la température d'évaporation.

La température d'évaporation influence également sur l'exergie détruite à titre exemple, pour une température d'évaporation  $10^\circ\text{C}$  l'exergie détruite dans le condenseur augmente de  $0.95\text{kW}$  jusqu'à  $1.03\text{kW}$  dans l'intervalle de la température ambiante.

#### **III.4.4. Influence de la température ambiante sur le rendement exergétique du condenseur de la machine frigorifique.**

La figure III-16 représente la variation du rendement exergétique dans le condenseur en fonction de l'augmentation de la température ambiante pour chaque cas de la température d'évaporation.



**Figure III-16** Effet de la température ambiante sur le rendement exergetique du condenseur du cycle frigorifique

Dans cette figure on constate que l'évolution du rendement exergetique du condenseur de la machine frigorifique est inversement proportionnelle à la température ambiante pour chaque cas de la température d'évaporation.

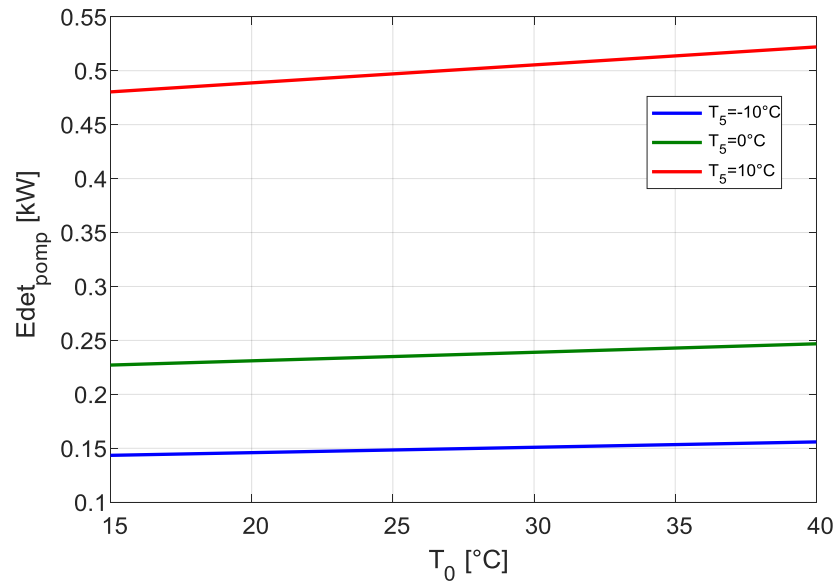
A titre exemple, pour  $T_5 = 0^\circ\text{C}$  le rendement exergetique du condenseur diminue de 18.7% jusqu'à 11.7% en fonction de l'augmentant de la température ambiante, donc une baisse relative de 37.6%.

#### III.4.5. Influence de la température ambiante sur l'exergie détruite dans la pompe

La figure III-17 représente la variation de l'exergie détruite au niveau de la pompe en fonction de la température du milieu ambiant.

On observe une légère augmentation de l'exergie détruite dans la pompe par rapport à l'augmentation de la température du milieu extérieur.

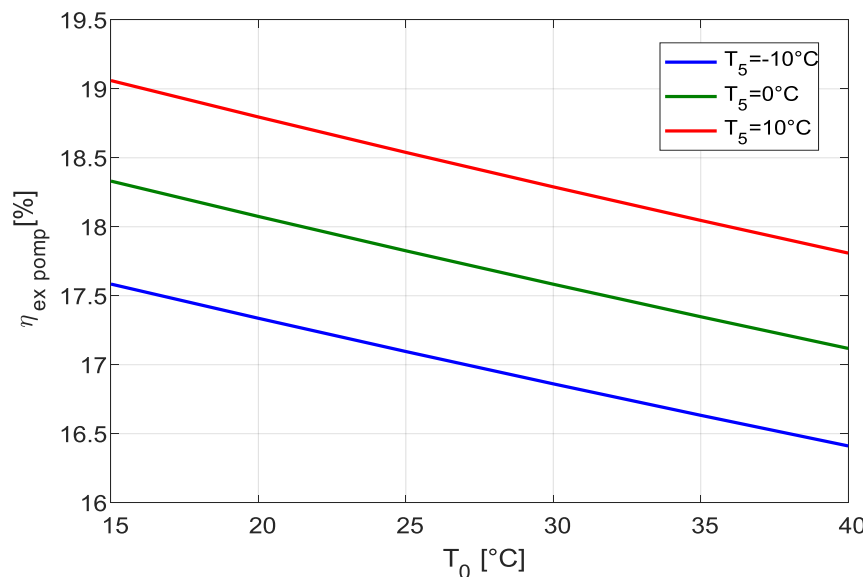
Comme exemple l'exergie détruite présente une évolution de  $0.143\text{kW}$  à  $0.16\text{kW}$  pour la température d'évaporation de  $-10^\circ\text{C}$ . Cette évolution représente une augmentation relative de 10.6%.



**Figure III-17** Effet de la température ambiante sur l'exergie détruite dans la pompe

#### III.4.6. Influence de la température ambiante sur le rendement exergetique dans la pompe.

La figure III-18 représente l'évolution du rendement exergetique en fonction de la température ambiante pour 3 cas de température d'évaporation.

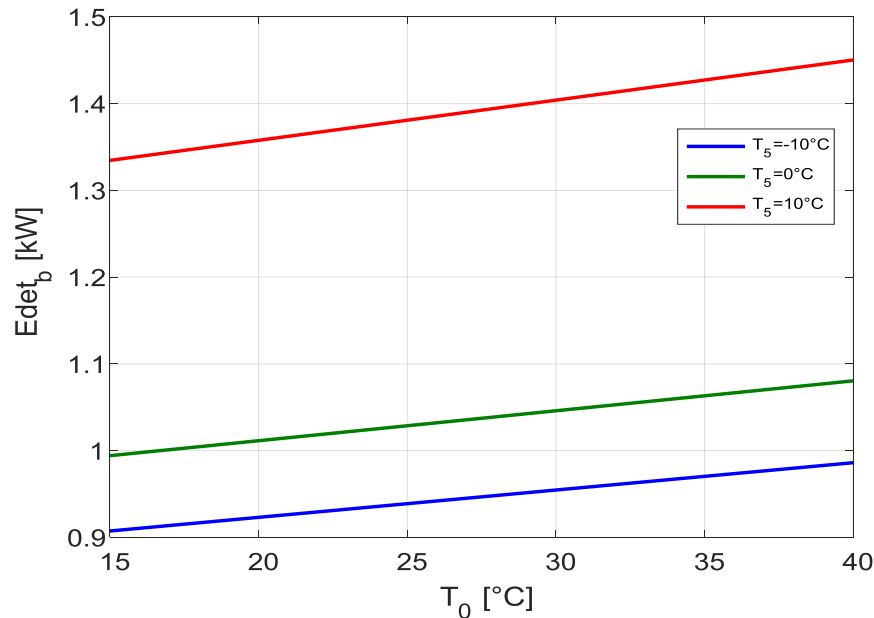


**Figure III-18** Variation du rendement exergetique de la pompe en fonction de la température ambiante

On constate une évolution inversement proportionnelle du rendement exergetique de la pompe par rapport à l'augmentation de température ambiante. A titre d'exemple pour la température  $T_5 = 10^\circ\text{C}$  le rendement exergetique diminue de 19.1% à 17.8%, cette diminution représente relativement 6.8%.

### III.4.7. Influence de la température ambiante sur l'exergie détruite dans le bouilleur

La figure III-19 représente l'évolution de l'exergie détruite dans le bouilleur en fonction de la température ambiante pour trois cas de température d'évaporation.



**Figure III-19** Effet de la température ambiante sur l'exergie détruite du bouilleur

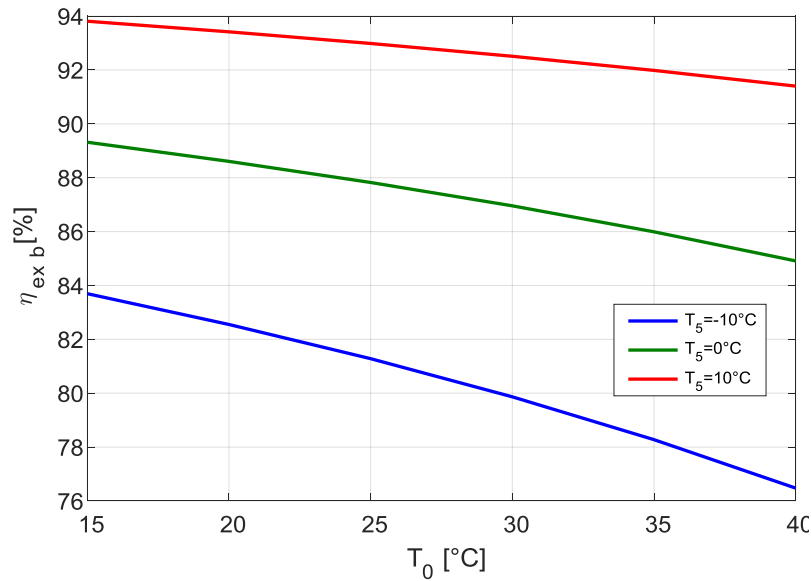
On constate que l'évolution de l'exergie détruite dans le bouilleur est proportionnelle à l'augmentation de température ambiante pour chaque cas de température d'évaporation relativement  $-10^\circ\text{C}$ ,  $0^\circ\text{C}$  et  $10^\circ\text{C}$ .

A titre d'exemple ; pour  $T_5 = 0^\circ\text{C}$ , on observe une augmentation de  $0.99\text{kW}$  jusqu'à  $1.18\text{kW}$  pour une température ambiante qui varie de  $15^\circ\text{C}$  à  $40^\circ\text{C}$ . Cette augmentation représente relativement 16.1%.

### III.4.8. Influence de la température ambiante sur le rendement exergetique du bouilleur

La figure III-20 représente l'évolution du rendement exergetique dans le bouilleur en fonction de la température ambiante.

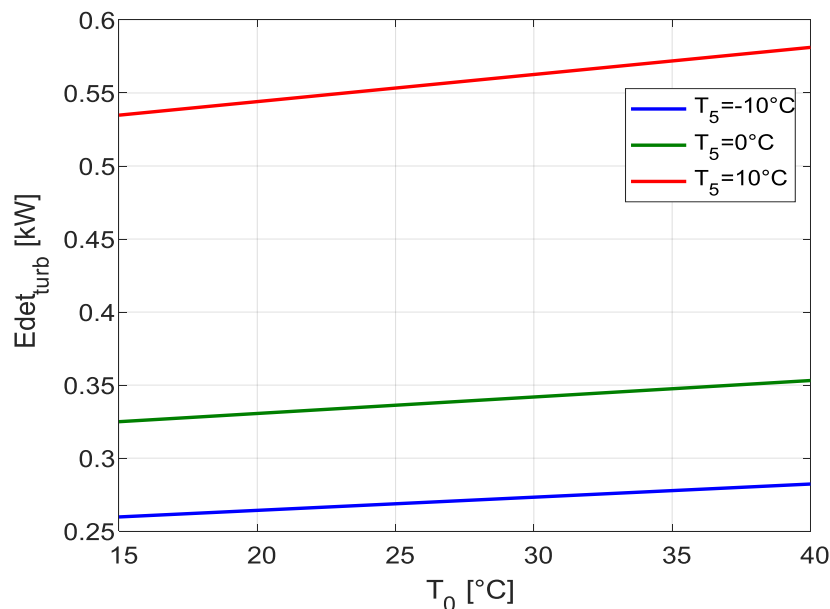
On constate dans cette figure que l'augmentation de la température ambiante influence positivement sur le rendement exergetique dans le bouilleur qui augmente. A titre exemple à la température  $-10^\circ\text{C}$  le rendement exergetique dans le bouilleur diminue avec l'augmentation de température ambiante de 83.7% à 76.5%.



**Figure III-20** Variation du rendement exergetique du bouilleur en fonction de la temperature ambiante

#### III.4.9. Influence de la temperature ambiante sur l'exergie détruite de la turbine

La figure III-21 représente l'évolution de l'exergie détruite en fonction de la temperature ambiante avec trois temperatures d'évaporation. Pour se faire certains paramètres sont aussi fixés dont le taux de compression égale à 9 au niveau de la machine frigorifique et la temperature d'entrée de la turbine  $T_3 = 135^\circ\text{C}$  au niveau du cycle de Rankine.



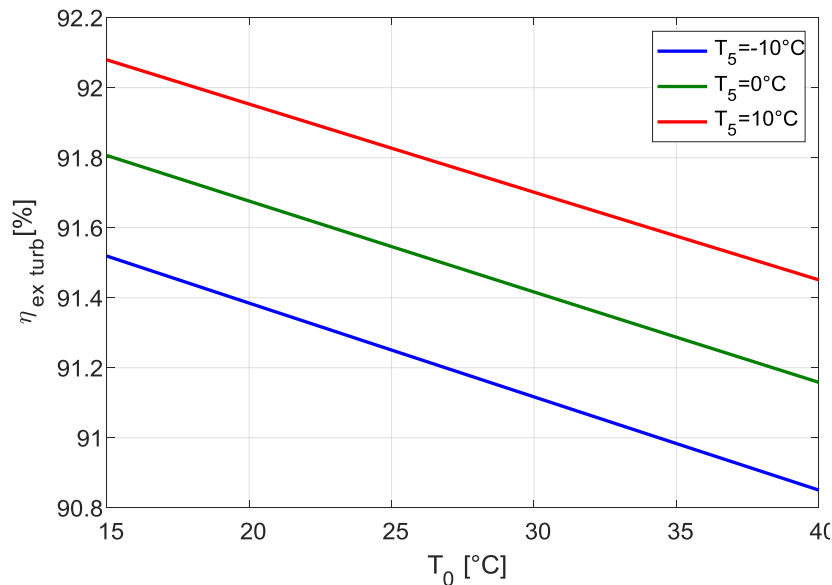
**Figure III-21** Variation de l'exergie détruite de la turbine en fonction de la temperature ambiante

L'exergie détruite au niveau de la turbine est proportionnelle à l'augmentation de la temperature ambiante. On prend comme exemple pour la temperature  $T_5 = 10^\circ\text{C}$  l'anergie de

la turbine augmente de  $0.53kW$  jusqu'à  $0.57kW$  par rapport à une augmentation de température ambiante qui varie de  $15^{\circ}C$  à  $40^{\circ}C$ .

#### III.4.10. Influence de la température ambiante sur le rendement exergetique de la turbine

La figure III-22 illustre l'évolution du rendement exergetique en fonction de la température ambiante pour trois températures d'évaporation. Pour se faire certains paramètres sont aussi fixés dont le taux de compression égale à 9 au niveau de la machine frigorifique et la température d'entrée de la turbine  $T_3 = 135^{\circ}C$  au niveau du cycle de Rankine organique.



**Figure III-22** Évolution du rendement exergetique de la turbine en fonction de la température ambiante

On constate une baisse du rendement exergetique de la turbine cela est due à l'augmentation de l'exergie. Pour  $T_5 = 10^{\circ}C$  le rendement baisse de  $92.08\%$  vers  $91.45\%$  cette diminution représente relativement  $0.68\%$ .

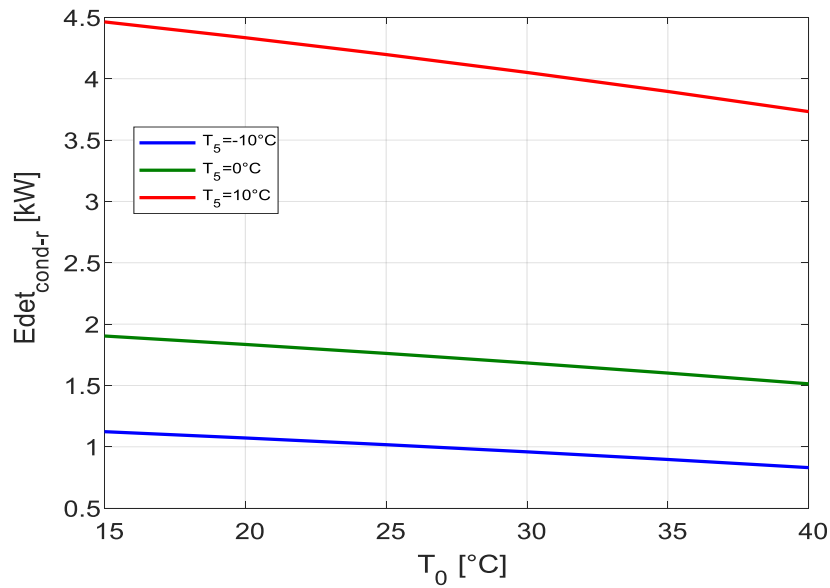
#### III.4.11. Influence de la température ambiante sur l'exergie détruite dans le condenseur du cycle organique de Rankine

La figure III-23 représente la variation de l'exergie détruite dans le condenseur du cycle de Rankine en fonction de la température ambiante.

On constate que l'exergie détruite dans le condenseur de Rankine diminue avec l'augmentation de la température ambiante pour chaque cas de la température d'évaporation.

A titre d'exemple ; à la température  $10^{\circ}$  l'exergie détruite diminue de  $4.49kW$  à  $3.75kW$  dans l'intervalle de température ambiante allant de  $15^{\circ}C$  à  $40^{\circ}C$ .

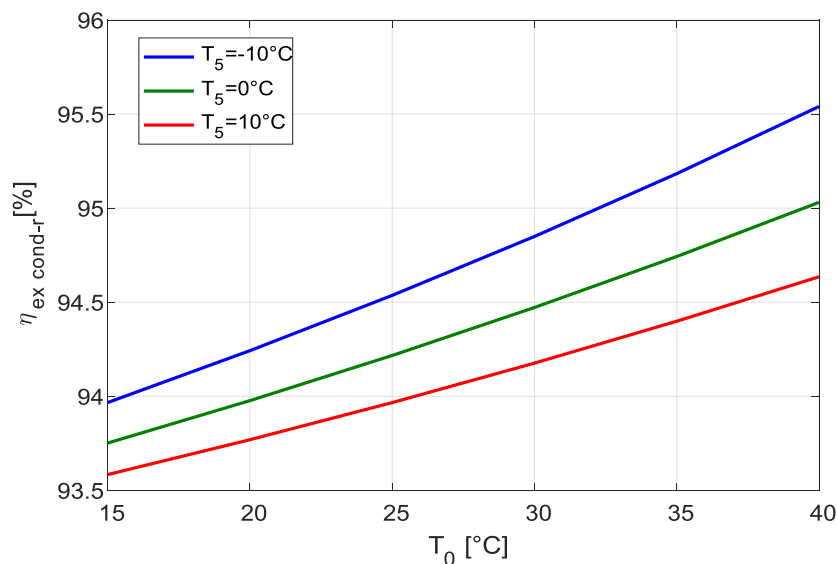
On constate aussi avec l'augmentant de la température d'évaporation l'exergie détruite augmente.



**Figure III-23** Effet de la température ambiante sur l'exergie détruite dans le condenseur du cycle organique de Rankine

#### III.4.12. Influence de la température ambiante sur le rendement exergetique du condenseur du cycle organique de Rankine.

La figure III-24 présente l'évolution du rendement exergetique du condenseur du cycle organique de Rankine en fonction de la température ambiante pour chaque température d'évaporation.



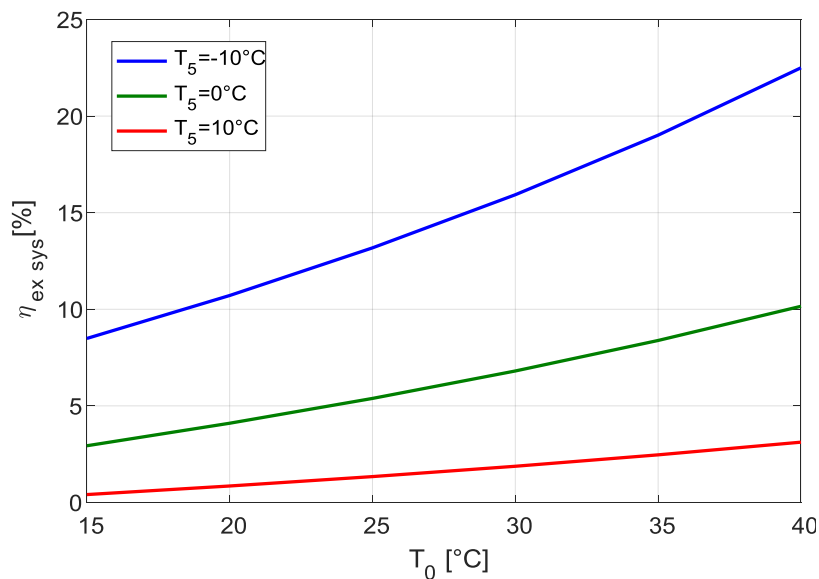
**Figure III-24** Effet de la température ambiante sur le rendement exergetique du condenseur du cycle de Rankine

On constat qu'une augmentation de la température ambiante évolue proportionnellement avec le rendement exergetique dans le condenseur du cycle organique de Rankine pour chaque cas des trois températures d'évaporation relativement  $-10^\circ\text{C}$ ,  $0^\circ\text{C}$  et  $10^\circ\text{C}$ .

A titre d'exemple ; à la température d'évaporation  $-10^{\circ}\text{C}$  le rendement exergetique du condenseur de Rankine augmente de 93.9% à 95.6% dans l'intervalle de température d'ambiance allant de  $15^{\circ}\text{C}$  à  $40^{\circ}\text{C}$ .

### III.4.13. Influence de la température ambiante sur le rendement exergetique de l'installation

La figure III-25 présente l'évolution du rendement exergetique de l'installation en fonction de la température ambiante pour chaque température d'évaporation.



**Figure III-25** Variation du rendement exergetique de l'installation en fonction de la température ambiante

On constate que le rendement exergetique évolue proportionnellement avec la température d'ambiance pour chaque cas de température d'évaporation. A titre d'exemple l'évolution du rendement exergetique de l'installation augmente de 8.5% jusqu'à 22.5% pour  $T_0$  allant de  $15^{\circ}\text{C}$  vers  $40^{\circ}\text{C}$ .

### III.5. Conclusion

Dans ce chapitre on a illustré les résultats obtenus par le programme MATLAB sur l'influence du taux d'expansion et de la température d'entrée de la turbine sur les paramètres de fonctionnement du cycle de Rankine ainsi que l'effet de la température ambiante sur l'exergie détruite et le rendement exergetique des organes de l'installation. Les résultats démontrent que :

⇒ L'augmentation de la température d'entrée de la turbine influe positivement sur l'efficacité thermique du cycle de Rankine.

- ⇒ L'augmentation du taux de détente au niveau de la turbine a un effet positif sur le rendement du cycle de Rankine.
- ⇒ L'augmentation des paramètres précédant influe sur le débit massique qui circule dans le cycle de production d'énergie ce qui fait diminuer la puissance consommée par la chaudière.
- ⇒ L'évolution du rendement exergetique est proportionnelle à la variation de la température ambiante.

## Conclusion générale

Afin de produire du froid, l'être humain a mis en œuvre des machines frigorifiques (MF) pour inverser le processus naturel de transfert de chaleur. Ces MF permettent de pomper de la chaleur d'une source froide (milieu à refroidir) vers une source chaude moyennant une dépense d'énergie mécanique. Cette dernière est généralement produite par des ressources non renouvelables qui génèrent des polluants et des gaz à effet de serre. Le cycle organique de Rankine constitue une technologie prometteuse pour la production d'énergie mécanique noble actionnée par des ressources gratuites à faible température comme le soleil ou la géothermie ou par le biais des rejets thermiques. Cette énergie est ensuite utilisée pour actionner le compresseur d'une machine frigorifique à condensation de vapeur.

Cette étude a permis de mettre en évidence l'influence de la température du fluide à l'entrée de la turbine ainsi que son taux d'expansion sur les performances énergétiques et exergetiques de l'installation. Une température ou un taux d'expansion élevé améliore le rendement du cycle de production d'énergie. Par ailleurs, la température ambiante impacte l'exergie détruite et le rendement exergetique de chaque organe. En augmentant la température d'entrée de la turbine et son taux de détente, le débit massique du fluide de travail qui circule dans le cycle de Rankine diminue et la puissance nécessaire au bouilleur diminue.

⇒ L'augmentation des deux paramètres précédent (température du fluide à l'entrée de la turbine et taux d'expansion), induit une augmentation du rendement thermique du cycle organique de Rankine qui influe sur le rendement global de l'installation.

⇒ La température du milieu extérieur influe sur le rendement exergetique des composant de l'installation, son augmentation améliore le rendement exergetique du système.

#### IV. Références bibliographiques

- [1] M. Billel. Etude et analyse d'un système de production de froid par énergie solaire pour la climatisation. Université Constantine.2013
- [2] M. Hamzaoui. Polycopié de cours machines thermiques destiné auxétudiants de master I énergétique. Université mouloud Mammeri Département génie mécanique.2021
- [3] [www.abcclim.com](http://www.abcclim.com)
- [4] Y. Chen, J. Xu, D. Zhao, J. Wang, P. D. Lund. Exergo-economic assessment and sensitivity analysis of a solar-driven combined cooling, heating and power system with organic Rankine cycle and absorption heat pump. *Energy* 230 (2021) 120717.
- [5] S. Jafary, S. Khalilarya, A. Shawabkeh, M. Wae-hayee, M.Hashemian. A complete energetic and exergetic analysis of a solar powered trigeneration system with two novel organic Rankine cycle (ORC) configurations. *Journal of Cleaner Production* 281 (2021) 124552.
- [6] J. Thaddaeus, G.Unachukwu, C. Mgbemene, A. Pesyridis, M. Usman, F. Aziz Alshammari.Design, size estimation, and Thermoeconomic analysis of a realizable organic Rankine cycle for waste heat recovery in commercial truck engines. *Thermal Science and Engineering Progress* 22 (2021) 100849.
- [7] L. Liu, J. Wu, F. Zhong, N. Gao, G. Cui. Development of a novel cogeneration system by combing organic Rankine cycle and heat pump cycle for waste heat recovery. *Energy* 217 (2021) 119445.
- [8] J. Yang, L. Gao, Z. Ye, Y. Hwang, J. Chen. Binary-objective optimization of latest low-GWP alternatives to R245fa for organic Rankine cycle application. *Energy* 217 (2021) 119336.
- [9] X. Li, S. Lecompte, J. V. Nieuwenhuyse, K. Couvreur, H. Tian, G. Shu, M. De Paepe, C. N. Markides. Experimental investigation of an organic Rankine cycle with liquid-flooded expansion and R1233zd(E) as working fluid. *Energy Conversion and Management* 234 (2021) 113894.
- [10] C. M. Royoune, A. Mota-Babiloniune, J. Navarro-Esbríune, B. Perisb, F. Molésune, M. Amat-Albuixechune. Multi-objective optimization of a novel reversible high-temperature heat pump-organic Rankine cycle (HTHP-ORC) for industrial low-grade waste heat recovery. *Conversion et gestion de l'énergie* 197 (2019) 111908.
- [11] Y. Liang, A. Mckeown, Z. Yu, S. Fraih, K. Alshammari. Experimental study on a heat driven refrigeration system based on combined organic Rankine and vapor compression cycles. *Energy Conversion and Management* 234 (2021) 113953.
- [12] Y. Lu un, A.P. Roskilly, R. Huang, X. Yu. Study of novel hybrid refrigeration system for industrial waste heat recovery. *Energy Procedia* 158 (2019) 2196-2201

- [13] M.S. Salim et M.-H. Kim. Multi-objective thermo-economic optimization of a combined organic Rankine cycle and vapor compression refrigeration cycle. *Conversion et gestion de l'énergie* 199 (2019) 112054
- [14] Kirill A. Abrosimov, Andrea Baccioli, Aldo Bischi. Techno-economic analysis of combined inverted Brayton –Organic Rankine cycle for high –temperature waste heatrecovery. *Energy conversion Management* 207 (2020) 112336.
- [15] Y. Khan, R. S. Mishra. Performance analysis of solar driven combined recompression main compressor intercooling supercritical CO<sub>2</sub> cycle and organic Rankine cycle using low GWPfluids. *Energy and Built Environment* 2021. <https://doi.org/10.1016/j.enbenv.2021.05.004>
- [16] M. Hijriawan, N. A. Pambudi, D. S. Wijayanto, M. K. Biddinika, Lip Huat Saw. Experimental analysis of R134a Working fluid on Organic Rankine cycle (ORC) systems with scroll-expander. *Engineering Science and Technology, an International Journal* 29 (2022) 101036
- [17] X. Zhou, Y. Rong, S. Fang, K. Wang, X. Zhi, L. Qiu, X. Chi. Thermodynamic analysis of an organic Rankine-compression cycle (ORVC) assisted air compression system for cryogenic air separation units. *Applied Thermal Engineering* 109 (2021) 116678.
- [18] Y. Liang, A. Mckeown, Z. Yu, S. F. K. Alshammari. Experimental study on a heat driven refrigeration system based on combined organic Rankine and vapor compression cycles. *Energy Conversion and Management* 234 (2021) 113953.
- [19] P. Kumar, O. Singh. Thermoeconomic analysis of SOFC-GT-VARS-ORC combined power and cooling system. *International journal of hydrogen energy* 44 (2019) 27575-27586