

**REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE**  
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

**UNIVERSITE MOULOD MAMMERI – TIZI OUZOU**  
**FACULTE DU GENIE DE LA CONSTRUCTION**  
**DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE**



**Mémoire de fin d'études**  
**EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLÔME DE**  
**MASTER ACADÉMIQUE EN GÉNIE MÉCANIQUE**  
**OPTION : ÉNÉRGÉTIQUE**

Intitulé du sujet :

**Etude exergergo-économique d'un système de production du froid autonome**

**Réalisé par :**

1. M<sup>r</sup>. ABRIKA IDIR
2. M<sup>r</sup>. AROUSSI AIMENE

**Encadré par :**

M<sup>r</sup>. M. HAMZAOUI

**Année universitaire : 2021/2022**

## *Remerciement*

*Nos remerciements s'adressent premièrement et avant tout à Dieu, le tout-puissant, qui nous a donné la force, le courage et volonté d'aller jusqu'au bout et de mener ce présent travail à son point ultime.*

*De prime abord, on tient à exprimer notre profonde reconnaissance et notre vif remerciement à Monsieur M<sup>r</sup>. M. HAMZAOUI, qui nous a fait l'honneur d'encadrer ce travail avec une grande disponibilité. Sa confiance, ses encouragements, son support et la passion de son travail ont été très stimulants. Merci milles fois pour le temps que vous nous avez consacré.*

*Nous tenons aussi à exprimer notre reconnaissance aux membres de jurys d'accepter la présidence de notre mémoire de fin d'études et d'avoir accepté d'examiner et d'évaluer notre travail.*

*Enfin nous remercions pour tous les enseignants du département de Génie Mécanique, nos amis et tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à l'élaboration de ce travail, trouvent ainsi l'expression de notre profonde gratitude et respects.*

## *Dédicaces*

Ce projet fin d'études est dédié à mes très chers parents qui m'ont toujours poussé et motivé dans mes études, à mes chères frères et sœurs, à toutes les personnes de ma grande famille, à mes meilleurs amis, à tous les étudiants de ma section et à tous ceux qui ont manifesté un intérêt pour mon travail et qui m'ont encouragé à rassembler les informations qui constituent aujourd'hui ce mémoire.

Pour tous ceux qui sont chers de près et de loin.

# Table des matières

<i>Liste des figures</i> .....	- 9 -
<i>Liste des tableaux</i> .....	- 11 -
<i>Nomenclature</i> .....	- 12 -
<i>Introduction générale</i> .....	1
<i>Chapitre I : Généralités et état de l'art</i> .....	2
<b>I.1. Introduction :</b> .....	3
<b>I.2. Le cycle organique de Rankine(ORC) :</b> .....	3
I.2.1. Définition du l'ORC : .....	3
I.2.2. Fonctionnement du cycle de Rankine : .....	3
<b>I.3. Le cycle frigorifique :</b> .....	5
I.3.1. Définition : .....	5
I.3.2. Principe de fonctionnement : .....	5
I.3.3. Choix de fluide : .....	6
I.3.4. Critères thermodynamiques : .....	6
I.3.5. Critères de sécurité : .....	6
I.3.6. Critères économiques : .....	6
I.3.7. Critères environnementaux : .....	6
<b>I.4. Etat de l'art</b> .....	7
<b>I.5. Conclusion :</b> .....	8
<i>Chapitre II : Analyse de cycle combiné</i> .....	8
<b>II.1. Introduction :</b> .....	9
<b>II.2. Rappel thermodynamique :</b> .....	9
II.2.1. Premier principe de la thermodynamique : .....	9
II.2.2. Deuxième principe : .....	10
II.2.3. Cause des irréversibilités .....	10
<b>II.3. Analyse du cycle organique de Rankine / Evans-Perkins :</b> .....	10
<b>II.4. Analyse énergétique et exergétique du cycle de Rankine organique :</b> .....	11
II.4.1. La pompe.....	11
II.4.2. Le bouilleur .....	12
II.4.3. La turbine .....	13
II.4.4. Le condenseur .....	15

<b>II.5. Analyse énergétique et exergetique du cycle frigorifique :</b> .....	<b>15</b>
II.5.1. Le compresseur .....	15
II.5.2. Le condenseur .....	16
II.5.3. Le détendeur.....	17
II.5.4. L'évaporateur : .....	18
<b>II.6. Coefficient de performance global du cycle combiné :</b> .....	<b>19</b>
<b>II.7. Méthodologie :</b> .....	<b>19</b>
<b>II.8. Conclusion :</b> .....	<b>21</b>
<b>Chapitre III : Etude des échangeurs et l'économie de cycle</b> .....	<b>21</b>
<b>III.1. Introduction :</b> .....	<b>22</b>
<b>III.2. Les types d'échangeurs :</b> .....	<b>22</b>
<b>III.3. Équations de base dans la conception :</b> .....	<b>22</b>
<b>III.4. Le coefficient d'échange coté condenseur : [13]</b> .....	<b>23</b>
<b>III.5. Le coefficient d'échange coté bouilleur : [12]</b> .....	<b>24</b>
<b>III.6. Le coefficient d'échange coté évaporateur : [13]</b> .....	<b>25</b>
<b>III.7. Etude économique :</b> .....	<b>26</b>
<b>III.8. Conclusion :</b> .....	<b>27</b>
<b>Chapitre IV : Etude d'un point de fonctionnement</b> .....	<b>27</b>
<b>IV.1. Introduction :</b> .....	<b>28</b>
<b>IV.2. Point de fonctionnement :</b> .....	<b>29</b>
IV.2.1. Analyse d'un point de fonctionnement : .....	29
IV.2.2. Exergies détruites des organes de cycle couplé (ORC-FRIG).....	30
IV.2.3. Les couts de système des organes de cycle combiné (ORC-FRIG) .....	31
IV.2.1. Les surfaces d'échange globale des échangeurs de cycle combiné .....	32
<b>IV.3. Conclusion :</b> .....	<b>32</b>
<b>Chapitre V : Résultats de l'étude paramétrique</b> .....	<b>32</b>
<b>V.1. Introduction :</b> .....	<b>33</b>
<b>V.2. Influence de température ambiante sur les performances de l'installation</b> .....	<b>33</b>
V.2.1. Influence de température ambiante sur le rendement exergetique du bouilleur. ....	33
V.2.2. Influence de température ambiante sur le rendement exergetique du condenseur-ORC. ....	34
V.2.3. Influence de température ambiante sur le rendement exergetique de la pompe. ....	34
V.2.4. Influence de température ambiante sur le rendement exergetique de la turbine. ....	35
V.2.5. Influence de température ambiante sur le rendement exergetique de l'évaporateur. ....	35

V.2.6.	Influence de température ambiante sur le rendement énergetique du compresseur. ....	36
V.2.7.	Influence de température ambiante sur le rendement énergetique du condenseur-FRIG .....	37
V.2.8.	Influence de température ambiante sur le rendement énergetique du système. ....	37
V.2.9.	Influence de température ambiante sur la surface d'échange globale de bouilleur .....	38
V.2.10.	Influence de température ambiante sur la surface d'échange globale de condenseur-ORC. ....	38
V.2.11.	Influence de température ambiante sur la surface d'échange globale de condenseur-FRIG. ....	39
V.2.12.	Influence de température ambiante sur la surface d'échange globale de l'évaporateur. ....	40
V.2.13.	Influence de température ambiante sur le coût de fonctionnement de bouilleur .....	40
V.2.14.	Influence de température ambiante sur le coût de fonctionnement de condenseur-ORC .....	41
V.2.15.	Influence de température ambiante sur le coût de fonctionnement de la pompe .....	42
V.2.16.	Influence de température ambiante sur le coût de fonctionnement de la turbine .....	42
V.2.17.	Influence de température ambiante sur le coût de fonctionnement de compresseur .....	43
V.2.18.	Influence de température ambiante sur le coût de fonctionnement de condenseur-FRIG .....	43
V.2.19.	Influence de température ambiante sur le coût de fonctionnement de l'évaporateur .....	44
V.2.20.	Influence de température ambiante sur le coût de fonctionnement total et le coût fonctionnement du cycle de vie : .....	45
<b>V.3.</b>	<b>Influence de température d'évaporation sur les performances de l'installation .....</b>	<b>46</b>
V.3.1.	Influence de température d'évaporation sur le rendement énergetique de bouilleur. ....	46
V.3.2.	Influence de température d'évaporation sur le rendement énergetique de condenseur-ORC.....	46
V.3.3.	Influence de température d'évaporation sur les rendement énergetique de la pompe et la turbine de cycle organique de Rankine .....	47
V.3.4.	Influence de température d'évaporation sur le rendement énergetique du compresseur .....	48
V.3.5.	Influence de température d'évaporation sur le rendement énergetique du condenseur-FRIG.....	49
V.3.6.	Influence de température d'évaporation sur le rendement exergetique de l'évaporateur .....	49
V.3.7.	Influence de température d'évaporation sur le rendement énergetique du système. ....	50
V.3.8.	Influence de température d'évaporation sur la surface d'échange globale de bouilleur.....	51
V.3.9.	Influence de température d'évaporation sur la surface d'échange globale de condenseur-ORC ..	51
V.3.10.	Influence de température d'évaporation sur la surface d'échange globale de condenseur-FRIG et l'évaporateur.....	52
V.3.11.	Influence de température d'évaporation sur le coût de fonctionnement du bouilleur .....	53
V.3.12.	Influence de température d'évaporation sur le coût de fonctionnement du condenseur-ORC .....	54
V.3.13.	Influence de température d'évaporation sur les coûts de fonctionnement de la pompe et la turbine 55	
V.3.14.	Influence de température d'évaporation sur le coût de fonctionnement de condenseur-FRIG.....	56
V.3.15.	Influence de température d'évaporation sur le coût de fonctionnement de l'évaporateur .....	56
V.3.16.	Influence de température d'évaporation sur le coût de fonctionnement de compresseur .....	57
V.3.17.	Influence de température d'évaporation sur les coûts de fonctionnement totale et le cycle de vie. 58	
<b>V.4.</b>	<b>Influence de la température à l'entrée de la turbine sur les performances de l'installation : .....</b>	<b>59</b>
V.4.1.	Influence de la température à l'entré turbine sur le rendement exergetique du bouilleur : .....	59

V.4.2.	Influence de la température à l'entré turbine sur le rendement exergetique du condenseur du cycle ORC :	57
V.4.3.	Influence de la température à l'entré turbine sur le rendement exergetique du la pompe : .....	57
V.4.4.	Influence de la température à l'entré turbine sur le rendement exergetique du la turbine : .....	58
V.4.5.	Influence de la température à l'entré turbine sur le rendement exergetique du compresseur : .....	59
V.4.6.	Influence de la température à l'entré turbine sur le rendement exergetique du condenseur du cycle FRIG :	59
V.4.7.	Influence de la température à l'entré turbine sur le rendement exergetique d'évaporateur : .....	60
V.4.8.	Influence de la température à l'entré turbine sur le rendement exergetique du système : .....	61
V.4.9.	Influence de la température à l'entré turbine sur la surface d'échange du bouilleur : .....	61
V.4.10.	Influence de la température à l'entré turbine sur la surface d'échange du condenseur du cycle ORC :	62
V.4.11.	Influence de la température à l'entré turbine sur la surface d'échange du condenseur du cycle FRIG :	63
V.4.12.	Influence de la température à l'entré turbine sur la surface d'échange du l'évaporateur : .....	63
V.4.13.	Influence de la température à l'entré turbine sur le coût de fonctionnement de bouilleur : .....	64
V.4.14.	Influence de la température à l'entré turbine sur le coût de fonctionnement de condenseur ORC :	65
V.4.15.	Influence de la température à l'entré turbine sur le coût de fonctionnement de la pompe : .....	65
V.4.16.	Influence de la température à l'entré turbine sur le coût de fonctionnement de la turbine : .....	66
V.4.17.	Influence de la température à l'entré turbine sur le coût de fonctionnement de condenseur VCRC :	67
V.4.18.	Influence de la température à l'entré turbine sur le coût de fonctionnement d'évaporateur : .....	67
V.4.19.	Influence de la température à l'entré turbine sur le coût de fonctionnement de compresseur : .....	68
V.4.20.	Influence de la température à l'entré turbine sur le coût de fonctionnement totale : .....	69
V.4.21.	Influence de la température à l'entré turbine sur le coût de cycle de vie : .....	69
<b>V.5.</b>	<b>Influence de la pression de génération sur les performances de l'installation : .....</b>	<b>70</b>
V.5.1.	Influence de la pression de génération sur le rendement exergetique de bouilleur : .....	70
V.5.2.	Influence de la pression de génération sur le rendement exergetique de condenseur ORC : .....	71
V.5.3.	Influence de la pression de génération sur le rendement exergetique de la pompe : .....	72
V.5.4.	Influence de la pression de génération sur le rendement exergetique de la turbine : .....	72
V.5.5.	Influence de la pression de génération sur le rendement exergetique de compresseur : .....	73
V.5.6.	Influence de la pression de génération sur le rendement exergetique de condenseur FRIG : .....	74
V.5.7.	Influence de la pression de génération sur le rendement exergetique d'évaporateur: .....	74
V.5.8.	Influence de la pression de génération sur le rendement exergetique de système : .....	75
V.5.9.	Influence de la pression de génération sur la surface d'échange de bouilleur .....	76
V.5.10.	Influence de la pression de génération sur la surface d'échange de condenseur ORC : .....	76
V.5.11.	Influence de la pression de génération sur la surface d'échange de condenseur VCRC : .....	77
V.5.12.	Influence de la pression de génération sur la surface d'échange de l'évaporateur : .....	78
V.5.13.	Influence de la pression de génération sur le coût de fonctionnement de bouilleur : .....	78
V.5.14.	Influence de la pression de génération sur le coût de fonctionnement de condenseur ORC : .....	79
V.5.15.	Influence de la pression de génération sur le coût de fonctionnement de la pompe : .....	80

V.5.16. Influence de la pression de génération sur le coût de fonctionnement de la turbine : .....	80
V.5.17. Influence de la pression de génération sur le coût de fonctionnement de compresseur : .....	81
V.5.18. Influence de la pression de génération sur le coût de fonctionnement de condenseur FRIG : .....	82
V.5.19. Influence de la pression de génération sur le coût de fonctionnement d'évaporateur .....	82
V.5.20. Influence de la pression de génération sur le coût de fonctionnement totale : .....	83
V.5.21. Influence de la température à l'entrée turbine sur le coût de cycle de vie : .....	84
<b>V.6. Conclusion .....</b>	<b>84</b>
<b><i>Conclusion générale.....</i></b>	<b>85</b>
<b><i>Références bibliographiques.....</i></b>	<b>87</b>

# Liste des figures

<b>Figure I-1</b> Schéma du cycle organique de Rankine [3] .....	4
<b>Figure I-2</b> Diagramme T-S du cycle organique de Rankine [3] .....	4
<b>Figure I-3</b> Schéma du cycle frigorifique [3] .....	5
<b>Figure I-4</b> Diagrammes T-S du cycle frigorifique [3] .....	6
<b>Figure II-1</b> Premier principe [3] .....	10
<b>Figure II-2</b> Schéma de l'installation Rankine/Evans-Perkins .....	11
<b>Figure II-3</b> Schéma d'une pompe .....	11
<b>Figure II-4</b> Schéma d'un brouilleur .....	13
<b>Figure II-5</b> Schéma d'une turbine .....	14
<b>Figure II-6</b> Schéma d'un condenseur ORC .....	15
<b>Figure II-7</b> Schéma du compresseur .....	16
<b>Figure II-8</b> Schéma du condenseur ORC .....	17
<b>Figure II-9</b> Schéma du détendeur .....	17
<b>Figure II-10</b> Schéma d'un évaporateur .....	18
<b>Figure.IV-1</b> Taux d'exergies détruites dans chacun des organes de cycle combiné .....	31
<b>Figure.IV-2</b> Histogramme des couts dans chacun des organes de cycle combiné .....	31
<b>Figure.IV-3</b> : Histogramme des surfaces d'échange globale des échangeurs dans chacun des organes de cycle combiné (ORC-FRIG) .....	32
<b>Figure V-1</b> Effet de la température ambiante sur le rendement exergetique de bouilleur .....	33
<b>Figure V-2</b> Effet de la température ambiante sur le rendement exergetique de condenseur-ORC .....	34
<b>Figure V-3</b> Effet de la température ambiante sur le rendement exergetique de la pompe .....	34
<b>Figure V-4</b> Effet de la température ambiante sur le rendement exergetique de la turbine .....	35
<b>Figure V-5</b> Effet de la température ambiante sur le rendement exergetique de l'évaporateur .....	36
<b>Figure V-6</b> Effet de la température ambiante sur le rendement exergetique de compresseur .....	36
<b>Figure V-7</b> Effet de la température ambiante sur le rendement exergetique du condenseur de la machine frigorifique .....	37
<b>Figure V-8</b> Effet de la température ambiante sur le rendement exergetique du système. ....	37
<b>Figure V-9</b> Effet de la température ambiante sur la surface d'échange globale de bouilleur .....	38
<b>Figure V-10</b> Effet de la température ambiante sur la surface d'échange globale de condenseur-ORC .....	38
<b>Figure V-11</b> Effet de la température ambiante sur la surface d'échange globale de condenseur-FRIG .....	39
<b>Figure V-12</b> Effet de la température ambiante sur la surface d'échange globale de l'évaporateur .....	40
<b>Figure V-13</b> Effet de la température ambiante sur le coût de fonctionnement de bouilleur .....	41
<b>Figure V-14</b> Effet de la température ambiante sur le coût de fonctionnement de condenseur-ORC .....	41
<b>Figure V-15</b> Effet de la température ambiante sur le coût de fonctionnement de la pompe .....	42
<b>Figure V-16</b> Effet de la température ambiante sur le coût de fonctionnement de la turbine .....	42
<b>Figure V-17</b> Effet de la température ambiante sur le coût de fonctionnement de compresseur .....	43
<b>Figure V-18</b> Effet de la température ambiante sur le coût de fonctionnement de condenseur-FRIG .....	44
<b>Figure V-19</b> Effet de la température ambiante sur le coût de fonctionnement de l'évaporateur .....	44
<b>Figure V-20</b> Effet de la température ambiante sur le coût de fonctionnement total .....	45
<b>Figure V-21</b> Effet de la température ambiante sur le coût de fonctionnement du cycle de vie .....	45
<b>Figure V-22</b> Effet de la température d'évaporation sur le rendement exergetique de bouilleur .....	46
<b>Figure V-23</b> Effet de la température d'évaporation sur le rendement exergetique de condenseur-ORC .....	47
<b>Figure V-24</b> Effet de la température d'évaporation sur le rendement exergetique de la pompe .....	47
<b>Figure V-25</b> Effet de la température d'évaporation sur le rendement exergetique de la turbine .....	48
<b>Figure V-26</b> Effet de la température d'évaporation sur le rendement exergetique du compresseur .....	48
<b>Figure V-27</b> Effet de la température d'évaporation sur le rendement exergetique du condenseur-FRIG .....	49
<b>Figure V-28</b> Effet de la température d'évaporation sur le rendement exergetique de l'évaporateur .....	50
<b>Figure V-29</b> Effet de la température d'évaporation sur le rendement exergetique du système .....	50
<b>Figure V-30</b> Effet de la température d'évaporation sur la surface d'échange globale de bouilleur .....	51

<b>Figure V-31</b>	Effet de la température d'évaporation sur la surface d'échange globale de condenseur-ORC .....	52
<b>Figure V-32</b>	Effet de la température d'évaporation sur la surface d'échange globale de condenseur-FRIG .....	52
<b>Figure V-33</b>	Effet de la température d'évaporation sur la surface d'échange globale de l'évaporateur.....	53
<b>Figure V-34</b>	Effet de la température d'évaporation sur le coût de fonctionnement du bouilleur .....	54
<b>Figure V-35</b>	Effet de la température d'évaporation sur le coût de fonctionnement du condenseur-ORC.....	54
<b>Figure V-36</b>	Effet de la température d'évaporation sur le coût de fonctionnement de la pompe .....	55
<b>Figure V-37</b>	Effet de la température d'évaporation sur le coût de fonctionnement de la turbine.....	55
<b>Figure V-38</b>	Effet de la température d'évaporation sur le coût de fonctionnement de condenseur-FRIG .....	56
<b>Figure V-39</b>	Effet de la température d'évaporation sur le coût de fonctionnement de l'évaporateur .....	57
<b>Figure V-40</b>	Effet de la température d'évaporation sur le coût de fonctionnement du compresseur .....	57
<b>Figure V-41</b>	Effet de la température d'évaporation sur le coût de fonctionnement totale.....	58
<b>Figure V-42</b>	Effet de la température d'évaporation sur le coût de fonctionnement du cycle de vie .....	58
<b>Figure V-43</b>	variation du rendement exergetique du bouilleur en fonction de la température à l'entrée turbine.	59
<b>Figure V-44</b>	variation du rendement exergetique du condenseur ORC en fonction de la température à l'entrée turbine. ....	57
<b>Figure V-45</b>	variation du rendement exergetique de la pompe en fonction de la température à l'entrée turbine.	58
<b>Figure V-46</b>	variation du rendement exergetique du la turbine en fonction de la température à l'entrée turbine.	58
<b>Figure V-47</b>	variation du rendement exergetique du compresseur en fonction de la température à l'entrée turbine. ....	59
<b>Figure V-48</b>	variation du rendement exergetique du condenseur FRIG en fonction de la température à l'entrée turbine .....	60
<b>Figure V-49</b>	variation du rendement exergetique d'évaporateur en fonction de la température à l'entrée turbine. ....	60
<b>Figure V-50</b>	Variation du rendent exergetique du système combiné en fonction de la température à l'entré turbine. ....	61
<b>Figure V-51</b>	variation du la surface d'échange de bouilleur en fonction de la température à l'entrée turbine. ....	62
<b>Figure V-52</b>	variation du la surface d'échange du condenseur ORC en fonction de la température à l'entrée turbine. ....	62
<b>Figure V-53</b>	variation du la surface d'échange du condenseur FRIG en fonction de la température à l'entrée turbine. ....	63
<b>Figure V-54</b>	variation du la surface d'échange d'évaporateur en fonction de la température à l'entrée turbine. .	64
<b>Figure V-55</b>	variation de coût du fonctionnement du bouilleur en fonction de la température à l'entrée turbine.	64
<b>Figure V-56</b>	variation de coût du fonctionnement de condenseur ORC en fonction de la température à l'entrée turbine .....	65
<b>Figure V-57</b>	variation de coût du fonctionnement de la pompe en fonction de la température à l'entrée turbine.	66
<b>Figure V-58</b>	variation de coût du fonctionnement de la turbine en fonction de la température à l'entrée turbine. ....	66
<b>Figure V-59</b>	variation de coût du fonctionnement de condenseur FRIG en fonction de la température à l'entrée turbine. ....	67
<b>Figure V-60</b>	variation de coût du fonctionnement d'évaporateur en fonction de la température à l'entrée turbine. ....	68
<b>Figure V-61</b>	variation de coût du fonctionnement de compresseur en fonction de la température à l'entrée turbine. ....	68
<b>Figure V-62</b>	variation de coût du fonctionnement totale en fonction de la température à l'entrée turbine. ....	69
<b>Figure V-63</b>	variation de coût du cycle de vie en fonction de la température à l'entrée turbine. ....	70
<b>Figure V-64</b>	variation du rendement exergetique de bouilleur en fonction de la pression de génération .....	71
<b>Figure V-65</b>	variation du rendement exergetique de condenseur ORC en fonction de la pression de génération	71
<b>Figure V-66</b>	variation du rendement exergetique de la pompe en fonction de la pression de génération .....	72
<b>Figure V-67</b>	variation du rendement exergetique de la turbine en fonction de la $P_b$ .....	73
<b>Figure V-68</b>	variation du rendement exergetique de compresseur en fonction de la $P_b$ .....	73
<b>Figure V-69</b>	variation du rendement exergetique de condenseur FRIG en fonction de la pression de génération	74
<b>Figure V-70</b>	variation du rendement exergetique d'évaporateur en fonction de la $P_b$ .....	75
<b>Figure V-71</b>	variation du rendement exergetique de système en fonction de la pression de génération .....	75
<b>Figure V-72</b>	variation de la surface d'échange de bouilleur en fonction de la pression de génération .....	76
<b>Figure V-73</b>	variation de la surface d'échange de condenseur ORC en fonction de la pression de génération ...	77
<b>Figure V-74</b>	variation de la surface d'échange de condenseur FRIG en fonction de la pression de génération ..	77
<b>Figure V-75</b>	variation de la surface d'échange d'évaporateur en fonction de la pression de génération .....	78
<b>Figure V-76</b>	variation de coût de fonctionnement de bouilleur en fonction de la $P_b$ .....	79

<b>Figure V-77</b> variation de coût de fonctionnement de condenseur ORC en fonction de la pression de génération	79
<b>Figure V-78</b> variation de coût de fonctionnement de la pompe en fonction de la pression de génération	80
<b>Figure V-79</b> variation de coût de fonctionnement de la turbine en fonction de la pression de génération	81
<b>Figure V-80</b> variation de coût de fonctionnement de compresseur en fonction de la pression de génération	81
<b>Figure V-81</b> variation de coût de fonctionnement de condenseur FRIG en fonction de la pression de génération	82
<b>Figure V-82</b> variation de coût de fonctionnement d'évaporateur en fonction de la pression de génération	83
<b>Figure V-83</b> variation de coût du fonctionnement totale en fonction de la pression de génération	83
<b>Figure V-84</b> variation de coût du fonctionnement totale en fonction de la température à l'entrée turbine.	84

## Liste des tableaux

<b>Tableau III-1</b> : Paramètres des coefficients	27
<b>Tableau IV-1</b> : Paramètres initiaux	29
<b>Tableau IV-2</b> : Données de conception initiale des échangeurs (S.Kakaç, J.P.holtman)	29
<b>Tableau IV-3</b> : Les valeurs paramétriques de chaque point	29
<b>Tableau IV-4</b> : valeurs de rendement, puissance et coût de fonctionnement de chaque organe	30
<b>Tableau IV-5</b> : Surface d'échange de chaleur de chaque échangeur	30
<b>Tableau IV-6</b> : les paramètres de fonctionnement du système pour un point fixe	32
<b>Tableau V-1</b> : Paramètres de fonctionnement pour l'influence de température ambiante sur les performances de l'installation	33
<b>Tableau V-2</b> : Paramètres de fonctionnement pour l'influence de <i>Tit</i>	59
<b>Tableau V-3</b> : Paramètres de fonctionnement pour l'influence de la pression de génération	70

# Nomenclature

Variables	Désignations	Unités
A	Surface d'échange globale	$m^2$
$c_p$	Chaleur spécifique à pression constante	$J/kg\ K$
C	Le coût de fonctionnement	\$
$C_i^{el}$	Fuel exergie	$\$/ (kWh)$
COP	Coefficient de performance	[-]
COP <sub>g</sub>	Coefficient de performance global	[-]
$\dot{E}$	Taux d'exergie	$W$
F	Facteur de correction	[-]
Fr	Nombre de Froude	[-]
G	Flux massique	$kg/m^2$
g	Accélération gravitationnelle	$m/s^2$
h	Enthalpie spécifique	$kJ/kg$
$\dot{h}$	Coefficient de transfert de chaleur	$W/K\ m^2$
i	Taux d'intérêt du système	%
k	Conductivité thermique	$W/m\ K$
$\dot{m}$	Débit massique	$kg/s$
n	Durée de vie de système	[-]
Nu	Nombre de Nuselt	[-]
p	Périmètre	$m$
P	Pression	$kPa$
$P_b$	Pression de génération	$kPa$
Pr	Nombre de Prandtl	[-]
$\dot{Q}$	Puissance calorifique	$kW$
$\dot{Q}_b$	La puissance de bouilleur	$kW$
$R_f$	Résistance de l'encrassement	$m^2 \cdot K/W$
Re	Nombre de Reynolds	[-]
S	Section	$m^2$
$\dot{S}$	Taux d'entropie	$kW/K$
T	Température	Kelvin
t	Épaisseur	$m$
$T_g$	Température de de saturation	$K$
$T_w$	Température de la paroi	$K$
$t_{op}$	Nombre d'heure de fonctionnement en un an	[-]
U	Coefficient d'échange de chaleur globale	$W/(m^2 \cdot K)$
v	La vitesse	$m/s$
w	Travail	$kJ$
$\dot{W}$	Puissance	$W$
X <sub>tt</sub>	Paramètre de Lockart-Martinelli	[-]
$\Delta T_{overall}$	La différence logarithmique moyenne de température	[K]

<b>Indices et exposants</b>	<b>Désignations</b>
<b>0</b>	<b>référence</b>
<b>1,2,3,4,5,6,7,8</b>	<b>Positions des ponts du cycle</b>
<b>a</b>	<b>Ambiante</b>
<b>bouil</b>	<b>Bouilleur</b>
<b>cond</b>	<b>Condenseur</b>
<b>det</b>	<b>Détruite</b>
<b>evap</b>	<b>Evaporateur</b>
<b>g</b>	<b>Gaz</b>
<b>gen</b>	<b>Généré</b>
<b>in</b>	<b>Entré</b>
<b>i</b>	<b>Interne</b>
<b>l</b>	<b>Liquide</b>
<b>out</b>	<b>Sortie</b>
<b>p</b>	<b>Pompe</b>
<b>rev</b>	<b>Réversible</b>
<b>sys</b>	<b>Système</b>
<b>tur</b>	<b>Turbine</b>

<b>Symboles Greek</b>	<b>Désignations</b>	<b>Unités</b>
<b><math>\nu</math></b>	<b>Viscosité cinématique</b>	<b><math>m^2 / s</math></b>
<b><math>\mu</math></b>	<b>Viscosité dynamique</b>	<b><math>Pa \cdot s</math></b>
<b><math>\rho</math></b>	<b>Volume massique</b>	<b><math>kg/m^3</math></b>
<b><math>\eta</math></b>	<b>Rendement</b>	<b>%</b>
<b><math>\eta_{ex}</math></b>	<b>Rendement exergetique</b>	<b>%</b>

<b>Abréviations</b>	<b>Désignations</b>
<b>FRIG</b>	<b>Cycle Frigorifique à compression de vapeur</b>
<b>ORC</b>	<b>Cycle de Rankine</b>
<b>SPE</b>	<b>Société de production d'électricité</b>
<b>TAG</b>	<b>Turbine à gaz</b>
<b>DAR</b>	<b>La réfrigération par absorption</b>
<b>AER</b>	<b>Analyse exergetique avancée</b>

## **Abstract :**

Dans ce manuscrit, nous allons faire une étude des performances d'une installation qui a pour but de produire du froid à l'aide d'un cycle frigorifique alimenté par un cycle organique de Rankine qui va actionner le compresseur de la machine à compression de vapeur. La source d'énergie consommée par le compresseur est souvent non renouvelable. Cependant, il est important d'opter à utiliser des ressources d'énergie renouvelables ou exploiter l'énergie des rejets thermiques afin de les convertir en une énergie noble utilisable pour l'alimentation des systèmes de production du froid autonomes.

A travers des deux logiciels MATLAB et NIST-REFPROP, une programmation des bilans énergétique et exergo-économique seront développée afin de voir l'influence des paramètres de fonctionnement sur les performances de l'installation.

In this manuscript, we will study the performance of an installation that aims to produce cold using a refrigeration cycle fed by an organic Rankine cycle that will drive the compressor of the vapor 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 in order to convert them into a noble energy usable for the supply of autonomous cold production systems.

Through MATLAB and NIST-REFPROP software, a programming of energy and exergo-economic balances will be developed in order to see the influence of the operating parameters on the performance of the installation.

# Introduction générale

Avec la progression démographique et le développement économique, le monde d'aujourd'hui est confronté à des défis énergétiques et environnementaux. L'utilisation d'énergie thermique de faible qualité peut réduire considérablement la consommation d'énergie traditionnelle et réduire la pollution de l'environnement. À cet égard, les machines frigorifiques suscitent un intérêt considérable en tant que méthode de récupération d'énergie thermique à bas niveau. [1]

Les systèmes de production du froid consomment une importante énergie mécanique produite à partir des énergies renouvelable (Energie solaire, géothermie), énergie fossile (gaz, pétrole et charbon) et à travers les rejets thermiques appelés aussi chaleur fatale, ce type de pollution est causé par les mécanismes de refroidissement des industries et centrales énergétiques qui se traduisent par des rejets chauds dans l'environnement. La génération de froid thermiquement activé peut être réalisée par l'absorption et adsorption, séchage, thermoélectrique et compression de vapeur alimentés par le cycle thermoélectrique de Rankine et réfrigération à compression de vapeur (FRIG) alimentée par le cycle de Rankine (ORC).

Dans notre pays, les machines frigorifiques jouent un rôle primordial dans le développement et le renforcement des capacités énergétique et exergetique, Elles sont utilisées dans la production de l'énergie électrique, dans le domaine de transport et de l'alimentation, ce qui donne à ces systèmes une importance dans l'économie nationale.

L'objectif de notre travail est de faire fonctionner le système ORC- FRIG avec des rejets thermiques et étudier aussi les performances énergétiques, exergetique et économique de notre machine sur différents paramètres de travail tels que la température ambiante, la température d'évaporation, et la pression de génération. En outre un couplage de logiciels informatiques NIST-REFPROP et MATLAB, vont être mis en emploi pour bien couvrir toute la gamme des variables prises en considération.

Pour assurer le fonctionnement gratuit de la machine, la valorisation, la récupération et l'exploitation des rejets thermiques des centrales thermoélectriques est une solution fiable et efficace à cause de la puissance dégagée vers le milieu extérieur. A titre d'exemple les rejets thermiques de la centrale combiné de Cap-Djenet sont environs de 720 kg/s avec une température d'environ 86°C, et les rejets thermiques de TAG installée pour les productions d'électricité sont à une température supérieure à 300°C. Donc il est très nécessaire de valoriser

et exploité cette puissance dégagée pour produire du froid sans consommé de l'énergie électrique.

Ce mémoire est constitué d'une introduction, cinq chapitres et une conclusion générale.

- Le premier chapitre comporte le principe et les processus de fonctionnement du cycle de Rankine organique et du cycle frigorifique et une revue bibliographique sur les systèmes frigorifique et organique munie d'un historique.
- Dans le deuxième chapitre on a décrit principalement l'analyse thermodynamique et la modélisation des différents organes de l'installation.
- Le troisième chapitre est principalement dédié à une analyse économique et étude sur les échangeurs de cycle combiné.
- Le quatrième chapitre est consacré pour l'étude d'un point de fonctionnement et présentation des résultats.
- Enfin le cinquième et dernier chapitre consiste à interpréter les résultats obtenus par notre programme concernant l'effet de différents paramètres, tel que la température ambiante et la température d'évaporation, ainsi la pression de génération sur les performances de l'installation.

# **Chapitre I :**

## **Généralités et état de l'art**

### **I.1. Introduction :**

La production de froid est un qualificatif relatif aux transferts thermiques (appelé réfrigération), son principe c'est tout simplement absorber de la chaleur à une température inférieure à la température ambiante. Pour bien comprendre le fonctionnement des réfrigérateurs, il est nécessaire de comprendre certains principes physiques et quelques lois fondamentales de la thermodynamique. Le passage du chaud au froid ne peut pas se produire spontanément, c'est pourquoi nous utilisons des machines à fluide frigorigène pour obtenir l'effet désiré. Le principe des machines frigorifiques c'est le changement d'état (vapeur, liquide) de leurs fluides frigorigènes. Il existe plusieurs façons d'obtenir cet effet :

- La compression
- L'absorption
- La désorption chimique.
- L'éjection
- ....

Le choix adéquat pour cette source du froid doit faire l'objet d'une étude rigoureuse de façon que les paramètres de fonctionnement influencent positivement le système.

### **I.2. Le cycle organique de Rankine(ORC) :**

#### **I.2.1. Définition du l'ORC :**

Le cycle de Rankine est un cycle thermodynamique idéalisé d'un moteur thermique à pression constante qui convertit une partie de la chaleur en travail mécanique. Dans ce cycle la chaleur est fournie de l'extérieure à une boucle fermée, en utilisons un fluide de travail qui subit le changement de phase d'une phase liquide à une phase vapeur et vice versa. [2]

Ce cycle composé de deux transformations isobares et deux transformations adiabatiques. Il se rapproche du cycle de Carnot. 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. [3]

#### **I.2.2. Fonctionnement du cycle de Rankine :**

Le cycle de Rankine, qui est l'un des cycles thermodynamiques les plus courants dans les centrales thermiques est comparable au cycle à vapeur d'eau de Rankine mais le fluide de travail est un composant organique.

Dans ce cycle, on utilise un fluide condensable qui est refroidi à une pression et une température suffisante pour qu'il soit entièrement liquéfié avant compression. Dans ces conditions, le travail de compression devient quasiment négligeable devant le travail de détente.

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. [3]

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

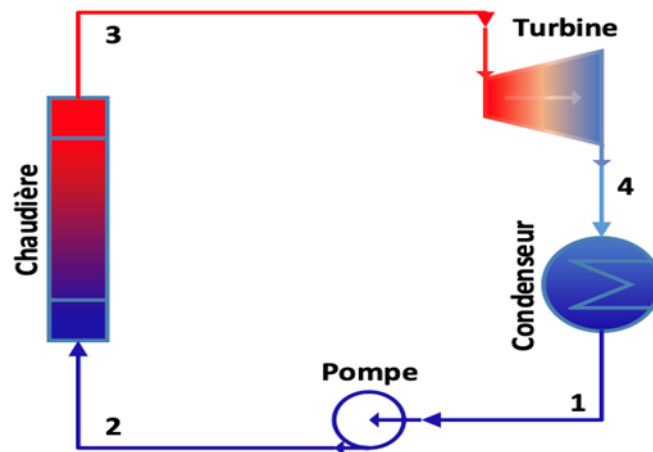


Figure I-1 Schéma du cycle organique de Rankine [3]

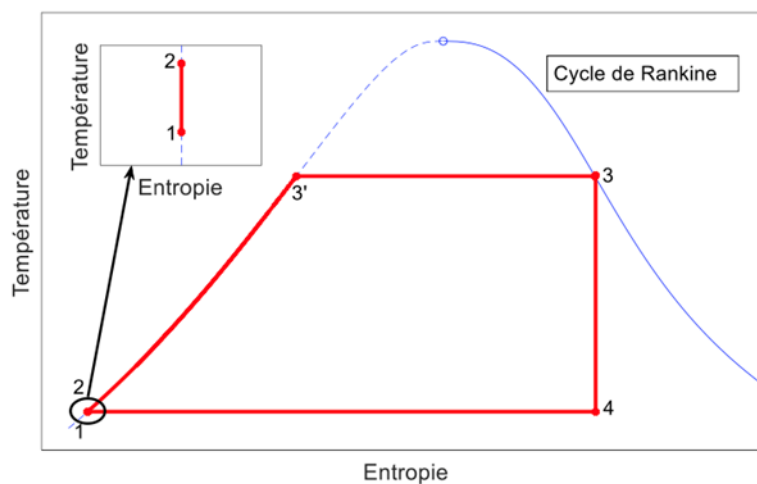


Figure I-2 Diagramme T-S du cycle organique de Rankine [3]

### I.3. Le cycle frigorifique :

#### I.3.1. Définition :

Le cycle frigorifique aussi nommé cycle thermodynamique, est le circuit qui permet de faire passer le fluide frigorigène dans différents états compression, condensation, détente, évaporation utilise les propriétés physiques d'un fluide pour assurer un transfert de chaleur ou d'énergie. En effet, ce dernier peut être gazeux ou liquide selon la pression exercée par le compresseur et le détenteur. Ce sont ces modulations de pressions qui permettent des changements au niveau de la température de vos appareils.

L'objectifs des machines frigorifiques 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. [3]

#### I.3.2. 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 détenteur. 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.

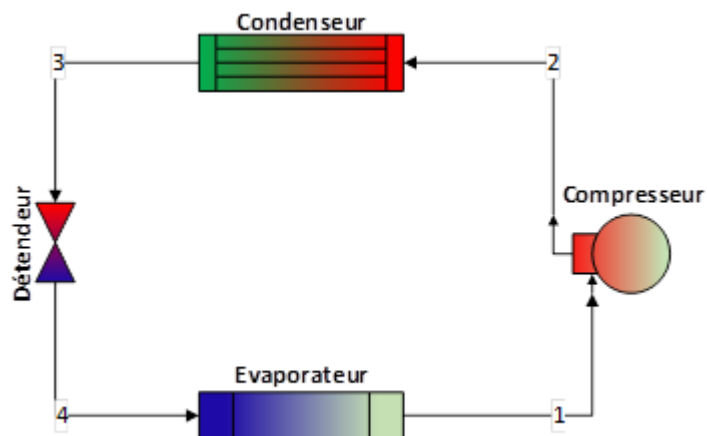
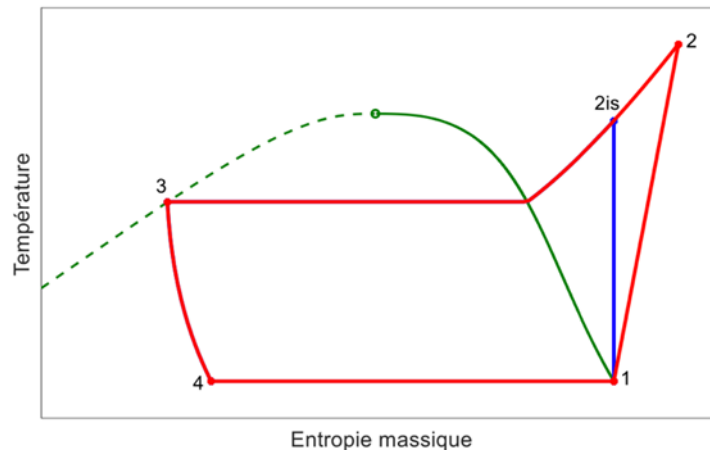


Figure I-3 Schéma du cycle frigorifique [3]



**Figure I-4** Diagrammes T-S du cycle frigorifique [3]

### I.3.3. Choix de fluide :

Le fluide frigorigène est l'un des composants essentiels du cycle frigorifique, car c'est lui qui permet de le mettre en œuvre. En Le choisit à partir de son utilisation et s'effectue en fonction de plusieurs critères : sa sécurité d'usage, son coût économique, son impact environnemental et ses qualités thermodynamiques.

### I.3.4. Critères thermodynamiques :

- Puissance calorifique volumétrique élevée.
- Température critique élevée.
- Température normale d'ébullition très basse.
- Pression adaptée aux matériels et aux conditions d'utilisation.
- Stabilité chimique et thermique. [4]

### I.3.5. Critères de sécurité :

- Non inflammable.
- Non toxique pour l'humain à faible concentration. [4]

### I.3.6. Critères économiques :

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

### I.3.7. Critères environnementaux :

Sur la couche d'ozone :

La couche d'ozone permet d'arrêter en partie les rayons ultra-violet. Le chlore contenu dans certains fluides frigorigènes détruit la couche d'ozone. Une dégradation importante de la couche d'ozone implique une action nocive des rayons ultraviolets directement sur la vie sur terre. Pour

quantifier cette nocivité un coefficient nommé ODP dont la référence est le R11 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  $CO_2$  avec un GWP=1, plus ce chiffre est élevé plus le fluide est nocif [4]

### I.4. Etat de l'art

Les cycle de réfrigération à compression de vapeur (FRIG) et organique de Rankine (ORC) sont des systèmes bien établis et la technologie de réfrigération la plus largement utilisée son coefficient de performance (COP) est élevé et nécessite un minimum d'entretien. Ces cycles thermodynamiques permis de produire de l'énergie mécanique à partir de la chaleur à basse température ou une énergie récupérée, beaucoup de recherches, analyses et améliorations ont été effectués ces dernières années et de plus en plus d'applications concrètes sont réalisés sur ces machines de production du froid autonome.

En raison de la demande croissante d'énergie et de la déclaration internationale sur le carbone, l'utilisation de la chaleur perdue par étapes, ce que l'on appelle l'utilisation de la chaleur en cascade et devenu indispensable, Un tel système est constitué d'équipements thermiques connectés en série, dans lesquels la température de la source de chaleur est supérieure à celle de l'air ambiant. Le modèle numérique de l'ORC est développé et validé expérimentalement pour garantir le réalisme de la simulation.

L'analyse exergetique avancée (AEA) est une analyse utilisée pour assimiler les causes endogènes et exogènes de l'abolition d'exergie se produisant dans les composants du système. Le système de réfrigération à compression de vapeur (VCR) est un système bien construit et la technologie de réfrigération la plus largement exploitée. Son coefficient de performance (COP) est élevé et nécessite un minimum d'entretien. AEA nous fournit un outil moderne pour identifier la cause première de l'incompétence des composants du système qui entraîne la réduction de l'efficacité exergetique du système.

Le choix approprié des conditions de fonctionnement pour le composant entraîne une réduction de 32,19% de l'exergie totale taux de destruction. Le condenseur constitue la fraction majeure (33,43 %) du taux de destruction d'exergie endogène suivi par l'évaporateur ORC (22,83%).

Le système en cascade multigénérationnel utilisant l'énergie géothermique avec Récupération à froid est un nouveau système énergétique intégré basé sur une source de chaleur géothermique et un puits de chaleur au gaz naturel liquéfié est proposé dans cette étude pour fournir simultanément chauffage, refroidissement, électricité et eau potable. Méthodes énergétiques, exergetique et exergo-économique sont utilisés pour analyser le système proposé.

**Boyaghchi** et **Safari** [5] en 2017 ont combiné des systèmes pour produire de l'électricité et du froid, dont deux cycles de Rankine organique et une unité de regazéification de gaz naturel liquéfié, le système est actionné par l'énergie géothermique. Ils ont évalué et optimisé le système d'une façon thermodynamiques et exergo-économiques avancées.

Une nouvelle configuration d'un système combiné de production d'électricité et de froid reposant sur la réfrigération à compression de vapeur (VCR) a été introduite par **Mahmoudan et al** [6] (2020). Le système a fourni une puissance électrique nette à 3810 kW et charge frigorifique de 303,8 kW, avec des efficacités énergétique et exergetique respectivement de 46,1 % et 40,57 %,

**Wang et al** [7] (2021) ont utilisé des rejets thermiques de turbine à gaz pour produire du froid et du chauffage. Ces travaux sont des types techno-économique et environnementale. La production du froid est assurée par un cycle frigorifique compression de vapeur supercritique au  $CO_2$  actionnée par un ORC. Les résultats ont indiqué le point optimal dont les efficacités énergétique et exergetique sont respectivement de 67,88 % et 42,62 %, avec un taux de coût total de 10,60 \$/h, et émissions globales de  $CO_2$  de 923,55 kt.

La réfrigération par absorption (DAR) produisant du froid en exploitant de la chaleur perdue ou de l'énergie renouvelable au lieu de l'électricité. Les DAR sont largement utilisés dans les grandes installations de congélateurs, les supermarchés, les hôtels, etc. En 2021 (**Su et al.**) [8] ont analysé que le fluide de travail est entouré de trois dispositifs, à savoir,  $NH_3$  comme réfrigérant,  $H_2O$  comme absorbeur, et soit de l'hélium ou de l'hydrogène comme gaz inerte de support essentiel pour diminuer la pression partielle du fluide frigorigène dans l'évaporateur par évaporation à basse température. La récupération des rejets thermiques est l'un des moyens les plus importants pour économiser l'énergie, d'améliorer les performances et réduire les émissions de gaz à effet de serre.

D'autres méthodes se sont concentrées sur l'utilisation des rejets thermiques des moteurs à combustion interne pour assurer la climatisation et/ou la réfrigération. **Yang et al.** (2021) [9] ont proposé un système pour récupérer les rejets thermiques a faible température d'un moteur à combustion interne (entre 90 et 150 °C) qui consiste en deux sous-systèmes, où la chaleur récupérée est utilisée pour faire fonctionner le système frigorifique en cascade a absorption  $LiBr/H_2O$  et le cycle a compression transcritique au  $CO_2$ .

La performance thermodynamique du système ORC-VCR utilisant des hydrocarbures comme fluides de travail. Le système est alimenté par une source de chaleur hybride composée d'un capteur solaire et d'un système de brûleur à biomasse. Il est mieux performé en utilisant l'heptane comme fluide de travail. [10]

### I.5. Conclusion :

Le cycle organique de Rankine (ORC) et le cycle frigorifique sont des systèmes technologiques et économiques qui décrit le fonctionnement des machines thermiques qui sont utilisés lorsque la source chaude à partir de laquelle on souhaite produire de la puissance mécanique est à basse ou moyenne température afin d'alimenter le cycle d'Evans-Perkins.

**Chapitre II :**  
**Analyse de cycle combiné**

## II.1.Introduction :

La thermodynamique c'est une science qui permet d'établir un bilan énergétique d'une transformation (transformer la chaleur en travail) et aussi l'étude de l'énergie thermique. Elle nous permet de comprendre et de prévoir les variations d'énergie entre différents systèmes en interaction grâce à des principes fondamentaux, deux principes essentiels régissent les propriétés de la thermodynamique :

Le premier principe de la thermodynamique est un principe de conservation de l'énergie qui permet de faire un bilan énergétique. Par contre le deuxième principe qu'est établit l'irréversibilité des phénomènes physique lors des échanges thermiques. D'autre façon toute transformation d'un système thermodynamique s'effectue avec l'augmentation d'entropie globale. [11]

## II.2.Rappel thermodynamique :

### 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  $Q$  échanges est :

- Nulle si 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.

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 1.3), la somme du travail  $\delta W$  et de la quantité de chaleur  $\delta Q$  fournis changent 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 :

$$\delta W + \delta Q = dU \quad (\text{II.1})$$

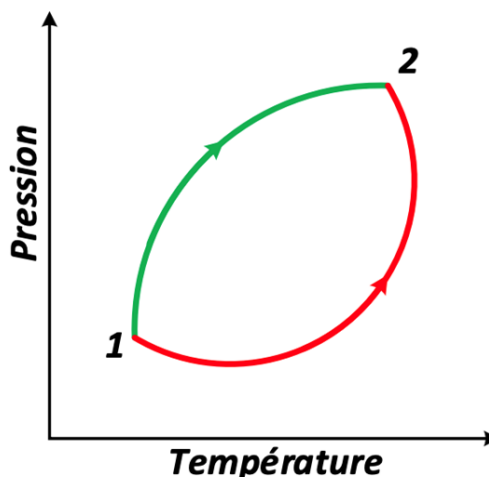


Figure II-1 Premier principe [3]

### II.2.2. Deuxième principe :

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.

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. [3]

### II.2.3. 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,)

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

La modélisation de notre installation de production de froid couplée au cycle de Rankine organique, ce fait à partir des informations précédentes comme la première et la deuxième loi de la thermodynamique.

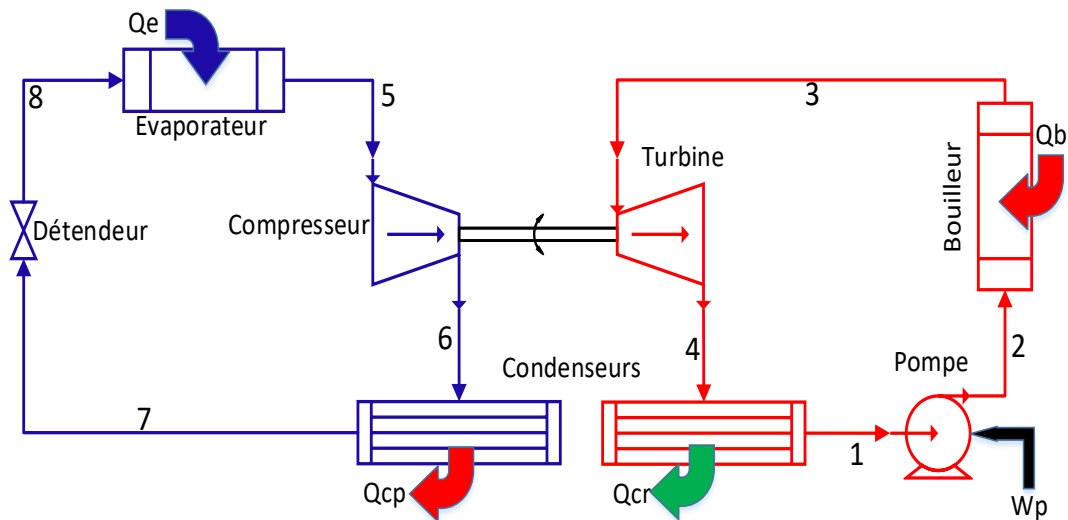


Figure II-2 Schéma de l'installation Rankine/Evans-Perkins

Ce schéma dessus montre un cycle de Rankine organique couplé avec un cycle frigorifique à compression de vapeur, ce genre de système suscite une étude développée de tous les organes de l'installation, à savoir les composants du cycle de Rankine (pompe ; bouilleur ; turbine de détente et condenseur), et les constituants du cycle d'Evans-Perkins (Compresseur, condenseur, détendeur et évaporateur).

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

Pour d'écrire la totalité d'équations des bilan énergétique et exergetique il faut employer la première et deuxième loi de la thermodynamique et effectuant une analyse exergetique sur chaque élément de l'appareil.

##### II.4.1. La pompe

Elle refoule le fluide du point 1 en point 2, de l'état liquide saturé de basse à une pression de générateur.

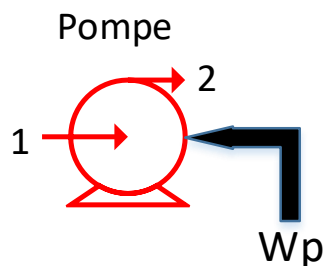


Figure II-3 Schéma d'une pompe

Les bilans énergétiques et exergetique de la pompe :

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

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m} \quad (\text{II.2})$$

L'équation du bilan énergétique

$$\dot{m}h_1 + \dot{w}_p = \dot{m}h_2 \quad (\text{II.3})$$

L'équation du bilan entropique

$$\dot{s}_{in} - \dot{s}_{out} + \dot{s}_{gen} = \Delta\dot{s}_{sys} = 0 \quad (\text{II.4})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{s}_{out} - \dot{s}_{in} \quad (\text{II.5})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{m}s_2 - \dot{m}s_1 = \dot{m}(s_2 - s_1) \quad (\text{II.6})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{m}(s_2 - s_1) \quad (\text{II.7})$$

L'équation du bilan exergétique

$$\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} - \dot{E}_{det} = 0 \quad (\text{II.8})$$

$$\dot{E}_{det} = \dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} \quad (\text{II.9})$$

$$\dot{E}_{det} = \dot{w}_p + \dot{E}_1 - \dot{E}_2 \quad (\text{II.10})$$

Pour un état thermodynamique, l'exergie est définie par

$$\dot{E} = \dot{m}(h - T_0 \cdot \Delta S) \quad (\text{II.11})$$

En remplaçant l'équation (II-11) dans l'équation (II-10), on obtient

$$\dot{E}_{det} = \dot{w}_p - \dot{m}[(h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1)] \quad (\text{II.12})$$

Alors l'exergie détruite est donnée par

$$\dot{E}_{det} = \dot{w}_p - \dot{w}_{rev} \quad (\text{II.13})$$

$$\dot{w}_{rev} = \dot{m}[(h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1)] \quad (\text{II.14})$$

$$\dot{w}_p = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (\text{II.15})$$

$$\dot{E}_{det} = T_0(\dot{s}_2 - \dot{s}_1) \quad (\text{II.16})$$

Finalement, l'exergie détruite est calculée par

$$\dot{E}_{det} = T_0 \cdot \dot{s}_{gen} \quad (\text{II.17})$$

Le travail consommé par la pompe

$$w = \int dP/\rho \quad (\text{II.18})$$

Le rendement exergétique de la pompe

$$n_{ex,p} = 1 - (\dot{E}_{det}/(\dot{E}_1 - \dot{E}_2)) \quad (\text{II.19})$$

#### II.4.2. Le bouilleur

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

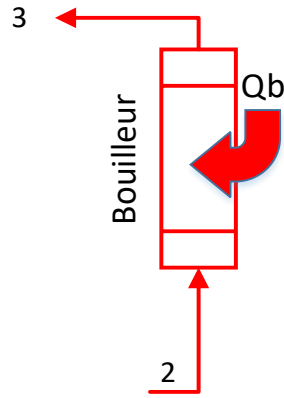


Figure II-4 Schéma d'un brouilleur

Les bilans énergétiques et exergetique sont comme suit :

La loi de conservation de masse s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m} \quad (\text{II.20})$$

L'équation du bilan énergétique

$$\dot{m}h_3 = \dot{m}h_2 + \dot{Q}_b \quad (\text{II.21})$$

L'équation du bilan entropique

$$\dot{s}_{in} - \dot{s}_{out} + \dot{s}_{gen} = \Delta\dot{s}_{sys} = 0 \quad (\text{II.22})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{s}_{out} - \dot{s}_{in} \quad (\text{II.23})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{m}_T s_3 - \dot{m}_T s_2 - \frac{\dot{Q}_b}{T_b} \quad (\text{II.24})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{m}(s_3 - s_2 - \frac{Q_b}{T_b}) \quad (\text{II.25})$$

L'équation du bilan exergetique

$$\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} - \dot{E}_{det} = 0 \quad (\text{II.26})$$

$$\dot{E}_{det} = \dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} \quad (\text{II.27})$$

$$\dot{E}_{det} + \dot{E}_2 - \dot{E}_3 + \dot{E}_{Q_b} \quad (\text{II.28})$$

$$\dot{E}_{det} = \dot{m}[(h_2 - h_3) - T_0(s_2 - s_3)] + \dot{Q}_{bouil} \left(1 - \frac{T_0}{T_{bouil}}\right) \quad (\text{II.29})$$

Finalement

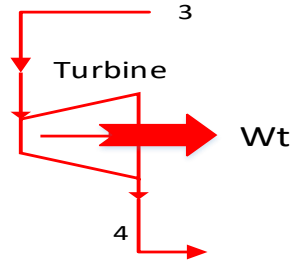
$$\dot{E}_{det} = \dot{m}T_0(s_3 - s_2) - \left(\frac{T_0}{T_{bouil}}\right)\dot{Q}_{bouil} \quad (\text{II.30})$$

Le rendement exergetique de la chaudière

$$n_{ex,bouil} = 1 - (\dot{E}_{det}/(\dot{E}_2 - \dot{E}_3)) \quad (\text{II.31})$$

### II.4.3. La turbine

La turbine travaille sur la conversion de l'énergie contenue dans le fluide de travail en énergie mécanique exploitable.



**Figure II-5** Schéma d'une turbine

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

$$Taux_{exp} = P_3/P_4 \quad (II.31)$$

Les bilans énergétiques et de l'exergie :

A partir de la conservation de masse

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m} \quad (II.32)$$

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

$$\dot{m}h_3 = \dot{m}h_4 + \dot{w}_{tur} \quad (II.33)$$

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

$$\dot{s}_{in} - \dot{s}_{out} + \dot{s}_{gén} = \dot{s}_{sys} = 0 \quad (II.34)$$

$$\dot{s}_{gén} = \dot{s}_{out} - \dot{s}_{in} = \dot{s}_4 - \dot{s}_3 \quad (II.35)$$

$$\dot{s}_{gén} = \dot{m}s_4 - \dot{m}_{tur}s_3 = \dot{m}(s_4 - s_3) \quad (II.36)$$

L'équation du bilan exergétique s'écrit comme suit

$$\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} - \dot{E}_{det} = 0 \quad (II.37)$$

$$\dot{E}_{det} = \dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} \quad (II.38)$$

$$\dot{E}_{det} = \dot{w}_{tur} + \dot{E}_3 - \dot{E}_4 \quad (II.39)$$

$$\dot{E}_{det} = \dot{w}_T - \dot{m}[(h_4 - h_3) - T_0(s_4 - s_3)] \quad (II.40)$$

$$\dot{E}_{det} = \dot{w}_{tur} - \dot{w}_{rev} \quad (II.41)$$

$$\dot{w}_{rev} = \dot{m}[(h_4 - h_3) - T_0(s_4 - s_3)] = \dot{E}_4 - \dot{E}_3 \quad (II.42)$$

$$\dot{E}_{det} = \dot{m}(h_4 - h_3) - \dot{m}[(h_4 - h_3) - T_0(s_4 - s_3)] \quad (II.43)$$

$$\dot{E}_{det} = T_0(s_4 - s_3) \quad (II.44)$$

$$\dot{E}_{det} = T_0 \cdot \dot{s}_{gén} \quad (II.45)$$

Puissance de la turbine :

$$\dot{W}_{tur} = \dot{m}(h_3 - h_4) \quad (II.46)$$

Le rendement exergétique de la turbine

$$n_{ex,tur} = 1 - (\dot{E}_{det}/(\dot{E}_3 - \dot{E}_4)) \quad (II.47)$$

#### II.4.4. Le condenseur

A l'intérieur de l'appareil, le fluide est finalement refroidi jusqu'à la température de condensation puis condensé jusqu'à la température de condensation.

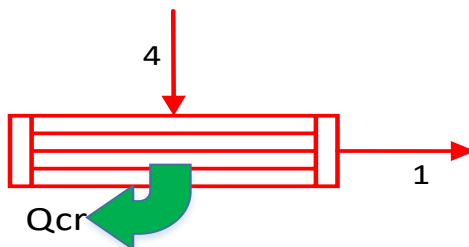


Figure II-6 Schéma d'un condenseur ORC

Bilan massique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_1 = \dot{m} \quad (\text{II.48})$$

Bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}(h_4 - h_1) \quad (\text{II.49})$$

Bilan entropique s'écrit comme suit :

$$\dot{s}_{in} - \dot{s}_{out} + \dot{s}_{gén} = \dot{s}_{sys} = 0 \quad (\text{II.50})$$

$$\dot{s}_{gén} = \frac{\dot{Q}_{cond}}{T_c} + \dot{s}_1 - \dot{s}_4 \quad (\text{II.51})$$

$$\dot{s}_{gén} = \dot{m} \left( \frac{Q_{cr}}{T_c} + s_1 - s_4 \right) \quad (\text{II.52})$$

Bilan exergetique s'écrit comme suit :

$$\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} - \dot{E}_{det} = 0 \quad (\text{II.53})$$

$$\dot{E}_{det} = \dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} \quad (\text{II.54})$$

$$\dot{E}_{det} = \dot{E}_4 - \dot{E}_1 - \dot{E}_{Q_{cond}} \quad (\text{II.55})$$

$$\dot{E}_{det} = \dot{m}[(h_4 - h_1) - T_0(s_4 - s_1)] - Q_{cond} \left( 1 - \frac{T_0}{T_c} \right) \quad (\text{II.56})$$

Travail net de l'installation du cycle Rankine :

$$\dot{w}_{net} = \dot{w}_{tur} - \dot{w}_p \quad (\text{II.57})$$

Rendement de l'installation Rankine :

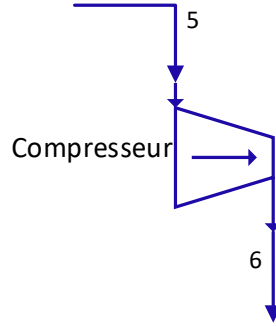
$$\eta = \dot{w}_{net} / \dot{Q}_{boul} \quad (\text{II.58})$$

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

Dans l'analyse du système de réfrigération à compression de vapeur en applique les mêmes notion et procédures pour chaque organe du cycle de Rankine organique.

##### II.5.1. Le compresseur

C'est le dispositif principal de la machine frigorifique qui assure la compression ou l'augmentation de la pression.



**Figure II-7** Schéma du compresseur

Les bilans énergétique et exergetique :

Bilan massique de compresseur :

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_f \quad (\text{II.59})$$

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

$$\dot{m}_f h_5 + \dot{W}_c = \dot{m}_f h_6 \quad (\text{II.60})$$

La puissance consommée par le compresseur est donc :

$$\dot{W}_c = \dot{m}_f (h_6 - h_5) \quad (\text{II.61})$$

Le bilan entropique s'écrit comme suit :

$$\dot{s}_{in} - \dot{s}_{out} + \dot{s}_{gen} = \Delta \dot{s}_{sys} = 0 \quad (\text{II.62})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{s}_{out} - \dot{s}_{in} \quad (\text{II.63})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{m}_f s_6 - \dot{m}_f s_5 = \dot{m}_f (s_6 - s_5) \quad (\text{II.64})$$

Pour calculer l'exergie détruite on fait comme suit :

$$\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} - \dot{E}_{det} = 0 \quad (\text{II.65})$$

$$\dot{E}_{det} = \dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} \quad (\text{II.66})$$

$$\dot{E}_{det} = \dot{W}_{comp} + \dot{E}_5 - \dot{E}_6 \quad (\text{II.67})$$

Avec :

$$\dot{E}_x = \dot{m} (h - T_0 \Delta s) \quad (\text{II.68})$$

$$\dot{E}_{det} = \dot{W}_{comp} - \dot{m}_f [h_6 - h_5 - T_0 (s_6 - s_5)] \quad (\text{II.69})$$

$$\dot{E}_{det} = \dot{W}_{comp} - \dot{W}_{rev} \quad (\text{II.70})$$

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

$$\dot{W}_{rev} = \dot{E}_6 - \dot{E}_5 = \dot{m}_f [h_6 - h_5 - T_0 (s_6 - s_5)] \quad (\text{II.71})$$

D'où :

$$\dot{E}_{det} = \dot{m}_f (h_6 - h_5) - \dot{m}_f [h_6 - h_5 - T_0 (s_6 - s_5)] \quad (\text{II.72})$$

$$\dot{E}_{det} = \dot{m}_f T_0 (s_6 - s_5) \quad (\text{II.73})$$

$$\dot{E}_{det} = T_0 \cdot \dot{s}_{gen} \quad (\text{II.74})$$

Le rendement exergetique du compresseur :

$$n_{ex,comp} = 1 - (\dot{E}_{det} / (\dot{E}_5 - \dot{E}_6)) \quad (\text{II.75})$$

## II.5.2. Le condenseur

Le travail essentiel de cet élément c'est l'échange de la chaleur avec le milieu extérieur.

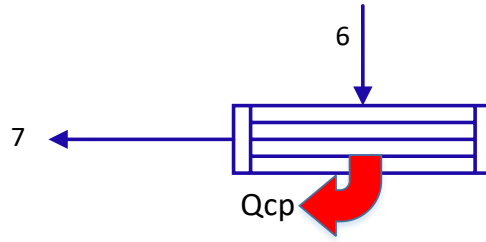


Figure II-8 Schéma du condenseur ORC

Les bilans (énergétiques et exergetique) :

Le bilan massique dans le condenseur :

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_6 = \dot{m}_f \quad (\text{II.76})$$

Le bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_6 h_6 + \dot{Q}_{cp} = \dot{m}_7 h_7 \quad (\text{II.77})$$

Le bilan entropique s'écrit comme suit :

$$\dot{s}_{in} - \dot{s}_{out} + \dot{s}_{gen} = \Delta \dot{s}_{sys} = 0 \quad (\text{II.78})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{s}_{out} - \dot{s}_{in} \quad (\text{II.79})$$

$$\dot{s}_{gen} = \frac{\dot{Q}_{cp}}{T_c} + \dot{m}_f s_7 - \dot{m}_f s_6 \quad (\text{II.80})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{m}_f \left( \frac{Q_{cond}}{T_c} + s_7 - s_6 \right) \quad (\text{II.81})$$

On calcule l'exergie comme suit :

$$\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} - \dot{E}_{det} = 0 \quad (\text{II.82})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{s}_{out} - \dot{s}_{in} \quad (\text{II.83})$$

$$\dot{E}_{det} = \dot{E}_6 - \dot{E}_7 - \dot{E}_{Q_{cp}} \quad (\text{II.84})$$

$$\dot{E}_{det} = \dot{m}_f [h_6 - h_7 - T_0 (s_6 - s_7)] - \dot{Q}_{cp} \left( 1 - \frac{T_0}{T_c} \right) \quad (\text{II.85})$$

Le rendement exergetique du condenseur :

$$n_{ex,cond} = 1 - (\dot{E}_{det} / (\dot{E}_6 - \dot{E}_7)) \quad (\text{II.86})$$

### II.5.3. Le détendeur

Le détendeur est un mécanisme qui sert à diminuer la pression du fluide frigorigène avant son admission dans l'évaporateur.

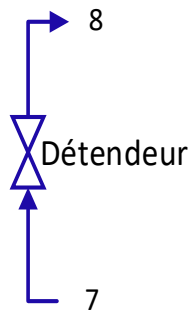


Figure II-9 Schéma du détendeur

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

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_f \quad (\text{II.87})$$

Le bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_f h_7 = \dot{m}_f h_8 \quad (\text{II.88})$$

Le bilan entropique s'écrit comme suit :

$$\dot{s}_{in} - \dot{s}_{out} + \dot{s}_{gen} = \Delta\dot{s}_{sys} = 0 \quad (\text{II.89})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{s}_{out} - \dot{s}_{in} \quad (\text{II.90})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{m}_f [s_8 - s_7] \quad (\text{II.91})$$

L'exergie détruite est calculée comme suit :

$$\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} - \dot{E}_{det} = 0 \quad (\text{II.92})$$

$$\dot{E}_{det} = \dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} \quad (\text{II.93})$$

$$\dot{E}_{det} = \dot{E}_7 - \dot{E}_8 = T_0 \cdot \dot{s}_{gen} = T_0 \dot{m}_f (s_8 - s_7) \quad (\text{II.94})$$

Le rendement exergetique du détenteur :

$$n_{ex,det} = 1 - (\dot{E}_{det} / (\dot{E}_7 - \dot{E}_8)) \quad (\text{II.95})$$

#### II.5.4. L'évaporateur :

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

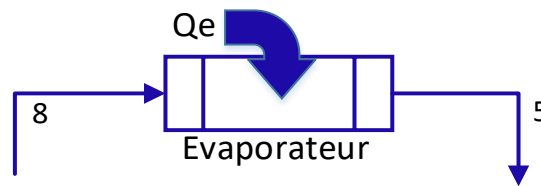


Figure II-10 Schéma d'un évaporateur

Le bilan massique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_5 = \dot{m}_f \quad (\text{II.96})$$

Le bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_8 h_8 = \dot{Q}_{evap} + \dot{m}_5 h_5 \quad (\text{II.97})$$

Le bilan entropique s'écrit comme suit :

$$\dot{s}_{in} - \dot{s}_{out} + \dot{s}_{gen} = \Delta\dot{s}_{sys} = 0 \quad (\text{II.98})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{s}_{out} - \dot{s}_{in} \quad (\text{II.99})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{m}_f s_5 - \dot{m}_f s_8 - \frac{\dot{Q}_e}{T_e} \quad (\text{II.100})$$

Le bilan d'exergie s'écrit comme suit :

$$\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} - \dot{E}_{det} = 0 \quad (\text{II.101})$$

$$\dot{E}_{det} = \dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} \quad (\text{II.102})$$

$$\dot{E}_{det} = \dot{E}_8 - \dot{E}_5 + \dot{E}_{Q_e} \quad (\text{II.103})$$

$$\dot{E}_{det} = \dot{m}_f [h_8 - h_5 - T_0 (s_8 - s_5)] + \dot{Q}_{evap} \left(1 - \frac{T_0}{T_e}\right) \quad (\text{II.104})$$

Le rendement exergetique de l'évaporateur :

$$n_{ex,evp} = 1 - (\dot{E}_{det} / (\dot{E}_8 - \dot{E}_5)) \quad (\text{II.105})$$

Coefficient de performance de l'installation Evans Perkins :

$$COP = \dot{Q}_{cond} / \dot{W}_{comp} \quad (\text{II.106})$$

Rendement globale cycle frigorifique :

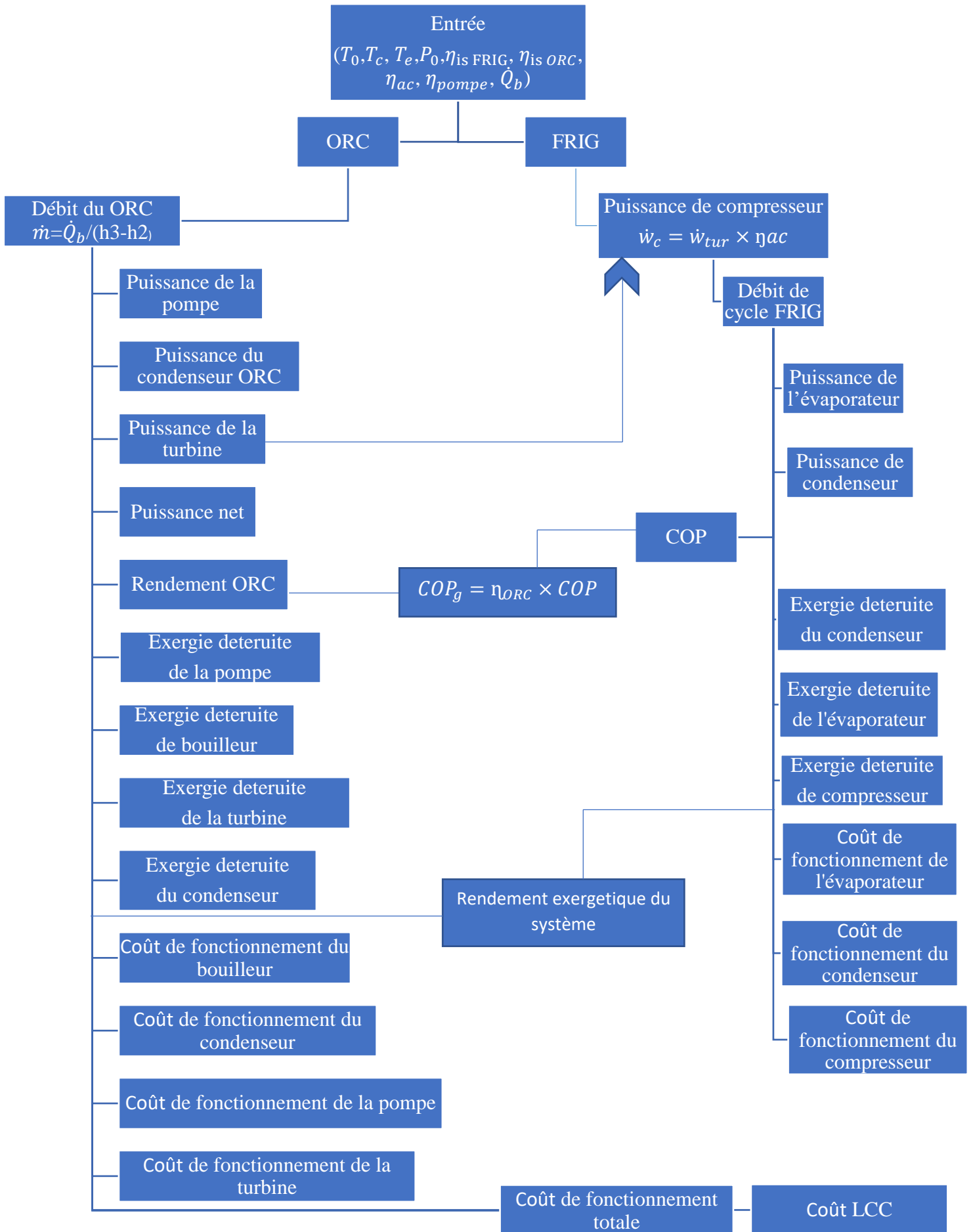
$$\eta_{ex.global} = 1 - (\dot{E}_{det} / \dot{E}_{in}) \quad (\text{II.107})$$

### 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 :

$$COP_g = \eta_{ORC} COP \quad (\text{II.108})$$

### II.7.Méthodologie :



**II.8. Conclusion :**

Selon les notions et les différentes expressions de la thermodynamique, les bilans de masse d'énergies et d'exergies peuvent être employé aux constituants du cycle combiné de Rankine/Evans-Perkins et aussi déduire la performance de notre système à travers les expressions précédente.

**Chapitre III :**  
**Etude thermo-économie du cycle**

### III.1. Introduction :

L'application des principes de transfert de chaleur à la conception d'appareils pour atteindre des objectifs d'ingénierie spécifiques est importante car en appliquant des principes à la conception, les individus travaillent vers l'objectif important de développer des produits à des fins économiques. En fin de compte, l'économie joue un rôle clé dans la conception et la sélection des équipements d'échange de chaleur, et les ingénieurs doivent garder cela à l'esprit lorsqu'ils abordent tout nouveau problème de conception de transfert de chaleur. Le poids et la taille des échangeurs de chaleur utilisés dans les applications spatiales ou aéronautiques sont des paramètres très importants, dans ces cas, les considérations de coût sont souvent secondaires en termes de matériaux et de coûts de construction de l'échangeur de chaleur ; cependant, le poids et la taille sont un facteur de coût important dans l'ensemble l'application de ces domaines.

### III.2. Les types d'échangeurs :

Les échangeurs de chaleur sont des dispositifs qui assurent le transfert de l'énergie thermique entre deux ou plusieurs fluides à des températures différentes. Ils sont utilisés dans une grande variété d'applications telles que la production d'énergie, les procédés chimiques, les industries alimentaires, l'électronique, l'ingénierie environnementale, la récupération de la chaleur résiduelle, l'industrie manufacturière, la climatisation, la réfrigération et les applications spatiales. On peut les classés selon les critères suivants :

- Récupérateurs/régénérateurs
- Processus de transfert : contact direct et contact indirect
- Géométrie de la construction : tubes, plaques et surfaces étendues
- Mécanismes de transfert de chaleur : monophasé et biphasé
- Dispositifs d'écoulement : flux parallèles, contre-feux et flux croisés. [12]

### III.3. Équations de base dans la conception :

Ces équations de base, l'analyse thermique a pour but de déterminer la surface de transfert de chaleur de l'échangeur de chaleur (dimensionnement). Les calculs de performance d'un échangeur de chaleur (problème de dimensionnement) sont effectués lorsque l'échangeur de chaleur est disponible, mais il est nécessaire de déterminer les performances de l'échangeur.

Le coefficient global de transfert de chaleur U est défini par la relation :

$$q = UA\Delta T_{overall} \quad (III-1)$$

L'adresse coefficient global de transfert de chaleur peut être basé sur la surface intérieure ou extérieure du tube, à la discrétion du concepteur.

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{A_i \ln(r_o/r_i)}{2\pi kL} + \frac{A_i}{A_o h_o}} \quad (III-2)$$

$$U_o = \frac{1}{\frac{A_o}{A_i h_i} + \frac{A_o \ln(r_o/r_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_o}} \quad (III-3)$$

En conséquence bien que la conception finale de l'échangeur de chaleur soit faite sur la base de calculs précis de U, il est utile de disposer d'un tableau des valeurs du coefficient global de transfert de chaleur pour diverses situations pouvant être rencontrées dans la pratique. Nous devons remarquer que la valeur de U est régie dans de nombreux cas par un seul des facteurs suivants le coefficient de transfert de chaleur par convection. Dans la plupart des problèmes pratiques, la résistance de conduction est faible par rapport aux résistances de convection. Alors, si une valeur de h est nettement inférieure à l'autre, elle aura tendance à dominer l'équation de U. [13]

#### III.4. Le coefficient d'échange coté condenseur : [13]

##### A l'intérieure de tube (fluide frigorigène) :

Le nombre de Reynolds est calculé par l'équation de Jack P. Holman :

$$Re = (\rho v d / \mu) \quad (III-4)$$

$$\text{On a: } \dot{m} = \rho S V \quad (III-5)$$

$$\text{et } p = \pi d \quad (III-6)$$

$$\text{donc : } Re = \frac{4\dot{m}}{p\mu} \quad (III-7)$$

Le nombre de Reynolds est calculé par l'équation :

$$Pr = (c_p \mu / k) \quad (III-8)$$

L'expression de condensation des fluides frigorigènes à faible vitesse de vapeur à l'intérieure des tubes horizontaux :

$$\bar{h} = 0.55 \left[ \frac{\rho(\rho - \rho_v) g k^3 h'_{fg}}{\mu d (T_g - T_w)} \right]^{1/4} \quad (III-9)$$

L'enthalpie modifié de vaporisation est donnée par :

$$h'_{fg} = h_{fg} + 0.375 c_{p,l} (T_g - T_w) \quad (III-10)$$

##### A l'extérieure de tube (air) :

Reynolds pour l'air :

$$Re_{air} = \frac{\rho_{air} \times v_{air} \times D_H}{\mu_{air}} \quad (III-11)$$

Le nombre de Nusselt :

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (III-12)$$

$$n = \begin{cases} 0.4 & \text{pour chauffage du fluide} \\ 0.3 & \text{pour le referoidissement du fluide} \end{cases}$$

Le coefficient de transfert de chaleur est :

$$h_{air} = \frac{Nu_{air} k_{air}}{D_H} \quad (III-13)$$

La résistance totale de l'encrassement :

$$R_{ft} = \frac{A_0}{A_i} \times R_{fi} + R_{f0} \quad (\text{III-14})$$

Le coefficient d'échange globale surface encrasser :

$$\frac{1}{U_c} = \frac{1}{h_i} + R_{ft} + \frac{t}{k} + \frac{1}{h_{air}} \quad (\text{III-15})$$

La surface d'échange :

$$A_{cond} = \frac{Q_{cond}}{DTLM \times U_{cond}} \quad (\text{III-14})$$

### III.5. Le coefficient d'échange coté bouilleur : [12]

Le nombre de Nusselt on  $x=0$  en peut le calcule par la corrélation de Grienski :

$$Nu_l = \frac{(f/2)(Re_l - 1.000)Pr_l}{1 + 12.7(f/2)^{1/2}(Pr_l^{2/3} - 1)} \quad (\text{III-16})$$

Le facteur d'amélioration :

$$f = (1.58 \times \log Re - 3.28)^{-2} \quad (\text{III-17})$$

Le coefficient de transfert de chaleur est :

$$h_l = \frac{Nu_l k_l}{d_i} \quad (\text{III-18})$$

En utilisons la méthode de Shah, pour définissez si l'effet de la stratification est important ou non pour cela en calcule le nombre de Froude :

$$Fr_l = \frac{G^2}{\rho_l^2 g d_i} \quad (\text{III-18})$$

Si  $Fr > 0.04$ , là les effets de stratification sont négligeables et les méthodes de Shah et de Chen peuvent être utilisées

La méthode de CHEN à  $x=0.05$ , emploi le paramètre de Martenelli suivant :

$$\frac{1}{X_{tt}} = \left( \frac{x}{(1-x)} \right)^{0.9} \left( \frac{\rho_t}{\rho_v} \right)^{0.5} \left( \frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0.1} \quad (\text{III-19})$$

Le facteur d'amélioration :

Pour  $1/X_{tt} \leq 0.1$ ,  $f=1$

$$\text{Pour } 1/X_{tt} > 0.1, f = 2.35 \left( 0.213 + \frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.736} \quad (\text{III-20})$$

Le facteur  $f_0$  est relié à  $f$  et le titre  $x$  :

$$f_0 = f(1-x)^{0.8} \quad (\text{III-21})$$

Coefficient d'ébullition par convection peut écrire comme suit :

$$h_{cb} = f_0(h_l) \quad (\text{III-22})$$

Le coefficient de transfert de chaleur (eau) est alors

$$h_{eau} = \frac{Nu_{eau} k_{eau}}{d_i} \quad (III-23)$$

La résistance totale de l'encrassement :

$$R_{ft} = \frac{A_0}{A_i} \times R_{fi} + R_{f0} \quad (III-24)$$

Le coefficient d'échange globale surface encrasser :

$$\frac{1}{U_{bouil}} = \frac{1}{h_i} + R_{ft} + \frac{t}{k} + \frac{1}{h_o} \quad (III-25)$$

La surface d'échange :

$$A_{bouil} = \frac{\dot{Q}_{bouil}}{DTLM \times U_{bouil}} \quad (III-26)$$

### III.6. Le coefficient d'échange coté évaporateur : [13]

Reynolds pour l'air :

$$Re_{air} = \frac{\rho_{air} \times v_{air} \times D_H}{\mu_{air}} \quad (III-27)$$

Le nombre de Nusselt :

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (III-28)$$

Le coefficient de transfert de chaleur est :

$$h_{air} = \frac{Nu_{air} k_{air}}{D_H} \quad (III-29)$$

La résistance totale de l'encrassement :

$$R_{ft} = \frac{A_0}{A_i} \times R_{fi} + R_{f0} \quad (III-30)$$

Le coefficient d'échange globale surface encrasser :

$$\frac{1}{U_{evap}} = \frac{1}{h_i} + R_{ft} + \frac{t}{k} + \frac{1}{h_{air}} \quad (III-31)$$

Le nombre de Reynolds pour le liquide :

$$Re_l = \frac{G d_i}{\mu} \quad (III-32)$$

$$G = \frac{\dot{m}}{\pi \times \left(\frac{d_i}{2}\right)^2} \quad (III-33)$$

Le nombre de Nusselt pour le liquide :

$$Nu_l = \frac{(f/2)(Re_l - 1.000)Pr_l}{1 + 12.7(f/2)^{1/2}(Pr_l^{2/3} - 1)} \quad (III-34)$$

$$f = (1.58 \ln Re_l - 3.28)^{-2} \quad (III-35)$$

Le coefficient de transfert de chaleur liquide est alors :

$$h_l = \frac{Nu_l k_l}{d_i} \quad (III-36)$$

Le nombre de Froude :

$$Fr_l = \frac{G^2}{\rho_l^2 g d_i} \quad (III-37)$$

On utilise le paramètre de Martinelli :

Pour l'évaporateur x c'est le titre au point 8

$$\frac{1}{X_{tt}} = \left( \frac{x}{(1-x)} \right)^{0.9} \left( \frac{\rho_t}{\rho_v} \right)^{0.5} \left( \frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0.1} \quad (III-38)$$

Le facteur d'amélioration :

$$f = 2.35 \left( 0.213 + \frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.736} \quad (III-39)$$

Le facteur  $f_0$  est relié à  $f$  et le titre  $x$  :

$$f_0 = f(1-x)^{0.8} \quad (III-40)$$

Coefficient d'ébullition par convection peut écrire comme suit :

$$h_{cb} = f_0(h_l) \quad (III-41)$$

Le coefficient de transfert de chaleur global,

$$A_{evap} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{DTLM \times U_{evap}} \quad (III-42)$$

### III.7. Etude économique :

La modélisation économique est inspirée de la référence [15], où il y a des combinaisons entre le coût de fonctionnement et les conditions d'opération de chaque organe

Coût de condenseur :

$$C_{cond} = a_4 + b_4 \times A_c \quad (III-43)$$

Coût de l'évaporateur :

$$C_e = a_4 + b_4 \times A_e \quad (III-44)$$

Coût de bouilleur :

$$C_b = a_4 + b_4 \times A_{bouil} \quad (III-45)$$

Coût de pompe :

$$C_p = a_4 \dot{W}_p^{0.71} \quad (III-46)$$

Coût de la turbine :

$$\log_{10}C_t = a_1 + b_1 \log_{10}\dot{W}_T - c_1 \log_{10}\dot{W}_t^2 \quad (\text{III-47})$$

Coût de compresseur :

$$C_{comp} = 573 \cdot \frac{\dot{m}_f}{(0,8996 \cdot \eta_c)} \cdot \left(\frac{P_c}{P_e}\right) \cdot \log\left(\frac{P_c}{P_e}\right) \quad (\text{III-48})$$

Coût d'exploitation de l'ensemble :

$$C_{op} = t_{op} \times C_i^{el} \quad (\text{III-49})$$

Le facteur de valeur actuel du système :

$$PWF = \frac{1}{i} \left(1 - \frac{1}{(1+i)^n}\right) \quad (\text{III-50})$$

Le coût total :

$$C_{tot} = C_p + C_{tur} + C_{evap} + C_{bouil} + C_{comp} + C_{cond} + C_{op} \quad (\text{III-51})$$

Le coût du cycle de vie :

$$LCC = C_p + C_{tur} + C_{evap} + C_{bouil} + C_{comp} + C_{cond} + C_{op} \times PWF \quad (\text{III-52})$$

Les paramètres  $a_4$ ,  $b_4$ ,  $a_1$ ,  $b_1$  et  $c_1$ , ont défini par la référence [15] représenté dans le tableau suivant :

**Tableau III-1 : Paramètres des coefficients**

$a_4$	$a_1$	$b_1$	$b_4$	$c_1$
<b>516,621</b>	<b>2,6259</b>	<b>1,4398</b>	<b>268,45</b>	<b>0,1776</b>

### III.8. Conclusion :

Généralement la récupération de l'énergie passe par plusieurs composants de la machine et pour les choisir il nous faut des critères économiques afin de ne pas gaspiller l'argent.

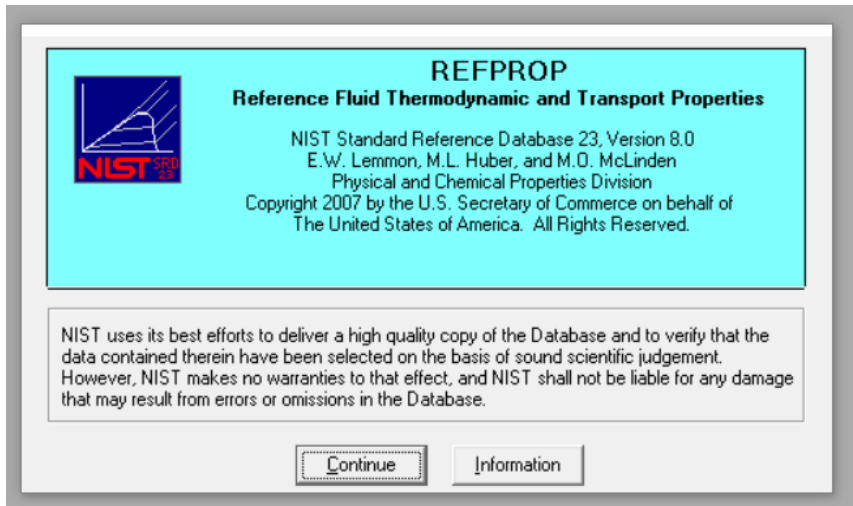
Pour réaliser une étude économique de notre cycle combinée et arrivé au résultat des cout de chaque organe, nous avons déterminé les performances des échangeurs et on a défini leur coefficient d'échange globale.

**Chapitre IV :**  
**Etude d'un point de fonctionnement**

**IV.1. Introduction :**

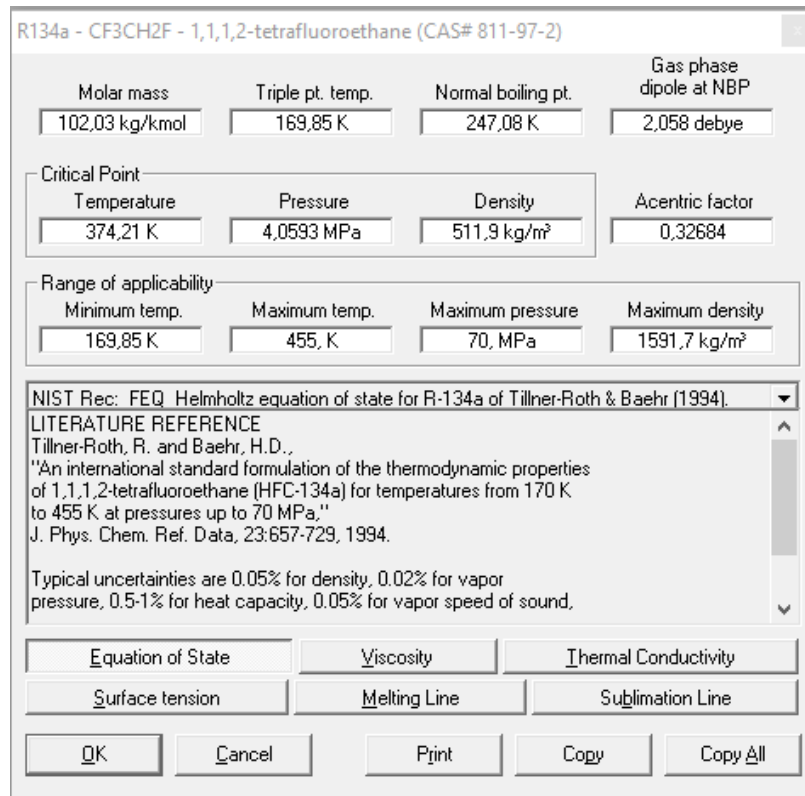
La complexité de l'étude exergo-économique nécessite l'utilisation des modèles très poussés. Cette étude est articulée sur un couplage entre le logiciel MATLAB et le logiciel NIST-REFPROP, cette méthode permet de déterminer les caractéristiques des fluides utilisés à n'importe qu'elle point du cycle.

REFPROP est un programme informatique distribué le programme de données de référence standard du NIST, qui fournit les propriétés thermo physiques des fluides frigorigènes.



Logiciel NIST-REFPROP

Un exemple pour les caractéristiques du fluide R134a :



Caractéristiques du fluide R134a

## IV.2. Point de fonctionnement :

L'installation nécessite généralement l'étude d'un point de fonctionnement pour voir le comportement de fluide dans le système, et de déterminée les performances énergétique et exergetique de l'installation et d'estimée le coût de fonctionnement pour les conditions d'opérations choisies.

Les installations combinées nécessitent généralement une certaine condition d'opération afin d'optimiser les performances de fonctionnement. De ce fait, ORC-FRIG parmi les installations les plus utilisées actuellement et dans des différents domaines (production d'électricité, production du froid...), néanmoins ces machines sont très influencées par l'ambiance (exergie détruite, surface d'échange des échangeurs, couts d'exploitation de systèmes...), dans ce stade, notre but est d'étudier les différents paramètres (pression, température, enthalpie...) des points et les organes de cycle.

### IV.2.1. Analyse d'un point de fonctionnement :

Pour démontrer les résultats d'un point de fonctionnement de notre système à l'aide de deux logiciels précédents on a fixé les paramètres présentés ci-dessous :

**Tableau IV-1 : Paramètres initiaux**

<b>Température ambiante</b>	$T_a = 25 \text{ }^\circ\text{C}$
<b>Température de condensation</b>	$T_c = 30 \text{ }^\circ\text{C}$
<b>Température d'évaporation</b>	$T_e = -5 \text{ }^\circ\text{C}$
<b>Température entrée Turbine</b>	$T_{it} = 95 \text{ }^\circ\text{C}$
<b>Température de référence</b>	$T_0 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$
<b>Pression de référence</b>	$P_0 = 101.3 \text{ kPa}$
<b>Rendement isentropique de cycle frigorifique</b>	$\eta_{is \text{ FRIG}} = 0.80$
<b>Rendement isentropique de cycle ORC</b>	$\eta_{is \text{ ORC}} = 0.85$
<b>Rendement d'accouplement turbocompresseur</b>	$\eta_{ac} = 0.9$
<b>Rendement isentropique de la pompe</b>	$\eta_{pompe} = 0.8$
<b>Le taux de détente de la turbine</b>	$rd = 10$

**Tableau IV-2 : Données de conception initiale des échangeurs (S.Kakaç, J.P.holtman)**

Echangeurs	Diamètre intérieure (m)	Diamètre extérieure (m)
<b>Condenseur</b>	<b>0,074</b>	<b>0,080</b>
<b>Bouilleur</b>	<b>0,0172</b>	<b>0,018</b>
<b>Evaporateur</b>	<b>0,072</b>	<b>0,02</b>

D'après les données des tableaux IV-1 et IV-2 on est arrivé aux résultats de la simulation de notre étude sur le point de fonctionnement qui sont présentés dans les tableaux ci-dessous :

**Tableau IV-3 : Les valeurs paramétriques de chaque point**

Paramètres	T (°C)	P (kPa)	h (kJ/Kg)	S (kJ/(kg.K))
<b>Point 1</b>	<b>30.0000</b>	<b>177.7851</b>	<b>239.10</b>	<b>1.1355</b>
<b>Point 2</b>	<b>29.7757</b>	<b>1.7790*10<sup>3</sup></b>	<b>239.25</b>	<b>1.1320</b>
<b>Point 3</b>	<b>95.0000</b>	<b>1.7790*10<sup>3</sup></b>	<b>331.75</b>	<b>1.4079</b>

<b>Point 4</b>	<b>30.0000</b>	<b>177.7851</b>	<b>323.19</b>	<b>1.4128</b>
<b>Point 5</b>	<b>-5.0000</b>	<b>243.3424</b>	<b>395.66</b>	<b>1.7300</b>
<b>Point 6</b>	<b>40.2914</b>	<b>770.1963</b>	<b>425.54</b>	<b>1.7493</b>
<b>Point 7</b>	<b>30.0000</b>	<b>770.1963</b>	<b>241.72</b>	<b>1.1435</b>
<b>Point 8</b>	<b>-5.0000</b>	<b>243.3424</b>	<b>241.72</b>	<b>1.560</b>

*Tableau IV-4 : valeurs de rendement, puissance et coût de fonctionnement de chaque organe*

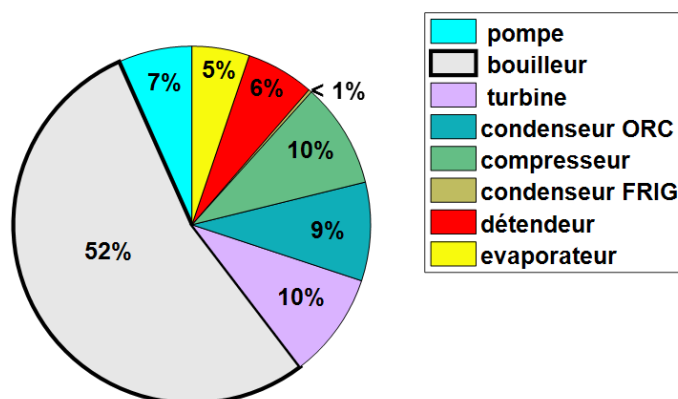
<b>Les organes</b>	<b>Rendement exergetique</b>	<b>Puissance (W)</b>	<b>Coût (k\$)</b>
<b>Pompe</b>	<b>0.1271</b>	<b>8.1606</b>	<b>2.293</b>
<b>Bouilleur</b>	<b>0.1850</b>	<b>5000.000</b>	<b>24.749</b>
<b>Turbine</b>	<b>0.8521</b>	<b>462.6590</b>	<b>10.744</b>
<b>Condenseur ORC</b>	<b>0.9835</b>	<b>4545.500</b>	<b>5.464</b>
<b>Compresseur</b>	<b>0.8080</b>	<b>416.3931</b>	<b>0.317</b>
<b>Condenseur FRIG</b>	<b>0.9457</b>	<b>2561.400</b>	<b>3.353</b>
<b>Evaporateur</b>	<b>0.8181</b>	<b>2145.100</b>	<b>2.613</b>

*Tableau IV-5 : Surface d'échange de chaleur de chaque échangeur*

<b>Echangeur</b>	<b>Surface (m<sup>2</sup>)</b>
<b>Condenseur ORC</b>	<b>18.4299</b>
<b>Bouilleur</b>	<b>90.2685</b>
<b>Condenseur FRIG</b>	<b>10.5661</b>
<b>Evaporateur</b>	<b>7.8125</b>

#### IV.2.2. Exergies détruites des organes de cycle couplé (ORC-FRIG)

La figure IV-1, montre l'exergie détruite dans chacun des organes de l'installation Rankine/Evans-Perkins, en fixant La Température ambiante, de condensation, d'évaporation et la Température entrée Turbine.

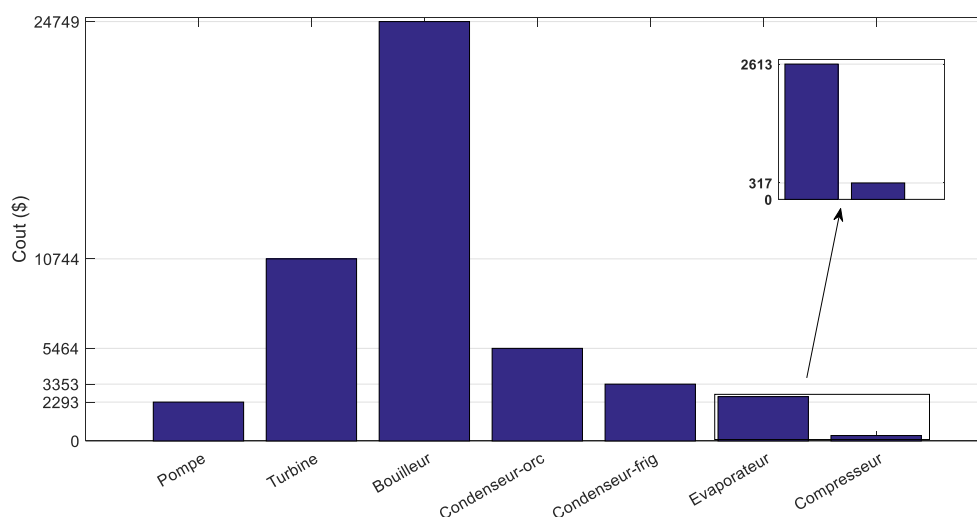


**Figure.IV-1** Taux d'exergies détruites dans chacun des organes de cycle combiné

D'après la Figure IV-1, on constate que le taux d'exergie détruite le plus grand et celui de bouilleur, cette valeur est reliée à la température élevée et la grande puissance. Contrairement aux autres organes les taux d'exergie détruites inférieure à 11%.

#### IV.2.3. Les couts de système des organes de cycle combiné (ORC-FRIG)

La figure IV-2, ci-dessous montre les couts dans chacun des organes de l'installation Rankine/Evans-Perkins, en fixant La Température ambiante, de condensation, d'évaporation et la Température entrée Turbine.

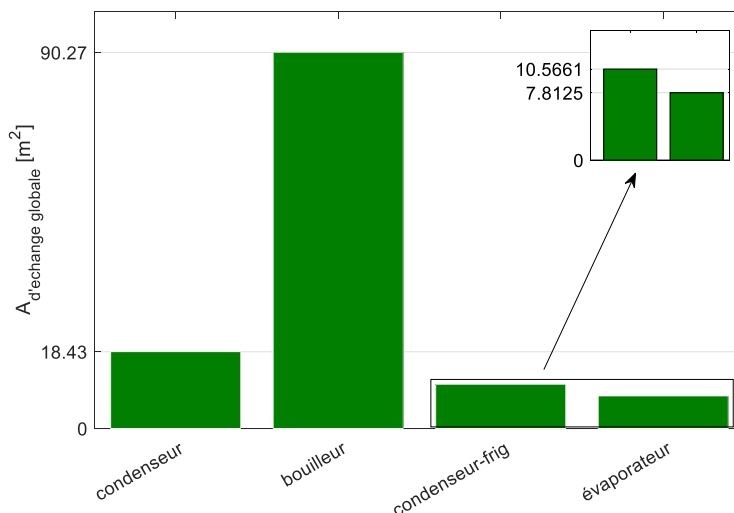


**Figure.IV-2** Histogramme des couts dans chacun des organes de cycle combiné

On constate de la Figure.IV.2, que pour les sept couts de système celui de bouilleur est le plus supérieure (24749\$) par rapport aux autres valeurs des composants qui ne dépasse pas 11000 (\$), et ça est due à sa grande surface d'échange.

### IV.2.1. Les surfaces d'échange globale des échangeurs de cycle combiné

La figure IV-3, ci-dessus montre les surfaces d'échange globale des échangeurs dans chacun des organes de l'installation Rankine/Evans-Perkins, en fixant la température ambiante, de condensation, d'évaporation et la température entrée turbine.



**Figure.IV-3 :** Histogramme des surfaces d'échange globale des échangeurs dans chacun des organes de cycle combiné (ORC-FRIG)

D'après la Figure IV-3, On constate que la surface d'échange globale de bouilleur est la plus grande qui mesure 90.27 m<sup>2</sup> en comparant aux autres organes qui varient entre 7 à 18.5 m<sup>2</sup>.

**Tableau IV-6 :** les paramètres de fonctionnement du système pour un point fixe

Le rendement de cycle ORC	Le COP de cycle FRIG	Le COP globale de cycle combinée (ORC-VCRC)
$\eta_{ORC} = 0.0909$	$COP_{VCRC} = 5.1515$	$COP_g = 0.4683$

### IV.3. Conclusion :

Grâce aux fixations de température ambiante, température d'évaporation et température entrée turbine on a déduit les résultats des paramètres de différents points de cycle Rankine/Evans-Perkins, tel que la température qui varie entre -5°C et 95°C, la pression, l'entropie, l'enthalpie et les rendements énergétiques des composants du système, les puissances et les coûts. Ainsi en a préféré de présenter les données obtenues par un cercle et des histogrammes qui permettent d'associer les idées et facilitent l'esprit de synthèse et d'analyse grâce aux connecteurs logiques apparents.

**Chapitre V :**  
**Résultats de l'étude paramétrique**

### V.1.Introduction :

Le jumelage des deux logiciels MATLAB et NIST-REFPROP nous sert à faire une modélisation et une démonstration des paramètres de fonctionnement de cycle combiné (ORC-FRIG) dont nous allons clarifier quelques paramètres et leur effets sur les performances énergétique, exergetique et économique à titre d'exemple la variations de rendement, énergies détruite, surface d'échange globale et d'autre par rapport à l'influence de température ambiante, température d'évaporation, température entré turbine et la pression de génération.

### V.2. Influence de température ambiante sur les performances de l'installation

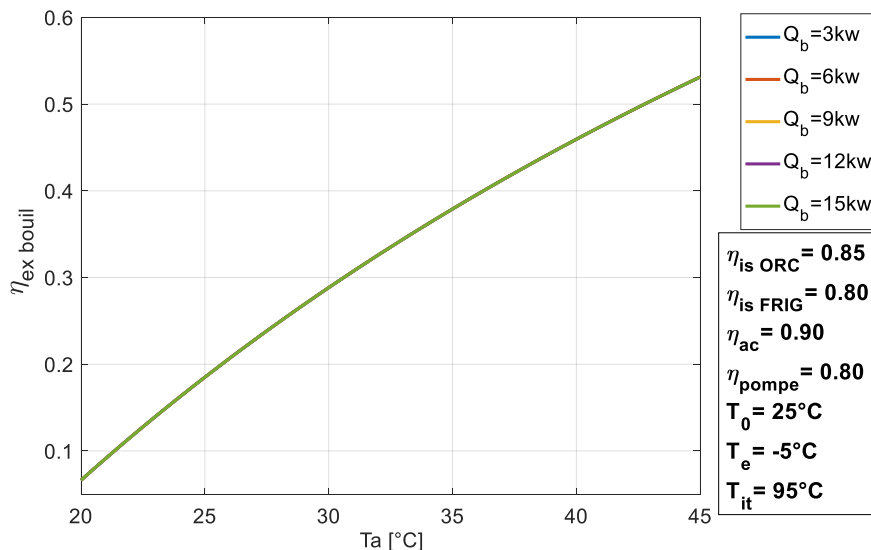
Pour arriver aux résultats de cette étude on a fixé le taux de détente au niveau de la turbine de cycle ORC, on a utilisé le R134a comme fluide de travail de la machine frigorifique, le R245fa pour le cycle organique de Rankine et les différentes températures qui sont représentés dans le tableau V-1:

**Tableau V-1 : Paramètres de fonctionnement pour l'influence de température ambiante sur les performances de l'installation**

Température de référence $T_0(^{\circ}\text{C})$	Température d'évaporation $T_e(^{\circ}\text{C})$	Température Entré turbine $T_{it}(^{\circ}\text{C})$	Pression de Référence $P_0(\text{kPa})$
25	-5	95	101.3

#### V.2.1. Influence de température ambiante sur le rendement exergetique du bouilleur.

La figure V-1 représente la variation du rendement exergetique du bouilleur en fonction de l'augmentation de la température ambiante.

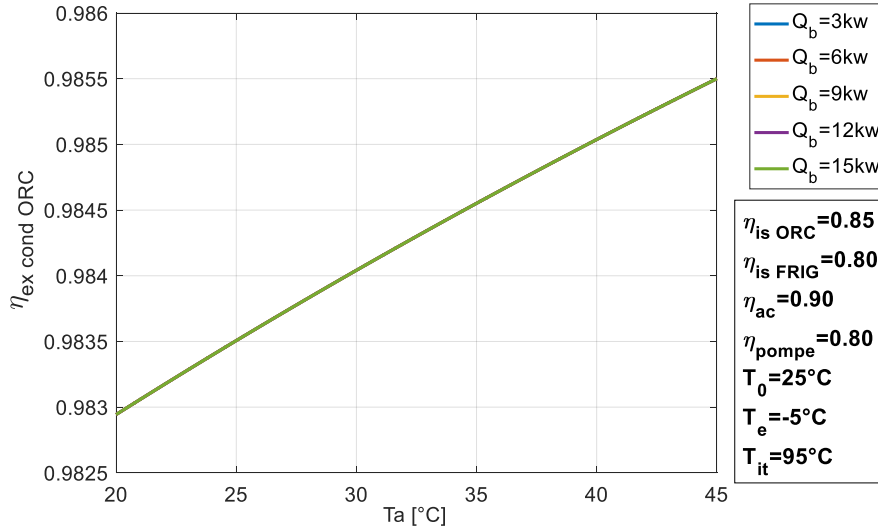


**Figure V-1** Effet de la température ambiante sur le rendement exergetique de bouilleur

Le rendement exergetique de bouilleur ( $\eta_{\text{ex bouill}}$ ), augmente avec l'augmentation de la température ambiante, et que pour les cinq valeurs de la puissance de bouilleur ( $\dot{Q}_b$ ) et une augmentation de température ambiante de  $20^{\circ}\text{C}$  à  $45^{\circ}\text{C}$ , de même ( $\eta_{\text{ex bouill}}$ ) augmente 87,53% (voir figure V-1).

### V.2.2. Influence de température ambiante sur le rendement énergetique du condenseur-ORC.

La courbe illustrée ci-dessous dans la Figure V-2, représente l'évolution du rendement énergetique de condenseur ORC en fonction du changement de la température ambiante.

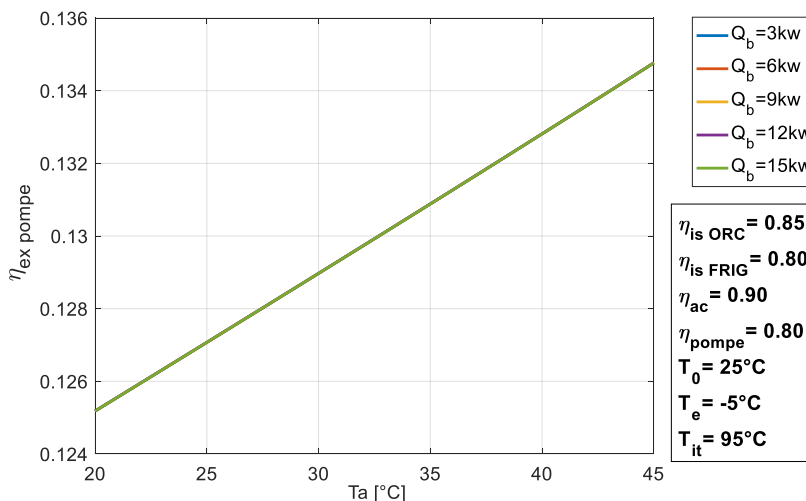


**Figure V-2** Effet de la température ambiante sur le rendement énergetique de condenseur-ORC

D'après la figure V.2 le rendement énergetique de condenseur-ORC est proportionnel à la température ambiante car pour une augmentation de cette dernière de 20 °C à 45 °C, η<sub>ex cond-ORC</sub> augmente de 0.26 % (de 0.9829 à 0.9855).

### V.2.3. Influence de température ambiante sur le rendement énergetique de la pompe.

La figure V-3, ci-dessous montre la variation de rendement énergetique de la pompe en fonction de la température ambiante.

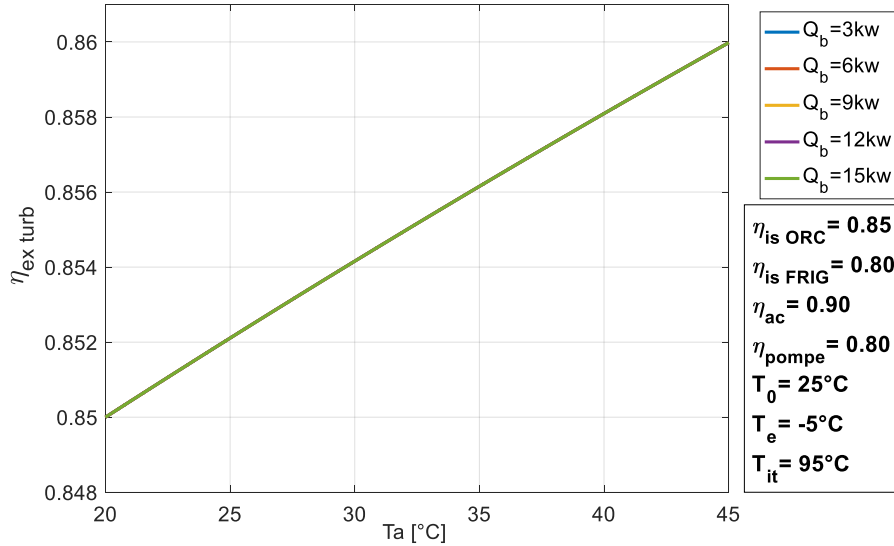


**Figure V-3** Effet de la température ambiante sur le rendement énergetique de la pompe

On constate une augmentation du rendement énergetique de la pompe proportionnelle à l'augmentation de la température ambiante. A titre d'exemple pour la variation de la température ambiante de 20°C à 45°C le η<sub>ex pompe</sub> augmente de 0.1252 jusqu'à 0.1348. Cette augmentation représente relativement 7.12%.

**V.2.4. Influence de température ambiante sur le rendement énergétique de la turbine.**

La figure V-4, ci-dessous montre la variation de rendement énergétique de la turbine en fonction de la température ambiante



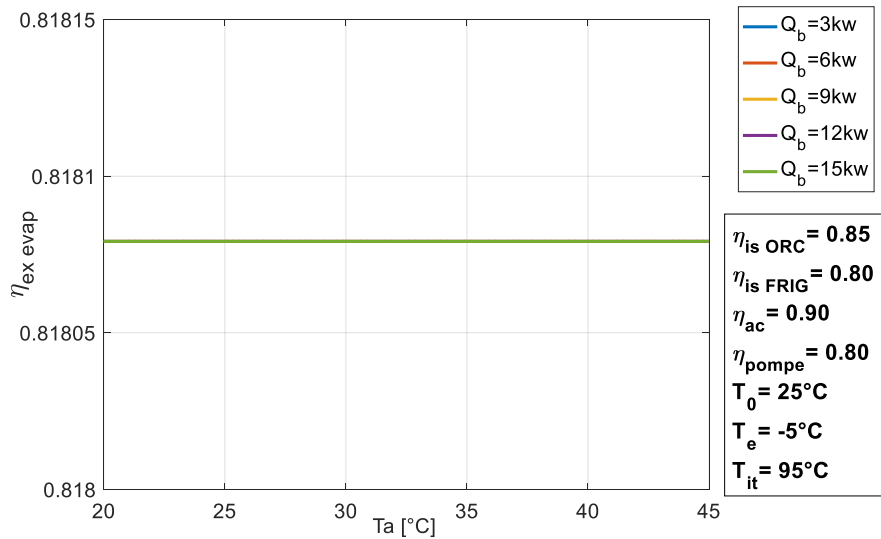
**Figure V-4** Effet de la température ambiante sur le rendement énergétique de la turbine

On observe dans cette figure V-4 que le rendement énergétique de la turbine évolue proportionnellement avec la température ambiante et la puissance de bouilleur n'influence pas sur  $\eta_{ex\ turb}$ , à titre exemple, pour  $\dot{Q}_b = 3kW$  le même rendement augmente de 0.85 jusqu'à 0.86 dans l'intervalle de la température ambiante.

**V.2.5. Influence de température ambiante sur le rendement énergétique de l'évaporateur.**

La figure V.5, ci-dessous montre la variation de rendement énergétique de l'évaporateur en fonction de la température ambiante.

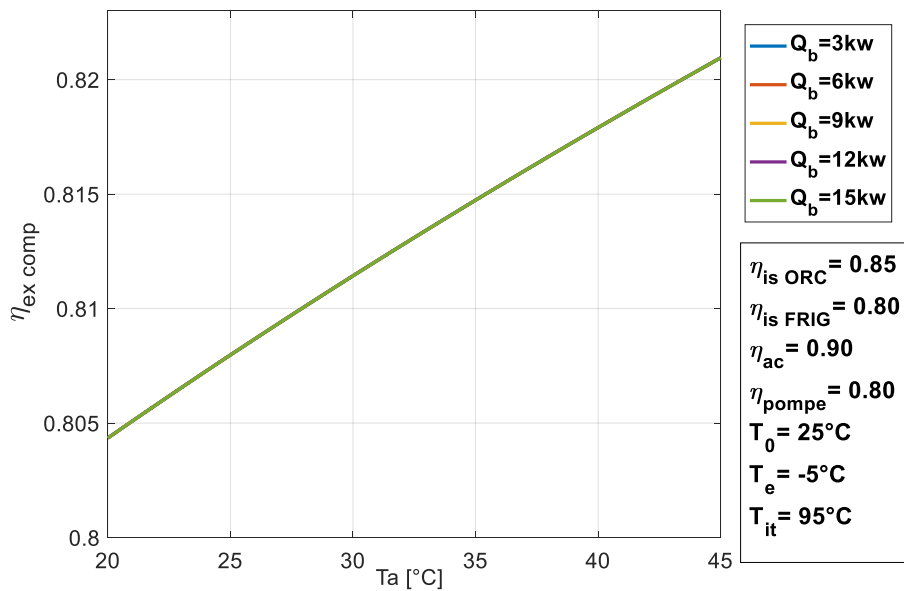
De la figure V-5, on s'aperçoit que la température ambiante n'affecte pas le rendement énergétique de l'évaporateur, tandis que la puissance de bouilleur n'a pas d'influence sur le  $\eta_{ex\ evap}$  et reste constant. D'une autre manière  $\frac{d\eta_{ex\ evap}}{dT_a} = 0$  et  $\frac{d\eta_{ex\ evap}}{dQ_b} = 0$ .



**Figure V-5** Effet de la température ambiante sur le rendement exergetique de l'évaporateur

**V.2.6. Influence de température ambiante sur le rendement exergetique du compresseur.**

La figure V-6, ci-dessous montre la variation de rendement exergetique de compresseur en fonction de la température ambiante.

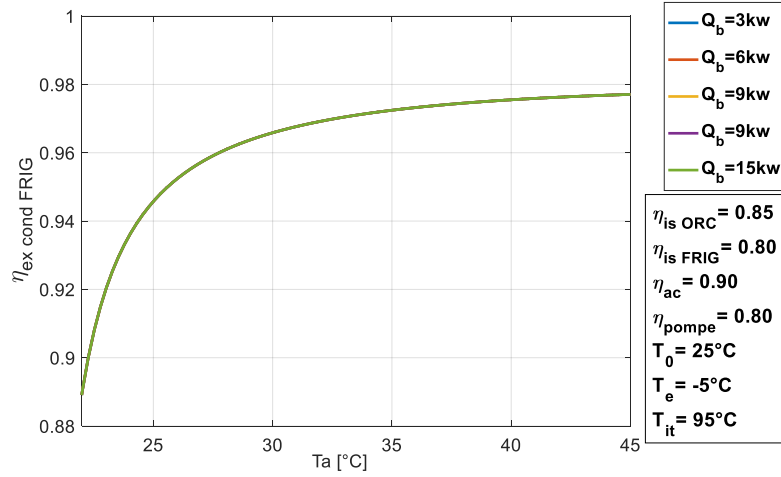


**Figure V-6** Effet de la température ambiante sur le rendement exergetique de compresseur

On constate, d'après la figure V.6, que le rendement exergetique de compresseur est proportionnel à la température ambiante, du fait que lorsque la température ambiante augmente de  $20^\circ\text{C}$  à  $45^\circ\text{C}$ , le  $\eta_{\text{ex comp}}$  augmente de 2,03 %. Ce résultat a été démontré par (H. Wang et al) [14].

### V.2.7. Influence de température ambiante sur le rendement exergetique du condenseur-FRIG

La figure V-7, ci-dessous montre la variation de rendement exergetique de condenseur-FRIG en fonction de la température ambiante.

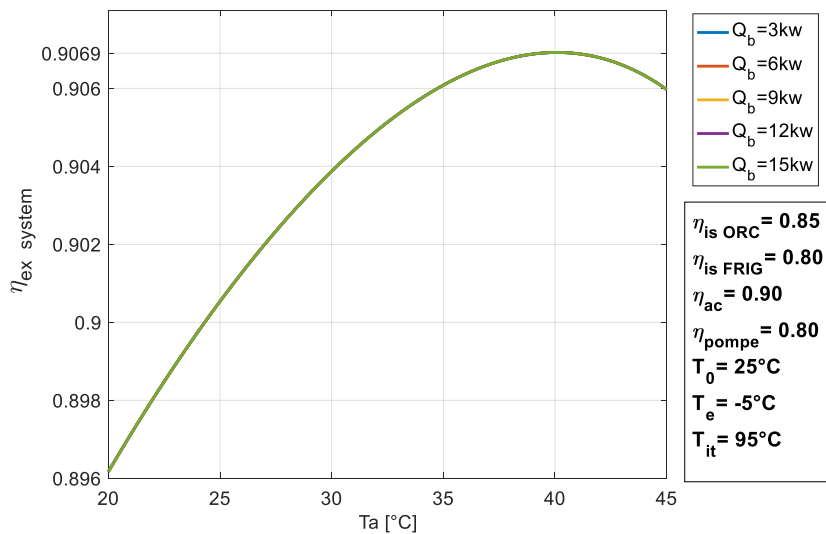


**Figure V-7** Effet de la température ambiante sur le rendement exergetique du condenseur de la machine frigorifique

De la figure V.7, on constate que le rendement exergetique de condenseur- FRIG s'accroît de 8,89% avec l'augmentation de la température ambiante de 20°C à 45°C. ( $\eta_{ex\ cond-FRIG} = 0,8902$  pour  $T_a = 20^\circ C$  à  $\eta_{ex\ cond-FRIG} = 0,9971$  pour  $T_a = 45^\circ C$ ).

### V.2.8. Influence de température ambiante sur le rendement exergetique du système.

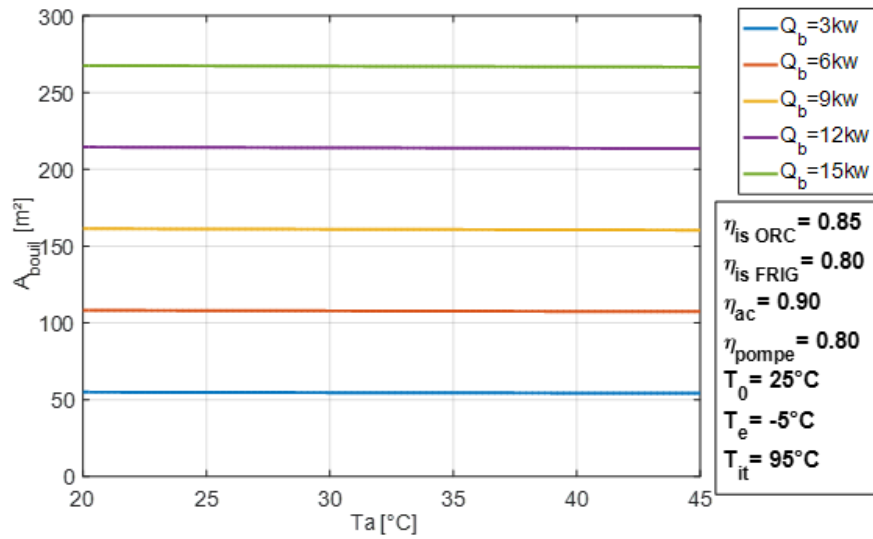
La Figure V-8, représentent la variation de rendement exergetique du système en fonction de la température ambiante.



**Figure V-8** Effet de la température ambiante sur le rendement exergetique du système.

D'après la figure V-8, on s'aperçoit qu'il y a deux plages de rendement utile (pour une température ambiante de 20°C à 40°C et une puissance de bouiller qui varie de  $\dot{Q}_b = 3\ kW$  à  $\dot{Q}_b = 15\ kW$ , le rendement exergetique du système augment, et il chute de  $T_a = 40^\circ C$  jusqu'à  $T_a = 45^\circ C$ , tandis que le  $\dot{Q}_b$  reste la même variation, donc n'a aucun effet sur le  $\eta_{ex\ system}$ .

**V.2.9. Influence de température ambiante sur la surface d'échange globale de bouilleur**



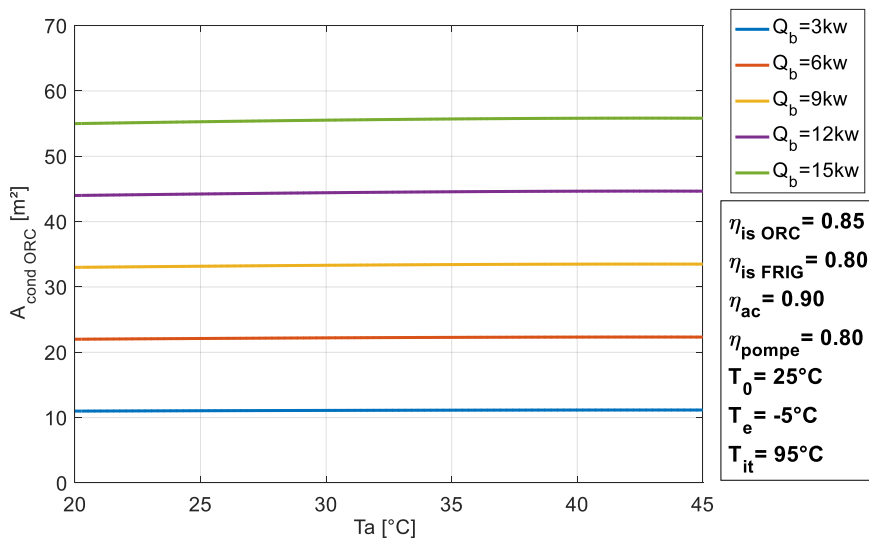
**Figure V-9** Effet de la température ambiante sur la surface d'échange globale de bouilleur

La figure V-9, ci-dessus illustre l'évolutions de la surface d'échange globale de bouilleur en fonction de la température ambiante pour cinq valeurs de la puissance de bouilleur ( $\dot{Q}_b = 3kW, \dot{Q}_b = 6kW, \dot{Q}_b = 9kW, \dot{Q}_b = 12kW, \dot{Q}_b = 15kW$ ).

On constate dans la figure V-9, La surface d'échange globale de bouilleur n'est pas influencée par la température ambiante, cependant la puissance de bouilleur influence sur la  $A_{bouil}$  et cette dernière augmente proportionnellement à ( $\dot{Q}_b$ ).

**V.2.10. Influence de température ambiante sur la surface d'échange globale de condenseur-ORC.**

La figure V-10, ci-dessous montre la variation de la surface d'échange globale de condenseur-ORC en fonction de la température ambiante.

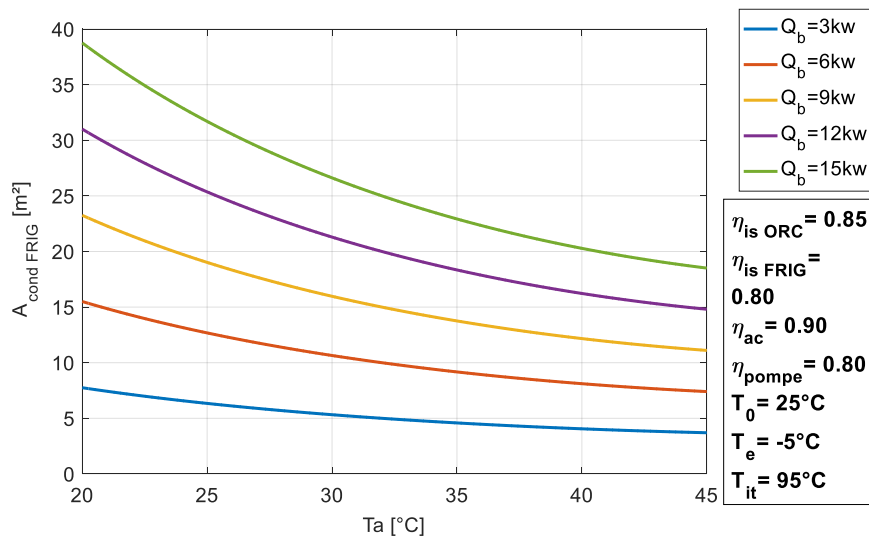


**Figure V-10** Effet de la température ambiante sur la surface d'échange globale de condenseur-ORC

De la figure V-10, on s'aperçoit que la température ambiante n'affecte pas la surface d'échange globale de condenseur-ORC, tandis que la puissance de bouilleur influence sur la  $A_{cond ORC}$  ( $A_{cond ORC} = 11 m^2$  pour  $\dot{Q}_b = 3kW$  ;  $A_{cond ORC} = 55 m^2$  pour  $\dot{Q}_b = 15kW$ ).

### V.2.11. Influence de température ambiante sur la surface d'échange globale de condenseur-FRIG.

La figure V-11, ci-dessous illustre l'évolution de la surface d'échange globale de condenseur-FRIG en fonction de la température ambiante pour cinq valeurs du taux de la puissance de bouilleur ( $\dot{Q}_b = 3kW, \dot{Q}_b = 6kW, \dot{Q}_b = 9kW, \dot{Q}_b = 12kW, \dot{Q}_b = 15kW$ ).

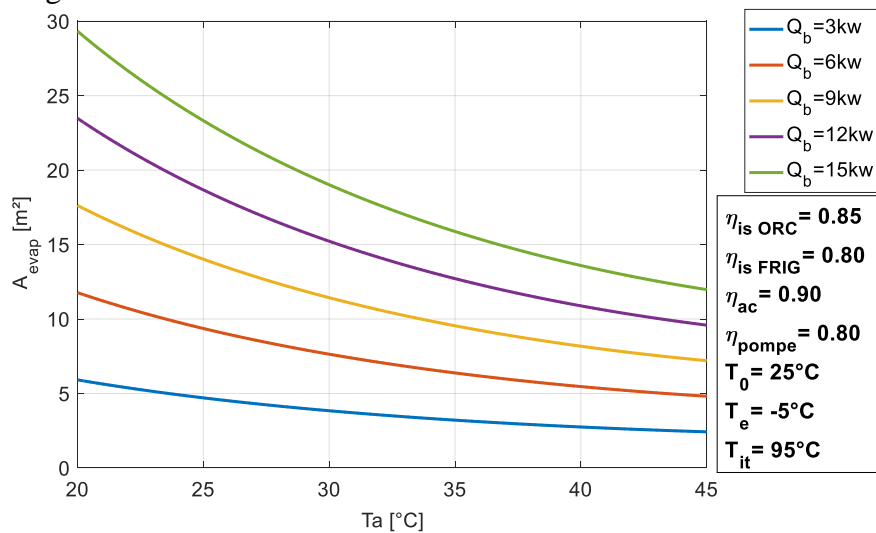


**Figure V-11** Effet de la température ambiante sur la surface d'échange globale de condenseur-FRIG

Les allures de cette figure (V-11) montrent que la surface d'échange globale est inversement proportionnelle au température ambiante (pour une puissance de bouilleur égal à  $3kW, 6kW, 9kW, 12kW, 15kW$  la  $A_{cond FRIG}$  chute d'un pourcentage respectivement égal à 51.47%, 52.23%, 52.21%, 52.25%, 53.48%), et que l'augmentation de la température ambiante de  $20^\circ C$  à  $45^\circ C$ .

### V.2.12. Influence de température ambiante sur la surface d'échange globale de l'évaporateur.

Pour trois valeurs de la température différentes ( $T_0 = 25^\circ\text{C}$  ;  $T_e = -5^\circ\text{C}$  ;  $T_{it} = 95^\circ\text{C}$ ), l'influence de la température ambiante sur la surface d'échange globale de l'évaporateur est portée sur la figure V-12.



**Figure V-12** Effet de la température ambiante sur la surface d'échange globale de l'évaporateur

On s'aperçoit clairement que la surface d'échange globale de l'évaporateur est proportionnelle avec l'augmentation de la puissance de bouilleur, et que l'augmentation de température ambiante de  $20^\circ\text{C}$  à  $45^\circ\text{C}$  entraîne une diminution de la  $A_{evap}$ .

### V.2.13. Influence de température ambiante sur le coût de fonctionnement de bouilleur

La figure V-13 représente la variation du coût de fonctionnement de bouilleur en fonction de la température ambiante.

D'après la figure V-13 on constate que l'augmentation de la température ambiante n'a pas d'influence sur le coût de fonctionnement, à titre d'exemple sur une variation de  $20^\circ\text{C}$  à  $45^\circ\text{C}$  de  $T_a$  le  $C_{bouil}$  reste constant contrairement à la puissance de bouilleur ( $\dot{Q}_b$ ) qui augmente proportionnelle aux coûts de bouilleur.

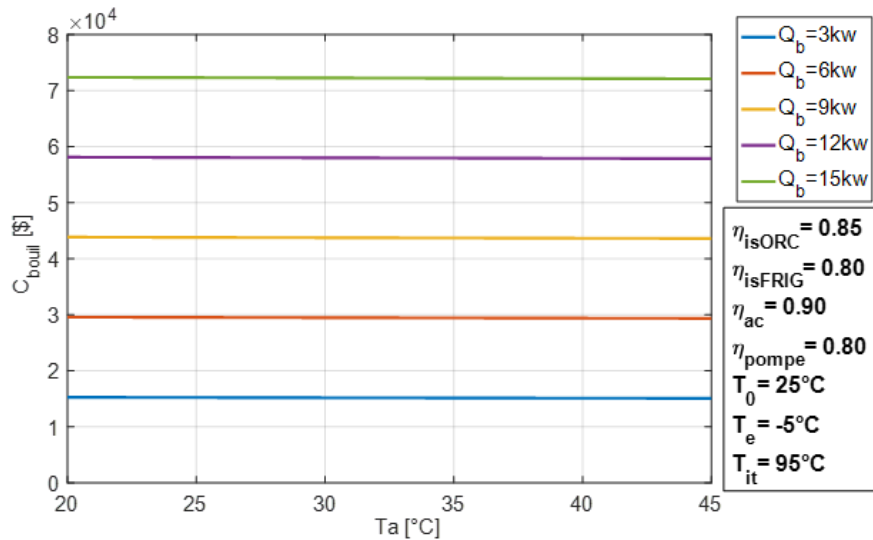


Figure V-13 Effet de la température ambiante sur le coût de fonctionnement de bouilleur

#### V.2.14. Influence de température ambiante sur le coût de fonctionnement de condenseur-ORC

La figure V-14 représente la variation du coût de fonctionnement de condenseur-ORC en fonction de la température ambiante.

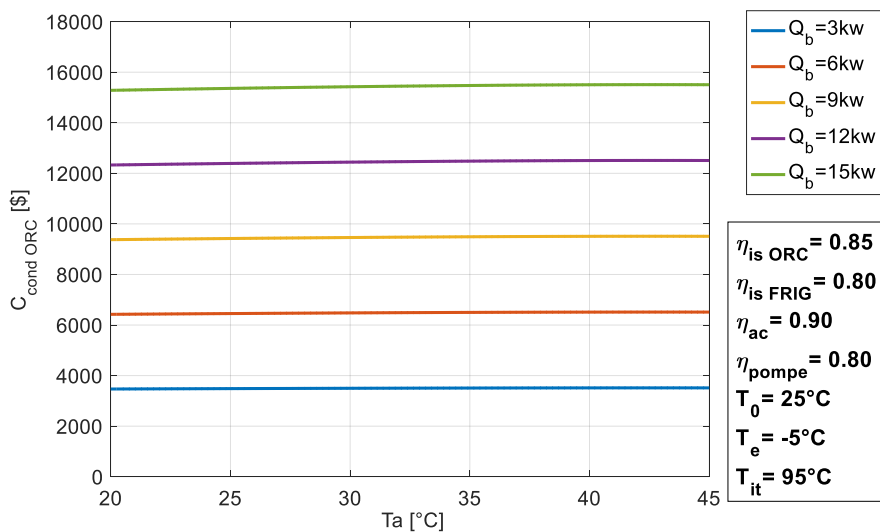
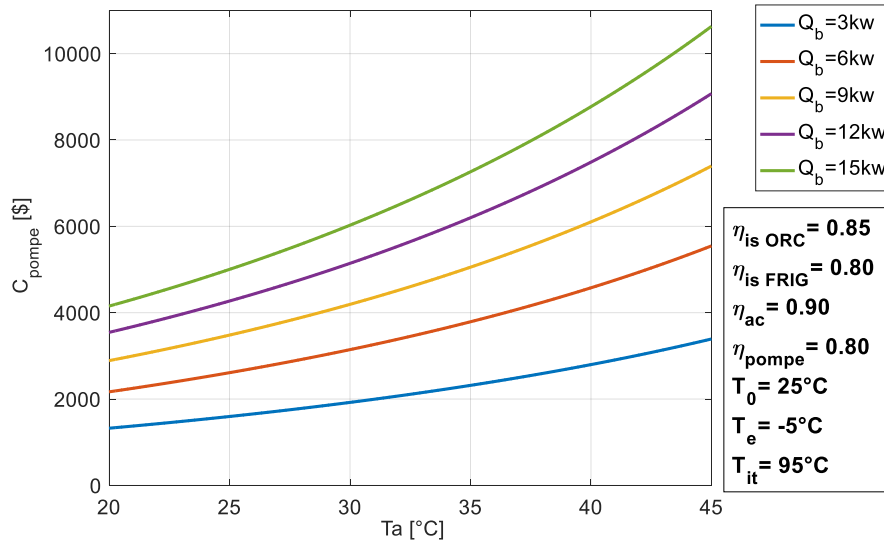


Figure V-14 Effet de la température ambiante sur le coût de fonctionnement de condenseur-ORC

De la figure V-14, on s'aperçoit que la température ambiante n'affecte pas le coût de fonctionnement de condenseur-ORC, tandis que la puissance de bouilleur influence sur le  $C_{cond ORC}$  ( $C_{cond ORC} = 3470\$$  pour  $\dot{Q}_b = 3kW$  ;  $C_{cond ORC} = 9376\$$  pour  $\dot{Q}_b = 9kW$ ).

### V.2.15. Influence de température ambiante sur le coût de fonctionnement de la pompe

La figure V-15, ci-dessous illustre l'évolution du coût de fonctionnement de la pompe en fonction de la température ambiante pour cinq valeurs de  $Q_b$  et trois valeurs de température qui sont définie sur l'illustration.

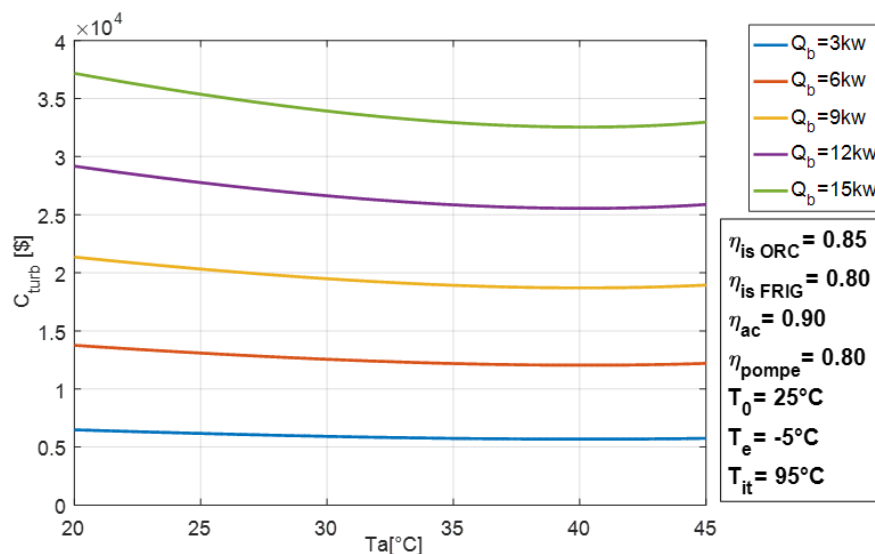


**Figure V-15** Effet de la température ambiante sur le coût de fonctionnement de la pompe

D'après la figure V-15, on constate des coûts de fonctionnement de pompe proportionnel à la température ambiante, et que pour une augmentation de la température ambiante de  $20^{\circ}C$  à  $45^{\circ}C$ , le  $C_{pompe}$  augmente de la même valeur de pourcentage 60.95% pour les différentes puissances de bouilleur  $\dot{Q}_b = 3kW$ ,  $\dot{Q}_b = 6kW$ ,  $\dot{Q}_b = 9kW$ ,  $\dot{Q}_b = 12kW$ ,  $\dot{Q}_b = 15kW$ .

### V.2.16. Influence de température ambiante sur le coût de fonctionnement de la turbine

La figure V-16 représente la variation de coût de fonctionnement de la turbine en fonction de la température ambiante



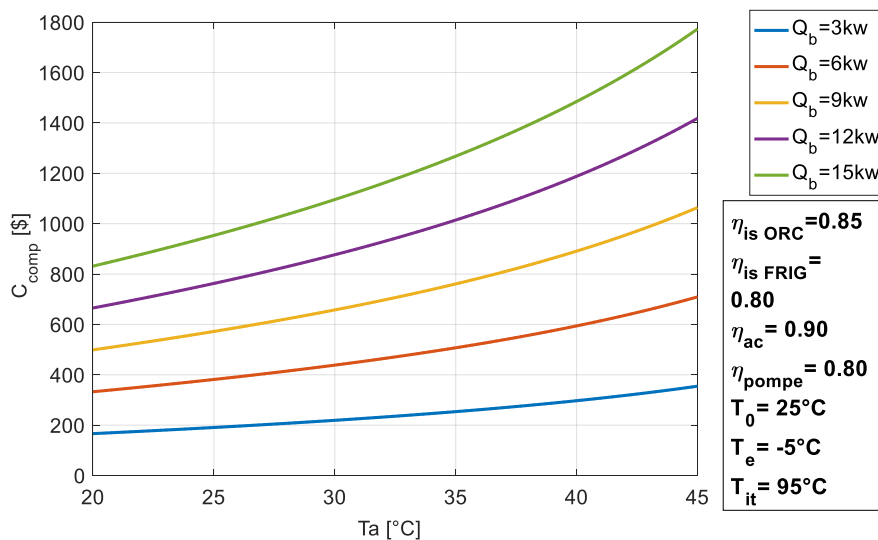
**Figure V-16** Effet de la température ambiante sur le coût de fonctionnement de la turbine

On constate à travers cette figure qu'il Ya deux plage de coût de fonctionnement de la turbine, l'un est inversement proportionnel à la température ambiante pour les cinq valeurs de  $\dot{Q}_b$  et un  $T_a$  qui varié de  $20^\circ C$  à  $40.71^\circ C$  et l'autre augmente entre  $40.71^\circ C$  à  $45^\circ C$ .

On constate aussi que le pourcentage de la diminution de coût de fonctionnement de la turbine pour les différentes valeurs de la puissance de bouilleur est 12%.

### V.2.17. Influence de température ambiante sur le coût de fonctionnement de compresseur

La figure V.17, représenté ci-dessous montre l'effet du coût de fonctionnement de compresseur en fonction de la température ambiante pour cinq valeurs de la puissance de bouilleur  $\dot{Q}_b = 3kW, \dot{Q}_b = 6kW, \dot{Q}_b = 9kW, \dot{Q}_b = 12kW, \dot{Q}_b = 15kW$

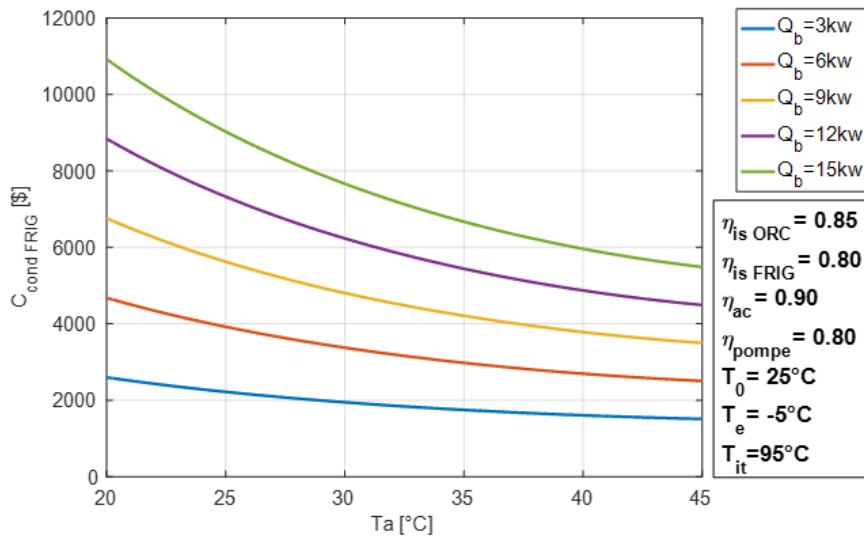


**Figure V-17** Effet de la température ambiante sur le coût de fonctionnement de compresseur

On s'aperçoit clairement que l'augmentation de la température ambiante entraîne une augmentation du coût de fonctionnement de compresseur et que la puissance de bouilleur influence sur le  $C_{comp}$ , à titre d'exemple de  $T_a = 25^\circ C$  à  $T_a = 45^\circ C$  augmente de 53.10% pour  $\dot{Q}_b = 3kW$ , 63.92% pour  $\dot{Q}_b = 15kW$ .

### V.2.18. Influence de température ambiante sur le coût de fonctionnement de condenseur-FRIG

La figure V.18, ci-dessus présente l'évolution du coût de fonctionnement de condenseur de cycle frigorifique en fonction de la température ambiante pour chaque puissance de bouilleur.

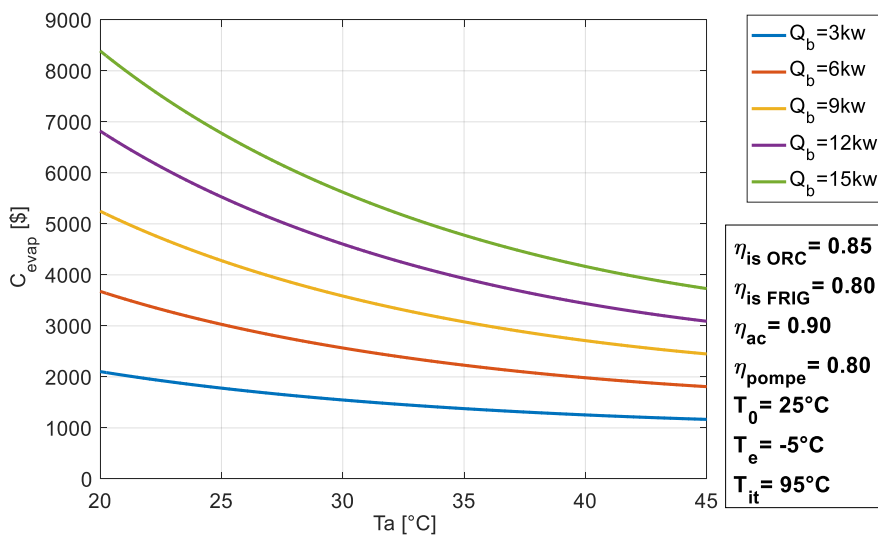


**Figure V-18** Effet de la température ambiante sur le coût de fonctionnement de condenseur-FRIG

Les résultats de cette figure montrent que la puissance de bouilleur influence sur le coût de fonctionnement de condenseur frigorifique et ce dernier il est inversement proportionnelle à la température ambiante sur la plage de température qui varié de  $25^{\circ}\text{C}$  à  $45^{\circ}\text{C}$  avec un pourcentage de diminution qui atteint 49.77% pour  $\dot{Q}_b = 15\text{kW}$ .

### V.2.19. Influence de température ambiante sur le coût de fonctionnement de l'évaporateur

Pour quatre rendement fixe(  $\eta_{is\ ORC} = 0.85$  ;  $\eta_{is\ FRIG} = 0.80$  ;  $\eta_{ac} = 0.90$  ;  $\eta_{pompe} = 0.80$  ) ; et cinq puissances de bouilleur l'influence de la température ambiante sur le cout de l'évaporateur est porté sur la figure ci-dessous.

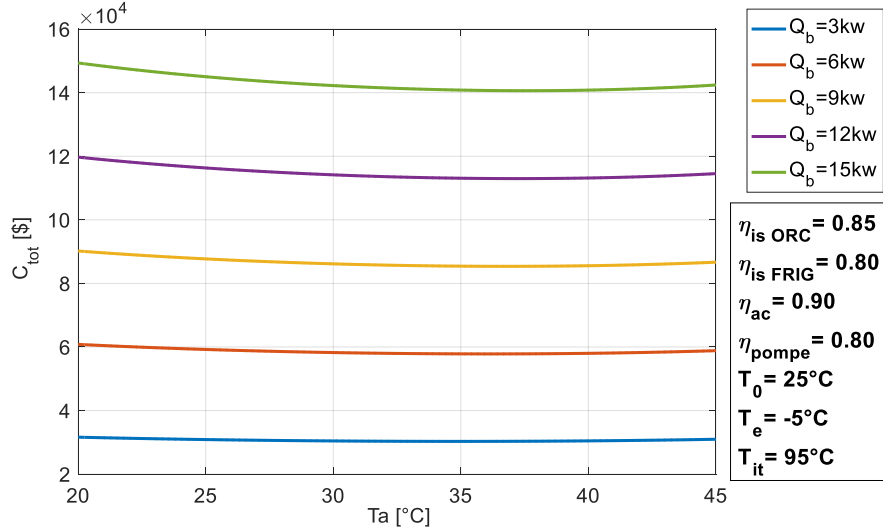


**Figure V-19** Effet de la température ambiante sur le coût de fonctionnement de l'évaporateur

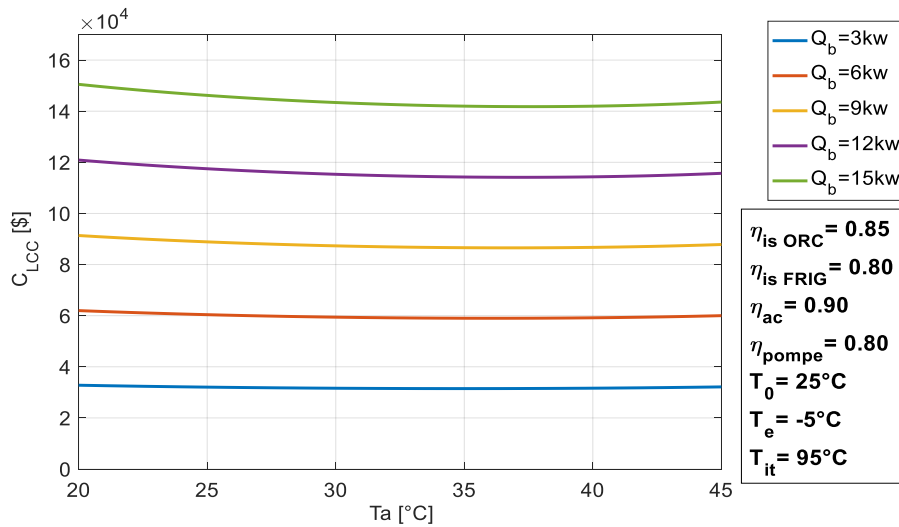
D'après les variations de la figure précédente (V.18) on constate qu'ils sont presque les même avec la figure (V.19), du coup le cout de l'évaporateur diminue sur la gamme de température ambiante.

**V.2.20. Influence de température ambiante sur le coût de fonctionnement total et le coût fonctionnement du cycle de vie :**

La figure V-20 et V-21, ci-dessous illustre les évolutions les coûts de fonctionnement total et du cycle de vie en fonction de la température ambiante, pour plusieurs valeurs de la pression de bouilleur ( $\dot{Q}_b = 3kW, \dot{Q}_b = 6kW, \dot{Q}_b = 9kW, \dot{Q}_b = 12kW, \dot{Q}_b = 15kW$ )



**Figure V-20** Effet de la température ambiante sur le coût de fonctionnement total



**Figure V-21** Effet de la température ambiante sur le coût de fonctionnement du cycle de vie

D'après les deux figures V-20 et V-21, on s'aperçois qu'il y a deux plages des coût de fonctionnement (pour une puissance de bouilleur de  $15kW$  et une température ambiante qui varie de  $20^\circ C$  à  $38.43^\circ C$ , les coûts  $C_{tot}$  et  $C_{LCC}$  diminue, et ils augmentent de  $T_a = 38.43^\circ C$  à  $T_a = 45^\circ C$ , tandis pour  $\dot{Q}_b = 3kW$  les coûts  $C_{tot}$  et  $C_{LCC}$  diminue entre  $T_a = 20^\circ C$  à  $T_a = 36.16^\circ C$  et augmente de  $T_a = 36.41$  jusqu'à  $T_a = 45^\circ C$ .

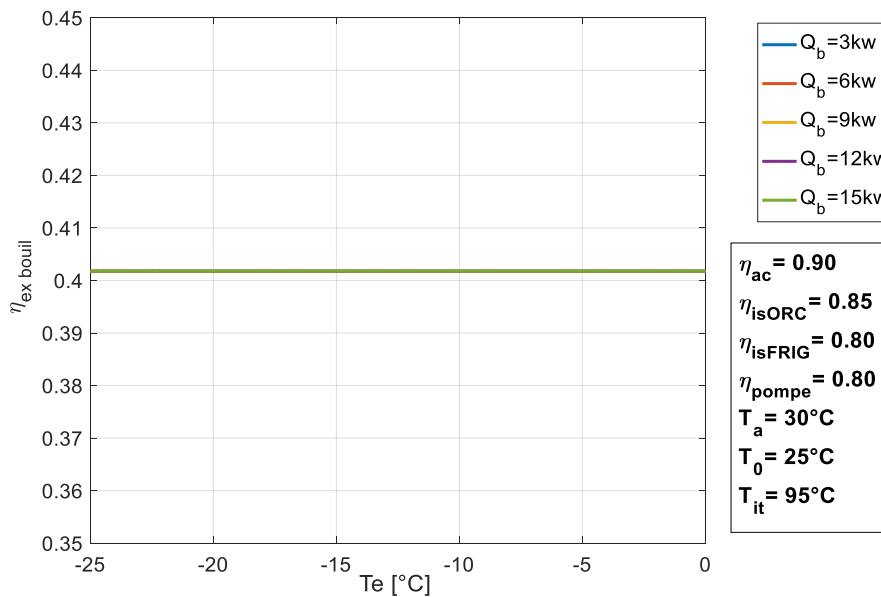
L'augmentation de la température ambiante cause une augmentation des rendement exergetique de la plupart des organes de notre cycle et introduit aussi à une diminution des surfaces d'échanges des échangeurs.

### V.3. Influence de température d'évaporation sur les performances de l'installation

Pour obtenir les résultats suivants, on a fixé le taux de détente au niveau de la turbine de cycle ORC, on a varié la température d'évaporation de  $T_e = -25^{\circ}\text{C}$  jusqu'à  $T_e = 0^{\circ}\text{C}$  et en utilisant le R134a comme fluide de travail de la machine frigorifique et le R245fa pour le cycle organique de Rankine.

#### V.3.1. Influence de température d'évaporation sur le rendement exergetique de bouilleur.

La figure V-22, représenté ci-dessous montre l'évolution du rendement exergetique de bouilleur en fonction de température d'évaporation.



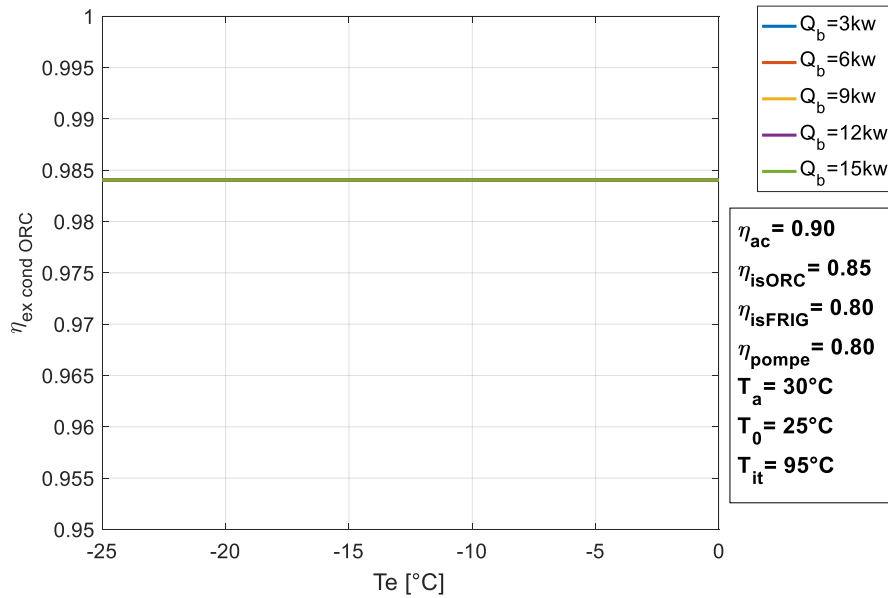
**Figure V-22** Effet de la température d'évaporation sur le rendement exergetique de bouilleur

Comme il est indiqué sur la figure V-22, le rendement exergetique de bouilleur reste constant sur par apport à la variation de la température ambiante, on peut dire aussi que la différentielle du rendement divisé par la différentielle de  $T_e$  égale à 0 donc ce dernier n'a pas d'effet sur  $\eta_{ex\ bouil}$ .

#### V.3.2. Influence de température d'évaporation sur le rendement exergetique de condenseur-ORC.

La figure V.23, ci-dessous illustre l'évolution de rendement exergetique de condenseur-ORC en fonction de la température d'évaporation

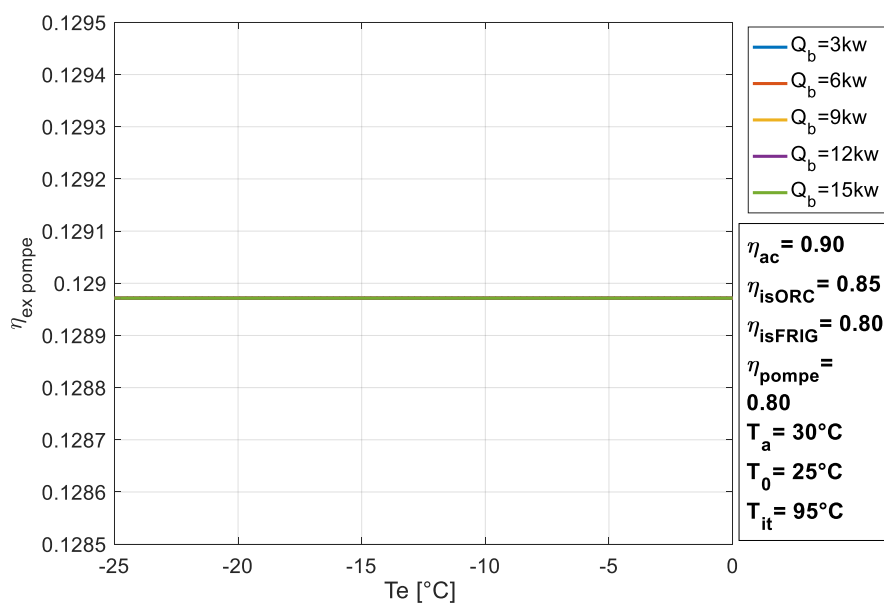
De la figure V-23, on s'aperçoit que la puissance de bouilleur n'affecte sur le rendement exergetique de condenseur du cycle organique de Rankine, et malgré l'augmentation de la température d'évaporation le  $\eta_{ex\ cond\ ORC}$  reste constant sur la variation de  $-25^{\circ}\text{C}$  jusqu'à  $0^{\circ}\text{C}$ . On constate également que  $\frac{d\eta_{ex\ cond\ ORC}}{dT_e} = 0$  et  $\frac{d\eta_{ex\ cond\ ORC}}{dQ_b} = 0$ .



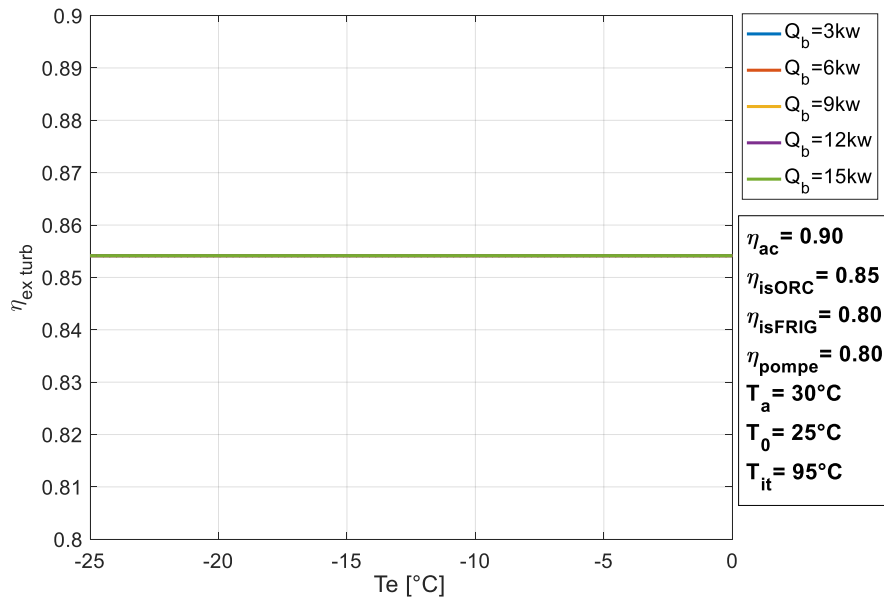
**Figure V-23** Effet de la température d'évaporation sur le rendement exergetique de condenseur-ORC

### V.3.3. Influence de température d'évaporation sur les rendement exergetique de la pompe et la turbine de cycle organique de Rankine

La figure V-24 et V-25, illustre les variations des rendement exergetique de la pompe et la turbine en fonction de la température d'évaporation pour trois valeurs différentes de température ( $T_a = 30^\circ\text{C}$  ;  $T_0 = 25^\circ\text{C}$  ;  $T_{it} = 95^\circ\text{C}$ ), et cinq puissances de  $\dot{Q}_b$ .



**Figure V-24** Effet de la température d'évaporation sur le rendement exergetique de la pompe



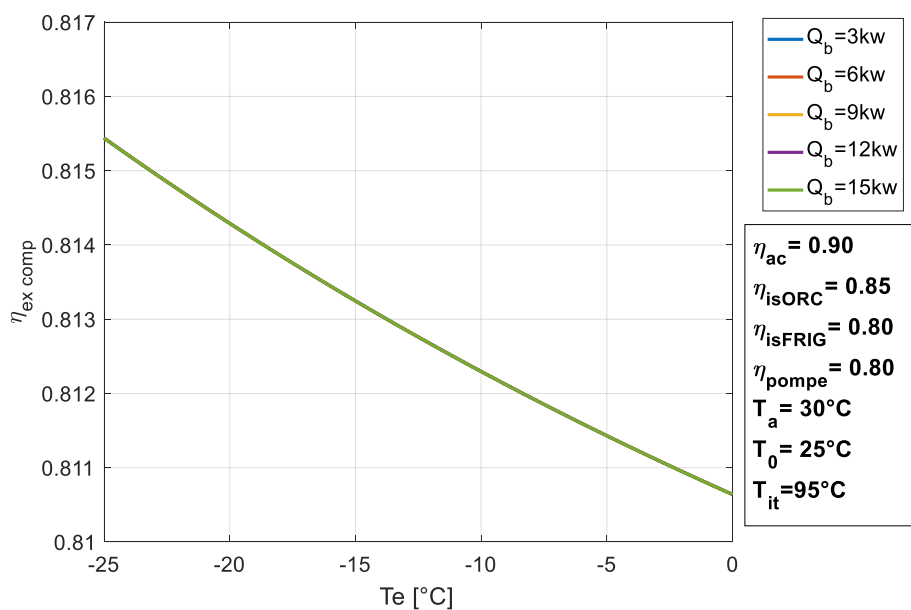
**Figure V-25** Effet de la température d'évaporation sur le rendement exergetique de la turbine

D'après les figures V-22, V-23, V-24 et V-25, On peut tirer que ni la température d'évaporation qui varie de  $-25^{\circ}\text{C}$  à  $0^{\circ}\text{C}$  et non plus la puissance de bouilleur influences sur les rendement exergetique des organe de cycle organique de rankine car ce dernier il reste linéair.

Il est de même remarquable aussi que la diferntielle de chaque  $\eta_{ex}$  des composant de l'ORC devisé par la deffirentielle de soit  $T_e$  ou  $\dot{Q}_b$  nous donne un 0.

### V.3.4. Influence de température d'évaporation sur le rendement exergetique du compresseur

La figure V-26, ci-dessous montre le profil de rendement exergetique du compresseur en fonction de la température d'évaporation.

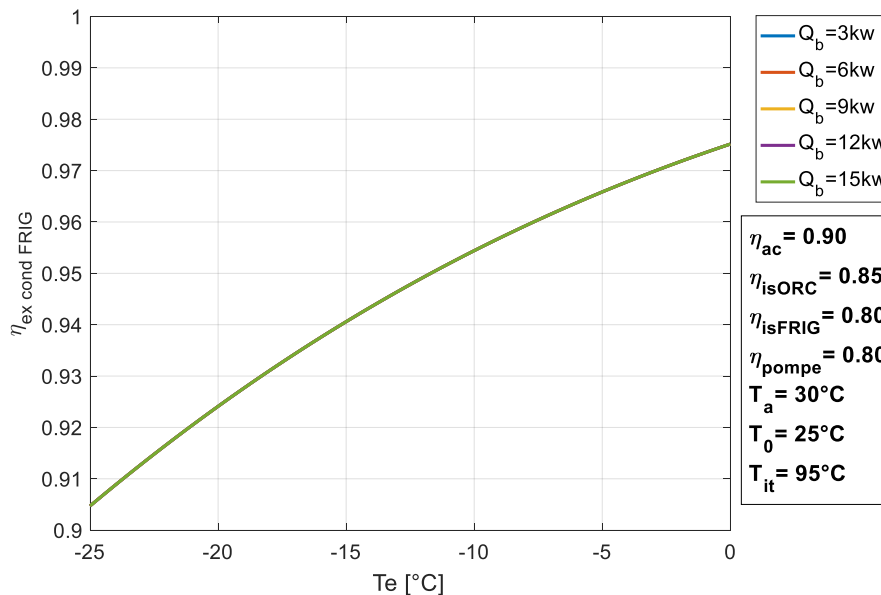


**Figure V-26** Effet de la température d'évaporation sur le rendement exergetique du compresseur

D'après la figure V-26 le rendement énergetique du compresseur est inversement proportionnel à la température d'évaporation car pour une augmentation de cette dernière de -25 °C à 0 °C, le  $\eta_{ex\ comp}$  diminue de 0.58 %.

### V.3.5. Influence de température d'évaporation sur le rendement énergetique du condenseur-FRIG

La courbe illustrée ci-dessous dans la figure V-27, représente l'évolution du rendement énergetique du condenseur-FRIG en fonctionnement du changement de la température d'évaporation.



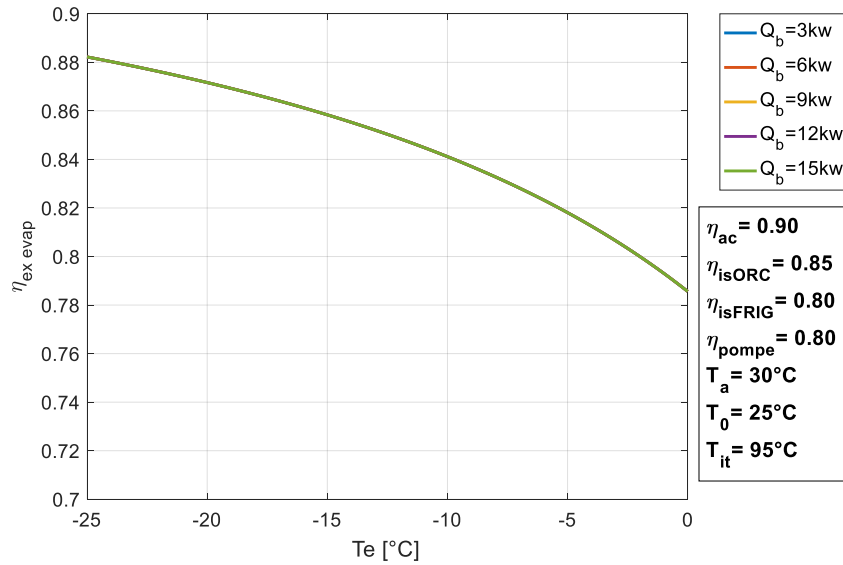
**Figure V-27** Effet de la température d'évaporation sur le rendement énergetique du condenseur-FRIG

De la figure V-27, on constate que le rendement énergetique de condenseur-FRIG s'accroît de 7.22% avec l'augmentation de la température d'évaporation de  $-25^\circ C$  à  $0^\circ C$ . ( $\eta_{ex\ cond\ FRIG} = 0,9047$  pour  $T_e = -25^\circ C$  à  $\eta_{ex\ cond\ FRIG} = 0,9752$  pour  $T_e = 0^\circ C$ ).

Dapres les figures V-26 et V-27, Il est constatable aussi que la puissance de bouilleur  $\dot{Q}_b$  na pas d'influence sur les deux rendement  $\eta_{ex\ comp}$  et  $\eta_{ex\ cond\ FRIG}$ .

### V.3.6. Influence de température d'évaporation sur le rendement exergetique de l'évaporateur

La courbe illustrée ci-dessous dans la Figure V-28 représente l'évolution du rendement énergetique de l'évaporateur en fonction de la température d'évaporation.



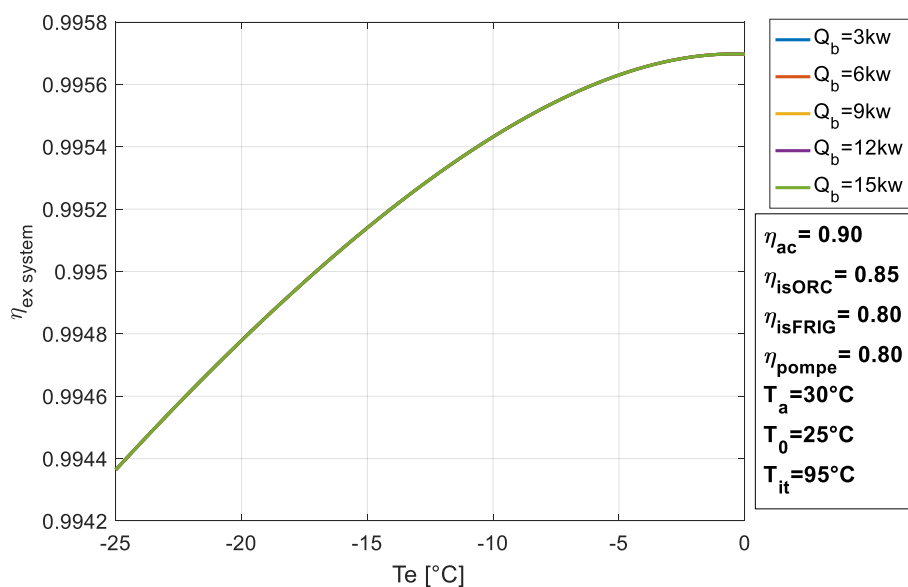
**Figure V-28** Effet de la température d'évaporation sur le rendement exergetique de l'évaporateur

On constate de la figure **V-28**, qui représente l'évolution du rendement exergetique de l'évaporateur en fonction de la température d'évaporation, qui signifie que pour une augmentation de température  $T_e$  de  $-25^{\circ}\text{C}$  à  $0^{\circ}\text{C}$  la dégradation relative de  $\eta_{ex\ evap}$  est de 14,30%.

On peut constater aussi que la puissance de bouilleur  $\dot{Q}_b$  influence pas sur le rendement exergetique de l'évaporateur car malgré sa variation ce dernier reste le même.

### V.3.7. Influence de température d'évaporation sur le rendement exergetique du système.

La courbe illustrée ci-dessous dans la Figure V-29 représente l'évolution du rendement exergetique du système en fonction de  $T_e$ .



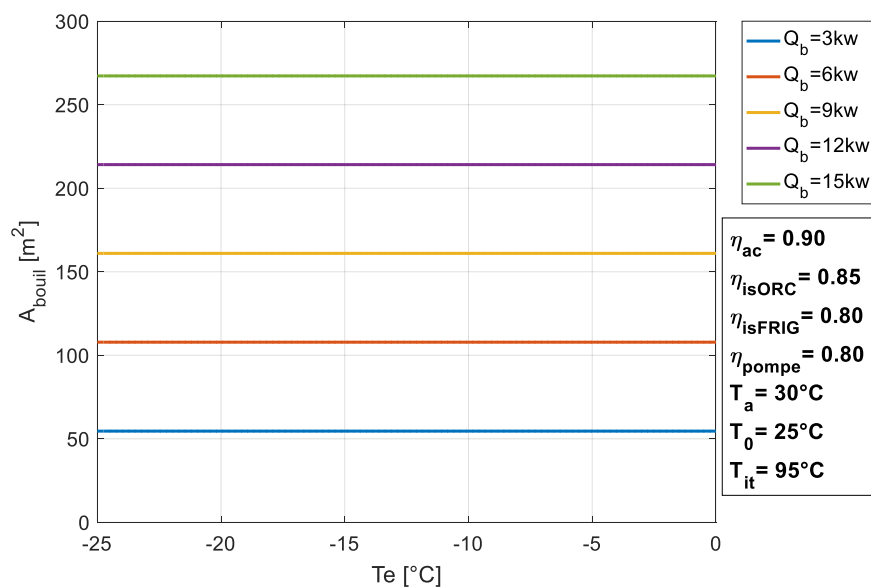
**Figure V-29** Effet de la température d'évaporation sur le rendement exergetique du système

Le rendement exergetique du système augmente de 0.13% pour une augmentation de température à l'entrée d'évaporation de  $-25^{\circ}\text{C}$  jusqu'à  $0^{\circ}\text{C}$ .

A partir de ces deux figures (V-27 ; V-29) on peut dire que la température d'évaporation affecte positivement les performances de condenseur frigorifique et ce dernier a une influence directe sur le système.

### V.3.8. Influence de température d'évaporation sur la surface d'échange globale de bouilleur

La figure V-30, ci-dessous illustre l'évolution de la surface d'échange globale de bouilleur en fonction de la température d'évaporation pour cinq valeurs de la puissance du bouilleur ( $\dot{Q}_b = 3\text{kW}$ ,  $\dot{Q}_b = 6\text{kW}$ ,  $\dot{Q}_b = 9\text{kW}$ ,  $\dot{Q}_b = 12\text{kW}$ ,  $\dot{Q}_b = 15\text{kW}$ )

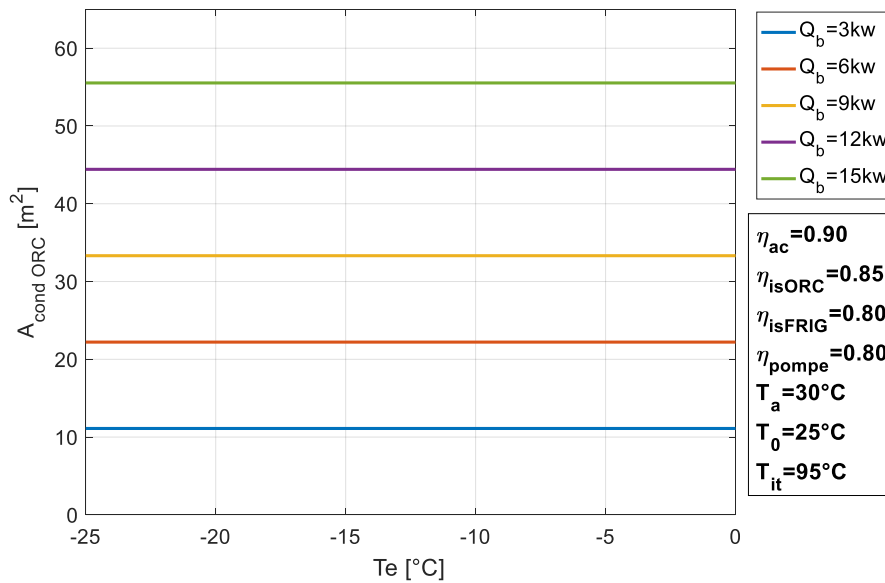


**Figure V-30** Effet de la température d'évaporation sur la surface d'échange globale de bouilleur

De la figure V-30, on s'aperçoit que la température n'affecte pas la surface d'échange globale de bouilleur, tandis que la puissance de bouilleur  $Q_b$  influence sur la  $A_{bouil}$  ( $A_{bouil} = 54.6 \text{ m}^2$  pour  $Q_b = 3\text{kW}$  ;  $A_{bouil} = 107.9 \text{ m}^2$  pour  $\dot{Q}_b = 6\text{kW}$  ;  $A_{bouil} = 161 \text{ m}^2$  pour  $\dot{Q}_b = 9\text{kW}$  ;  $A_{bouil} = 214.1 \text{ m}^2$  pour  $\dot{Q}_b = 12\text{kW}$  ;  $A_{bouil} = 267.3 \text{ m}^2$  pour  $\dot{Q}_b = 15\text{kW}$ ).

### V.3.9. Influence de température d'évaporation sur la surface d'échange globale de condenseur-ORC

La figure V-31 représente la surface d'échange du condenseur ORC en fonction de la température d'évaporation, pour plusieurs puissances de bouilleur ( $\dot{Q}_b$ ).

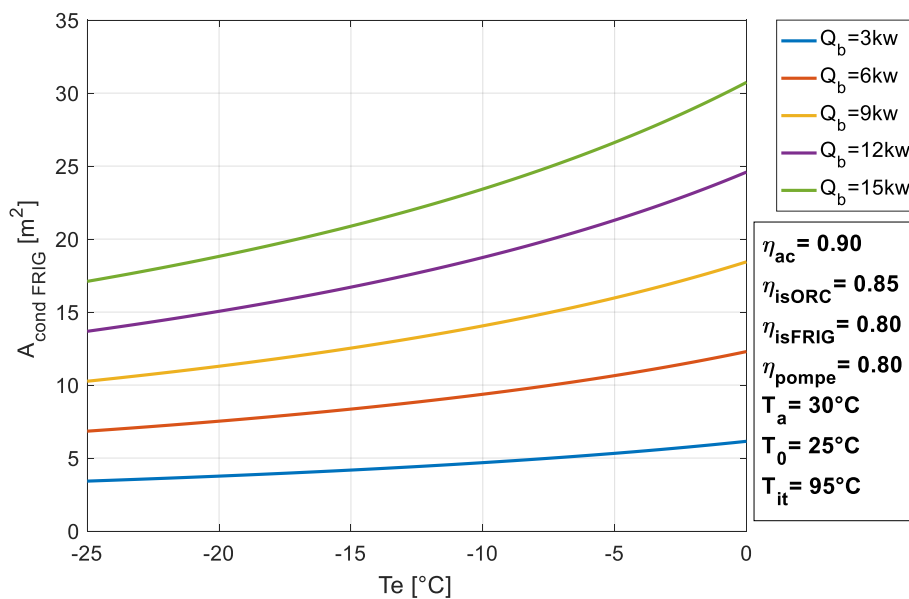


**Figure V-31** Effet de la température d'évaporation sur la surface d'échange globale de condenseur-ORC

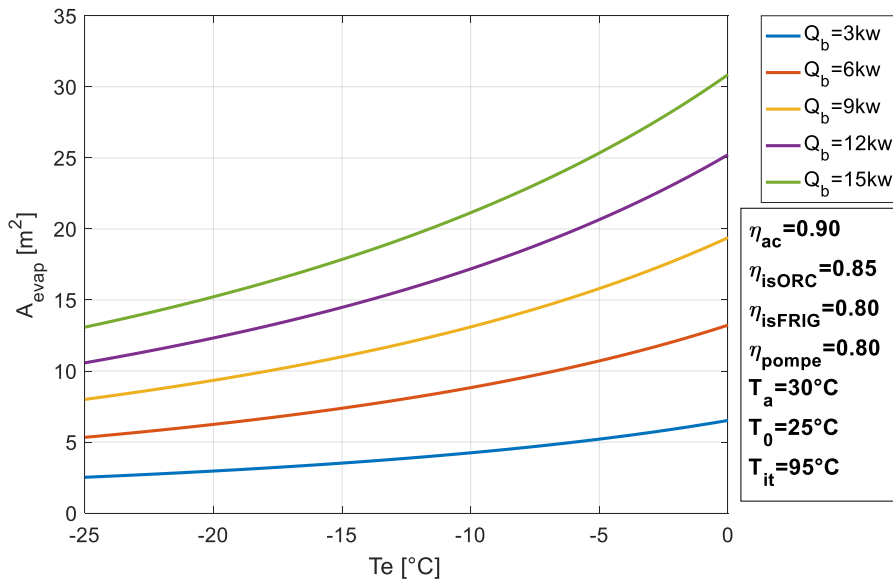
D'après la **figure V-31** on constate que la surface d'échange du condenseur ORC est constante pour une température d'évaporation qui varie entre  $-25^{\circ}\text{C}$  et  $0^{\circ}\text{C}$ . La surface d'échange du condenseur ORC augmente de 80% avec l'augmentation de  $\dot{Q}_b$  (de  $3\text{kW}$  à  $15\text{kW}$ )

### V.3.10. Influence de température d'évaporation sur la surface d'échange globale de condenseur-FRIG et l'évaporateur

Pour plusieurs valeurs de la pression de bouilleur ( $\dot{Q}_b = 3\text{kW}$ ,  $\dot{Q}_b = 6\text{kW}$ ,  $\dot{Q}_b = 9\text{kW}$ ,  $\dot{Q}_b = 12\text{kW}$ ,  $\dot{Q}_b = 15\text{kW}$ ), l'influence de la température d'évaporation sur la surface d'échange globale de condenseur-FRIG et l'évaporateur est portée sur les figure V-32 et V-33.



**Figure V-32** Effet de la température d'évaporation sur la surface d'échange globale de condenseur-FRIG



**Figure V-33** Effet de la température d'évaporation sur la surface d'échange globale de l'évaporateur

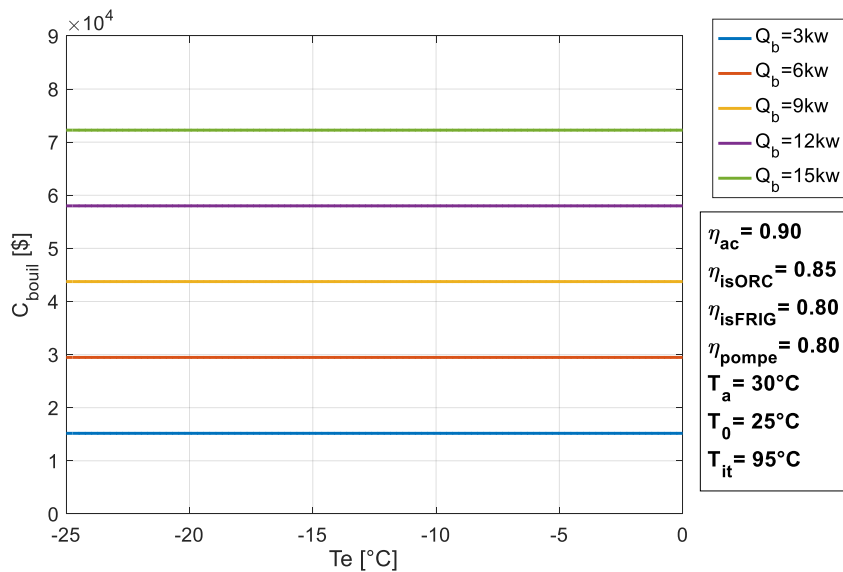
D'après les figure V-32 et figure V-33, on constate que la surface d'échange de l'évaporateur et de condenseur-FRIG varie proportionnellement avec la température d'évaporation et augmente avec l'augmentation de  $T_e$ .

On observe en parallèle que la différence de variation du deux surface  $A_{cond\ FRIG}$  et  $A_{evap}$  se trouve dans le pourcentage d'augmentation sachant que pour  $\dot{Q}_b = 3kW$   $A_{evap}$  augmente de 61.31% et l'autre de 44.35%.

On peut tirer aussi que la temperature d'évaporation influence sur les surface d'échange globale de condenseur frigorifique et l'évaporateur contrairement a ceux de condenseur -ORC et bouilleur.

### V.3.11. Influence de température d'évaporation sur le coût de fonctionnement du bouilleur

La figure V-34 représente le coût de fonctionnement du bouilleur en fonction de la température d'évaporation, pour plusieurs puissance de bouilleur ( $\dot{Q}_b$ )



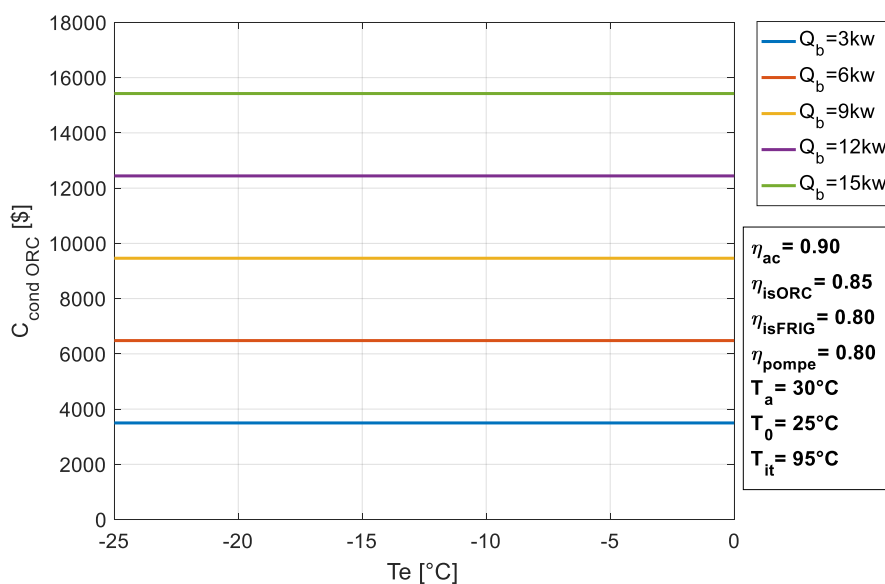
**Figure V-34** Effet de la température d'évaporation sur le coût de fonctionnement du bouilleur

D'après la figure V-34 on constate que le coût du bouilleur est constant pour une température d'évaporation qui varie entre  $-25^\circ\text{C}$  et  $0^\circ\text{C}$ .

Le coût de fonctionnement du bouilleur est de 15180.3\$, 29470.6\$, 43742.5\$, 58004.4\$, 72260.8\$ pour  $\dot{Q}_b$  qui est égale à ( $\dot{Q}_b = 3\text{kW}$ ,  $\dot{Q}_b = 6\text{kW}$ ,  $\dot{Q}_b = 9\text{kW}$ ,  $\dot{Q}_b = 12\text{kW}$ ,  $\dot{Q}_b = 15\text{kW}$ ).

### V.3.12. Influence de température d'évaporation sur le coût de fonctionnement du condenseur-ORC

La figure V-35 représente le coût de fonctionnement du condenseur ORC en fonction de la température d'évaporation, pour plusieurs puissance de bouilleur  $\dot{Q}_b$



**Figure V-35** Effet de la température d'évaporation sur le coût de fonctionnement du condenseur-ORC

On constate dans la figure V-35, le coût de fonctionnement du condenseur-ORC n'est pas influencée par la température d'évaporation, à titre d'exemple pour  $T_e$  qui varie de  $-25^{\circ}\text{C}$  jusqu'à  $0^{\circ}\text{C}$  le  $C_{cond\ ORC}$  reste constant (3498\$) pour une puissance de bouilleur  $3\text{kw}$  et 12440\$ pour un  $\dot{Q}_b = 12\text{kw}$ .

### V.3.13. Influence de température d'évaporation sur les coûts de fonctionnement de la pompe et la turbine

La figure V-36 et V-37, ci-dessous illustre les évolutions de coûts de fonctionnement de la pompe et la turbine en fonction de la température d'évaporation pour les valeurs du  $\dot{Q}_b$

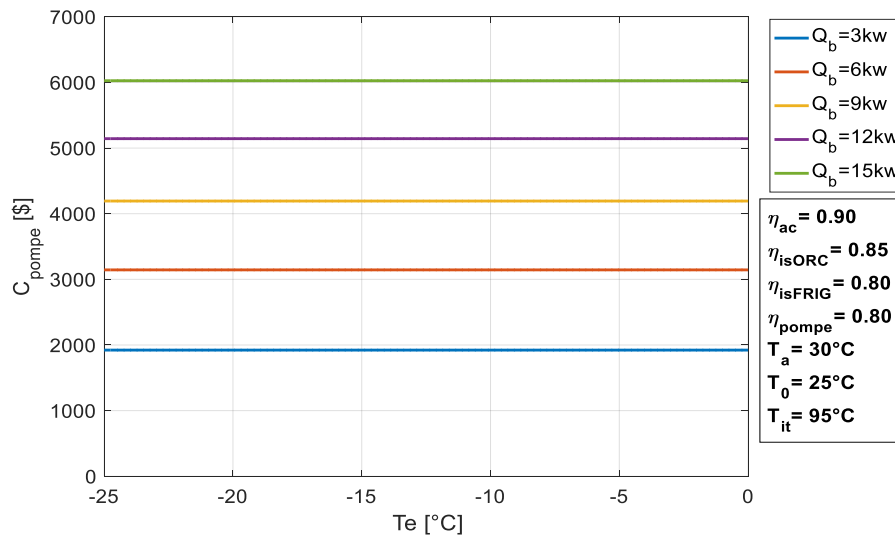


Figure V-36 Effet de la température d'évaporation sur le coût de fonctionnement de la pompe

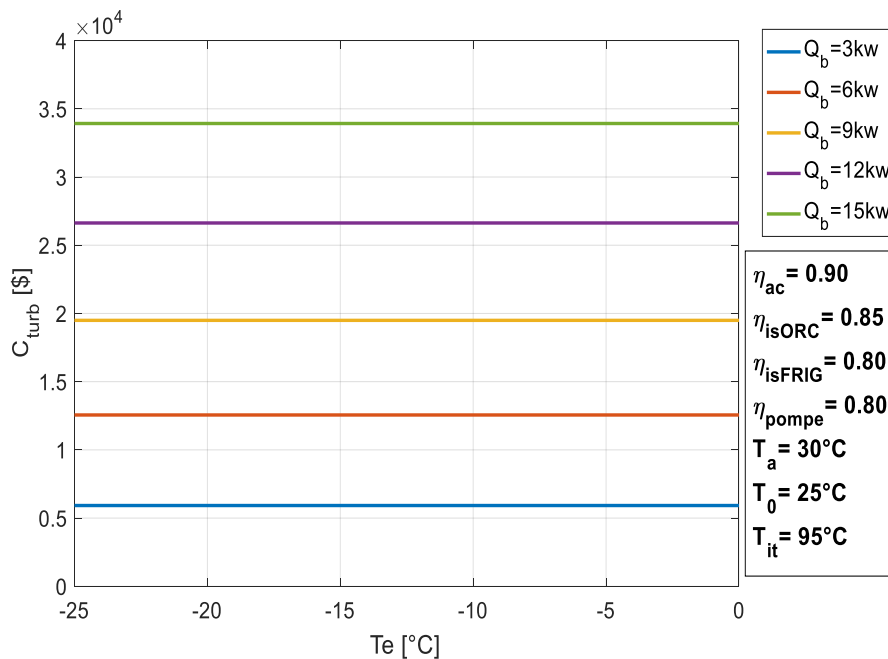


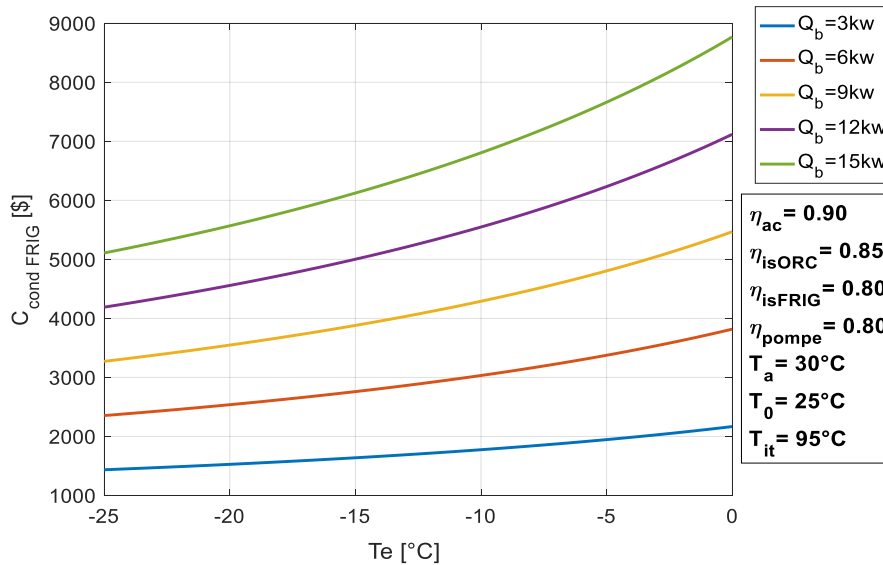
Figure V-37 Effet de la température d'évaporation sur le coût de fonctionnement de la turbine

La température d'évaporation n'affecte pas sur le coût de fonctionnement de la pompe et non seulement sur celui de la turbine.

A partir de ces quatre dernières figures (V-34 ; V-35 ; V-36 ; V-37) on peut dire que la puissance de bouilleur influence sur les coûts de fonctionnement des organes de cycle organique de Rankine contrairement à la température d'évaporation qui n'a aucun effet sur le  $C_{cond\ bouil}$ ,  $C_{cond\ ORC}$ ,  $C_{pompe}$  et  $C_{turb}$ .

### V.3.14. Influence de température d'évaporation sur le coût de fonctionnement de condenseur-FRIG

La figure V-38 représente le coût du condenseur FRIG en fonction de la température d'évaporation, pour plusieurs puissance de bouilleur  $\dot{Q}_b$ .



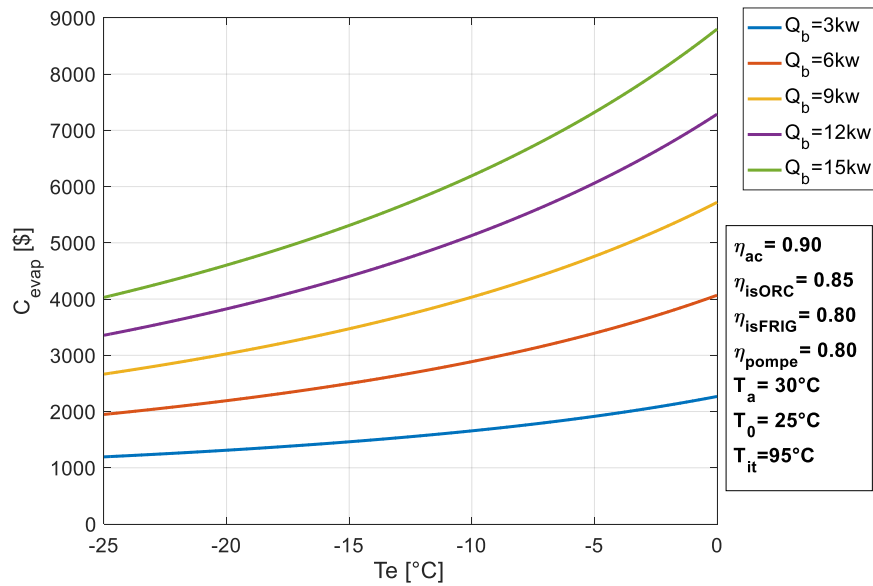
**Figure V-38** Effet de la température d'évaporation sur le coût de fonctionnement de condenseur-FRIG

D'après la figure V-38 on constate que le coût de fonctionnement du condenseur FRIG varie proportionnellement avec la température d'évaporation.

Pour une augmentation de température d'évaporation  $T_e$  de  $-25^{\circ}\text{C}$  à  $0^{\circ}\text{C}$  et pour une puissance de bouilleur  $\dot{Q}_b = 3\text{kW}$  une augmentation de coût fonctionnement du condenseur FRIG de 1435\$ à 2167\$, tandis que pour une variation du  $\dot{Q}_b$  de  $3\text{kW}$  à  $15\text{kW}$ , on constate une augmentation du  $C_{cond\ FRIG}$  de 1435\$ à 5108\$ pour  $T_e = -25^{\circ}\text{C}$ , et une augmentation de 2167\$ à 8768\$ pour un  $T_e = 0^{\circ}\text{C}$ .

### V.3.15. Influence de température d'évaporation sur le coût de fonctionnement de l'évaporateur

Pour cinq valeurs de la pression de bouilleur ( $\dot{Q}_b = 3\text{kW}$ ,  $\dot{Q}_b = 6\text{kW}$ ,  $\dot{Q}_b = 9\text{kW}$ ,  $\dot{Q}_b = 12\text{kW}$ ,  $\dot{Q}_b = 15\text{kW}$ ), l'influence de la température d'évaporation sur le coût de fonctionnement est portée sur la figure V-39.

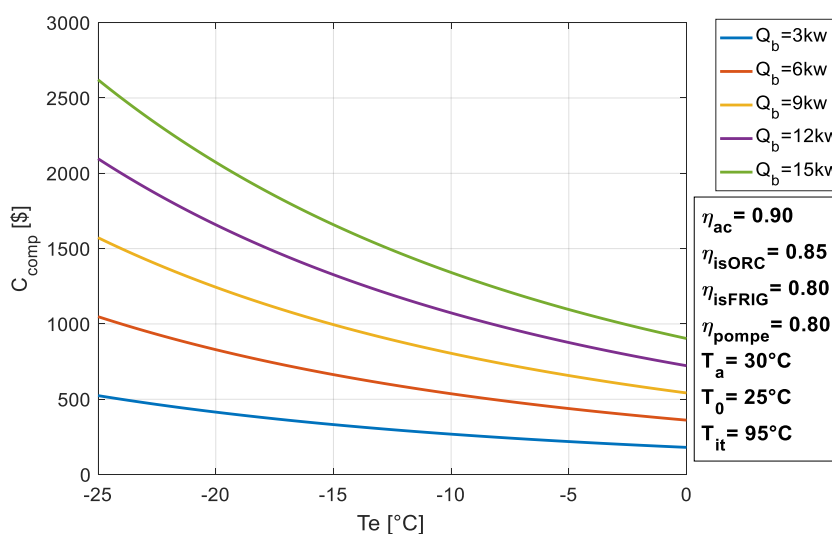


**Figure V-39** Effet de la température d'évaporation sur le coût de fonctionnement de l'évaporateur

De la figure V-39 on constate une proportionnalité entre la température d'évaporation et le coût de fonctionnement de l'évaporateur. Par conséquent, pour une augmentation de température d'évaporation  $T_e$  de  $-25^{\circ}\text{C}$  jusqu'à  $0^{\circ}\text{C}$ , le  $C_{evap}$  augmente de 47.35% pour  $\dot{Q}_b = 3\text{kW}$  et 54.20% pour  $\dot{Q}_b = 15\text{kW}$ .

### V.3.16. Influence de température d'évaporation sur le coût de fonctionnement de compresseur

La figure V-40 représente le coût de fonctionnement du compresseur en fonction de la température d'évaporation, pour plusieurs puissance de bouilleur ( $\dot{Q}_b$ ).



**Figure V-40** Effet de la température d'évaporation sur le coût de fonctionnement du compresseur

D'après la figure V-40, on constate que le coût de fonctionnement du compresseur est inversement proportionnel à la température d'évaporation  $T_e$ .

Pour une augmentation de température d'évaporation  $T_e$  de  $-25^{\circ}C$  à  $0^{\circ}C$  et pour une puissance de bouilleur  $\dot{Q}_b = 15kW$  une diminution du coût de fonctionnement du compresseur de 524.158\$ à 180.669\$, tandis que pour une variation de  $\dot{Q}_b$  de 3kW à 15kW, on constate une augmentation du coût fonctionnement du compresseur de 524.158\$ à 2620.79\$ pour  $T_e = -25^{\circ}C$ , et une augmentation de 180.669\$ à 903.345\$ pour un  $T_e = 0^{\circ}C$ .

### V.3.17. Influence de température d'évaporation sur les coûts de fonctionnement totale et le cycle de vie.

La figure V-41 et V-42 représente les coûts de fonctionnement totale et du cycle de vie en fonction de la température d'évaporation, pour plusieurs puissance de bouilleur  $\dot{Q}_b$ .

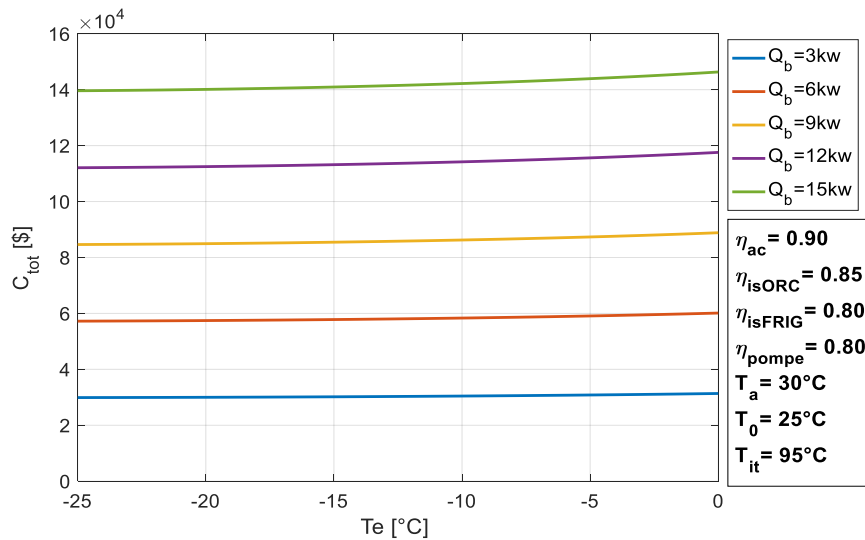


Figure V-41 Effet de la température d'évaporation sur le coût de fonctionnement totale

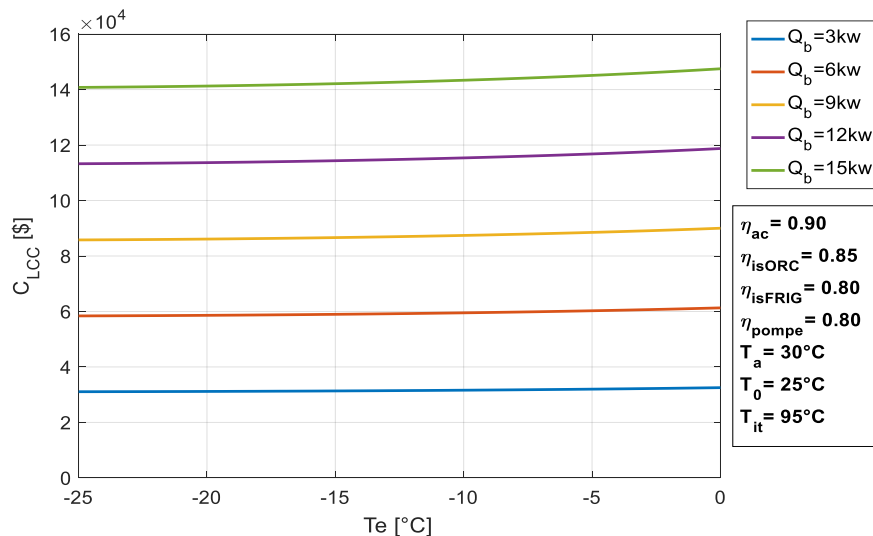


Figure V-42 Effet de la température d'évaporation sur le coût de fonctionnement du cycle de vie

A travers la figure V-41 et V-42 On constate que le coût de fonctionnement totale est corrélatif au coût de fonctionnement de cycle de vie, on s'aperçoit que le  $C_{tot}$  et  $C_{LCC}$  sont inversement proportionnel au température d'évaporation, l'effet de  $T_e$  sur les deux coûts de fonctionnemet précédent est minime mais signifiant quand-même, à titre d'exemple le pourcentage d'augmentation de  $C_{LCC}$  attein 4.54% et  $C_{tot}$  4.58% pour  $\dot{Q}_b = 15kw$ .

L'augmentation de la température d'évaporation implique une diminution des surfaces d'échange des organes de cycle FRIG et une stabilité pour les organes de cycle ORC, qui mène à l'augmentation minime du coûts du fonctionnement LCC.

#### V.4. Influence de la température à l'entrée de la turbine sur les performances de l'installation :

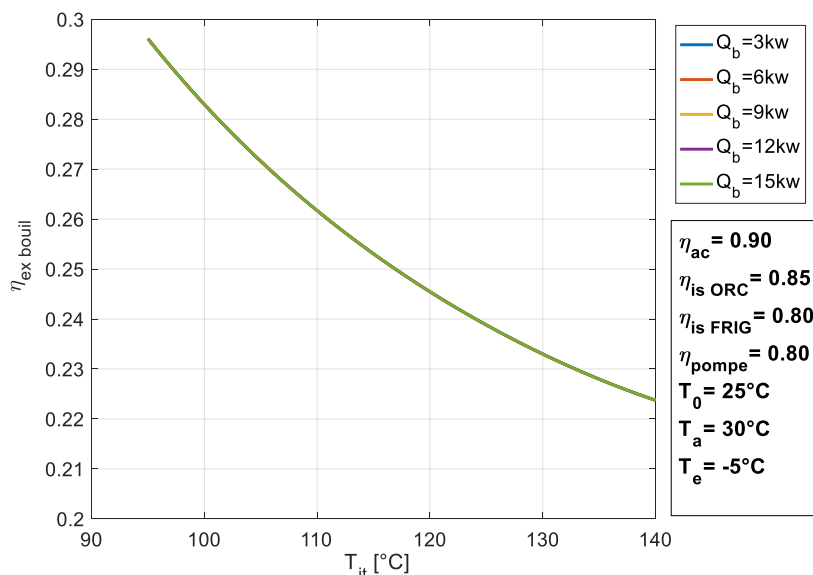
En utilisant le R134a comme fluide de travail de la machine frigorifique et le R245fa pour le cycle organique de Rankine, et une température de bouilleur qu'est vari de 95°C jusqu'à 140°C.

**Tableau V-2 : Paramètres de fonctionnement pour l'influence de  $T_{it}$**

P0 (kPa)	T0 (°C)	Ta (°C)	Te (°C)
101,3	25	30	-5

#### V.4.1. Influence de la température à l'entré turbine sur le rendement éxergétique du bouilleur :

La figure V-43 représente la variation de rendement éxergétique du bouilleur ( $\eta_{ex\ bouil}$ ) en fonction de de la température à l'entré turbine ( $T_{it}$ ) pour cinq valeurs de puissance de bouilleur ( $\dot{Q}_b$ ).

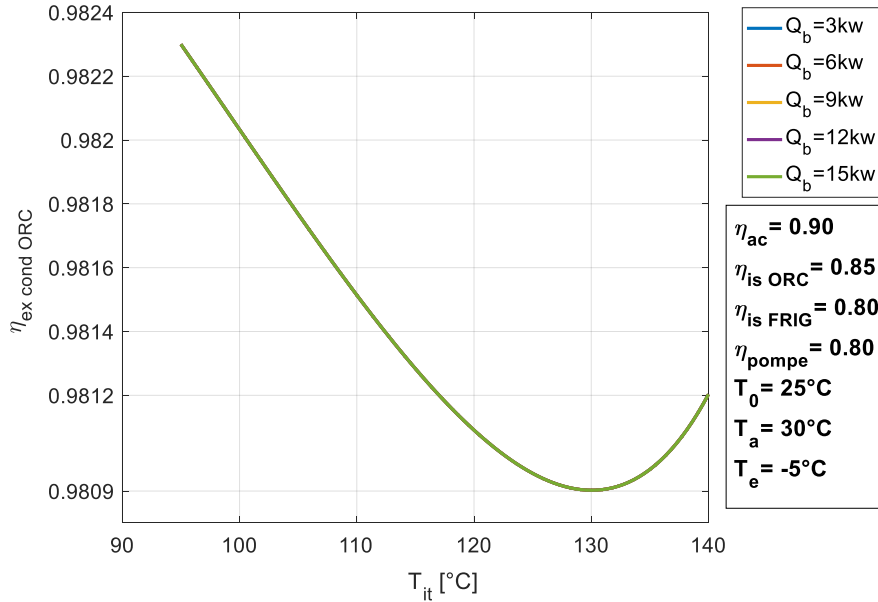


**Figure V-43** variation du rendement éxergétique du bouilleur en fonction de la température à l'entrée turbine.

D'après la figure V-43 on distingue que  $\eta_{ex\ bouil}$  diminue non linéairement de 24,45% (29,61% jusqu'à 22,37% ) à mesure que  $T_{it}$  augmente de 95°C jusqu'à 140°C. Et  $\eta_{ex\ bouil}$  prend la même valeur pour toutes valeurs de  $\dot{Q}_b$ .

**V.4.2. Influence de la température à l'entrée turbine sur le rendement exergetique du condenseur du cycle ORC :**

La figure V-44 représente la variation de rendement exergetique du condenseur du cycle ORC ( $\eta_{ex\ cond\ ORC}$ ) en fonction de de la température à l'entré turbine ( $T_{it}$ ) pour cinq valeurs de puissance de bouilleur ( $\dot{Q}_b$ ).

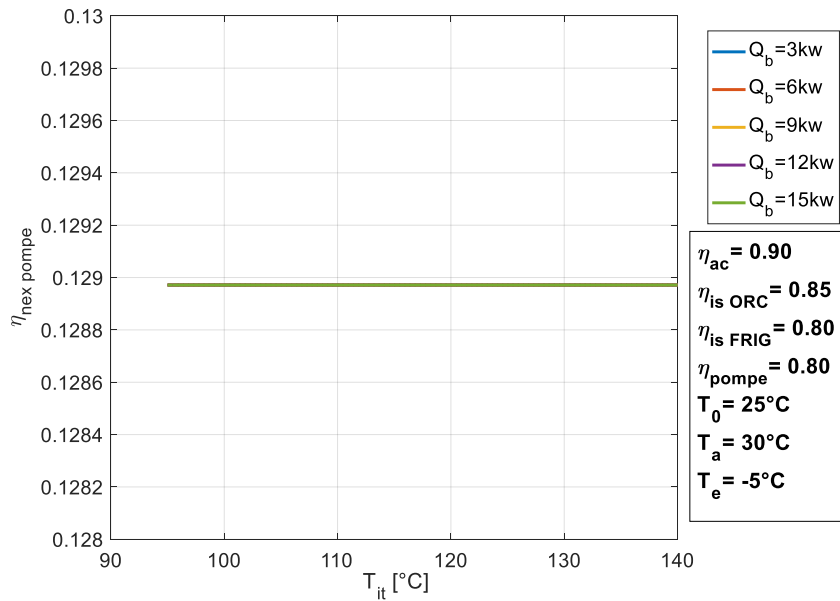


**Figure V-44** variation du rendement exergetique du condenseur ORC en fonction de la température à l'entrée turbine.

On observe dans la figure V-44 que pour  $T_{it}$  inférieure conduit à un  $\eta_{ex\ cond\ ORC}$  plus élevée. D'autre part, à mesure que  $T_{it}$  augmentait initialement de 95°C jusqu'à 130°C,  $\eta_{ex\ cond\ ORC}$  diminuait non linéairement de 0,14% (98,23% jusqu'à 98,09), puis augmentait lentement jusqu'à 98,12% pour  $T_{it} = 140°C$ , avec la variation de  $\dot{Q}_b$ ,  $\eta_{ex\ cond\ ORC}$  prend une seule valeur ( $\frac{d\eta_{ex\ cond\ ORC}}{d\dot{Q}_b} = 0$ ).

**V.4.3. Influence de la température à l'entré turbine sur le rendement exergetique du la pompe :**

La figure V-45 représente la variation de rendement exergetique du la pompe ( $\eta_{ex\ pompe}$ ) en fonction de de la température à l'entré turbine ( $T_{it}$ ) pour cinq valeurs de puissance du bouilleur ( $\dot{Q}_b$ ).

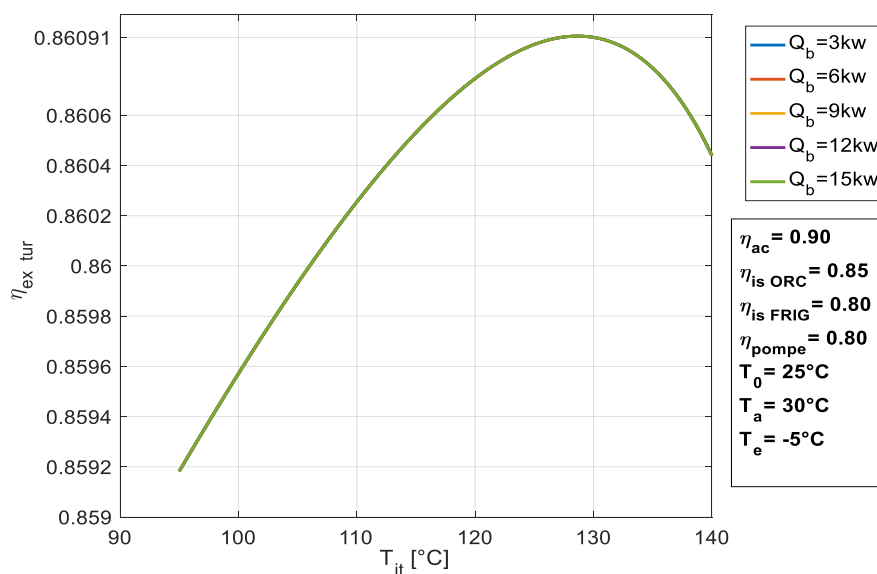


**Figure V-45** variation du rendement exergetique de la pompe en fonction de la temperature a l'entree turbine.

La figure V-45 montre que  $T_{it}$  et  $\dot{Q}_b$  non aucun influence sur  $\eta_{ex\ pompe}$ . La differentielle de  $\eta_{ex\ pompe}$  sur la temperature  $T_{it}$  et la puissance  $\dot{Q}_b$  egale a zero (d'apres le programme Matlab) donc  $\eta_{ex\ pompe}$  est constant (12,9%).

#### V.4.4. Influence de la temperature a l'entree turbine sur le rendement exergetique du la turbine :

La figure V-46 represente la variation de rendement exergetique du la turbine ( $\eta_{ex\ tur}$ ) en fonction de de la temperature a l'entree turbine ( $T_{it}$ ) pour cinq valeurs de puissance du bouilleur ( $\dot{Q}_b$ ).

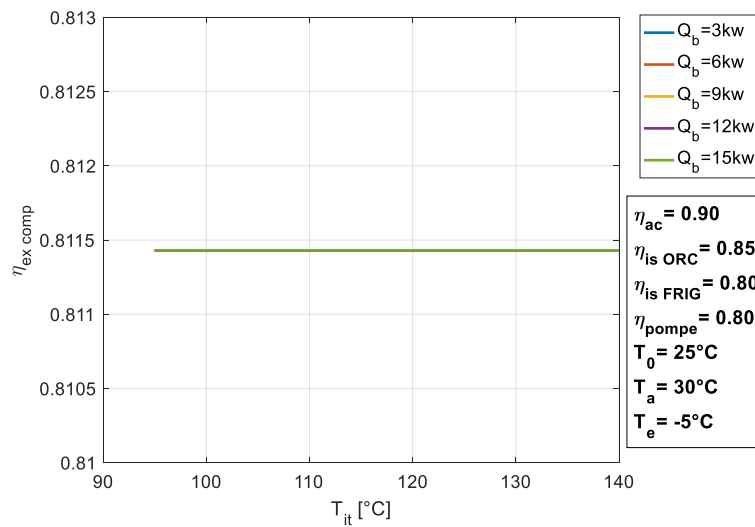


**Figure V-46** variation du rendement exergetique du la turbine en fonction de la temperature a l'entree turbine.

Dans la figure V-46, on observe que  $\eta_{ex\ tur}$  augmente proportionnellement avec l'augmentation de  $T_{it}$ .  $\eta_{ex\ tur}$  augmente de 0,20% (de 85,92% à  $T_{it} = 95^\circ C$  jusqu'à 86,091% à  $T_{it} = 130^\circ C$ ) jusqu'à attendre une valeur maximale puis diminue lentement jusqu'à 86,04% à  $T_{it} = 140^\circ C$ , et pour un  $\dot{Q}_b$  qui varie entre 3kW jusqu'à 15 kW,  $\frac{d\eta_{ex\ tur}}{d\dot{Q}_b} = 0$ .

#### V.4.5. Influence de la température à l'entrée turbine sur le rendement exergetique du compresseur :

La figure V-47 représente la variation de rendement exergetique du compresseur ( $\eta_{ex\ comp}$ ) en fonction de la température à l'entrée turbine ( $T_{it}$ ) pour cinq valeurs de puissance de bouilleur ( $\dot{Q}_b$ ).

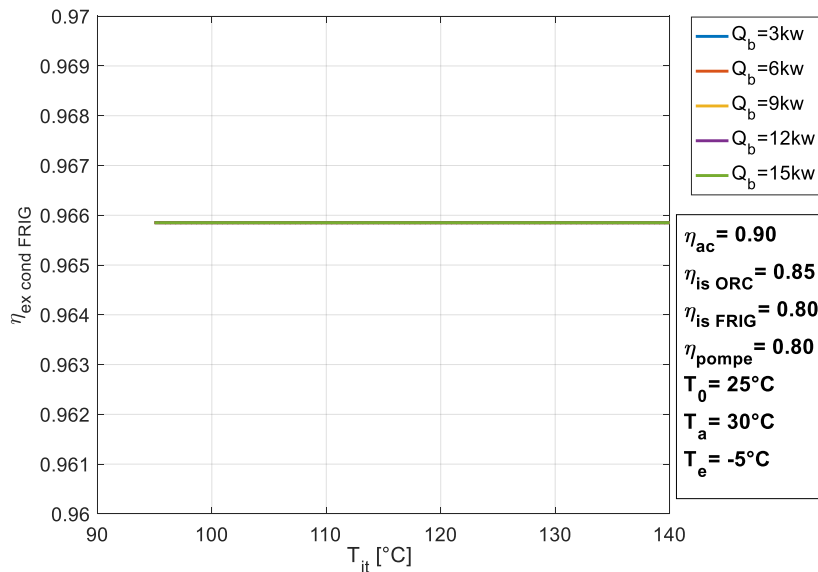


**Figure V-47** variation du rendement exergetique du compresseur en fonction de la température à l'entrée turbine.

D'après la figure V-47, on constate que le rendement exergetique de compresseur ( $\eta_{ex\ comp}$ ) n'est pas affecté par la température à l'entrée turbine ( $T_{it}$ ) et la puissance de bouilleur ( $\dot{Q}_b$ ), prouvé par la relation  $\frac{d\eta_{ex\ comp}}{dT_{it}} = 0$  et  $\frac{d\eta_{ex\ comp}}{d\dot{Q}_b} = 0$ .

#### V.4.6. Influence de la température à l'entrée turbine sur le rendement exergetique du condenseur du cycle FRIG :

La figure V-48 représente la variation de rendement exergetique du condenseur du cycle VCRC ( $\eta_{ex\ cond\ FRIG}$ ) en fonction de de la température à l'entrée turbine ( $T_{it}$ ) pour cinq valeurs de puissance de bouilleur ( $\dot{Q}_b$ ).

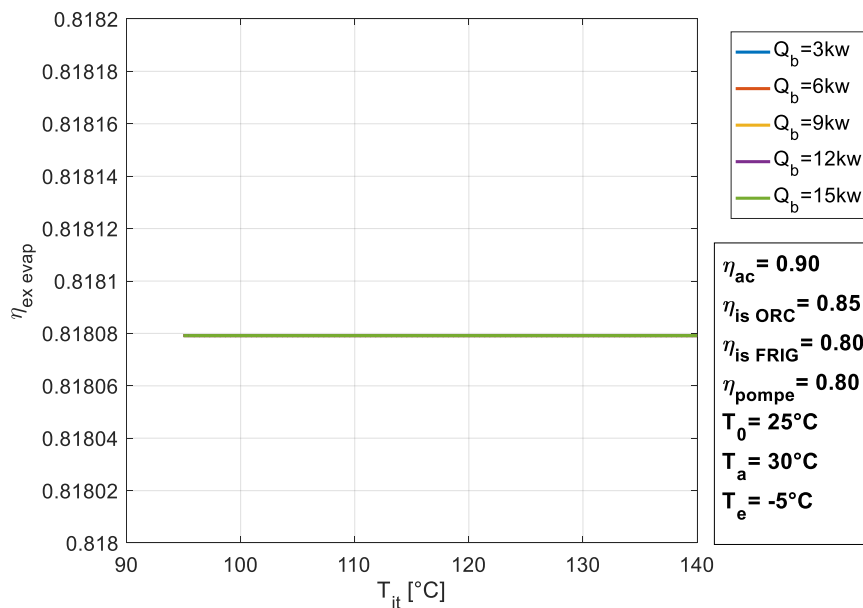


**Figure V-48** variation du rendement éxergétique du condenseur FRIG en fonction de la température à l'entrée turbine

De la figure V-48, on s'aperçoit turbine  $T_{it}$  et  $\dot{Q}_b$  n'affectent pas sur  $\eta_{ex\ cond\ FRIG}$ . La différentielle de rendement par la température ( $T_{it}$ ) et par la puissance ( $\dot{Q}_b$ ) sont égales à zéro (par le programme Matlab) le  $\eta_{ex\ cond\ FRIG}$  reste constant (96,66%).

#### V.4.7. Influence de la température à l'entrée turbine sur le rendement éxergétique d'évaporateur :

La figure V-49 représente la variation de rendement éxergétique d'évaporateur ( $\eta_{ex\ evap}$ ) en fonction de de la température à l'entrée turbine ( $T_{it}$ ) pour cinq cas de puissance de bouilleur ( $\dot{Q}_b$ ).

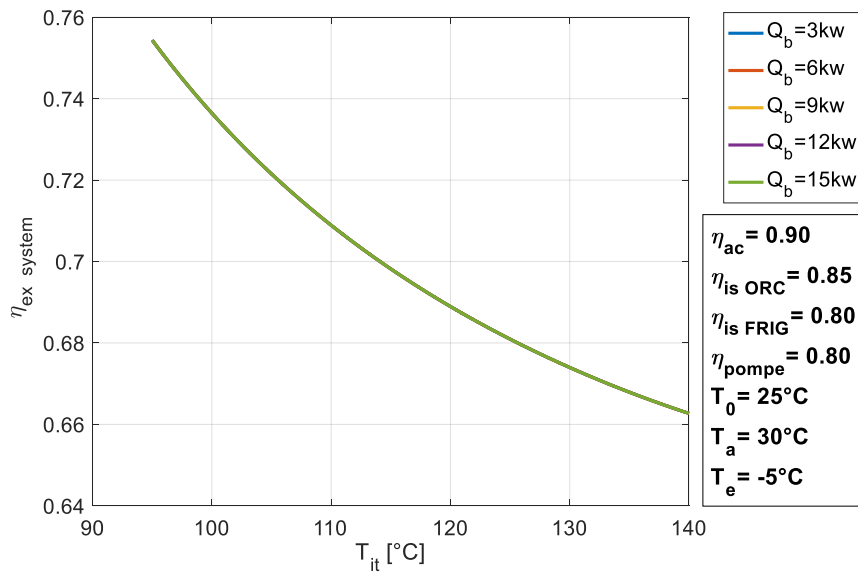


**Figure V-49** variation du rendement éxergétique d'évaporateur en fonction de la température à l'entrée turbine.

D'après la figure V-49, on distingue que  $\eta_{ex\ evap}$  reste constant (81,808%) pendant l'augmentation de  $T_{it}$  et pour différents ( $\dot{Q}_b$ ), d'après le programme Matlab  $\frac{d\eta_{ex\ evap}}{dT_{it}} = 0$  et  $\frac{d\eta_{ex\ evap}}{d\dot{Q}_b} = 0$ , donc  $T_{it}$  et  $\dot{Q}_b$  n'affectent pas sur  $\eta_{ex\ evap}$ .

#### V.4.8. Influence de la température à l'entrée turbine sur le rendement exergetique du système :

La figure V-50 représente la variation de rendement exergetique du système combiné ( $\eta_{ex\ system}$ ) en fonction de la température à l'entrée turbine ( $T_{it}$ ) pour cinq valeurs de puissance de bouilleur ( $\dot{Q}_b$ ).

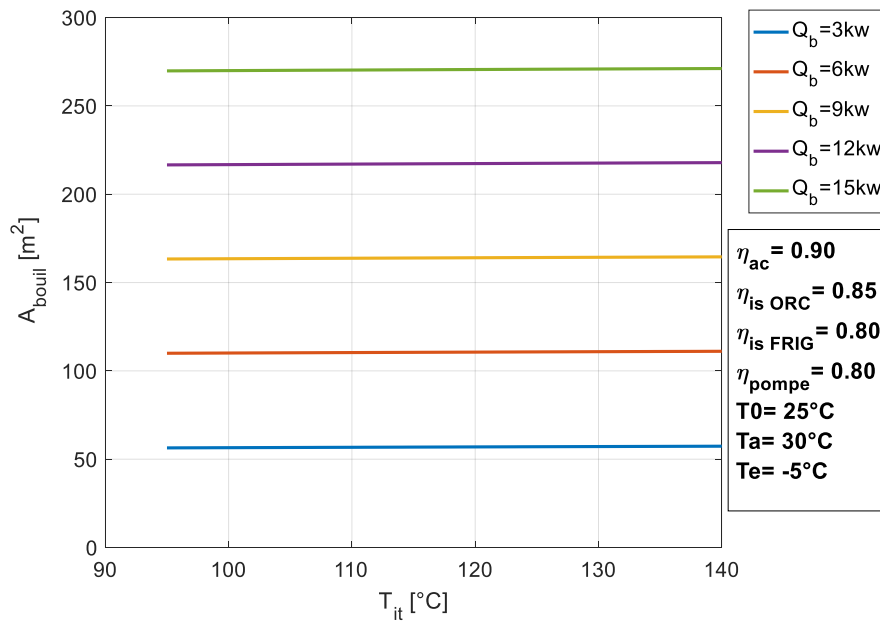


**Figure V-50** Variation du rendement exergetique du système combiné en fonction de la température à l'entrée turbine.

Dans la figure V-50 on trouve que  $\eta_{ex\ system}$  diminue de 75,44% à la température 95°C jusqu'à 66,33% à la température 140°C. Pour  $T_{it} = 120^\circ C$ , on  $\eta_{ex\ system} = 68,9\%$  d'où cette diminution n'est linéaire estimée à 12,23%, et pour toutes variations de  $\dot{Q}_b$ ,  $\eta_{ex\ system}$  ne change pas ( $\frac{d\eta_{ex\ system}}{d\dot{Q}_b} = 0$ ).

#### V.4.9. Influence de la température à l'entrée turbine sur la surface d'échange du bouilleur :

La figure V-51 représente la variation de la surface d'échange de bouilleur ( $A_{bouil}$ ) en fonction de la température à l'entrée turbine ( $T_{it}$ ) pour cinq valeurs de puissance du bouilleur ( $\dot{Q}_b$ ).

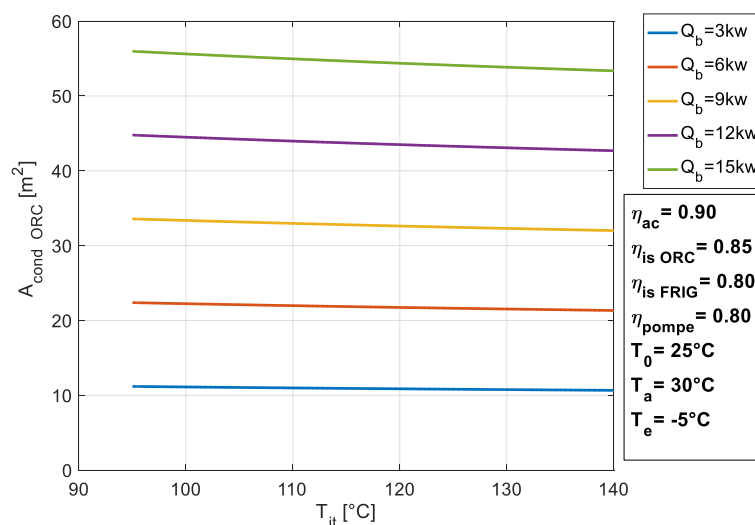


**Figure V-51** variation de la surface d'échange de bouilleur en fonction de la température à l'entrée turbine.

D'après la figure V-51, on remarque que pour  $T_{it}$  varie de  $95^{\circ}C$  jusqu'à  $140^{\circ}C$ ,  $A_{bouil}$  reste constante, contrairement pour  $\dot{Q}_b$  varie de  $3kW$  jusqu'à  $15kW$ ,  $A_{bouil}$  augmente proportionnellement de 79% ( $56,49 m^2$  jusqu'à  $269,9 m^2$ ) avec l'augmentation de  $\dot{Q}_b$ , approuver dans l'équation (III-26).

#### V.4.10. Influence de la température à l'entrée turbine sur la surface d'échange du condenseur du cycle ORC :

La figure V-52 représente la variation de la surface d'échange du condenseur du cycle ORC ( $A_{cond ORC}$ ) en fonction de la température à l'entrée turbine ( $T_{it}$ ) pour cinq valeurs de puissance du bouilleur ( $\dot{Q}_b$ ).

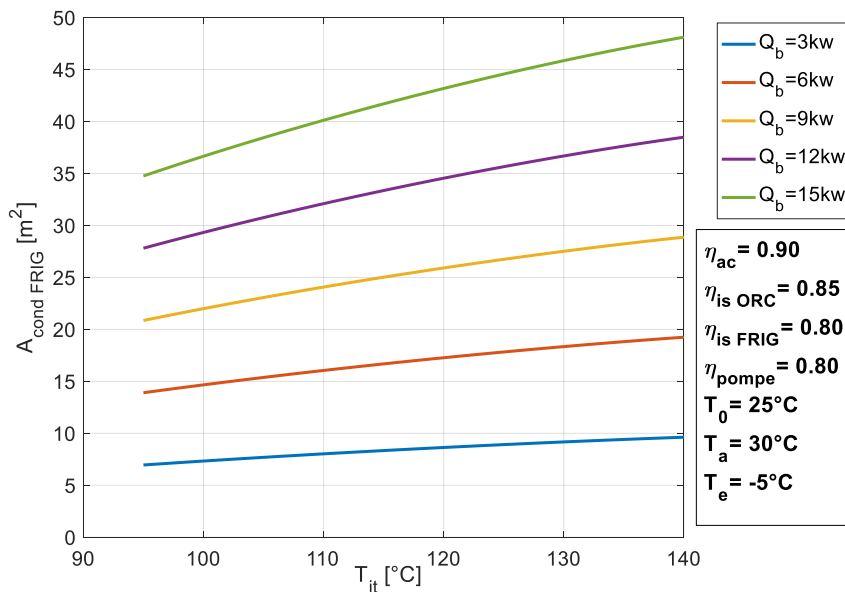


**Figure V-52** variation de la surface d'échange du condenseur ORC en fonction de la température à l'entrée turbine.

D'après la figure V-52 on constate qu'avec l'augmentation de  $T_{it}$  de  $95^{\circ}\text{C}$  jusqu'à  $140^{\circ}\text{C}$ ,  $A_{cond\ ORC}$  diminue linéairement de 4,66%, et pour un  $\dot{Q}_b$  varie de  $3\text{ kW}$  jusqu'à  $15\text{ kW}$ ,  $A_{cond\ ORC}$  augmente linéairement de 80% jusqu'à atteindre une valeur maximale.

#### V.4.11. Influence de la température à l'entrée turbine sur la surface d'échange du condenseur du cycle FRIG :

La figure V-53 représente la variation de la surface d'échange du condenseur du cycle FRIG ( $A_{cond\ FRIG}$ ) en fonction de de la température à l'entrée turbine ( $T_{it}$ ) pour cinq valeurs de puissance du bouilleur ( $\dot{Q}_b$ ).

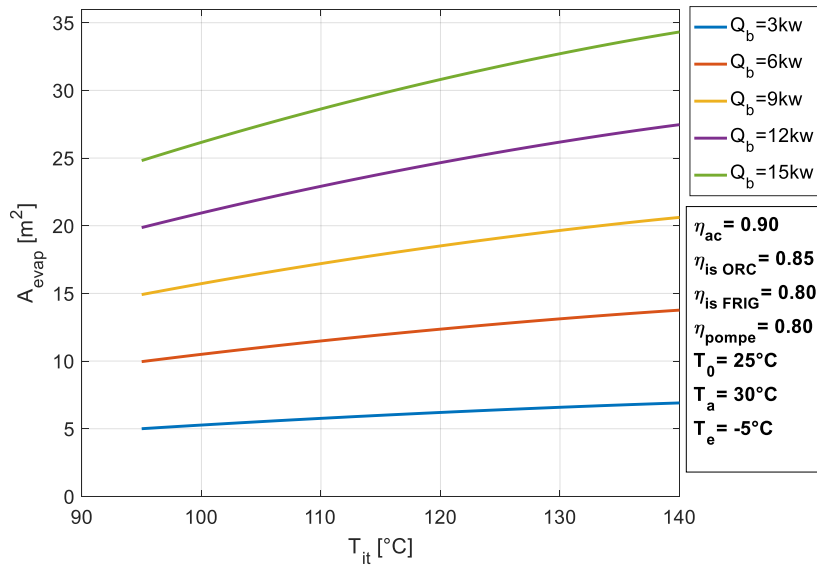


**Figure V-53** variation de la surface d'échange du condenseur FRIG en fonction de la température à l'entrée turbine.

La figure V-53 montre que  $A_{cond\ FRIG}$  augmente linéairement de 27,7% avec l'augmentation de  $T_{it}$  ( $95^{\circ}\text{C}$  jusqu'à  $140^{\circ}\text{C}$ ) et de 80% pour l'augmentation de  $\dot{Q}_b$  ( $3\text{ kW}$  jusqu'à  $15\text{ kW}$ ).

#### V.4.12. Influence de la température à l'entrée turbine sur la surface d'échange de l'évaporateur :

La figure V-54 représente la variation de la surface d'échange d'évaporateur ( $A_{evap}$ ) en fonction de la température à l'entrée turbine ( $T_{it}$ ) pour cinq valeurs de puissance du bouilleur ( $\dot{Q}_b$ ).

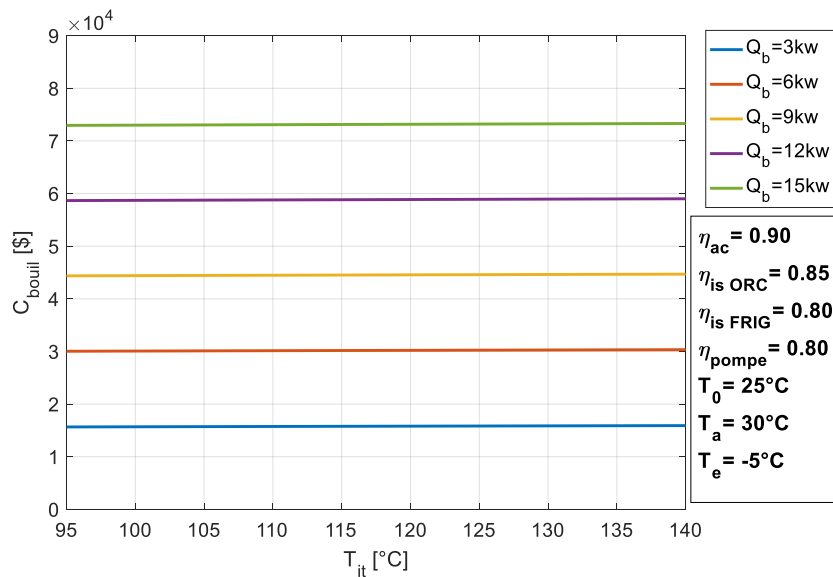


**Figure V-54** variation de la surface d'échange d'évaporateur en fonction de la température à l'entrée turbine.

On voit dans la figure V-54 l'influence de  $T_{it}$  et  $\dot{Q}_b$  sur  $A_{evap}$ , avec l'augmentation de  $T_{it}$  (95 $^{\circ}C$  jusqu'à 140 $^{\circ}C$ )  $A_{evap}$  augmente linéairement de 27,7%, et avec la variation de  $\dot{Q}_b$  (3 kW jusqu'à 15 kW)  $A_{evap}$  augmente linéairement de 79,86%.

#### V.4.13. Influence de la température à l'entrée turbine sur le coût de fonctionnement de bouilleur :

La figure V-55 représente la variation de coût du fonctionnement du bouilleur ( $C_{bouil}$ ) en fonction de la température à l'entrée turbine ( $T_{it}$ ) pour cinq valeurs de puissance du bouilleur ( $\dot{Q}_b$ ).

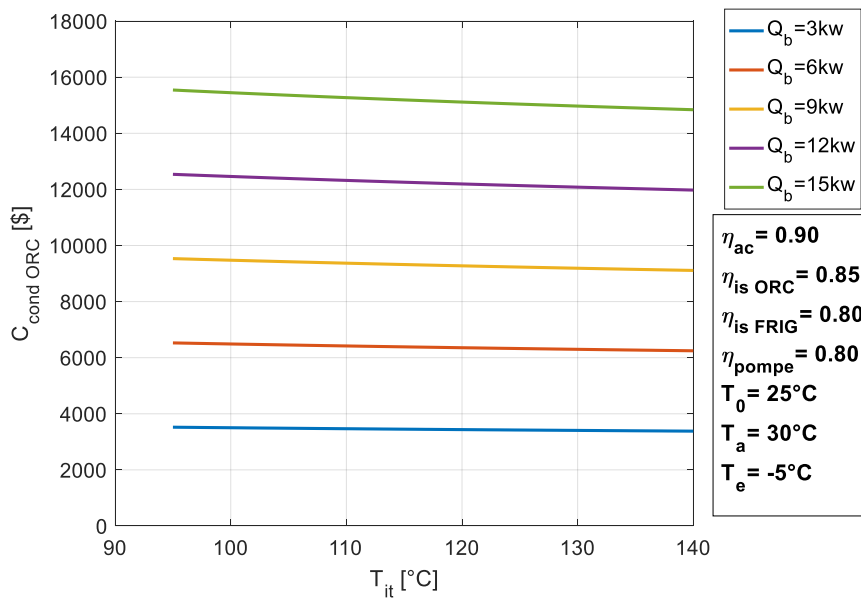


**Figure V-55** variation de coût du fonctionnement du bouilleur en fonction de la température à l'entrée turbine.

D'après la figure V-55 on constate que la croissance de  $T_{it}$  (de  $95^{\circ}\text{C}$  jusqu'à  $140^{\circ}\text{C}$ ) n'a pas d'influence sur  $C_{bouil}$  ( $\frac{dC_{bouil}}{dT_{it}} = 0$ ), l'amélioration de  $\dot{Q}_b$  (de  $3\text{kW}$  jusqu'à  $15\text{kW}$ ) conduit à une augmentation de  $78,53\%$  du coût du fonctionnement du bouilleur. On peut expliquer cette augmentation liée à la surface d'échange du bouilleur approuvé par la relation (III-45) .

#### V.4.14. Influence de la température à l'entrée turbine sur le coût de fonctionnement de condenseur ORC :

La figure V-56 représente la variation de coût du fonctionnement de condenseur ORC ( $C_{cond\ ORC}$ ) en fonction de la température à l'entrée turbine ( $T_{it}$ ) pour cinq valeurs de puissance du bouilleur ( $\dot{Q}_b$ ).

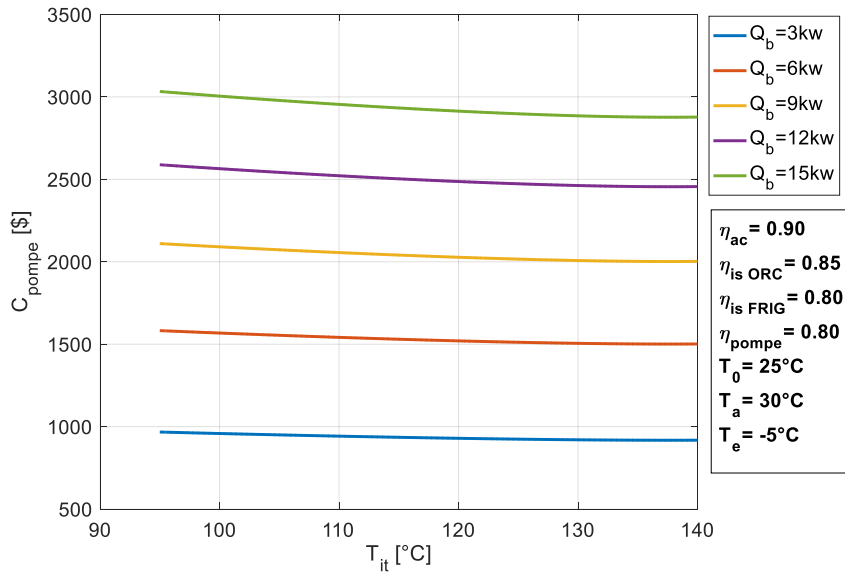


**Figure V-56** variation de coût du fonctionnement de condenseur ORC en fonction de la température à l'entrée turbine

D'après la figure V-56, on constate que pour une augmentation de  $T_{it}$  (de  $95^{\circ}\text{C}$  jusqu'à  $140^{\circ}\text{C}$ ),  $C_{cond\ ORC}$  diminue linéairement de  $4\%$ , et pour  $\dot{Q}_b$  varié de  $3\text{kW}$  jusqu'à  $15\text{kW}$ ,  $C_{cond\ ORC}$  augmente proportionnellement de  $77,2\%$  avec l'augmentation de  $\dot{Q}_b$ , cette augmentation revient à la relation entre  $C_{cond\ ORC}$  et  $A_{cond\ ORC}$  d'après la relation (III-43).

#### V.4.15. Influence de la température à l'entrée turbine sur le coût de fonctionnement de la pompe :

La figure V-57 représente la variation de coût du fonctionnement de la pompe ( $C_{pompe}$ ) en fonction de la température à l'entrée turbine ( $T_{it}$ ) pour cinq valeurs de puissance du bouilleur ( $\dot{Q}_b$ ).

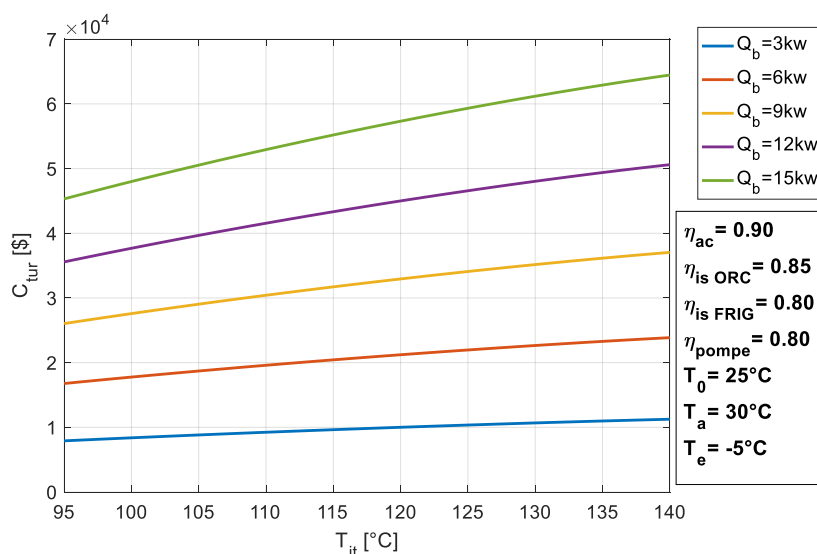


**Figure V-57** variation de coût du fonctionnement de la pompe en fonction de la température à l'entrée turbine.

D'après la figure V-57, on remarque qu'avec l'augmentation de  $T_{it}$  (de  $95^\circ\text{C}$  jusqu'à  $140^\circ\text{C}$ ),  $C_{pompe}$  diminue de 5,11%, cette diminution est reliée à diminution de  $\dot{W}_p$  (relation III-46), et pour la variation de  $\dot{Q}_b$  (de  $3\text{kW}$  jusqu'à  $15\text{kW}$ )  $C_{pompe}$  augmente linéairement de 68% jusqu'à atteindre la valeur maximale.

#### V.4.16. Influence de la température à l'entré turbine sur le coût de fonctionnement de la turbine :

La figure V-58 représente la variation de coût du fonctionnement de la turbine ( $C_{tur}$ ) en fonction de la température à l'entré turbine ( $T_{it}$ ) pour cinq valeurs de puissance du bouilleur ( $\dot{Q}_b$ ).

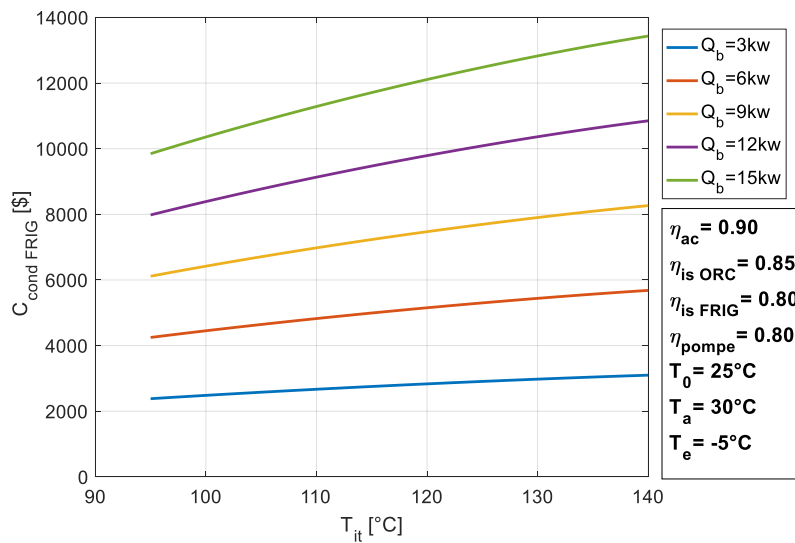


**Figure V-58** variation de coût du fonctionnement de la turbine en fonction de la température à l'entrée turbine.

On observe dans la figure V-58 que  $C_{tur}$  augmente linéairement de 29,70% avec l'augmentation avec l'augmentation de  $T_{it}$  (de 95°C jusqu'à 140°C), et une augmentation de 82,54% avec la variation de  $\dot{Q}_b$  (de 3kW jusqu'à 15kW), cette augmentation est reliée à l'augmentation de  $\dot{W}_t$  (l'équation III-47).

#### V.4.17. Influence de la température à l'entrée turbine sur le coût de fonctionnement de condenseur VCRC :

La figure V-59 représente la variation de coût du fonctionnement de condenseur FRIG ( $C_{cond FRIG}$ ) en fonction de la température à l'entrée turbine ( $T_{it}$ ) pour cinq valeurs de puissance du bouilleur ( $\dot{Q}_b$ ).

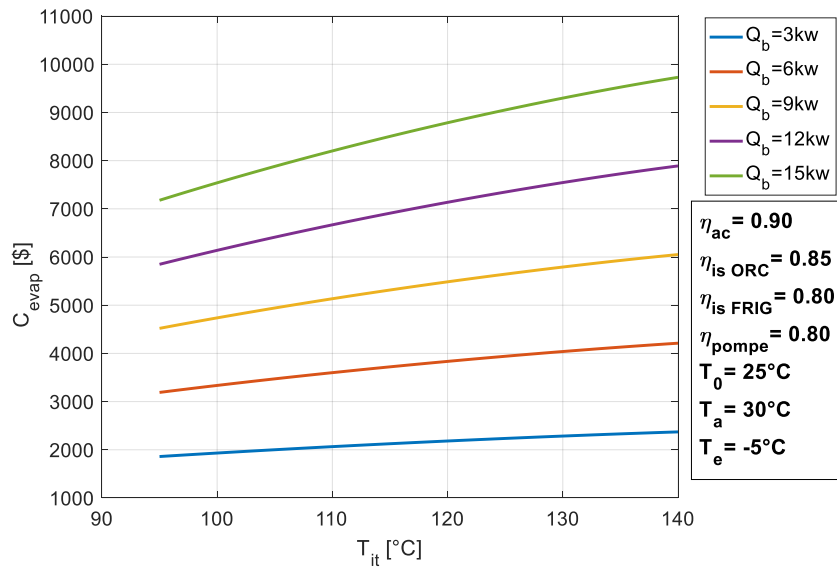


**Figure V-59** variation de coût du fonctionnement de condenseur FRIG en fonction de la température à l'entrée turbine.

D'après la figure V-59, on distingue qu'avec l'augmentation de  $T_{it}$  (95°C ou 140°C),  $C_{cond FRIG}$  augmente proportionnellement 26% et une augmentation 76% pour  $\dot{Q}_b$  varié de 3kW jusqu'à 15kW, cette augmentation revient à l'augmentation de  $A_{cond FRIG}$  (d'après la relation III-46) .

#### V.4.18. Influence de la température à l'entrée turbine sur le coût de fonctionnement d'évaporateur :

La figure V-60 représente la variation de coût du fonctionnement d'évaporateur ( $C_{evap}$ ) en fonction de la température à l'entrée turbine ( $T_{it}$ ) pour cinq valeurs de puissance du bouilleur ( $\dot{Q}_b$ ).

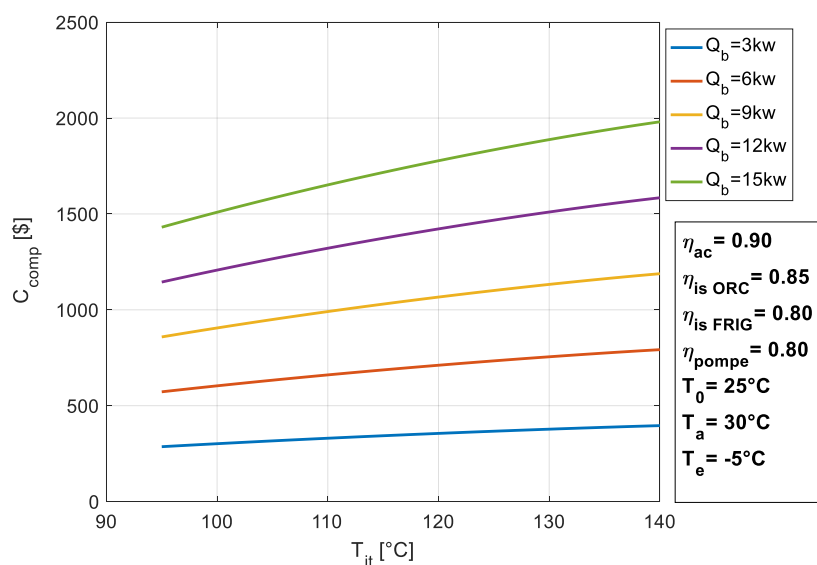


**Figure V-60** variation de coût du fonctionnement d'évaporateur en fonction de la température à l'entrée turbine.

La figure V-60 montre que  $C_{evap}$  augmente de 21% jusqu'à 26% pour l'augmentation de  $T_{it}$  de  $95^\circ\text{C}$  ou  $140^\circ\text{C}$ , et une augmentation de 75% avec la variation de  $\dot{Q}_b$  (de  $3\text{kW}$  à  $15\text{kW}$ ), et ça due à la relation entre  $C_{evap}$  et  $A_{evap}$  d'après la relation III-44 ( $A_{evap}$  augmente donc  $C_{evap}$  augmente).

#### V.4.19. Influence de la température à l'entré turbine sur le coût de fonctionnement de compresseur :

La figure V-61 représente la variation de coût du fonctionnement de compresseur ( $C_{comp}$ ) en fonction de la température à l'entré turbine ( $T_{it}$ ) pour cinq valeurs de puissance du bouilleur ( $\dot{Q}_b$ ).

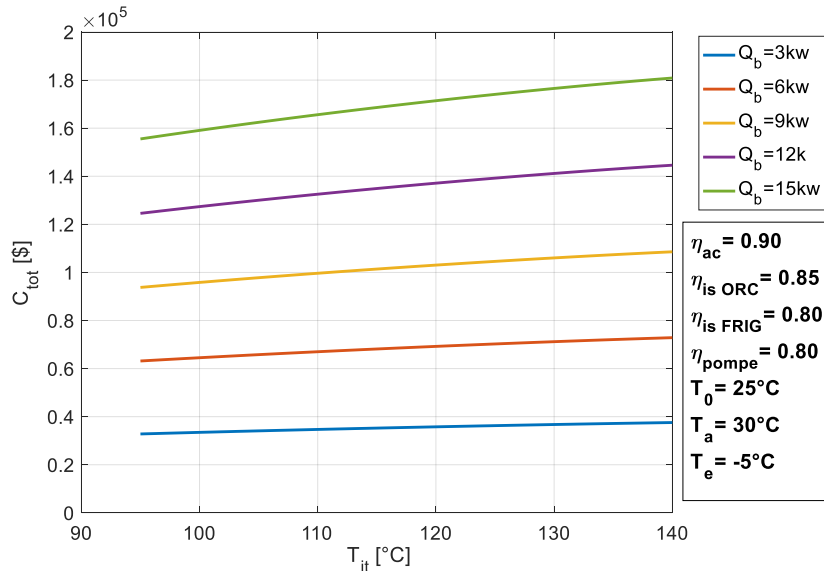


**Figure V-61** variation de coût du fonctionnement de compresseur en fonction de la température à l'entrée turbine.

La figure V-61 montre que  $C_{comp}$  augmente de 27,7% avec l'augmentation de  $T_{it}$  (de  $95^{\circ}C$  jusqu'à  $140^{\circ}C$ ), et pour une augmentation de 80% pour une variation de  $\dot{Q}_b$  ( $3kW$  à  $15kW$ ) et sa revient à l'augmentation de débit de cycle FRIG (relation III-48).

#### V.4.20. Influence de la température à l'entré turbine sur le coût de fonctionnement totale :

La figure V-62 représente la variation de coût du fonctionnement totale ( $C_{tot}$ ) en fonction de la température à l'entré turbine ( $T_{it}$ ) pour cinq valeurs de puissance du bouilleur ( $\dot{Q}_b$ ).

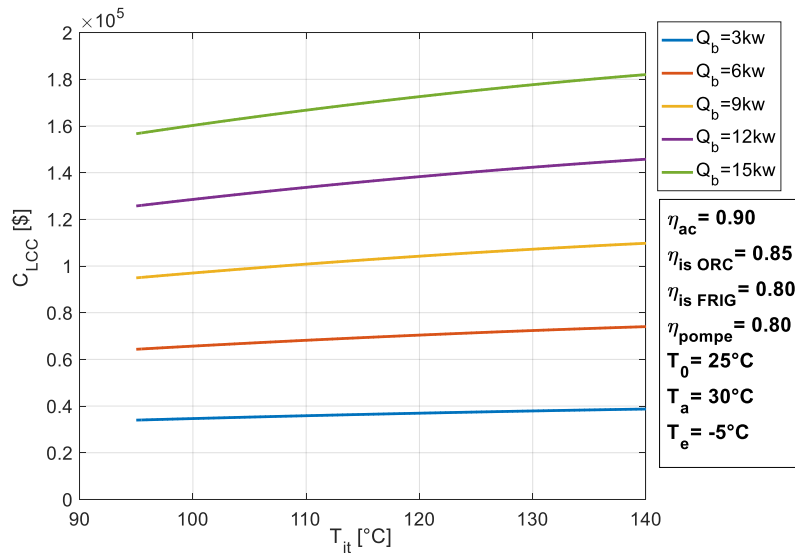


**Figure V-62** variation de coût du fonctionnement totale en fonction de la température à l'entré turbine.

La figure V-62 montre l'évolution de  $C_{tot}$ , comme indique l'équation III-51, la variation de  $C_{tot}$  est reliée à la variation des coûts de fonctionnement des organes de système. Ce dernier augmente non linéairement de 12,64% jusqu'à 14% avec l'augmentation de  $T_{it}$  ((de  $95^{\circ}C$  ou  $140^{\circ}C$ ), et augmente de 79% avec la variation de  $\dot{Q}_b$  (de  $3kW$  à  $15kW$ ).

#### V.4.21. Influence de la température à l'entré turbine sur le coût de cycle de vie :

La figure V.21 représente la variation de coût de cycle de vie ( $C_{LCC}$ ) en fonction de la température à l'entré turbine ( $T_{it}$ ) pour cinq valeurs de puissance du bouilleur ( $\dot{Q}_b$ ).



**Figure V-63** variation de coût du cycle de vie en fonction de la température à l'entrée turbine.

La variation de coût de cycle de vie ( $C_{LCC}$ ) est liée à la variation de  $C_{tot}$  d'après la relation III-52, donc  $C_{LCC}$  augmente proportionnellement avec l'augmentation de  $C_{tot}$ .

L'évolution de la température entré turbine cause une augmentation du rendement exergetique de la turbine et l'augmentation du coût de fonctionnement LCC lié directement à l'évolution des coûts de fonctionnement des organes de notre cycle combiné (ORC-FRIG).

#### V.5. Influence de la pression de génération sur les performances de l'installation :

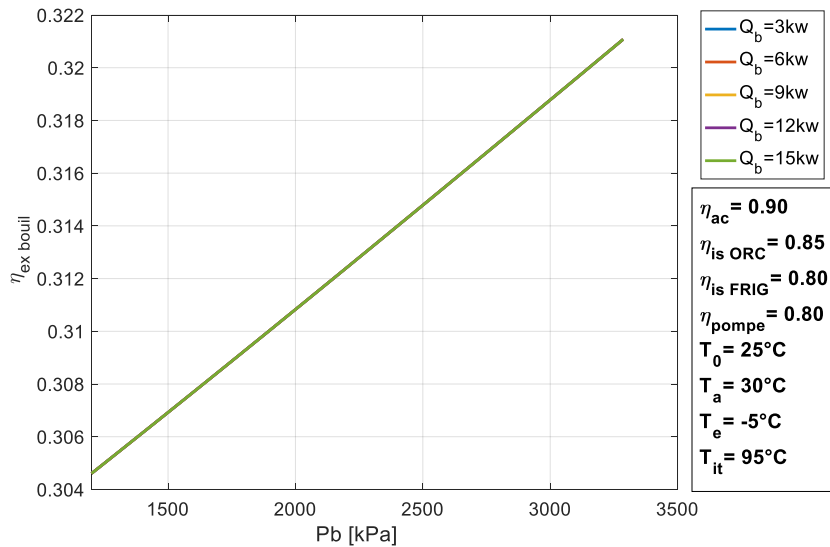
On a fait variée la pression de génération entre 1200 KPa jusqu'à la pression critique\*0,9. En utilisant le R134a comme fluide de travail de la machine frigorifique et le R245fa pour le cycle organique de Rankine.

**Tableau V-3** : Paramètres de fonctionnement pour l'influence de la pression de génération

$P_0$ [kPa]	$T_0$ (°C)	$T_a$ (°C)	$T_e$ (°C)	$T_{it}$ (°C)
101,3	25	30	-5	95

#### V.5.1. Influence de la pression de génération sur le rendement exergetique de bouilleur :

La figure V-64 représente la variation de rendement exergetique de bouilleur en fonction de la pression de génération pour cinq valeurs de puissance du bouilleur.

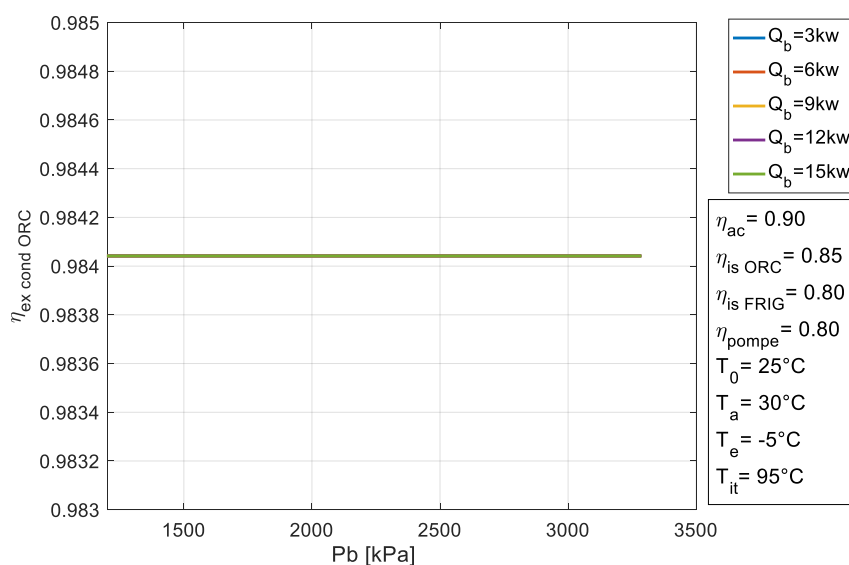


**Figure V-64** variation du rendement exergetique de bouilleur en fonction de la pression de génération

La figure V.8 montre que  $\eta_{ex\ bouil}$  augmente linéairement avec un taux de 5,17% (de 30,45% ou 32,11%) avec l'augmentation de  $P_b$  (de 1200 kPa jusqu'à 3285 kPa), et ça revins à l'augmentation de débit de cycle ORC, et on remarque que pour toutes valeurs de  $Q_b$  (de 3 kW jusqu'à 15 kW)  $\frac{d\eta_{ex\ comp}}{dQ_b} = 0$ .

### V.5.2. Influence de la pression de génération sur le rendement exergetique de condenseur ORC :

La figure V-65 représente la variation de rendement exergetique de condenseur ORC ( $\eta_{ex\ cond\ ORC}$ ) en fonction de la pression de génération ( $P_b$ ) pour cinq valeurs de puissance du bouilleur  $Q_b$ .



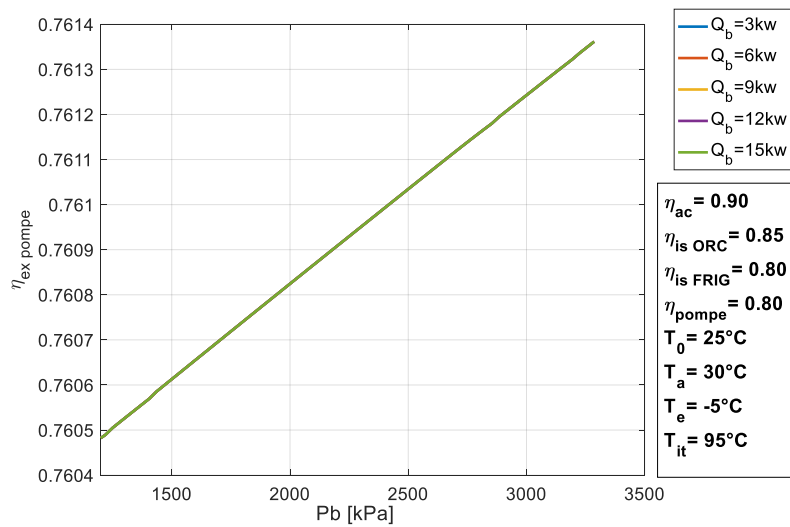
**Figure V-65** variation du rendement exergetique de condenseur ORC en fonction de la pression de génération

D'après la figure V-65, on remarque que  $\eta_{ex\ cond\ ORC}$  reste constant ( $\eta_{ex\ cond\ ORC} = 98,41\%$ ) pendant que  $P_b$  augmente de  $1200\ kPa$  jusqu'à  $3285\ kPa$  et  $\dot{Q}_b$  varié de  $3\ kW$  jusqu'à  $15\ kW$  ( $\frac{d\eta_{ex\ cond\ ORC}}{dP_b} = 0$  et  $\frac{d\eta_{ex\ cond\ ORC}}{d\dot{Q}_b} = 0$ ).

Exemple : pour  $P_b = 1500\ kPa$  et  $\dot{Q}_b = 3\ kW$  donne  $\eta_{ex\ cond\ ORC} = 98,41\%$   
 pour  $P_b = 3000\ kPa$  et  $\dot{Q}_b = 15\ kW$  donne  $\eta_{ex\ cond\ ORC} = 98,41\%$

### V.5.3. Influence de la pression de génération sur le rendement exergetique de la pompe :

La figure V-66 représente la variation de rendement exergetique de la pompe ( $\eta_{ex\ pompe}$ ) en fonction de la pression de génération ( $P_b$ ), pour cinq valeurs de puissance du bouilleur ( $\dot{Q}_b$ ).

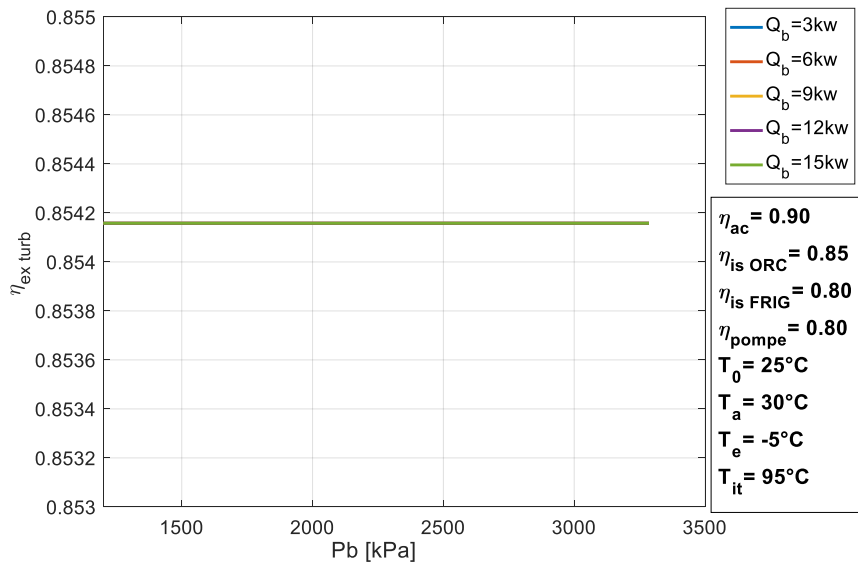


**Figure V-66** variation du rendement exergetique de la pompe en fonction de la pression de génération

On remarque dans la figure V-66 que  $\eta_{ex\ pompe}$  augmente d'un faible taux qui est de  $0,12\%$  ( $76,05\%$  jusqu'à  $76,14\%$ ) avec l'augmentation de  $P_b$  (de  $1200\ kPa$  jusqu'à  $3285,9\ kPa$ ), et ça revins à l'augmentation de débit de cycle ORC,  $\eta_{ex\ pompe}$  ne varié pas avec la variation de  $\dot{Q}_b$  ( $3\ kW$  à  $15\ kW$ )  $\frac{d\eta_{ex\ pompe}}{d\dot{Q}_b} = 0$ .

### V.5.4. Influence de la pression de génération sur le rendement exergetique de la turbine :

La figure V-67 représente la variation de rendement exergetique de la turbine en fonction de la pression de génération ( $P_b$ ) pour cinq valeurs de puissance du bouilleur ( $\dot{Q}_b$ ).

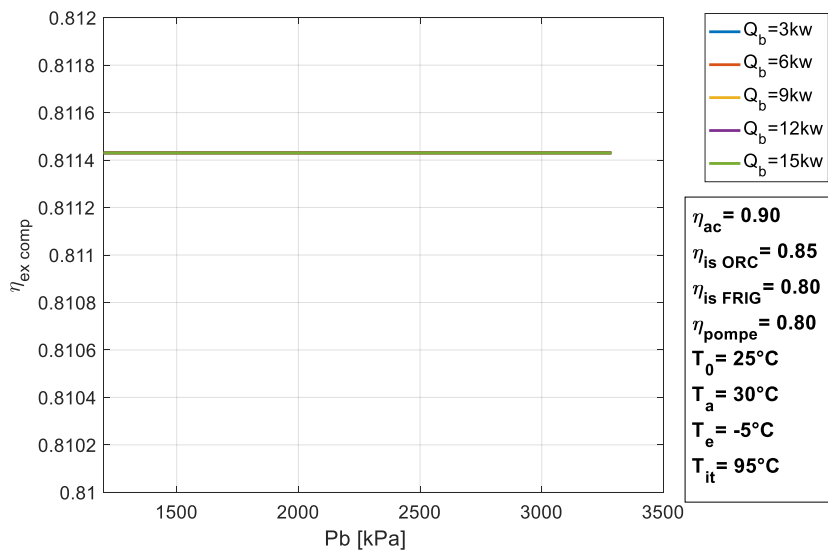


**Figure V-67** variation du rendement exergétique de la turbine en fonction de la  $P_b$

A partir de la figure considérée, on constate que le rendement exergétique de la turbine ( $\eta_{ex\ turb}$ ) reste constant (85,42%) ( $\frac{d\eta_{ex\ turb}}{dP_b} = 0$  et  $\frac{d\eta_{ex\ turb}}{dQ_b} = 0$ ) quel que soit la pression de génération et la puissance de bouilleur dans l'intervalle considéré ( $1200\ kPa \leq P_b \leq 3285\ kPa$  et  $3\ kW \leq Q_b \leq 15\ kW$ ) dans cette étude ( $\frac{d\eta_{ex\ turb}}{dP_b} = 0$  et  $\frac{d\eta_{ex\ turb}}{dQ_b} = 0$ ), à titre d'exemple pour  $P_b = 2000\ kPa$  et  $\dot{Q}_b = 3\ kW$  donne  $\eta_{ex\ turb} = 85,42$ , et pour  $P_b = 3000\ kPa$  et  $\dot{Q}_b = 15\ kW$  donne  $\eta_{ex\ turb} = 85,42$ .

#### V.5.5. Influence de la pression de génération sur le rendement exergétique de compresseur :

La figure V-68 représente la variation de rendement exergétique de compresseur ( $\eta_{ex\ comp}$ ) en fonction de la pression de génération ( $P_b$ ) pour cinq valeurs de puissance du bouilleur ( $\dot{Q}_b$ ).

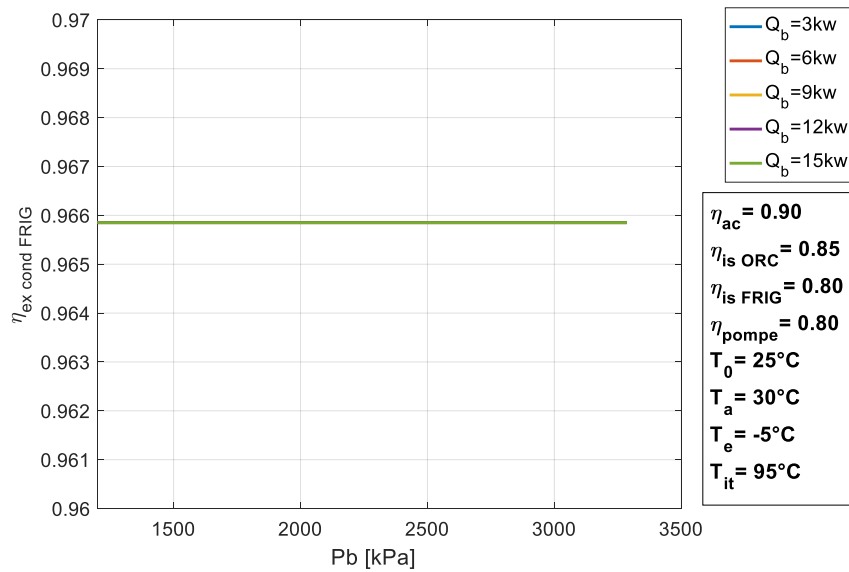


**Figure V-68** variation du rendement exergétique de compresseur en fonction de la  $P_b$

D'après la figure V-68, on remarque que  $\eta_{ex\ comp}$  reste constant ( $\eta_{ex\ comp} = 81,15\%$ ) pendant l'évolution de  $P_b$  de  $1200\ kPa$  jusqu'à  $3285\ kPa$ )  $\dot{Q}_b$  de  $3\ kW$  ou  $15\ kW$  ( $\frac{d\eta_{ex\ comp}}{dP_b} = 0$  et  $\frac{d\eta_{ex\ comp}}{d\dot{Q}_b} = 0$ ).

### V.5.6. Influence de la pression de génération sur le rendement éxergétique de condenseur FRIG :

La figure V-69 représente la variation de rendement éxergétique de condenseur FRIG ( $\eta_{ex\ cond\ FRIG}$ ) en fonction de la pression de génération ( $P_b$ ) pour cinq valeurs de puissance du bouilleur ( $\dot{Q}_b$ ).

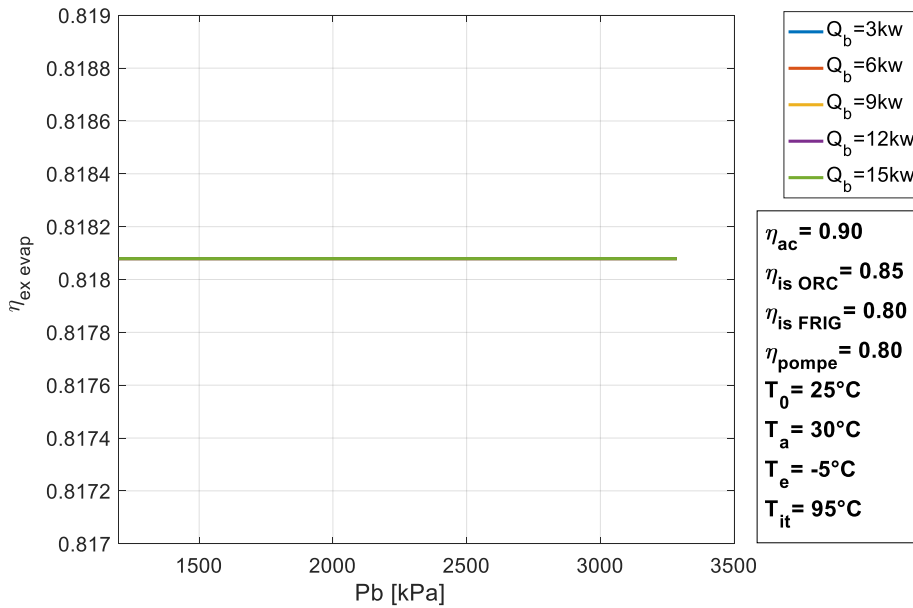


**Figure V-69** variation du rendement éxergétique de condenseur FRIG en fonction de la pression de génération

A partir de la figure V-69 on constate que  $\eta_{ex\ cond\ FRIG}$  reste constant ( $\eta_{ex\ cond\ FRIG} = 96,66\%$ ) quel que soit la plage de  $P_b$  (de  $1200\ kPa$  jusqu'à  $3285\ kPa$ ) et  $\dot{Q}_b$  (de  $3\ kW$  jusqu'à  $15\ kW$ ) ( $\frac{d\eta_{ex\ cond\ FRIG}}{dP_b} = 0$  et  $\frac{d\eta_{ex\ cond\ FRIG}}{d\dot{Q}_b} = 0$ ), donc on constate que  $P_b$  et  $\dot{Q}_b$  n'influencent pas sur  $\eta_{ex\ cond\ FRIG}$ , à titre d'exemple pour  $P_b = 2000\ kPa$  et  $\dot{Q}_b = 3\ kW$  donne  $\eta_{ex\ cond\ FRIG} = 96,66\%$ , et pour  $P_b = 3000\ kPa$  et  $\dot{Q}_b = 15\ kW$  donne  $\eta_{ex\ cond\ FRIG} = 96,66\%$ .

### V.5.7. Influence de la pression de génération sur le rendement éxergétique d'évaporateur:

La figure V-70 représente la variation de rendement éxergétique d'évaporateur ( $\eta_{ex\ evap}$ ) en fonction de la pression de génération ( $P_b$ ) pour cinq valeurs de puissance du bouilleur ( $\dot{Q}_b$ ).

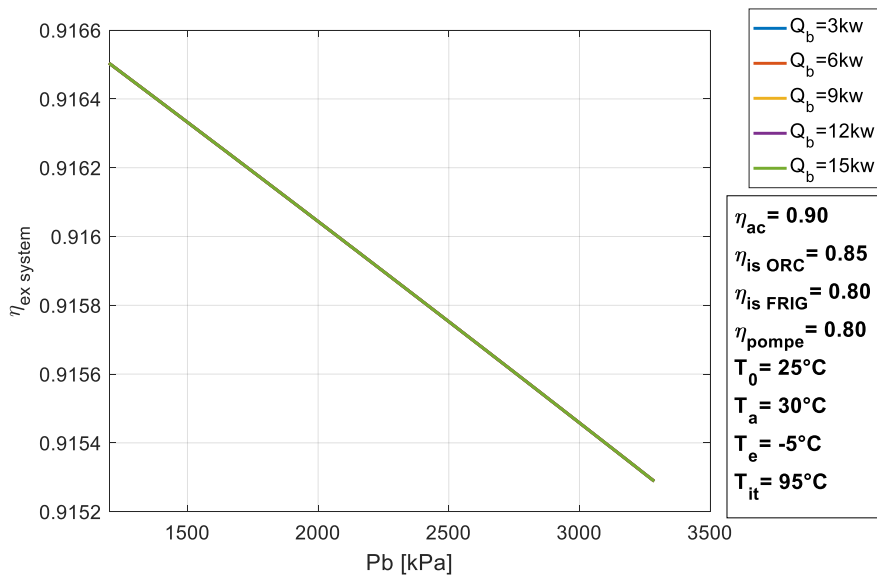


**Figure V-70** variation du rendement énergétique d'évaporateur en fonction de la  $P_b$

D'après la figure V-70 montre que  $\eta_{ex\ evap}$  reste constant ( $\eta_{ex\ evap} = 81,81\%$ ) pendant l'évolution de  $P_b$  (de 1200 KPa jusqu'à 3285,9 KPa) et  $\dot{Q}_b$  (de 3 kW à 15 kW) ( $\frac{d\eta_{ex\ evap}}{dP_b} = 0$  et  $\frac{d\eta_{ex\ evap}}{d\dot{Q}_b} = 0$ ), donc on constate que  $P_b$  et  $\dot{Q}_b$  n'ont aucun d'influence sur  $\eta_{ex\ evap}$ .

### V.5.8. Influence de la pression de génération sur le rendement énergétique de système :

La figure V-71 illustre la variation de rendement énergétique de système ( $\eta_{ex\ system}$ ) en fonction de la pression de génération ( $P_b$ ), pour cinq valeurs de puissance du bouilleur ( $\dot{Q}_b$ ).

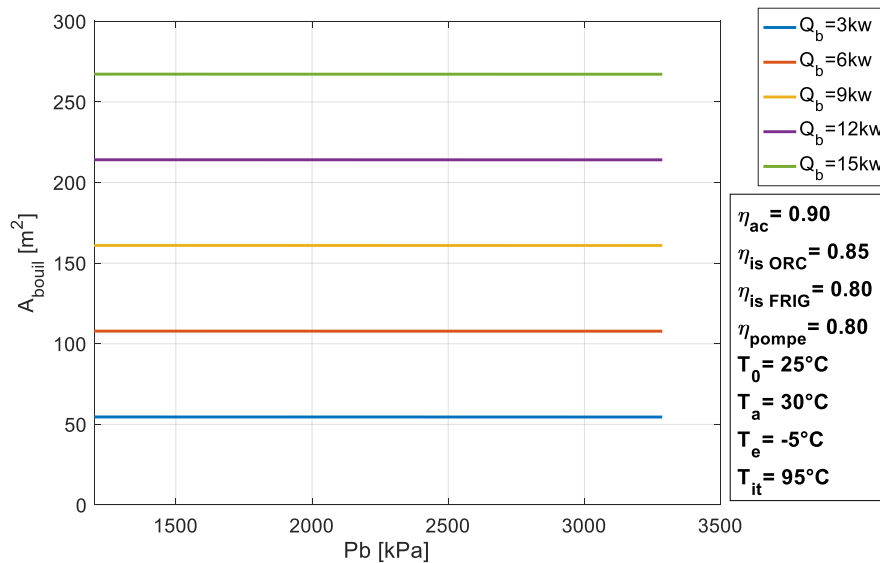


**Figure V-71** variation du rendement énergétique de système en fonction de la pression de génération

D'après la figure V-71, on remarque qu'avec l'augmentation de la pression de génération ( $P_b$ ) (de 1200 kPa jusqu'à 3285 kPa), le rendement exergetique de système ( $\eta_{ex\ system}$ ) diminue linéairement légèrement avec un taux de 0,14% (de 91,65% jusqu'à 91,53% , et pour toutes valeurs de  $\dot{Q}_b$  (de 3 kW à 15 kW)  $\frac{d\eta_{ex\ system}}{d\dot{Q}_b} = 0$ .

### V.5.9. Influence de la pression de génération sur la surface d'échange de bouilleur

La figure V-72 représente la variation de la surface d'échange de bouilleur ( $A_{bouil}$ ) en fonction de la pression de génération ( $P_b$ ) pour cinq valeurs de puissance du bouilleur ( $\dot{Q}_b$ ).

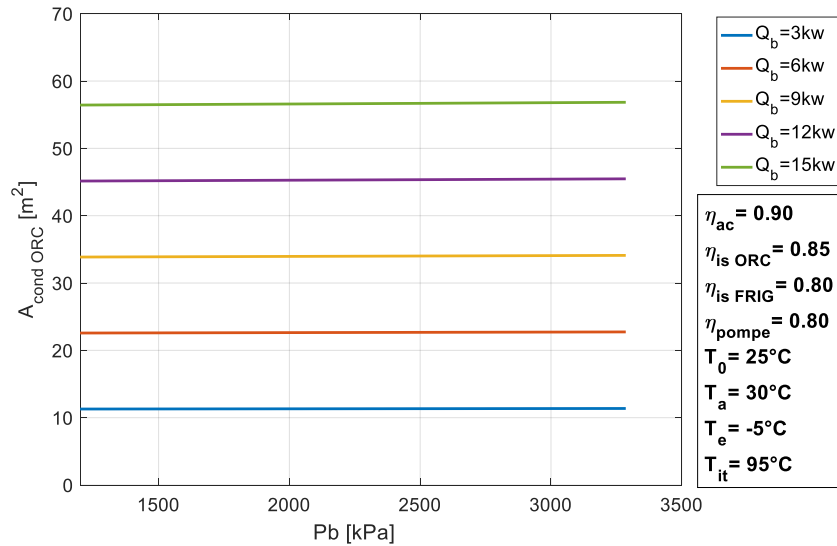


**Figure V-72** variation de la surface d'échange de bouilleur en fonction de la pression de génération

D'après la figure V-72 on distingue qu'avec l'augmentation de  $P_b$  (de 1200 kPa jusqu'à 3285 kPa),  $A_{bouil}$  reste constant ( $\frac{dA_{bouil}}{dP_b} = 0$ ), donc  $P_b$  n'influence pas sur  $A_{bouil}$ , et pour  $\dot{Q}_b$  qui varie de 3 kW à 15 kW,  $A_{bouil}$  augmente avec un taux de 79,56% (de 54,6  $m^2$  ou 267  $m^2$ ) (voir la relation III-26).

### V.5.10. Influence de la pression de génération sur la surface d'échange de condenseur ORC :

La figure V-73 représente la variation de la surface d'échange de condenseur ORC ( $A_{cond\ ORC}$ ) en fonction de la pression de génération ( $P_b$ ) pour cinq valeurs de puissance du bouilleur ( $\dot{Q}_b$ ).

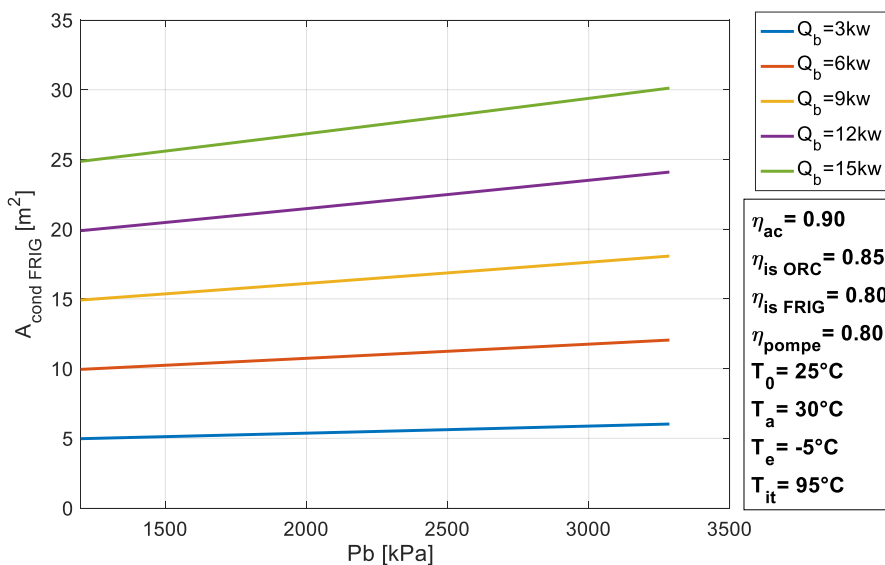


**Figure V-73** variation de la surface d'échange de condenseur ORC en fonction de la pression de génération

D'après la figure V-73 on distingue qu'avec l'augmentation de  $P_b$  (de 1200  $kPa$  jusqu'à 3285  $kPa$ ),  $A_{cond\ ORC}$  augmente légèrement avec un taux de 0,7%, et pour  $\dot{Q}_b$  qui varie de 3  $kW$  à 15  $kW$ ,  $A_{cond\ ORC}$  augmente avec un taux de 79,56% (voir la relation III-14).

#### V.5.11. Influence de la pression de génération sur la surface d'échange de condenseur VCRC :

La figure V-74 représente la variation de la surface d'échange de condenseur VCRC ( $A_{cond\ FRIG}$ ) en fonction de la pression de génération ( $P_b$ ) pour cinq valeurs de puissance du bouilleur ( $\dot{Q}_b$ ).

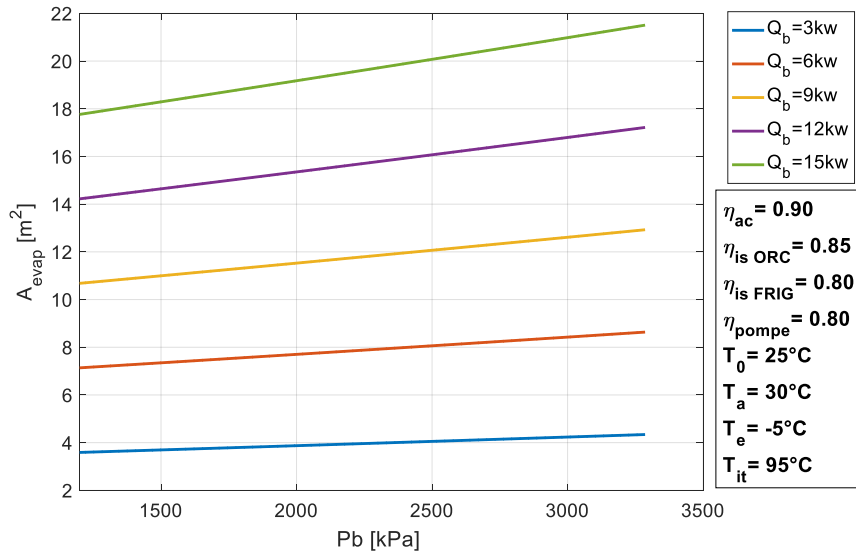


**Figure V-74** variation de la surface d'échange de condenseur FRIG en fonction de la pression de génération

D'après la figure V-74 on distingue qu'avec l'augmentation de  $P_b$  (de 1200 kPa jusqu'à 3285 kPa),  $A_{cond\ FRIG}$  augmente linéairement avec un taux de 17,3%, et pour  $\dot{Q}_b$  qui varie de 3 kW jusqu'à 15 kW,  $A_{cond\ FRIG}$  augmente avec un taux de 80% (voir la relation III-14).

### V.5.12. Influence de la pression de génération sur la surface d'échange de l'évaporateur :

La figure V-75 représente la variation de la surface d'échange d'évaporateur ( $A_{evap}$ ) en fonction de la pression de génération ( $P_b$ ) pour cinq valeurs de puissance du bouilleur ( $\dot{Q}_b$ ).

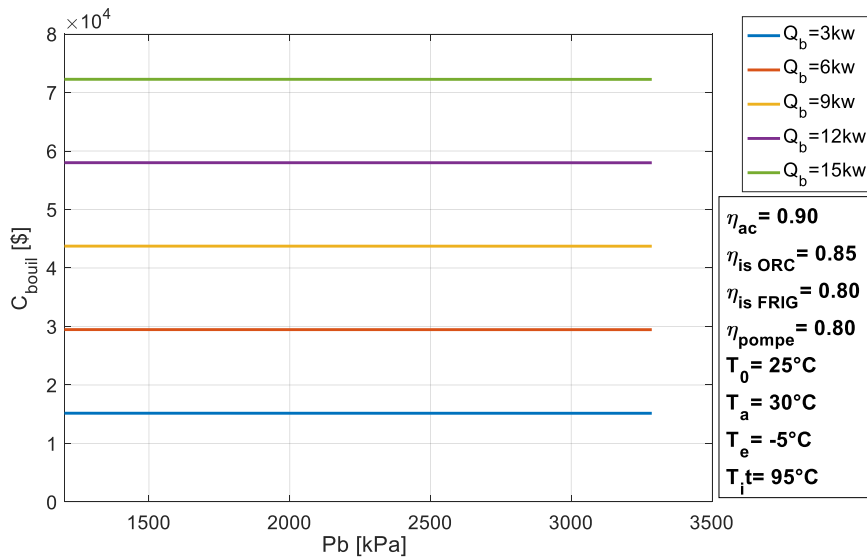


**Figure V-75** variation de la surface d'échange d'évaporateur en fonction de la pression de génération

On distingue de la figure V-75 que  $A_{evap}$  augmente linéairement avec un taux de 17% avec l'augmentation de  $P_b$  de 1200 kPa jusqu'à 3285 kPa, et pour  $\dot{Q}_b$  qui varie de 3 kW jusqu'à 15 kW,  $A_{evap}$  augmente avec un taux de 80%, (voir la relation III-26).

### V.5.13. Influence de la pression de génération sur le coût de fonctionnement de bouilleur :

La figure V-76 représente la variation de coût de fonctionnement de bouilleur ( $C_{bouil}$ ) en fonction de la pression de génération ( $P_b$ ) pour cinq valeurs de puissance du bouilleur ( $\dot{Q}_b$ ).

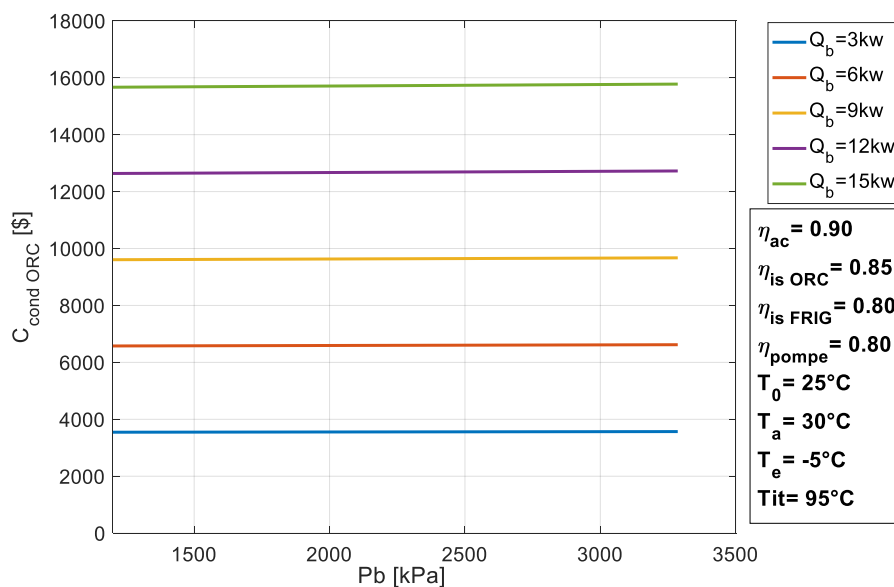


**Figure V-76** variation de coût de fonctionnement de bouilleur en fonction de la  $P_b$

On remarque dans figure V-76 que  $C_{bouil}$  reste constant ( $\frac{dC_{bouil}}{dP_b} = 0$ ) avec l'augmentation de  $P_b$  (de 1200 kPa jusqu'à 3285 kPa), et  $C_{bouil}$  augmente d'un taux de 79% avec l'augmentation de  $\dot{Q}_b$  de 3 kW à 15 kW, et cette dernière revient à l'augmentation de  $A_{bouil}$  (relation III-45).

#### V.5.14. Influence de la pression de génération sur le coût de fonctionnement de condenseur ORC :

La figure V-77 représente la variation de coût de fonctionnement de condenseur ORC ( $C_{cond ORC}$ ) en fonction de la pression de génération ( $P_b$ ) pour cinq valeurs de puissance du bouilleur ( $\dot{Q}_b$ ).

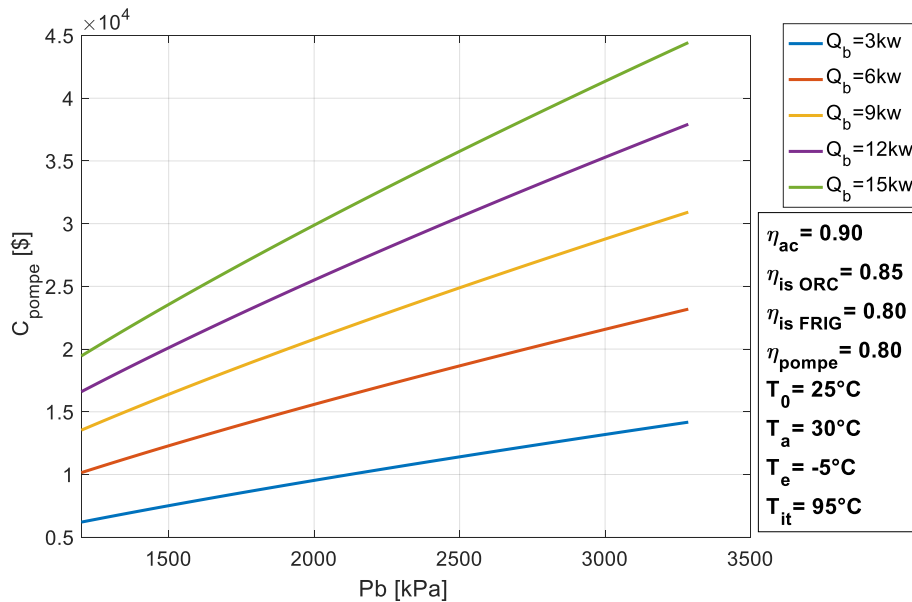


**Figure V-77** variation de coût de fonctionnement de condenseur ORC en fonction de la pression de génération

La figure V-77 illustre qu'avec l'augmentation de  $P_b$  de 1200 kPa jusqu'à 3285 kPa,  $C_{cond\ ORC}$  augmente légèrement d'un taux de 0,6% et d'un taux de 77,3% avec l'augmentation de  $\dot{Q}_b$  (de 3 kW à 15 kW), et cette dernière revient à l'augmentation de  $A_{cond\ ORC}$  (relation III-43).

#### V.5.15. Influence de la pression de génération sur le coût de fonctionnement de la pompe :

La figure V-78 représente la variation de coût de fonctionnement de la pompe ( $C_{pompe}$ ) en fonction de la pression de génération ( $P_b$ ) pour cinq valeurs de puissance du bouilleur ( $\dot{Q}_b$ )

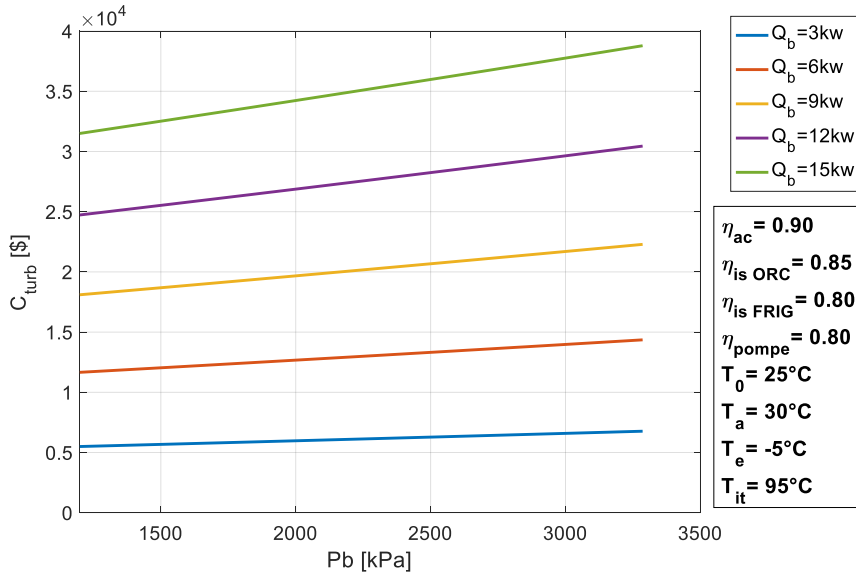


**Figure V-78** variation de coût de fonctionnement de la pompe en fonction de la pression de génération

La figure V-78 montre que  $C_{pompe}$  augmente d'un taux de 55,6% avec l'augmentation de  $P_b$  (de 1200 kPa jusqu'à 3285 kPa), et d'un taux de 68,10% avec l'augmentation de  $\dot{Q}_b$  (de 3 kW à 15 kW), et cette dernière revient à l'augmentation de  $\dot{W}_p$  (relation III-46)

#### V.5.16. Influence de la pression de génération sur le coût de fonctionnement de la turbine :

La figure V-79 représente la variation de coût de fonctionnement de la turbine ( $C_{tur}$ ) en fonction de la pression de génération ( $P_b$ ) pour cinq valeurs de puissance du bouilleur ( $\dot{Q}_b$ ).

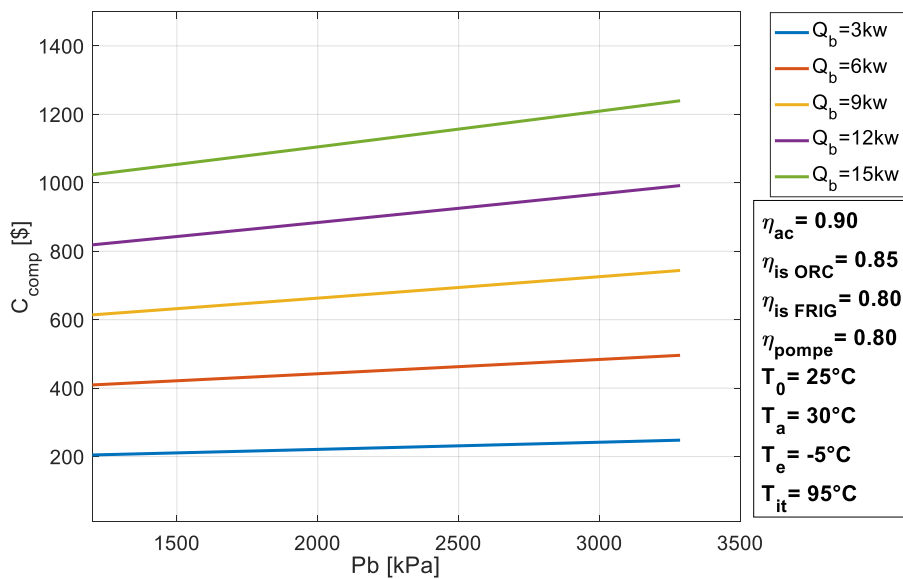


**Figure V-79** variation de coût de fonctionnement de la turbine en fonction de la pression de génération

A partir de la **figure V-79** on voit qu'avec l'augmentation de  $P_b$  (de 1200  $kPa$  jusqu'à),  $C_{tur}$  augmente d'un taux de 18,6% avec l'augmentation et d'un taux de 82,5% avec l'augmentation de  $\dot{Q}_b$  (de 3  $KW$  à 15  $KW$ ), et cette dernière revient à l'augmentation de  $\dot{W}_t$  (relation III-47)

#### V.5.17. Influence de la pression de génération sur le coût de fonctionnement de compresseur :

La figure V-80 représente la variation de coût de fonctionnement de compresseur ( $C_{comp}$ ) en fonction de la pression de génération ( $P_b$ ) pour cinq valeurs de puissance du bouilleur ( $\dot{Q}_b$ ).

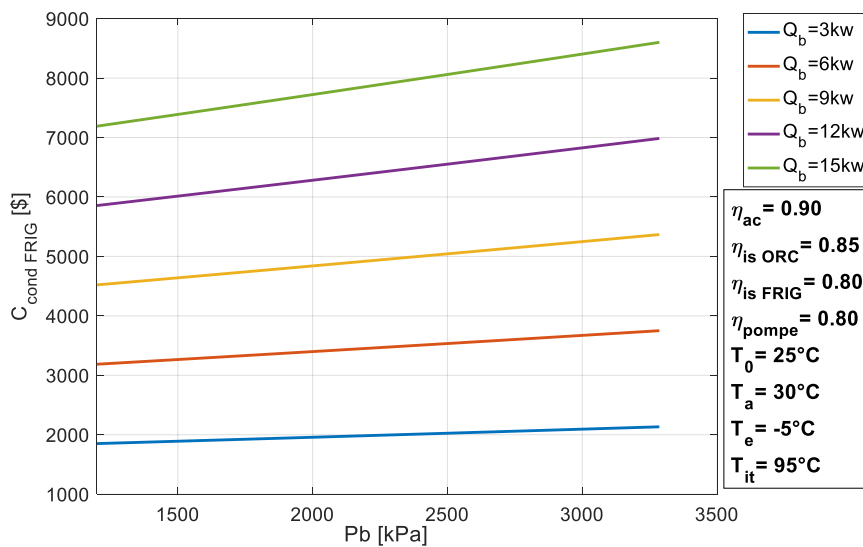


**Figure V-80** variation de coût de fonctionnement de compresseur en fonction de la pression de génération

A partir de la figure V-80 montre que  $C_{comp}$  augmente d'un taux de 17,3% avec l'augmentation de  $P_b$  (de 1200  $kPa$  jusqu'à 3285 $kPa$ ), et d'un taux de 80% avec l'augmentation de  $\dot{Q}_b$  (de 3  $kW$  ou 15  $kW$ ), et cette dernière revient à l'augmentation de débit de cycle VCRC

### V.5.18. Influence de la pression de génération sur le coût de fonctionnement de condenseur FRIG :

La figure V-81 représente la variation de coût de fonctionnement de condenseur VCRC ( $C_{cond FRIG}$ ) en fonction de la pression de génération ( $P_b$ ) pour cinq valeurs de puissance du bouilleur ( $\dot{Q}_b$ ).

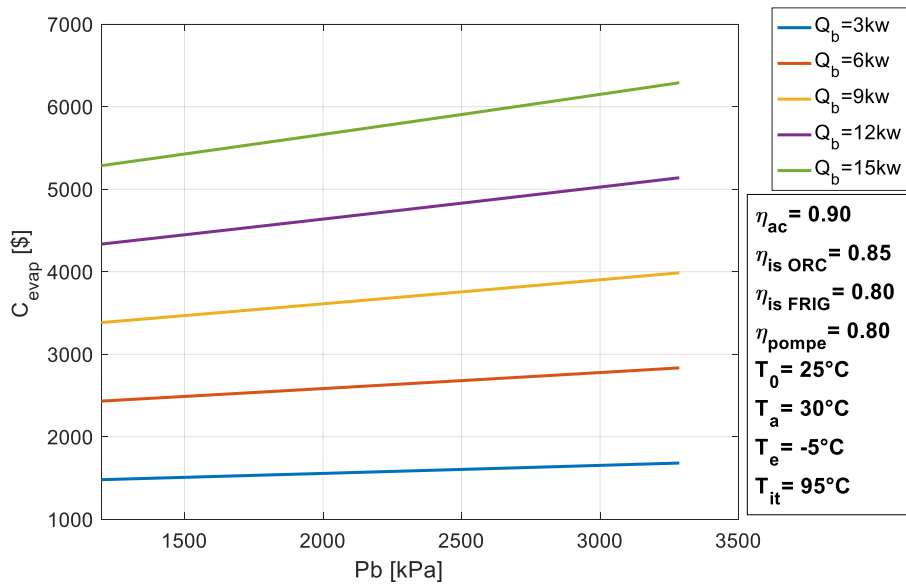


**Figure V-81** variation de coût de fonctionnement de condenseur FRIG en fonction de la pression de génération

D'après la figure V-81 on distingue que  $C_{cond FRIG}$  augmente d'un taux de 13,12% jusqu'à 16,25% avec l'augmentation de  $P_b$  (de 1200  $kPa$  jusqu'à 3285  $kPa$ ), et d'un taux de 75% avec l'augmentation de  $\dot{Q}_b$  (de 3  $kW$  ou 15  $kW$ ), et cette dernière revient à l'augmentation de  $A_{cond FRIG}$  (relation III-43).

### V.5.19. Influence de la pression de génération sur le coût de fonctionnement d'évaporateur

La figure V-82 représente la variation de coût de fonctionnement d'évaporateur ( $C_{evap}$ ) en fonction de la pression de génération ( $P_b$ ) pour cinq valeurs de puissance du bouilleur ( $\dot{Q}_b$ ).

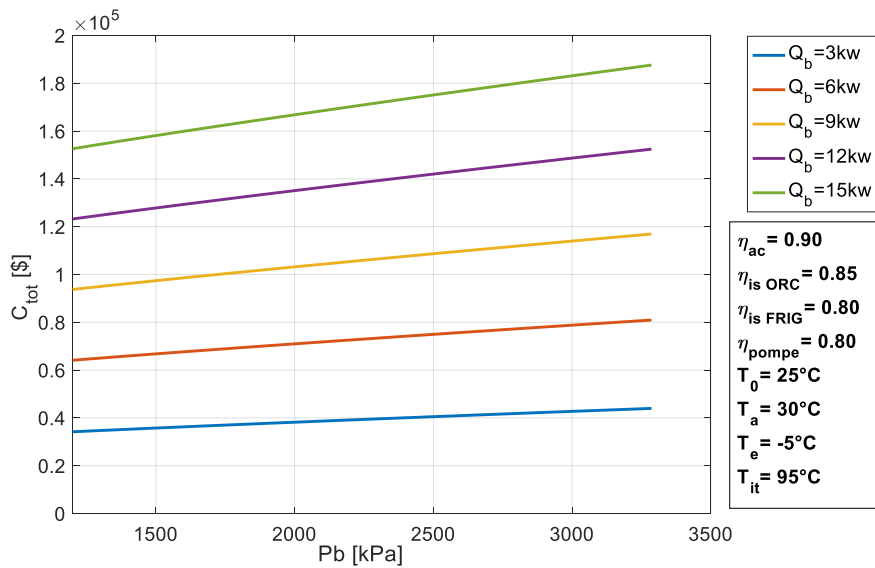


**Figure V-82** variation de coût de fonctionnement d'évaporateur en fonction de la pression de génération

D'après la figure V-82 on distingue que  $C_{evap}$  augmente d'un taux de 11,89% jusqu'à 15,81% avec l'augmentation de  $P_b$  qui varié de 1200  $kPa$  jusqu'à 3285  $kPa$ , et avec taux de 72,5% avec l'augmentation de  $\dot{Q}_b$  de 3  $KW$  jusqu'à 15  $KW$ , et cette dernière revient à l'augmentation de  $A_{evap}$ (relation III-44).

**V.5.20. Influence de la pression de génération sur le coût de fonctionnement totale :**

La figure V-83 représente la variation de coût de fonctionnement totale ( $C_{tot}$ ) en fonction de la pression de génération ( $P_b$ ) pour cinq valeurs de puissance du bouilleur ( $\dot{Q}_b$ ).

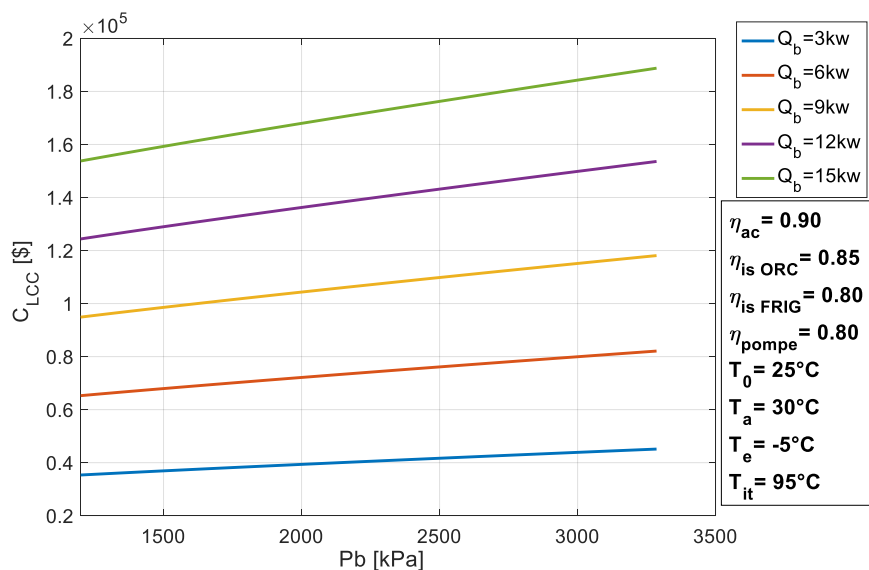


**Figure V-83** variation de coût du fonctionnement totale en fonction de la pression de génération

La figure V-83 montre l'évolution de coût du fonctionnement totale de système ( $C_{tot}$ ), comme indique l'équation 0-51, la variation de  $C_{tot}$  est reliée à la variation des coûts de fonctionnement des organes de système. Cette dernière augmente de 20% avec l'augmentation de  $P_b$  (de 1200 kPa jusqu'à 3285 kPa), et  $C_{tot}$  augmente de 77% avec la variation de  $\dot{Q}_b$  (de 3kW ou 15kW).

### V.5.21. Influence de la température à l'entrée turbine sur le coût de cycle de vie :

La figure V-84 représente la variation de coût de cycle de vie ( $C_{LCC}$ ) en fonction de la pression de génération ( $P_b$ ) pour cinq valeurs de puissance du bouilleur ( $\dot{Q}_b$ ).



**Figure V-84** variation de coût du fonctionnement totale en fonction de la température à l'entrée turbine.

La variation de coût de cycle de vie ( $C_{LCC}$ ) est reliée à la variation de  $C_{tot}$  d'après la relation III-52, donc  $C_{LCC}$  augmente proportionnellement avec l'augmentation de  $C_{tot}$ .

L'augmentation de la pression de génération cause une évolution du rendement exergetique du bouilleur. Lorsque  $P_b$  augmente la destruction des coûts de fonctionnement des organes du cycle ORC-FRIG augmentes, sauf le coût de fonctionnement de bouilleur et le condenseur-ORC reste stable.

## V.6. Conclusion

Ce chapitre à élucider la relation entre les paramètres de cycle organique de Rankine couplé avec le cycle Rankine de vapeur (cycle frigorifique), et la variation de ces paramètres en fonction de la température ambiante, de la température à l'entrée de la turbine, la température d'évaporation, la pression de génération et les conditions d'entrés.

L'analyse des résultats obtenus par notre programme montre que les performances énergétique et exergo-économique sont en adéquation avec les revues bibliographiques auxquelles nous nous sommes référés.

## Conclusion générale

Les rejets thermiques sont considérés comme puissance calorifique pour opérer notre installation. Cette technique permet de réduire la consommation de l'électricité, d'où la diminution des gaz à effet de serre. Dans notre travail les rejets thermiques sont utilisés pour produire du froid.

Les deux premières lois de la thermodynamique sont nécessaires pour l'étude des cycles organique de Rankine (ORC) et cycle de réfrigération compression à vapeur (FRIG). À partir de ces deux derniers principes, nous pouvons tirer les différents bilans énergétique, entropique et exergétique pour évaluer les performances des différents cycles, afin de clôturer le travail, une étude économique est développée en fonction de mode d'opération de système considéré.

Le couplage de NIST-REFPROP et MATLAB est une technique très solide pour prédire d'une façon très exacte les performances énergétiques et exergétique ainsi que le coût d'opération et l'amortissement.

Un programme MATLAB a été développé pour l'analyse paramétrique du système. Cette analyse est basée sur l'étude des différents organes de l'installation, à savoir L'étude des échangeurs de chaleurs, les compresseur, la turbine, la pompe et le détendeur.

Le cycle organique de Rankine (ORC) combiné avec le cycle de réfrigération c'est un système technico-économique utilisée pour transformer les sources de chaleur à basse et moyenne température pour la production du froid autonome. La recherche actuelle présente l'analyse complète de l'énergie, de l'exergie et de l'économie d'un nouveau système couplé, circule à l'intérieure de ses organe deux fluide frigorigène. La sensibilité de la performance thermodynamique et exergo-économique du système est également examinée en fonction de la variation des paramètres clés et à travers l'aide d'un logiciel informatique afin d'obtenir les résultats réels qui nous serre a arrivé au but de cette étude qui est la production du froid avec une nouvelle source d'énergie gratuite.

Cette étude nous a permis de mettre en évidence l'influence de plusieurs paramètres tels que la température ambiante, la température d'évaporation, la température entré turbine et la pression de génération sur les performances de l'installation ORC/FRIG.

L'analyse du système combiné ORC-FRIG a été effectuée sur la base des critères énergétique, exergetique et critères économiques pour l'application d'une puissance de bouilleur qui varie de 3kW jusqu'à 15kW.

Les résultats obtenus par la modélisation de cette étude peuvent être conclus dans les points suivants :

- ❖ Le premier résultat a montré que l'utilisation de la puissance de bouilleur n'a pas d'impact sur le fonctionnement de notre système malgré l'augmentation de la puissance de 3Kw jusqu'à 15kW.
- ❖ La température d'évaporation a un effet primordial sur les efficacités énergétique exergetique.
- ❖ La température ambiante affecte d'une façon directe le fonctionnement de l'installation par l'empêchement de la condensation dans le cas d'une température ambiante élevée.
- ❖ Les meilleures performances globales du système ORC-FRIG dépendent principalement de la variation des paramètres  $T_a, T_e, T_i,$  et  $P_g$ . D'après notre étude on a conclu que l'augmentation de la température d'évaporation offre le meilleur  $COP_g$  qui augmente avec un taux de 53.15%.
- ❖ L'augmentation de  $T_e$  offre le meilleur coût de fonctionnement du cycle de vie pour une durée de 10 ans qui est 147500\$.

Les résultats de cette étude sont utiles pour guider les chercheurs à identifier les paramètres de conception qui affectent le plus les performances exergo-économique du système et leur combinaison. Cette étude comprend l'analyse en régime permanent de système ORC-FRIG proposé pour une puissance calorifique de bouilleur, le système ORC-FRIG peut être analysé en fonctionnement dynamique et en conditions avec des puissances calorifiques variables.

# Références bibliographiques

- [1] M.Aneke, B.Agneu. Thermodynamic analysis of alternatif refrigeration cycles driven from waste heat in a food processing application, international journal of refrigeration 35, (2012), 1349-1358.
- [2] [www.thermal-engineering.org](http://www.thermal-engineering.org) (consulté le 12 juillet 2022).
- [3] M. Hamzaoui. Polycopié de cours machines thermiques destiné aux étudiants de master I énergétique. Université mouloud Mammeri Département génie mécanique, 2021.
- [4] [www.abcclim.net](http://www.abcclim.net) (consulté le 20 juillet 2022).
- [5] Boyaghchi FA, Safari H. Parametric study and multi-criteria optimization of total exergetic and cost rates improvement potentials of a new geothermal based quadruple energy system. Energy Convers Manag, 137, (2017),130-141.
- [6] Mahmoudan, A., Samadof, P., Sadeghzadeh, M., Jalili, M., Sharifpur, M., Kumar, R., Thermodynamic and exergoeconomic analyses and performance assessment of a new configuration of a combined cooling and power generation system based on ORC–VCR. J. Therm. Anal. Calor. 145, (2020) 1163–1189.
- [7] Wang, S., Zhang, L., Liu, C., Liu, Z., Lan, S., Li, Q., et al., . Techno-economic-environmental evaluation of a combined cooling heating and power system for gas turbine waste heat recovery. Energy 23, (2021), 120956.
- [8] Su, Z., Zhang, M., Xu, P., Zhao, Z., Wang, Z., Huang, H., Ouyang, T.,. Opportunities and strategies for multigrade waste heat utilization in various industries: a recent review. Energy Convers. Manag. 229, (2021), 113769.
- [9] Yang, P., Yuan, M., Liu, Z., Xie, N., Liu, Y., Yang, S.,. Multi- objective optimization and life cycle assessment of a cascade system integrating LiBr/H<sub>2</sub>O absorption refrigeration with transcritical CO<sub>2</sub> power cycle. Energy Convers. Manag. 244, (2021), 114453.
- [10] Yang, S., Deng, C., Liu, Z.,. Optimal design and analysis of a cascade LiBr/H<sub>2</sub>O absorption refrigeration/transcritical CO<sub>2</sub> process for low-grade waste heat recovery. Energy Convers. Manag. 192, (2019), 232–242.
- [11] [www.universalis.fr](http://www.universalis.fr) (consulté le 24 septembre 2022).
- [12] S.Kakaç, H.Liu, A.Pramunjaroenkij, heat exchangers- CRC Taylor & Francis, 2020.
- [13] J.P. Holman, Heat Transfer , McGraw-Hill, 2010.
- [14] H.Wang et al., “Performance of a combined organic Rankine cycle and vapor compression cycle for heat activated cooling, 36, (2011). 447–458.
- [15] Ashwni, A.Faizan, Exergy, economic and environmental analysis of organic Rankine cycle-based vapor compression refrigeration system. International Journal of Refrigeration 126 (2021) 259–271.