

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR  
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE MOULOU D MAMMERI TIZI-OUZOU

FACULTE DE GENIE DE LA CONSTRUCTION

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE



## *MEMOIRE DE FIN D'ETUDES*

En de vue l'obtention du Diplôme de master professionnel en Génie Mécanique  
**Option : Froid chauffage et climatisation**

**Thème :**

*Etude et optimisation d'un système de réfrigération en cascade  
Utilisant des mélanges zéotropiques*

Réalisé par

**MAHFOUD Amine**

Encadré par

**- Mr M. HAMZAOU I**

2024/2025

## *Remerciements*

*Je tiens à remercier chaleureusement mon promoteur monsieur Hamzaoui, pour son encadrement attentif, sa patience et ses précieux conseils tout au long de ce travail. Votre soutien inconditionnel et votre confiance ont été essentiels au succès de ce projet. Je vous suis extrêmement reconnaissant pour votre disponibilité et votre gentillesse.*

## *Dédicaces*

*Je souhaite dédier cette réalisation à mes parents adorés, pour leur amour sans limites et leur appui inébranlable. À mes amis, pour leur présence inestimable et leur motivation constante. Et aux anciens de Ouade-Aissi, dont l'inspiration et l'exemple nourrissent ma quête quotidienne. Merci à chacun d'entre vous d'être une source constante de force et de détermination dans mon existence.*

## Nomenclature

$\dot{m}_{in}$	Débit massique entrant	(kg/s)
$\dot{m}_{out}$	Débit massique sortant	(kg/s)
$\dot{m}_e$	Débit massique évaporé	(kg/s)
$\dot{m}_{bt}$	Débit massique du cycle BT	(kg/s)
$\dot{m}_{ht}$	Débit massique du cycle HT	(kg/s)
$\dot{m}_{s1}$	Débit massique de la source1	(kg/s)
$\dot{m}_{s2}$	Débit massique de la source2	(kg/s)
$s$	Entropie spécifique	(kJ/kg.K)
$\dot{S}$	Taux de variation d'entropie	(kW/kg.K)
$h$	Enthalpie spécifique	(kJ/kg)
$\dot{W}_{c_{bt}}$	Puissance consommée du cycle BT	(W)
$\dot{W}_{c_{ht}}$	Puissance consommée du cycle HT	(W)
$\dot{Q}_c$	Rejet de la chaleur par le condenseur	(W)
$\dot{Q}_f$	Puissance frigorifique	(W)
$T$	Température	(K)
$T_0$	Température de référence	(K)
$\Delta\dot{S}_{sys}$	Variation d'entropie du système	(kJ/kg.K)
$\dot{E}x_d$	Exergie détruite	(W)
$\dot{E}x$	Taux de variation d'exergie	(W)
$COP$	Coefficient de performance	(/)
$\eta_{exergétique}$	Rendement exergétique du système	(/)
$D$	La durabilité	(/)

## Indices

HT : haute température.

BT : basse température

C : condenseur

E : évaporateur

Cons : concentration

Det1 : détendeur1

Comp : compresseur

Det : détruite

Gen :générée

### **Cycle cascade avec deux sources d'eau**

1 : sortie de l'évaporateur, l'entrée de compresseur BT

2 : sortie de compression (1-2) du cycle BT, l'entrée de évapo-condenseur cycle BT

3 : sortie de l'évapo-condenseur, l'entrée de la détente BT (3-4)

4 : sortie de la détente BT (3-4) , l'entrée d'évaporation (4-1)

5 : sortie de l'évapo-condenseur cycle HT, l'entrée de compresseur HT

6 : sortie de la compression (5-6) du cycle HT, l'entrée de condenseur

7 : sortie de condenseur, l'entrée de détendeur du cycle HT

8 : sortie de détendeur du cycle HT, l'entrée de l'évapo-condenseur cycle HT

9 : l'entée de la source1 HT

10 : sortie de la source1 HT

11 : l'entrée de la source2 BT

12 : sortie de la source2 BT

# Tables des matières

Remerciements.....	
Dédicaces.....	
Nomenclatures .....	
Liste des tables et des figures.....	
Abstract.....	
Résumé .....	
Introduction générale .....	1
I Chapitre : Etude bibliographiques.....	2
I.1 Introduction.....	3
I.2 Généralités sur les systèmes frigorifiques en cascade.....	3
I.3 Critères de choix de CO <sub>2</sub> /BUTANE(R744+R600) et CO <sub>2</sub> /PENTANE (R744+R601) comme fluide frigorigène.....	4
I.4 Etat de l'Art .....	5
I.5 Conclusion .....	9
II CHAPITRE II: Etude thermodynamique .....	11
II.1 Introduction .....	12
II.2 Principe de fonctionnement de la machine cascade avec deux sources d'eau.....	12
II.3 Conclusion.....	20
III CHAPITRE III: étude paramétrique .....	21
III.1 Introduction .....	22
III.2 Présentation des résultats pour le cycle cascade .....	24
III.2.1 Influence de température $T_3$ sur le débit massique qui circule à l'intérieure de cycle basse température $\dot{m}_{bt}$ .....	24
III.2.2 Influence de température intermédiaire $T_3$ sur le débit massique de cycle a haute température $\dot{m}_{ht}$ .....	25
III.2.3 Influence de température intermédiaire $T_3$ sur les débits massiques des deux sources $\dot{m}_{e1}$ et $\dot{m}_{e2}$ .....	26
III.2.4 Influence de température intermédiaire $T_3$ sur le travail de compresseur cycle BT et HT	27
III.2.5 Influence de la température intermédiaire $T_3$ sur le travail du compresseur global .....	27
III.2.6 Influence de la température intermédiaire $T_3$ sur le travail du compresseur global .....	28
III.2.7 Influence de la température intermédiaire $T_3$ sur l'exergie detruite de l'évaporateur , condenseur et l'évapo-condenseur .....	29
III.2.8 Influence de la température intermédiaire $T_3$ sur l'exergie detruite globale .....	30
III.2.9 Influence de la température intermédiaire $T_3$ sur le coeficient de performance globale (COP) du système .....	31

III.2.10	Influence de la température intermédiaire $T_3$ sur le rendement exergetique de la machine .....	31
III.2.11	Influence de la température intermédiaire $T_3$ sur la puissance de travail globale et le COP la machine.....	32
III.2.12	Influence de la température intermédiaire $T_3$ sur l'exergie detruite globale et rendement exergetique de la machine .....	33
III.2.13	Influence de la température intermédiaire $T_3$ sur rendement exergetique de la machine et le coefficient de performance (COP) .....	34
III.2.14	Influence de la température intermédiaire $T_3$ sur la durabilité de la machine et le coefficient de performance (COP).....	34
III.2.15	Influence de la température intermédiaire $T_3$ sur la durabilité et le rendement exergetique de la machine .....	35
III.3	Conclusion.....	36
IV	CHAPITRE IV: Optimisation des paramètres de fonctionnement du système .....	37
IV.1	Introduction .....	38
IV.2	La méthode d'optimisation JSOA.....	38
IV.3	Système frigorifique cascade (théorique).....	40
IV.3.1	Pour une concentration du $CO_{2BT}=0.04$ et pour une concentration $CO_{2HT} = [0.04,0.10,0.15,0.20]$ . .....	40
IV.3.1.1	Impacte de la température $T_E$ et $T_C$ sur la température intermédiaire $T_3$ optimale ...	40
IV.3.1.2	Impacte de la température $T_E$ et $T_C$ sur le débit massique de cycle basse température $\dot{m}_{bt}$ . .....	41
IV.3.1.3	Impacte de la température $T_E$ et $T_C$ sur le débit massique de cycle haute température $\dot{m}_{ht}$ . .....	42
IV.3.1.4	Impacte de la température $T_E$ et $T_C$ sur le débit massique de la source 1 $\dot{m}_{source}$ . .....	43
IV.3.1.5	Impacte de la température $T_E$ et $T_C$ sur le travail de compresseur de cycle (BT).....	44
IV.3.1.6	Impacte de la température $T_E$ et $T_C$ sur le travail de compresseur de cycle (HT). .....	45
IV.3.1.7	Impacte de la température $T_E$ et $T_C$ sur le travail global de la machine.....	46
IV.3.1.8	Impacte de la température $T_E$ et $T_C$ sur l'exergie détruite global du système .....	47
IV.3.1.9	Impacte de la température $T_E$ et $T_C$ sur le coefficient de performance global de la machine. .....	48
IV.3.1.10	Impacte de la température $T_E$ et $T_C$ sur le rendement exergetique du système. ...	49
IV.3.2	Pour une concentration du $CO_{2BT}=20\%$ et pour une concentration $CO_{2HT} = [4,10,15,20]$ % .....	50
IV.3.2.1	Impacte de la température $T_E$ et $T_C$ sur la température optimale $T_3$ . .....	50
IV.3.2.2	Impacte de la température $T_E$ et $T_C$ sur le débit massique du cycle basse température. .....	51
IV.3.2.3	Impacte de la température $T_E$ et $T_C$ sur le débit massique du cycle haute température. .....	52

IV.3.2.4	Impacte de la température $T_E$ et $T_C$ sur le débit massique de la source 1 $\dot{m}_{e1}$ .....	53
IV.3.2.5	Impacte de la température $T_E$ et $T_C$ sur la puissance de travail de compresseur du cycle basse température (BT).....	54
IV.3.2.6	Impact de la température $T_E$ et $T_C$ sur la puissance de travail de compresseur du cycle basse température (HT). ....	55
IV.3.2.7	Impact de la température $T_E$ et $T_C$ sur la puissance de travail de compresseur global du système. ....	56
IV.3.2.8	Impact de la température $T_E$ et $T_C$ sur l'exergie détruite global du système. ....	57
IV.3.2.9	Impact de la température $T_E$ et $T_C$ sur le coefficient de performance (COP) du système. ....	58
IV.3.2.10	Impact de la température $T_E$ et $T_C$ sur le rendement exergetique du système du système. ....	59
IV.4	Conclusion.....	60
	Conclusion générale .....	59
	Référence bibliographique.....	60 61

## Liste des tables et des figures

<b>Tableau I-1:</b> les propriétés physiques de Dioxyde de carbone, Butane et Pentane.....	5
<b>Figure II-1 :</b> représente une machine frigorifique a cascade.....	13
<b>Figure III-1 :</b> influence de fraction massique de CO <sub>2</sub> [%] sur la température de saturation [°C].....	22
<b>Figure III-2:</b> influence de fraction massique de CO <sub>2</sub> [%] sur la température de glissement [°C].....	22
<b>Figure III-3:</b> influence de la pression intermédiaire P <sub>3</sub> sur la température de glissement [°C] à l'intérieure de évapo-condenseur .....	23
<b>Figure III-4 :</b> la courbe du débit massique de cycle $\dot{m}_{BT}$ en fonction de la température intermédiaire T <sub>3</sub> pour le fluide utilisé dans ce cycle .....	24
<b>Figure III-5 :</b> la courbe du débit massique de cycle $\dot{m}_{HT}$ en fonction de la température intermédiaire T <sub>3</sub> pour le fluide utilisé dans ce cycle .....	25
<b>Figure III-6 :</b> illustre de variation des débits massiques des source 1 et 2 en fonction de la variation de la température intermédiaire T <sub>3</sub> .....	26
<b>Figure III-7:</b> illustre la puissance de travail de compresseur BT et HT en fonction du variation de la température intermédiaire T <sub>3</sub> .....	27
<b>Figure III-8:</b> illustre la puissance de travail du compresseur global ( $\dot{W}_{CBT} + \dot{W}_{CHT}$ ) en fonction de la température intermédiaire T <sub>3</sub> .....	27
<b>Figure III-9 :</b> illustre des exergies détruit pour compresseur 1 et 2 , detendeur 1 et 2 en fonction de la température intermédiaire T <sub>3</sub> .....	28
<b>Figure III-10:</b> illustre des exergies detruites pour l'évaporateur, condenseur et évapo-condenseur en fonction de la température intermédiaire T <sub>3</sub> .....	29
<b>Figure III-11:</b> illustre de la variation de l'exergie detruite globale en fonction de la température intermédiaire T <sub>3</sub> .....	30
<b>Figure III-12:</b> illustre de variation de coefficient de performance globale (COP) en fonction du variation de la température intermédiaire T <sub>3</sub> .....	31
<b>Figure III-13:</b> illustre de la variation du rendement exergetique du système en fonction de la température intermédiaire T <sub>3</sub> .....	31
<b>Figure III-14:</b> illustre de la variation de la puissance de travail globale consommé et le COP en fonction de la température intermédiaire T <sub>3</sub> .....	32
<b>Figure III-15 :</b> illustre de la variation de l'exergie detruite globale et le rendement exergetique du système en fonction de la température intermédiaire T <sub>3</sub> .....	33
<b>Figure III-16 :</b> illustre de la variation du rendement exergetique du système et le COP en fonction de la température intermédiaire T <sub>3</sub> .....	34
<b>Figure III-17 :</b> illustre de la variation de la durabilité de la machine et le COP en fonction de la température intermédiaire T <sub>3</sub> .....	34
<b>Figure III-18 :</b> montre la variation de la durabilité et le rendement exergetique de la machine en fonction de la température intermédiaire T <sub>3</sub> .....	35
<b>Figure IV-1 :</b> Organigramme d'application de la méthode JSOA au système étudié.....	40
<b>Figure IV-2:</b> présente l'évolution de température T <sub>3</sub> optimale avec la variation de température T <sub>E</sub> , T <sub>C</sub> et la variation de concentration CO <sub>2 HT</sub> .....	40
<b>Figure IV-3 :</b> Représente l'évolution de débit massique $\dot{m}_{bt}$ avec la variation de température T <sub>E</sub> , T <sub>C</sub> et la variation de concentration CO <sub>2 HT</sub> .....	41
<b>Figure IV-4 :</b> Illustre représente de la variation du débit massique $\dot{m}_{ht}$ en fonction de la température d'évaporation et de condensation T <sub>E</sub> et T <sub>C</sub> .....	42
<b>Figure IV-5 :</b> Illustre représente la variation de débit massique de la source1 en fonction de la température d'évaporation et de condensation T <sub>E</sub> et T <sub>C</sub> .....	43

<b>Figure IV-6:</b> représente la variation de travail de compresseur (BT) en fonction de $T_E$ et $T_C$ pour différents concentration de $CO_2$ cycle (HT) = [4,10,15,20] %.....	44
<b>Figure IV-7 :</b> représente la variation de travail de compresseur (HT) en fonction de la température d'évaporation et de condensation $T_E$ et $T_C$ .....	45
<b>Figure IV-8</b> représente l'évolution de la puissance globale de compresseur en fonction de température de condensation et d'évaporation.....	46
<b>Figure IV-9 :</b> représente la variation de l'exergie détruite en fonction de la température de condensation et d'évaporation et en changement du concentration $CO_{2HT}$ .....	47
<b>Figure IV-10 :</b> présente la variation de coefficient de performance (COP) global en fonction de la température d'évaporation et de condensation.....	48
<b>Figure IV-11 :</b> présente la variation de rendement exergetique en fonction de la température d'évaporation et de condensation et avec la variation de concentration de $CO_{2HT}$ .....	49
<b>Figure IV-12 :</b> représente la variation de la température optimale $T_3$ en fonction de la température d'évaporation et de condensation.....	50
<b>Figure IV-13 :</b> montre la variation de débit massique $\dot{m}_{BT}$ en fonction de la température d'évaporation et de condensation.....	51
<b>Figure IV-14 :</b> illustrée montre la variation de débit massique du cycle (BT) en fonction de la température d'évaporation et de condensation.....	52
<b>Figure IV-15 :</b> montre l'évolutions de débit massique de la source1 en fonction de la température de condensation et d'évaporation.....	53
<b>Figure IV-16 :</b> La figure représente la variation de la puissance de travail de compresseur de cycle basse température en fonction de la variation de température d'évaporation et de condensation.....	54
<b>Figure IV-17 :</b> La figure montre l'impact de la température d'évaporation et de condensation sur la puissance de travail de compresseur $\dot{W}_{HT}$ .....	55
<b>Figure IV-18 :</b> montre la variation de la puissance de travail globale du système en fonction de la température d'évaporation et de condensation ( $T_E$ et $T_C$ ).....	56
<b>Figure IV-19 :</b> montre la variation de l'exergie détruit globale de système en fonction de température d'évaporation et de condensation ainsi que la variation de concentration $CO_{2HT}$ .....	57
<b>Figure IV-20 :</b> représente la variation de coefficient de performance (COP) en fonction de la température d'évaporation et de condensation ainsi que la variation de la concentration $CO_{2HT}$ .....	58

## Abstract

This thesis investigates a cascade refrigeration system using zeotropic mixtures of CO<sub>2</sub> and hydrocarbons (butane, pentane) as refrigerants. The goal is to optimize the system's energy and exergy performance. The study analyzes the influence of intermediate temperature and CO<sub>2</sub> concentration, using the JSOA optimization algorithm. Results show that optimal adjustment of these parameters improves the coefficient of performance (COP), reduces energy consumption, and minimizes exergy losses. This approach helps design more efficient, robust, and environmentally friendly refrigeration systems

## Résumé

Ce mémoire étudie un système frigorifique en cascade utilisant des mélanges zéotropiques de CO<sub>2</sub> et d'hydrocarbures (butane, pentane) comme fluides frigorigènes. L'objectif est d'optimiser les performances énergétiques et exergetiques du système. L'analyse porte sur l'influence de la température intermédiaire et de la concentration de CO<sub>2</sub>, en utilisant l'algorithme d'optimisation JSOA. Les résultats montrent qu'un réglage optimal de ces paramètres permet d'améliorer le coefficient de performance (COP), de réduire la consommation énergétique et les pertes d'exergie. Cette approche contribue à concevoir des systèmes frigorifiques plus efficaces, robustes et respectueux de l'environnement

## بالعربية الملخص

والهيدروكربونات الكربون أكسيد ثاني من زيترونية خلطات يستخدم متسلسل تبريد نظام دراسة الرسالة هذه تتناول درجة تأثير على الدراسة تركيز للنظام والإكسرجي الطاقوي الأداء تحسين هو الهدف. تبريد كسوائل (البنتان البيوتان)، لهذه الأمثل الضبط أن النتائج تظهر. JSOA التحسين خوارزمية باستخدام الكربون، أكسيد ثاني وتركيز المتوسطة الحرارة أنظمة تصميم في المقاربة هذه تساهم. الإكسرجي وفوائد الطاقة استهلاك من ويقال، (COP) الأداء معامل يحسن المعايير للبيئة وصديقة واستدامة كفاءة أكثر تبريد

## Introduction générale

Le froid industriel joue un rôle fondamental dans de nombreux secteurs de l'industrie, intervenant de manière décisive dans le processus de production et le maintien de conditions idéales pour certaines applications. Les systèmes frigorifiques et les réfrigérants sont au cœur de cette technologie, permettant de produire et de maintenir des températures plus basses au sein des installations industrielles. Ces systèmes complexes sont conçus pour extraire la chaleur d'un espace ou d'un élément et la rejeter à une température plus élevée, en utilisant un cycle thermodynamique basé sur l'évaporation et la condensation d'un réfrigérant. Ils sont couramment employés dans des industries comme l'agroalimentaire, la chimie, la pharmacie ou encore la logistique.

Les réfrigérants sont des substances spécialement élaborées pour transférer la chaleur à des températures très basses. Ils circulent à l'intérieur des systèmes frigorifiques, changeant d'état entre liquide et gaz à différentes pressions et températures. Au fil du temps, divers réfrigérants ont été développés, chacun possédant des caractéristiques propres, afin de répondre aux besoins spécifiques des applications industrielles.

Toutefois, il est important de noter que les réfrigérants ont également un impact environnemental. Certains, tels que les chlorofluorocarbures (CFC) et les hydrochlorofluorocarbures (HCFC), ont été reconnus comme des substances responsables de l'appauvrissement de la couche d'ozone et contribuant au réchauffement climatique. C'est pourquoi d'importants efforts ont été déployés pour développer et adopter des réfrigérants plus écologiques, tels que les hydrofluorocarbures (HFC) et les hydrocarbures (HC).

Le travail présenté dans ce mémoire porte sur l'étude énergétique et exergetique d'un système frigorifique en cascade alimenté par deux sources d'eau. Il s'inscrit dans le contexte de la recherche de solutions optimisées pour la production de froid industriel. L'accent est mis particulièrement sur les systèmes en cascade et l'impact de la température intermédiaire sur l'efficacité globale de ces installations.

Ce mémoire est structuré en quatre chapitres :

- **Le premier chapitre** présente les généralités sur le froid, les fluides zéotropiques, ainsi qu'un état de l'art des travaux menés par plusieurs chercheurs dans ce domaine.
- **Le deuxième chapitre** a pour objectif de démontrer le principe de fonctionnement d'une machine frigorifique en cascade alimentée par deux sources d'eau, et de réaliser une étude énergétique et exergetique pour chacun des composants du système.
- **Le troisième chapitre** expose les résultats obtenus, en mettant en évidence l'influence de la température intermédiaire sur la puissance de travail, l'exergie détruite, le coefficient de performance (COP) et le rendement exergetique.
- **Le dernier chapitre** s'intéresse à l'effet de la concentration de CO<sub>2</sub> dans les deux mélanges réfrigérants sur les résultats optimisés, en fonction des températures d'évaporation et de condensation.

# I Chapitre : Etude bibliographique

## I.1 Introduction

Le phénomène de froid, perçu comme une sensation universelle et inhérente à l'expérience humaine, joue un rôle fondamental dans l'organisation de nos modes de vie, la gestion de notre environnement et la préservation de la santé. Sur le plan scientifique, le froid ne constitue pas une entité en soi, mais se définit comme l'absence ou la diminution de chaleur. Il correspond à un état de basse température par rapport à un milieu de référence, résultant d'une réduction de l'agitation thermique des particules constituant la matière

Le froid, en tant que technologie stratégique, trouve des applications variées dans de nombreux secteurs. Il permet notamment la conservation des aliments, la limitation de la croissance microbienne, ainsi que le contrôle de processus tels que la fermentation. Par ailleurs, il joue un rôle crucial dans diverses industries, telles que la plasturgie, la mécanique et la production de gaz liquéfiés, en facilitant leur stockage et leur transport. De plus, le froid est exploité dans le traitement des déchets, la purification des eaux usées, le renforcement des sols lors de travaux de construction, ainsi que dans des activités récréatives telles que les patinoires. En synthèse, le froid constitue un enjeu stratégique indispensable pour la conservation, la transformation industrielle, la gestion environnementale, la construction, ainsi que pour le confort thermique. Les systèmes frigorifiques reposent sur un cycle thermodynamique au cours duquel un fluide frigorigène traverse successivement des phases liquide et gazeuse afin d'assurer le transfert de chaleur.

## I.2 Généralités sur les systèmes frigorifiques en cascade

Une configuration en cascade constitue un système de réfrigération intégrant deux circuits distincts et indépendants. Le premier circuit, conçu pour fonctionner à des températures extrêmement basses, utilise un échangeur de chaleur jouant le rôle de condenseur pour évacuer la chaleur générée durant le cycle. Une explication détaillée du fonctionnement de ces systèmes, ainsi que de l'utilisation des fluides frigorigènes adaptés aux applications à basses ou très basses températures, est fournie par la suite.

Ce type de dispositif permet d'atteindre des températures très faibles, pouvant descendre jusqu'à  $-70\text{ °C}$ , grâce à la présence de deux circuits de réfrigération séparés : l'un fonctionnant à haute température et l'autre à basse température. Le circuit primaire a pour fonction de refroidir le circuit secondaire, assurant ainsi une fiabilité opérationnelle accrue dans le maintien des températures ciblées.

Le système repose sur l'implémentation d'une version modifiée du cycle de compression de vapeur, désignée sous le nom de cycle en cascade. Cette approche est particulièrement recommandée lorsque l'écart de température entre le condenseur et l'évaporateur dépasse les limites d'un cycle simple, rendant nécessaire une dissociation des processus thermodynamiques. Concrètement, le premier circuit capte la chaleur dégagée par le condenseur du second circuit, notamment lors des phases d'évaporation et de compression du fluide frigorigène. L'utilisation de cette méthode permet de réduire la température de condensation ainsi que la pression de fonctionnement, contribuant ainsi à une amélioration de l'efficacité énergétique globale par rapport aux échangeurs classiques à convection. La chaleur extraite par le premier circuit est ensuite transférée à l'évaporateur du second circuit. Par ailleurs, la sélection des fluides frigorigènes utilisés dans chaque circuit est optimisée en

fonction des conditions thermodynamiques spécifiques à chaque étape, dans le but d'améliorer la performance globale du système. Une configuration en cascade constitue un système de réfrigération intégrant deux circuits distincts et indépendants. Le premier circuit, destiné à opérer à des températures extrêmement basses, emploie un échangeur de chaleur agissant en tant que condenseur pour évacuer la chaleur générée durant le cycle. Une explication détaillée du fonctionnement de ces systèmes ainsi que de l'utilisation des fluides frigorigènes adaptés aux applications à basses ou très basses températures est fournie par la suite.

Ce type de dispositif permet d'atteindre des températures très faibles, pouvant descendre jusqu'à  $-70\text{ }^{\circ}\text{C}$ , grâce à la présence de deux circuits de réfrigération séparés, l'un fonctionnant à haute température et l'autre à basse température. Le circuit primaire a pour fonction de refroidir le circuit secondaire, assurant ainsi une fiabilité opérationnelle accrue dans le maintien des températures ciblées.

### I.3 Critères de choix de $\text{CO}_2$ /BUTANE(R744+R600) et $\text{CO}_2$ /PENTANE (R744+R601) comme fluide frigorigène

Un fluide zéotrope, ou mélange zéotrope, désigne un assemblage de plusieurs fluides (souvent des réfrigérants) qui, lors de leur changement d'état à pression constante, présentent une variation de composition entre les phases liquide et vapeur. Contrairement à un fluide pur ou à un mélange azéotrope, où la température d'ébullition reste constante pendant le changement d'état, un mélange zéotrope présente une **glissade de température**, c'est-à-dire une variation progressive de la température d'ébullition.

Dans le cadre de notre système en cascade, nous avons sélectionné des réfrigérants naturels sous forme de mélanges zéotropiques. Pour le cycle à basse température (Low Stage, LS), nous utilisons un mélange de  $\text{CO}_2$  et de butane, tandis que pour le cycle à haute température (High Stage, HS), nous privilégions un mélange de  $\text{CO}_2$  et de pentane. Ce choix repose sur plusieurs critères, notamment les performances thermodynamiques accrues et le respect des principes d'éco-responsabilité.[1]

Par ailleurs, le butane (R600) et le pentane (R601) possèdent des températures critiques élevées, rendant ces mélanges particulièrement adaptés à des applications pouvant atteindre jusqu'à  $180\text{ }^{\circ}\text{C}$ . En outre, étant des fluides naturels, ils présentent un faible potentiel de réchauffement climatique (PRG), en accord avec les réglementations environnementales strictes et les efforts visant à réduire les émissions de gaz à effet de serre [1].

Les mélanges zéotropiques offrent une *glissade de température* qui s'adapte plus efficacement aux variations de température du fluide caloporteur, en l'occurrence l'eau. Cette caractéristique favorise un transfert thermique optimal, améliore le coefficient de performance (COP) du système et contribue à réduire la pression de retour du compresseur, ce qui est particulièrement avantageux pour le fonctionnement à haute température [2].

Du point de vue de la stabilité et de la sécurité opérationnelle, ces mélanges sont compatibles avec des pressions modérées (inférieures à  $3000\text{ kPa}$  dans certains cas), ce qui permet leur utilisation avec des compresseurs couramment disponibles sur le marché. [2]

Propriété	Dioxyde de carbone (CO <sub>2</sub> )	Butane (C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> )	Pentane (C <sub>5</sub> H <sub>12</sub> )
Formule chimique	CO <sub>2</sub>	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>
Température de fusion (K)	217	135	143
Température d'ébullition (K)	194	273	309
Température d'ébullition (°C)	-79	0	36
Inflammabilité	Non inflammable	Inflammable	Inflammable

**Tableau I-1:** les propriétés physiques de Dioxyde de carbone, Butane et Pentane[2]

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

**En 2005, Di Nicola** a exploré les performances d'un système de réfrigération en cascade utilisant des mélanges de dioxyde de carbone (R744) combinés à des hydrocarbures tels que l'éthane et le propane (hydrocarbures naturels) comme fluides de travail pour le circuit à basse température, tandis que l'ammoniac (R717) était utilisé pour le circuit à haute température. L'étude visait à évaluer la faisabilité de l'utilisation de mélanges à base de CO<sub>2</sub> pour des applications nécessitant des températures inférieures au point triple du CO<sub>2</sub> (216,58K).

Pour ce faire, les auteurs ont développé un modèle numérique basé sur l'équation d'état de Carnahan–Starling–De Santis (CSD), intégrant des paramètres expérimentaux afin de représenter précisément le comportement thermodynamique de ces mélanges. Les simulations réalisées ont révélé que ces mélanges de CO<sub>2</sub> peuvent atteindre des températures aussi basses que 200 K sans risque de solidification, tout en conservant des performances thermodynamiques satisfaisantes, notamment en termes de coefficient de performance (COP). En conclusion, cette étude met en évidence le potentiel des mélanges à base de CO<sub>2</sub> pour les systèmes de réfrigération en cascade opérant à très basse température, en soulignant notamment leur sécurité thermique, leur efficacité énergétique et leur profil écologique favorable. [7]

**En 2011, Di Nicola** a réalisé une étude sur la thermodynamique d'un système de réfrigération en cascade utilisant du dioxyde de carbone (CO<sub>2</sub>) en mélange avec des hydrocarbures tels que l'éthane, le propane, l'éthylène, le propylène, ainsi que le diméthyléther pour le circuit à basse température. Le cycle à haute température utilise l'ammoniac (R717) comme fluide frigorigène. L'évaluation repose sur un modèle thermodynamique basé sur l'équation d'état de Carnahan–Starling–De Santis (CSD), calibré à l'aide de données expérimentales.

Les résultats indiquent que l'ajout de CO<sub>2</sub> entraîne une légère baisse du coefficient de performance (COP) global du système ; toutefois, cette diminution reste acceptable d'un point de vue opérationnel. Ces mélanges présentent par ailleurs des propriétés environnementales avantageuses : faible potentiel de réchauffement climatique, absence d'impact sur la couche d'ozone, et inflammabilité réduite par rapport aux fluides frigorigènes synthétiques conventionnels. L'analyse thermodynamique a également montré que ces mélanges peuvent être exploités à des températures inférieures au point triple du CO<sub>2</sub> (216,59 K), tout en restant à l'état liquide jusqu'à environ 170 K, évitant ainsi le risque de solidification.

Ces caractéristiques font de ces mélanges une solution prometteuse pour la réfrigération à très basse température, combinant efficacité énergétique, sécurité opérationnelle et compatibilité environnementale, notamment dans les applications en cycle en cascade à basse température [8].

L'étude menée en **2019** par **Massuchetto** se concentre sur la configuration d'un système de réfrigération en cascade utilisant trois mélanges de réfrigérants naturels distincts : R744/R1270, R744/R717 et R744/RE170. Ce système est structuré autour de deux cycles de compression de vapeur indépendants, reliés par un échangeur thermique en cascade, permettant ainsi une optimisation thermodynamique de l'ensemble du dispositif. Dans le cadre de cette analyse, la composition des mélanges ainsi que la température de condensation ont été modifiées de manière systématique afin de maximiser le coefficient de performance (COP), tout en maintenant une puissance frigorifique constante. Les résultats expérimentaux et numériques montrent que l'utilisation de ces mélanges permet d'améliorer le COP de 18 à 32 % par rapport à l'emploi de fluides purs, grâce notamment à une meilleure adéquation des propriétés thermodynamiques aux conditions de fonctionnement. Il ressort que le mélange R744/RE170 offre les performances les plus élevées, traduisant une efficacité énergétique accrue, une réduction du débit de réfrigérant nécessaire, ainsi qu'une baisse de la puissance électrique consommée par les compresseurs, contribuant également à une diminution des pertes d'exergie. Cette recherche souligne ainsi l'intérêt des mélanges de réfrigérants naturels comme leviers pour renforcer l'efficacité énergétique et réduire l'impact environnemental des systèmes de réfrigération industriels, s'inscrivant pleinement dans une démarche d'éco-efficience des procédés thermodynamiques [9].

L'article de **Wu et al. (2022)** présente une étude comparative sur les performances de différentes pompes à chaleur air-eau récupératives (RAWHP) utilisant des mélanges zéotropiques pour la production de chaleur à haute température, dans une plage allant de 15 °C à 90 °C. Deux configurations distinctes ont été analysées : un système à trois flux et un système à deux flux, comparés à une pompe à chaleur transcritique au CO<sub>2</sub> (TCHP). Les résultats indiquent que le système à trois flux, lorsqu'il est optimisé avec un mélange de propylène et de n-hexane dans une proportion de 0,9/0,1, atteint un coefficient de performance (COP) de 4,08 et une efficacité exergétique de 45,4 %, surpassant ainsi le TCHP en termes d'efficacité énergétique et de rentabilité, avec une période de retour sur investissement estimée à 1,64 an contre 5,97 ans pour le système transcritique. L'étude met en évidence l'importance de l'ajustement thermique entre les fluides et de la récupération de chaleur pour minimiser les pertes d'exergie.

Grâce à leur faible coût et à leur haute efficacité, les RAWHP apparaissent comme une solution prometteuse pour des applications nécessitant des températures élevées. Cette analyse repose sur des modélisations thermodynamiques, des optimisations algorithmiques et des évaluations exergoéconomiques. Par ailleurs, l'étude examine une configuration de cogénération géothermique combinant un cycle organique de Rankine (ORC) et un électrolyseur PEM pour la production simultanée d'électricité et d'hydrogène. En s'appuyant sur une approche 4E (énergie, exergie, exergoéconomie et impact environnemental), elle met en évidence les avantages de l'utilisation de mélanges zéotropiques tels que le mélange pentane (30 %) / butane (70 %) permettant d'atteindre une amélioration de l'efficacité énergétique de 19,34 % et une efficacité exergétique de 58,67 %. L'analyse du cycle de vie révèle que l'électrolyseur PEM constitue la principale source d'impact environnemental, avec un total de 261 points par heure. L'optimisation multi-objectif permet d'identifier des conditions optimales, avec une efficacité énergétique de 20,06 %, tout en réduisant les impacts environnementaux à 1 762,11 points par heure. Enfin, l'augmentation du débit géothermique contribue à améliorer la performance globale tout en réduisant les coûts et l'empreinte écologique, positionnant ce système comme une solution durable alliant efficacité énergétique et développement responsable [5]

L'étude de **Ganesan et Eikevik**, publiée en **2023**, décrit une modélisation numérique sous MATLAB d'une pompe à chaleur à haute température (HTHP) en cascade à deux étages. Ce système utilise des mélanges zéotropiques de CO<sub>2</sub> /butane (5/95 %) et de CO<sub>2</sub> /pentane (5/95 %) afin d'atteindre des températures de puits de chaleur allant jusqu'à 180 °C. Les simulations, réalisées sous différentes conditions opératoires (source de chaleur comprise entre 10 et 50 °C, eau chaude à plus de 115 °C), indiquent un coefficient de performance (COP) global de 3,6 et une capacité de chauffage de 201,5 kW, soit une amélioration d'environ 20 % par rapport à l'utilisation de fluides purs. Les performances volumétriques (comprises entre 0,72 et 0,87) et isentropiques (entre 0,61 et 0,71) des compresseurs ont été optimisées en ajustant les températures de condensation et d'évaporation. Ces mélanges, particulièrement efficaces malgré une faible proportion de CO<sub>2</sub> (5 %), offrent une solution écologique pour le chauffage industriel à haute température, tout en contribuant à la réduction des émissions de carbone notamment dans les régions froides [2].

**En 2023**, **Sánchez** et al. ont développé des mélanges zéotropiques à base de CO<sub>2</sub>, dans le but d'améliorer les performances des systèmes frigorifiques transcritiques. Face aux limitations du CO<sub>2</sub> pur — notamment son faible coefficient de performance (COP) et ses pressions de fonctionnement élevées — les auteurs ont étudié l'ajout de fluides tels que le R32 et le R1270 afin d'atténuer ces inconvénients. Ces mélanges ont été conçus pour respecter un potentiel de réchauffement global (GWP) inférieur à 150 et pour être non inflammables, garantissant ainsi la sécurité d'utilisation tout en répondant aux exigences environnementales. Les simulations effectuées indiquent que ces mélanges peuvent améliorer le COP jusqu'à 14,8 %, réduire la consommation d'énergie d'environ 17,2 % à 25 °C, et abaisser les pressions de fonctionnement. Ces résultats suggèrent que ces mélanges pourraient constituer des alternatives à la fois efficaces et écologiques aux réfrigérants traditionnels. Toutefois, des essais expérimentaux supplémentaires restent nécessaires afin de valider leur sécurité et leur efficacité en conditions réelles. La contribution principale de D. Sánchez réside dans la méthodologie employée.

L'équipe de recherche précise ne déclarer aucun conflit d'intérêts. Tous les résultats sont disponibles sur demande [4]

**En 2023, Ganesan** a mené une étude sur la thermodynamique d'une pompe à chaleur haute température en cascade, utilisant de nouveaux mélanges naturels de réfrigérants zéotropiques. L'auteur a notamment employé des combinaisons de CO<sub>2</sub> et de butane pour le cycle à basse température, ainsi que de CO<sub>2</sub> et de pentane pour le cycle à haute température. Cette pompe à deux étages a pour objectif de produire de l'eau chaude à des températures supérieures à 100 °C, pouvant atteindre jusqu'à 118 °C, avec une capacité de chauffage maximale de 205 kW et un coefficient de performance (COP) global de 4,5. Cette configuration représente une amélioration notable de 36 % par rapport aux résultats obtenus dans des études antérieures. Le modèle a été simulé sous MATLAB, en utilisant l'eau comme fluide secondaire et comme source de chaleur, pour des températures comprises entre 10 et 50 °C. Les résultats montrent que les mélanges zéotropiques améliorent l'adéquation thermique entre les cycles, réduisent les pressions de fonctionnement et optimisent l'efficacité énergétique du système. Ces travaux mettent en lumière le fort potentiel des pompes à chaleur en cascade pour des applications industrielles nécessitant un chauffage performant, propre et respectueux de l'environnement [1]

Cette recherche évalue et optimise un système de cogénération géothermique combinant un cycle organique de Rankine (ORC) et un électrolyseur PEM, en vue de produire simultanément de l'électricité et de l'hydrogène. En s'appuyant sur une approche 4E (énergie, exergie, exergoéconomie et exergoenvironnement), l'étude met en évidence les avantages des mélanges zéotropiques — notamment le mélange pentane (30 %) / butane (70 %) — qui permettent d'améliorer l'efficacité énergétique de 19,34 % et l'efficacité exergétique de 58,67 %. L'analyse du cycle de vie (ACV) révèle que l'électrolyseur PEM constitue le principal contributeur aux impacts environnementaux, totalisant 261 millipoints (mpts) par heure. L'optimisation multi-objectif permet d'identifier des conditions de fonctionnement optimales, avec une efficacité énergétique de 20,06 % et une réduction des impacts environnementaux à 1 762,11 mpts/h. Par ailleurs, une augmentation du débit géothermique contribue à améliorer les performances globales du système, tout en réduisant les coûts et les impacts environnementaux. Ce système hybride apparaît ainsi comme une solution durable pour la cogénération, alliant haute performance énergétique et faible empreinte écologique [6].

Dans leur article publié en **2024 Quenel et Burak Atakan** ont mené une étude sur les performances d'une pompe à chaleur eau-eau à compression, utilisant un mélange d'isobutane et de propane (R600a/R290). L'objectif principal était d'analyser l'effet de divers paramètres, notamment le débit massique et la température du fluide secondaire, sur l'efficacité du système. L'étude porte sur des températures de source comprises entre 8 et 29 °C, et des températures de sortie allant de 60 à 75 °C. Les résultats montrent que l'augmentation de la demande en chaleur améliore le coefficient de performance (COP) jusqu'à 63,4 %. En revanche, la variation de la température d'entrée de l'eau dans l'évaporateur a peu d'effet sur le COP, en raison de l'équilibre observé entre le fonctionnement du compresseur et les pertes énergétiques dans l'évaporateur. Ces travaux mettent en évidence l'importance cruciale d'un réglage précis des paramètres du fluide secondaire pour optimiser les performances des pompes à chaleur, en

particulier dans les applications domestiques, où la demande en chauffage varie en fonction des besoins et des conditions extérieures [3].

L'article intitulé « Optimisation d'un système de réfrigération en cascade à trois niveaux fonctionnant avec des réfrigérants naturels pour atteindre des températures très basses en utilisant une méthode inspirée de la nature », rédigé par **Hamzaoui**, et al a été publié en mars 2024. Cette recherche vise à améliorer les performances d'un système de réfrigération en cascade à trois étages, utilisant exclusivement des réfrigérants naturels à faible potentiel de réchauffement global (GWP < 150), pour atteindre des températures extrêmement basses, comprises entre  $-160\text{ }^{\circ}\text{C}$  et  $-120\text{ }^{\circ}\text{C}$ , tout en réduisant la consommation énergétique et l'impact environnemental (mesuré par le TEWI). Les auteurs ont comparé deux combinaisons de réfrigérants : R50/R1150/R290 et R50/R1150/R1270. Ils ont testé sept techniques d'optimisation inspirées de la nature et ont identifié que l'algorithme **Jumping Spider Optimization Algorithm (JSOA)** était le plus performant. L'évaluation énergétique, exergetique et environnementale a mis en évidence que le choix du fluide pour le cycle à haute température est déterminant, le R290 offrant de meilleures performances que le R1270. Les résultats montrent qu'une optimisation efficace permet de réduire significativement la consommation énergétique et l'impact environnemental du système. En outre, les corrélations empiriques proposées par les auteurs facilitent le contrôle en temps réel de l'installation [10].

L'article « Optimisation d'un système de réfrigération en cascade avec des réfrigérants naturels, basée sur des algorithmes inspirés par la nature », rédigé par **Malek Hamzaoui, et al a été publié en 2024**. Cette recherche vise à améliorer les performances d'un système de réfrigération en cascade à deux niveaux, utilisant exclusivement des réfrigérants naturels (R744/R717, R744/R290, R744/R600, R744/R600a, R744/R1270), dans le but de réduire la consommation énergétique et l'impact environnemental, tout en maximisant l'efficacité (COP). Les auteurs ont appliqué des méthodes d'optimisation inspirées de la nature, en particulier l'algorithme **Jumping Spider Optimization Algorithm (JSOA)**, pour identifier les conditions de fonctionnement optimales à partir d'analyses énergétiques et exergetiques. Les résultats indiquent que le choix des réfrigérants a une influence significative sur les performances globales, avec la combinaison R744/R1270 offrant le meilleur coefficient de performance (COP) ainsi que la plus faible destruction d'exergie. L'étude conclut que l'optimisation par JSOA permet non seulement d'améliorer l'efficacité énergétique, mais aussi de simplifier l'automatisation du contrôle du système grâce à des relations de régression précises pour les paramètres optimaux [11].

## 1.5 Conclusion

Les progrès réalisés dans les systèmes de réfrigération en cascade, associés au développement de mélanges de fluides frigorigènes respectueux de l'environnement, représentent une avancée majeure vers des technologies plus écologiques et plus performantes. L'adoption de configurations innovantes, notamment fondées sur des mélanges à base de  $\text{CO}_2$  et de fluides naturels, permet désormais d'atteindre des températures très basses tout en minimisant l'impact environnemental.

Ces recherches visent à améliorer les performances thermodynamiques, à réduire la consommation énergétique et à renforcer la sécurité d'utilisation des équipements. Ainsi,

l'intégration de ces solutions innovantes constitue une étape clé pour relever les défis énergétiques et environnementaux actuels, en ouvrant la voie à un avenir plus durable pour les applications cryogéniques et industrielles.

# II CHAPITRE II: Etude thermodynamique

## II.1 Introduction

Dans le domaine énergétique, l'analyse des bilans massique, énergétique, entropique et exergétique occupe une place centrale dans l'étude et l'optimisation des systèmes thermodynamiques complexes. Les machines frigorifiques en cascade, composées d'une boucle basse température (BT) et d'une boucle haute température (HT), constituent un exemple représentatif de dispositifs nécessitant une telle approche rigoureuse. Chaque composant compresseur, condenseur, détendeur et évaporateur joue un rôle déterminant dans la conversion, le transfert, ou la dissipation de l'énergie et de l'exergie, conformément aux lois fondamentales de la thermodynamique. La compréhension fine de ces bilans permet non seulement d'évaluer la performance globale du système, mais également d'identifier les principales sources de pertes irréversibles. Cela ouvre la voie à des stratégies d'amélioration technologique, d'optimisation énergétique et de réduction de l'impact environnemental.

## II.2 Principe de fonctionnement de la machine cascade avec deux sources d'eau

Le système en cascade est un dispositif de réfrigération constitué de deux circuits indépendants : un circuit à haute température (HT), fonctionnant à haute pression et température, et un circuit à basse température (BT), fonctionnant à basse pression et température. Ces deux circuits sont reliés par un évapo-condenseur, qui joue un double rôle : il agit comme condenseur pour le circuit BT et comme évaporateur pour le circuit HT. Dans le circuit BT, le fluide frigorigène entre au point 1 à l'état de vapeur saturée, puis est comprimé par le compresseur BT jusqu'au point 2, augmentant ainsi sa température et sa pression. Il passe ensuite dans l'évapo-condenseur, où il cède sa chaleur au fluide du circuit HT, atteignant l'état de liquide saturé au point 3. Le fluide subit alors une détente isenthalpique dans le détendeur BT (point 4), ce qui réduit sa température et sa pression avant d'entrer dans l'évaporateur, où il absorbe la chaleur de la source froide (air ou eau), générant l'effet frigorifique en repassant à l'état de vapeur saturée. La différence de température entre les deux fluides au niveau de l'échange est généralement d'environ 5 °C. Du côté du circuit HT, le fluide entre dans l'évapo-condenseur à l'état de liquide sous-refroidi, environ 5 °C plus froid que le fluide BT au point 3, et s'évapore en absorbant la chaleur cédée par ce dernier, atteignant l'état de vapeur saturée au point 5. Il est ensuite comprimé dans le compresseur HT jusqu'au point 6, où sa pression et sa température sont très élevées. Le fluide passe alors dans le condenseur, cède sa chaleur à la source chaude (généralement de l'eau), et atteint l'état de liquide saturé au point 7. Enfin, il subit une détente isenthalpique dans le détendeur HT, abaissant sa température et sa pression jusqu'au point 8, où il est prêt à recommencer un nouveau cycle.

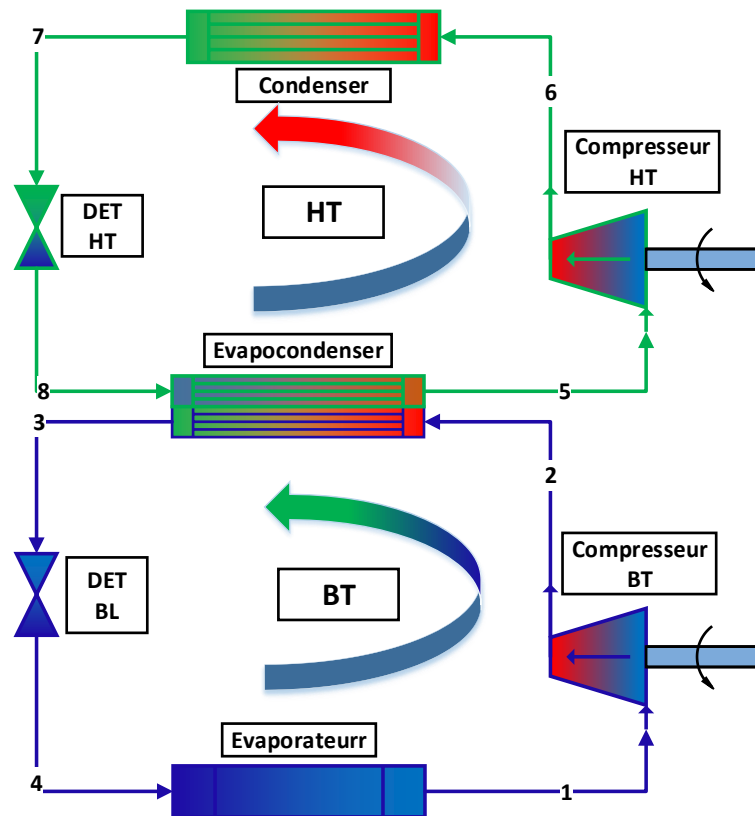


Figure II-1 : représente une machine frigorifique a cascade

En négligeant les énergies cinétiques et potentiels et en utilisant le principe de conservation de la masse selon la première loi de la thermodynamique et aussi en appliquant le principe de conservation d'énergie pour chaque composant du système.

**Boucle BT :**

Compresseur BT : le compresseur est entre les points 1 et 2 les bilans masse, énergétique, entropie et exergie comme suit :

Selon la conservation de masse au niveau de compresseur on a :

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_e \tag{II.1}$$

- Bilan énergétique :

Le bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_{bt}h_1 + \dot{W}_{bt} = \dot{m}_{bt}h_2 \tag{II.2}$$

- Bilan entropique

Le bilan entropique s'écrit comme suit :

$$\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{gen} = \Delta\dot{S}_{sys} = 0 \tag{II.3}$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{S}_2 - \dot{S}_1 \tag{II.4}$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_{bt} s_2 - \dot{m}_{bt} s_1 = \dot{m}_{bt} (s_2 - s_1) \quad (\text{II.5})$$

- Bilan d'exergie :

Pour calculer l'exergie détruite on fait comme suit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_d = 0 \quad (\text{II.6})$$

$$\dot{E}x_d = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{II.7})$$

$$\dot{E}x_d = \dot{W}_{in} + \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{II.8})$$

Avec :

$$\dot{E}x = \dot{m}(h - T_0 s) \quad (\text{II.9})$$

$$\dot{E}x_d = \dot{W} - \dot{m}_{bt} [h_2 - h_1 - T_0 (s_2 - s_1)] \quad (\text{II.10})$$

$$\dot{E}x_d = \dot{W} - \dot{W}_{rev} \quad (\text{II.11})$$

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

$$\dot{W}_{rev} = \dot{E}x_2 - \dot{E}x_1 = \dot{m}_{bt} [h_2 - h_1 - T_0 (s_2 - s_1)] \quad (\text{II.12})$$

D'où :

$$\dot{E}x_d = \dot{m}_{bt} (h_2 - h_1) = \dot{m}_{bt} [h_2 - h_1 - T_0 (s_2 - s_1)] \quad (\text{II.13})$$

$$\dot{E}x_d = \dot{m}_{bt} T_0 (s_2 - s_1) \quad (\text{II.14})$$

$$\dot{E}x_d = T_0 \dot{S}_{gen} \quad (\text{II.15})$$

Condenseur BT : le condenseur est entre les points 2 et 3 le bilan masse, énergétique, entropie et exergie sont comme suit :

- Le bilan massique

Le bilan massique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_{bt} \quad (\text{II.16})$$

- Le bilan énergétique :

Le bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_{bt} h_2 + \dot{Q}_c = \dot{m}_{bt} h_3 \quad (\text{II.17})$$

- Le bilan entropique :

Le bilan entropique s'écrit comme suit :

$$\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{gen} = \Delta \dot{S}_{sys} = 0 \quad (\text{II.18})$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{S}_{out} - \dot{S}_{in} \quad (\text{II.19})$$

$$\dot{S}_{gen} = \frac{\dot{Q}_c}{T_c} + \dot{m}_{bt} s_3 - \dot{m}_{bt} s_2 \quad (\text{II.20})$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_{bt} \left( \frac{\dot{Q}_c}{T_c} + S_3 - S_2 \right) \quad (\text{II.21})$$

- Le bilan d'exergie :

L'exergie détruite peut calculer comme suit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_d = 0 \quad (\text{II.22})$$

$$\dot{E}x_d = \dot{E}x_2 - \dot{E}x_3 - \dot{E}x_{\dot{Q}_c} \quad (\text{II.23})$$

$$\dot{E}x_d = \dot{m}_{bt} [h_2 - h_3 - T_0(S_2 - S_3)] - \dot{Q}_c \left( 1 - \frac{T_0}{T_c} \right) \quad (\text{II.24})$$

Détendeur BT :

- Le bilan massique :

Le bilan massique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_{bt} \quad (\text{II.25})$$

- Le bilan énergétique :

Le bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_{bt} h_3 = \dot{m}_{bt} h_4 \quad (\text{II.26})$$

- Le bilan entropique :

Le bilan entropique s'écrit comme suit :

$$\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{gen} = \Delta \dot{S}_{sys} = 0 \quad (\text{II.27})$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{S}_{out} - \dot{S}_{in} \quad (\text{II.28})$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_{bt} (s_4 - s_3) \quad (\text{II.29})$$

- Le bilan d'exergie :

Le bilan d'exergie peut calculer comme suit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_d = 0 \quad (\text{II.30})$$

$$\dot{E}x_d = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{II.31})$$

$$\dot{E}x_d = \dot{E}x_3 - \dot{E}x_4 = T_0 \dot{S}_{gen} = T_0 \dot{m}_{bt} (s_4 - s_3) \quad (\text{II.32})$$

Evaporateur BT : l'évaporateur est entre le point 1 et 4 le bilan masse, énergétique, entropie est exergie comme suit :

- Le bilan massique :

Le bilan massique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_{gen} \quad (\text{II.33})$$

- Le bilan énergétique :

Le bilan énergétique s'écrit comme suit

$$\dot{m}_{bt}h_4 = \dot{Q}_{fsource_2} + \dot{m}_{bt}h_1 \quad (\text{II.34})$$

$$\text{Avec : } \dot{Q}_{fsource_2} = \dot{m}_{s_2}(h_{11} - h_{12}) \quad (\text{II.35})$$

- Le bilan entropique :

Le bilan entropique s'écrit comme suit :

$$\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{gen} = \Delta\dot{S}_{sys} = 0 \quad (\text{II.36})$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{S}_{out} - \dot{S}_{in} \quad (\text{II.37})$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_{bt}S_1 - \dot{m}_{bt}S_4 - \frac{\dot{Q}_{fsource_2}}{T_e} \quad (\text{II.38})$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_{bt} \left( S_1 - S_4 - \frac{\dot{Q}_{fsource_2}}{T_e \dot{m}_{bt}} \right) \quad (\text{II.39})$$

- Le bilan d'exergie :

L'exergie détruite peut calculer comme suit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_d = 0 \quad (\text{II.40})$$

$$\dot{E}x_d = \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{in} \quad (\text{II.41})$$

$$\dot{E}x_d = \dot{E}x_4 - \dot{E}x_1 + \dot{Q}_f \quad (\text{II.42})$$

$$\dot{E}x_d = \dot{m}_{bt}[h_4 - h_1 - T_0(S_4 - S_1)] - (-\dot{m}_{s_2}(h_{11} - h_{12} - T_0(S_{11} - S_{12}))) \quad (\text{II.43})$$

### Boucle HT :

Compresseur HT : est entre les points 5 et 6 le bilan masse, énergétique, entropie et exergie comme suit :

Selon la conservation de masse au niveau compresseur on a :

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_e \quad (\text{II.44})$$

- Bilan énergétique :

Le bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_{ht}h_5 + \dot{W}_{HP} = \dot{m}_{ht}h_6 \quad (\text{II.45})$$

- Bilan entropique :

Le bilan entropique s'écrit comme suit :

$$\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{gen} = \Delta\dot{S}_{sys} = 0 \quad (\text{II.46})$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} \quad (\text{II.47})$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_{ht}S_6 - \dot{m}_{ht}S_5 = \dot{m}_{ht}(S_6 - S_5) \quad (\text{II.48})$$

- Bilan d'exergie :

Pour calculer l'exergie détruite on fait comme suit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_d = 0 \quad (\text{II.49})$$

$$\dot{E}x_d = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{II.50})$$

$$\dot{E}x_d = \dot{W}_{in} + \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{II.51})$$

Avec :

$$\dot{E}x = \dot{m}_{ht}(h - T_0s) \quad (\text{II.52})$$

$$\dot{E}x_d = \dot{W} - \dot{m}_{ht}[h_6 - h_5 - T_0(s_6 - s_5)] \quad (\text{II.53})$$

$$\dot{E}x_d = \dot{W} - \dot{W}_{rev} \quad (\text{II.54})$$

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

$$\dot{W}_{rev} = \dot{E}x_6 - \dot{E}x_5 = \dot{m}_{ht}[h_6 - h_5 - T_0(s_6 - s_5)] \quad (\text{II.55})$$

D'où : 
$$\dot{E}x_d = \dot{m}_{ht}(h_6 - h_5) = \dot{m}_{ht}[h_6 - h_5 - T_0(s_6 - s_5)] \quad (\text{II.56})$$

$$\dot{E}x_d = \dot{m}_{ht}T_0(s_6 - s_5) \quad (\text{II.57})$$

$$\dot{E}x_d = T_0\dot{S}_{gen} \quad (\text{II.58})$$

Condenseur HT : le condenseur est entre le point 6 et 7 le bilan masse, énergétique, entropique et exergie comme suit :

- Le bilan massique

Le bilan massique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_{ht} \quad (\text{II.59})$$

- Le bilan énergétique :

Le bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_{ht}h_6 + \dot{Q}_{C_{source1}} = \dot{m}_{ht}h_7 \quad (\text{II.60})$$

Avec : 
$$\dot{Q}_{C_{source1}} = \dot{m}_{source1}(h_{10} - h_9) \quad (\text{II.61})$$

- Le bilan entropique :

Le bilan entropique s'écrit comme suit :

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

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

$$\dot{S}_{gen} = \frac{\dot{Q}_c}{T_c} + \dot{m}_{ht}s_7 - \dot{m}_{ht}s_6 \quad (\text{II.64})$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_{ht} \left( \frac{\dot{Q}_{C_{source1}}}{T_c} + s_7 - s_6 \right) \quad (\text{II.65})$$

- Le bilan d'exergie :

L'exergie détruite peut calculer comme suit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_d = 0 \quad (\text{II.66})$$

$$\dot{E}x_d = \dot{E}x_6 - \dot{E}x_7 - \dot{E}x_{\dot{Q}_C} \quad (\text{II.67})$$

$$\dot{E}x_d = \dot{m}_{ht}[h_6 - h_7 - T_0(s_6 - s_7)] - (-\dot{m}_{source1}(h_{10} - h_9 - T_0(S_{10} - S_9)) \quad (\text{II.68})$$

Détendeur HT : le détendeur HT est entre le point 7 et 8 le bilan masse, énergétique, entropique et exergie comme suit :

- Le bilan massique :

Le bilan massique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_{gen} \quad (\text{II.69})$$

- Le bilan d'énergie

Le bilan d'énergie s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_{ht}h_7 = \dot{m}_{ht}h_8 \quad (\text{II.70})$$

- Le bilan entropique :

Le bilan entropique s'écrit comme suit :

$$\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{gen} = \Delta\dot{S}_{sys} = 0 \quad (\text{II.71})$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{S}_{out} - \dot{S}_{in} \quad (\text{II.72})$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_{ht}(s_7 - s_8) \quad (\text{II.73})$$

- Le bilan d'exergie :

L'exergie détruite peut calculer comme suit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_d = 0 \quad (\text{II.74})$$

$$\dot{E}x_d = \dot{E}x_{in} - \dot{E}_{out} \quad (\text{II.75})$$

$$\dot{E}x_d = \dot{E}x_7 - \dot{E}x_8 = T_0\dot{S}_{gen} = T_0\dot{m}_{ht}(S_8 - S_7) \quad (\text{II.76})$$

Évaporateur HT : l'évaporateur HT est entre le point 5 et 8 le bilan masse, énergétique, entropique et exergie comme suit :

- Le bilan massique :

Le bilan massique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_{gen} \quad (\text{II.77})$$

- Le bilan énergétique :

Le bilan énergétique s'écrit comme suit

$$\dot{m}_{ht}h_8 = \dot{Q}_f + \dot{m}_{ht}h_5 \quad (\text{II.78})$$

- Le bilan entropique :

Le bilan entropique s'écrit comme suit :

$$\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{gen} = \Delta\dot{S}_{sys} = 0 \quad (\text{II.79})$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{S}_{out} - \dot{S}_{in} \quad (\text{II.80})$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_{ht}S_5 - \dot{m}_{ht}S_8 - \frac{\dot{Q}_f}{T_e} \quad (\text{II.81})$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_{ht} \left( S_5 - S_8 - \frac{\dot{Q}_f}{T_e} \right) \quad (\text{II.82})$$

- Le bilan d'exergie :

L'exergie détruite peut calculer comme suit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_d = 0 \quad (\text{II.83})$$

$$\dot{E}x_d = \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{in} \quad (\text{II.84})$$

$$\dot{E}x_d = \dot{E}x_8 - \dot{E}x_5 + \dot{Q}_f \quad (\text{II.85})$$

$$\dot{E}x_d = \dot{m}_{ht}[h_8 - h_5 - T_0(S_8 - S_5)] - (-\dot{Q}_f(1 - \frac{T_0}{T_e})) \quad (\text{II.86})$$

Evapo-condenseur : L'évapo-condenseur assure le lien thermique entre les deux fluides qui sont utilisé dans cette machine. Entre le point 3,2,8 et 5 le bilan entropique et exergie comme suit :

- Le bilan entropique :

Le bilan entropique s'écrit comme suit :

$$\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{gen} = \Delta\dot{S}_{sys} = 0 \quad (\text{II.87})$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{S}_{out} - \dot{S}_{in} \quad (\text{II.88})$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_{bt}S_3 + \dot{m}_{ht}S_5 - \dot{m}_{bt}S_2 + \dot{m}_{ht}S_8 \quad (\text{II.89})$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_{bt}(S_3 - S_2) + \dot{m}_{ht}(S_5 - S_8) \quad (\text{II.90})$$

- Le bilan d'exergie

L'exergie détruite peut calculer comme suit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_d = 0 \quad (\text{II.91})$$

$$\dot{E}x_d = \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{in} \quad (\text{II.92})$$

$$\dot{E}x_d = \dot{E}x_2 + \dot{E}x_8 - \dot{E}x_3 - \dot{E}x_5 \quad (\text{II.93})$$

$$\dot{E}x_d = \dot{m}_{bt}[h_2 - h_3 - T_0(S_2 - S_3)] + \dot{m}_{ht}[h_8 - h_5 - T_0(S_8 - S_5)] \quad (\text{II.94})$$

**Puissance mise en jeu avec le milieu extérieur**

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{ht}(h_6 - h_7) \quad (\text{II.95})$$

**Puissance consommée par le compresseur BT**

$$\dot{W}_{c_{BT}} = \dot{m}_{BT}(h_2 - h_1) \quad (\text{II.96})$$

**Puissance consommée par le compresseur HT**

$$\dot{W}_{c_{HT}} = \dot{m}_{HT}(h_6 - h_5) \quad (\text{II.97})$$

**Puissance totale consommée**

$$\dot{W}_c = \dot{W}_{c_{BT}} + \dot{W}_{c_{HT}} \quad (\text{II.98})$$

**Coefficient de performance du cycle**

$$COP = \dot{Q}_f / \dot{W} \quad (\text{II.99})$$

**Exergie détruite totale**

$$\dot{E}x_{det\ totale} = \Sigma \dot{E}x_{det} \quad (\text{II.100})$$

**Rendement exergetique**

$$\eta_{exergetique} = \frac{\dot{W} - \dot{E}x_{det\ total}}{\dot{W}} \quad (\text{II.101})$$

**Durabilité**

$$D = 1 / (1 - \eta_{exergetique}) \quad (\text{II.102})$$

**II.3 Conclusion**

Dans ce chapitre, une analyse approfondie a été effectuée sur une machine frigorifique en cascade. Une étude énergétique et exergetique a été réalisée pour chacun de ses éléments, ce qui permet une meilleure compréhension du fonctionnement de ces éléments.

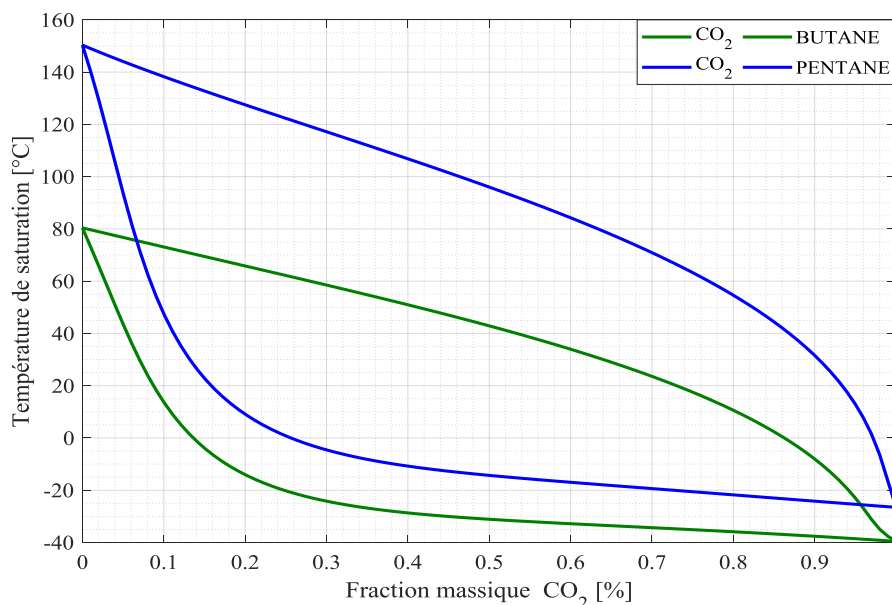
# III CHAPITRE III: étude paramétrique

### III.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous allons examiner le comportement thermodynamique et énergétique d'un cycle en cascade utilisant des mélanges zéotropiques à base de dioxyde de carbone ( $\text{CO}_2$ ) et d'hydrocarbures (butane et pentane) en tant que fluides frigorigènes. Cette étude a pour objectif d'évaluer l'impact des principaux paramètres opérationnels, notamment la température intermédiaire ( $T_3$ ), sur les performances globales du système, telles que le coefficient de performance (COP), le rendement exergetique, la consommation d'énergie et les pertes d'exergie. L'objectif est de mieux comprendre comment le réglage de la température intermédiaire permet d'améliorer l'efficacité énergétique du cycle, en tenant compte des caractéristiques spécifiques des mélanges utilisés et des conditions d'exploitation définies (puissance frigorifique, températures d'évaporation et de condensation constantes).

Pour assurer le bon fonctionnement de la machine utilisant des mélanges zéotropiques, il est essentiel de maintenir une stabilité entre les molécules constituant ces mélanges.

**Figure III-1** : influence de fraction massique de  $\text{CO}_2$  [%] sur la température de saturation [ $^{\circ}\text{C}$ ]

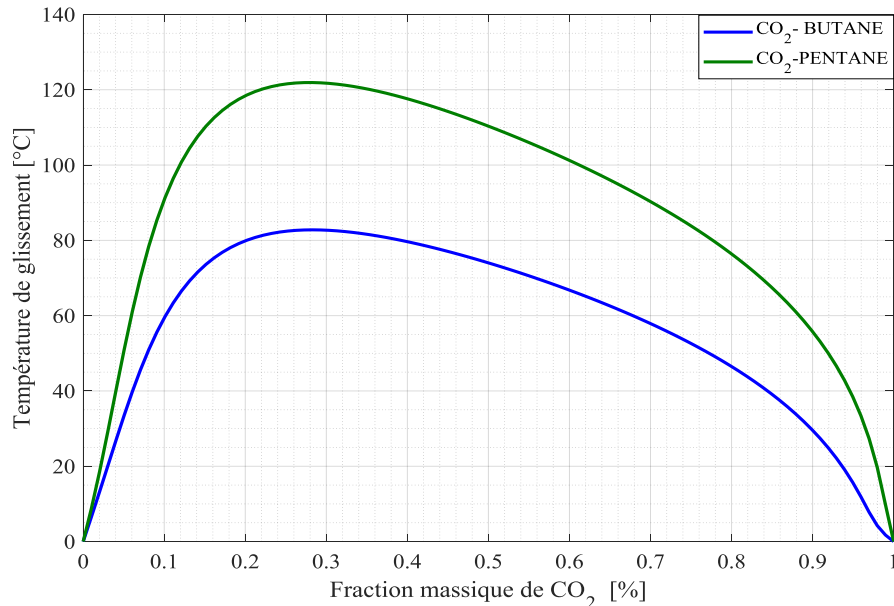


**Figure III-1** : Température de saturation [ $^{\circ}\text{C}$ ] en fonction de la Fraction massique de  $\text{CO}_2$  [%]

Pour les deux mélanges, la température de saturation diminue fortement avec l'augmentation de la fraction massique de  $\text{CO}_2$ . À fraction massique nulle de  $\text{CO}_2$  (c'est-à-dire pour du butane ou du pentane pur), la température de saturation est beaucoup plus élevée pour le pentane (environ 150  $^{\circ}\text{C}$ ) que pour le butane (environ 80  $^{\circ}\text{C}$ ). À fraction massique unitaire de  $\text{CO}_2$  (pur  $\text{CO}_2$ ), les températures de saturation des deux mélanges convergent vers celle du  $\text{CO}_2$  pur (environ -20  $^{\circ}\text{C}$ ). Pour une même fraction massique de  $\text{CO}_2$ , la température de saturation du mélange avec le pentane reste toujours supérieure à celle du mélange avec le butane. On constate ainsi que l'ajout de  $\text{CO}_2$  à des hydrocarbures tels que le butane ou le pentane permet

de moduler la température de saturation du mélange sur une large plage, ce qui offre une grande flexibilité pour les applications énergétiques ou de réfrigération nécessitant des températures de fonctionnement spécifiques.

**Figure III-2:** influence de fraction massique de CO<sub>2</sub> [%] sur la température de glissement [°C]

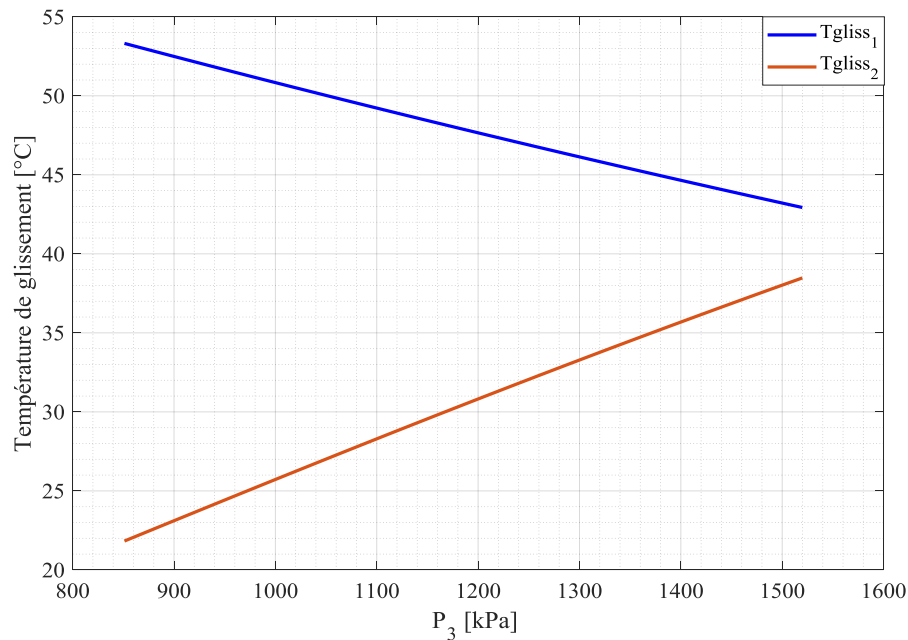


**Figure III-2 :** Température de glissement en fonction de la Fraction massique de CO<sub>2</sub> [%]

Pour chaque mélange, la température de glissement augmente rapidement avec l'ajout de CO<sub>2</sub>, atteint un maximum, puis diminue progressivement jusqu'à redevenir nulle lorsque la fraction massique de CO<sub>2</sub> atteint 1 (c'est-à-dire pour du CO<sub>2</sub> pur). Le glissement maximal est plus élevé pour le mélange CO<sub>2</sub>-pentane (environ 120 °C) que pour le mélange CO<sub>2</sub>-butane (environ 80 °C). Ce phénomène est essentiel à prendre en compte pour le dimensionnement et l'optimisation des systèmes utilisant ces mélanges réfrigérants, car il influence directement le transfert de chaleur et l'efficacité globale du cycle thermodynamique.

**Figure III-3:** influence de la pression intermédiaire P<sub>3</sub> sur la température de glissement [°C] à l'intérieure de évapo-condenseur

L'évolution opposée des deux courbes indique que l'augmentation de la pression intermédiaire P<sub>3</sub> a des effets inverses sur les deux températures de glissement considérées. En effet, une hausse de P<sub>3</sub> entraîne une diminution de T<sub>glis1</sub> et une augmentation de T<sub>glis2</sub>. Ce comportement suggère un phénomène de compensation thermique ou un transfert d'énergie entre deux zones distinctes du système, probablement liées à la répartition des charges thermiques et au couplage entre les deux cycles en cascade.



**Figure III-3:** influence de la pression intermédiaire  $P_3$  sur la  $T_{gliss_1}$  et  $T_{gliss_2}$  pour  $Q_f=15$  [kW],  $T_e=-15$  [°C] et  $T_c=60$  [°C].

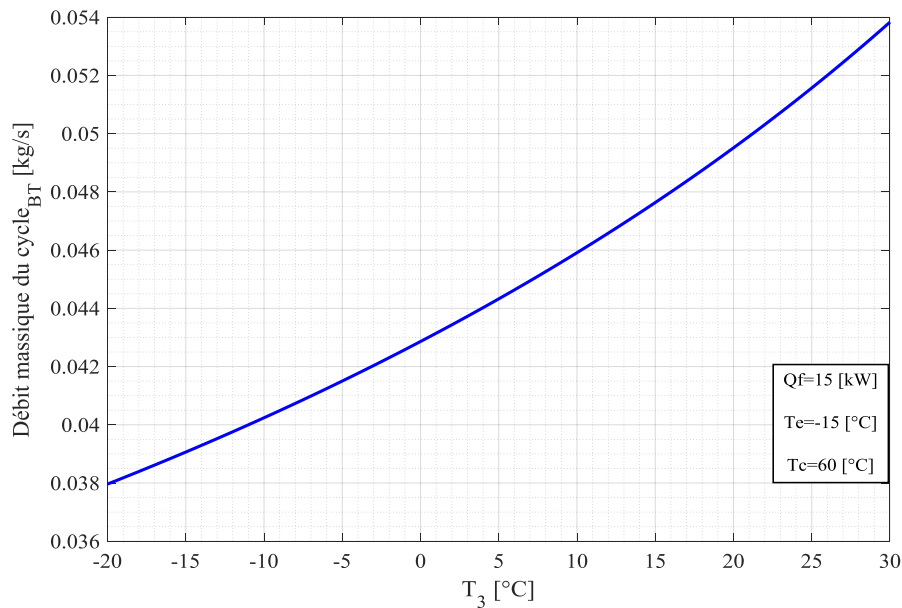
### III.2 Présentation des résultats pour le cycle cascade.

Pour ce cycle on a étudié l'influence de la température intermédiaire  $T_3$ . Pour ce système on a utilisé les paramètres suivants :

- Deux compresseurs
- Le rendement isentropique  $\eta_{is}=0.6$
- L'état d'équilibre est maintenu sur tous les composants
- Les pertes de pression dans la tuyauterie sont négligeable
- les fluides utilisés dans ce cycle sont des mélanges zeotropiques dioxyde-carbone avec butane ( $CO_2$ -R600) dans le cycle basse température et dioxyde-carbone avec pentane ( $CO_2$ -R601) dans le cycle haute température.
- Concentration de  $CO_2$  cycle  $BT=8\%$  et  $CO_2$  cycle  $HT=8\%$
- La température de référence pour l'analyse exergétique est ( $T_0=25$  °C)
- Une puissance frigorifique  $\dot{Q}_f = 15$  (kW)
- Une température d'évaporation et de condensation ( $T_E=-15$  et  $T_C=60$ ) °C

#### III.2.1 Influence de température $T_3$ sur le débit massique qui circule à l'intérieure de cycle basse température $\dot{m}_{bt}$ .

**Figure III-4 :** la courbe du débit massique de cycle  $BT$  en fonction de la température intermédiaire  $T_3$  pour le fluide utilisé dans ce cycle

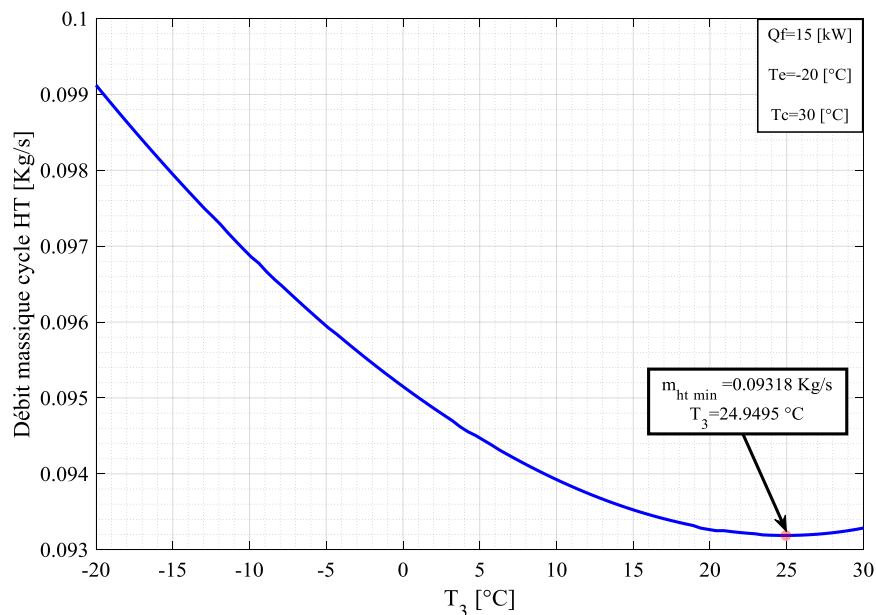


**Figure III-4** : influence de température  $T_3$  sur le débit massique de cycle basse température  $\dot{m}_{bt}$  pour  $Q_f=15$  [kW],  $T_e=-15$  [°C] et  $T_c=60$  [°C]

La courbe montre une augmentation continue et régulière du débit massique lorsque la température intermédiaire  $T_3$  augmente. À  $T_3 = -20^\circ\text{C}$ , le débit massique  $\dot{m}_{BT}$  est de 0,038 kg/s, tandis qu'à  $T_3 = 30^\circ\text{C}$ , il atteint 0,0538 kg/s. On constate ainsi que plus la température  $T_3$  est élevée, plus le débit massique nécessaire dans le cycle basse température (BT) augmente, afin de maintenir constante la puissance frigorifique  $Q_f$

### III.2.2 Influence de température intermédiaire $T_3$ sur le débit massique de cycle a haute température $\dot{m}_{ht}$ .

**Figure III-5** : la courbe du débit massique de cycle HT en fonction de la température intermédiaire  $T_3$  pour le fluide utilisé dans ce cycle

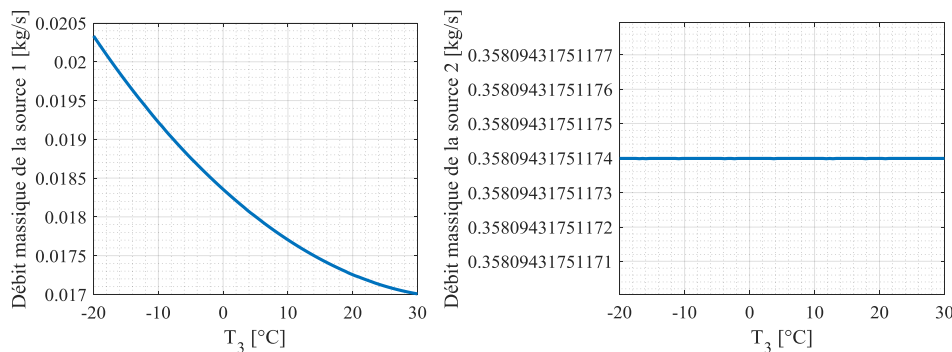


**Figure III-5** : l'influence de la température  $T_3$  sur le débit massique de cycle<sub>HT</sub> pour  $Q_f=15[\text{kW}]$ ,  $T_e=-15 [^\circ\text{C}]$  et  $T_c=60 [^\circ\text{C}]$

La figure illustre l'évolution du débit massique du cycle haute température (HT) en fonction de la température intermédiaire  $T_3$ . Lorsque  $T_3$  est à sa valeur minimale de  $-20\text{ }^\circ\text{C}$ , le débit massique atteint son maximum, soit  $0,0991\text{ kg/s}$ . À mesure que  $T_3$  augmente, le débit diminue progressivement pour atteindre un minimum de  $0,0931\text{ kg/s}$  à  $T_3 = 24,95\text{ }^\circ\text{C}$ . Au-delà de cette température, le débit repart légèrement à la hausse, atteignant  $0,0932\text{ kg/s}$  pour  $T_3$  maximal de  $30\text{ }^\circ\text{C}$ . On observe donc que l'évolution du débit massique du cycle HT en fonction de  $T_3$  n'est pas linéaire : il existe un point optimal à environ  $24,95\text{ }^\circ\text{C}$  où le débit est minimal.

### III.2.3 Influence de température intermédiaire $T_3$ sur les débits massiques des deux sources $\dot{m}_{e1}$ et $\dot{m}_{e2}$ .

**Figure III-6** : illustre du variation des débits massiques des source 1 et 2 en fonction de la variation de la température intermédiaire  $T_3$ .

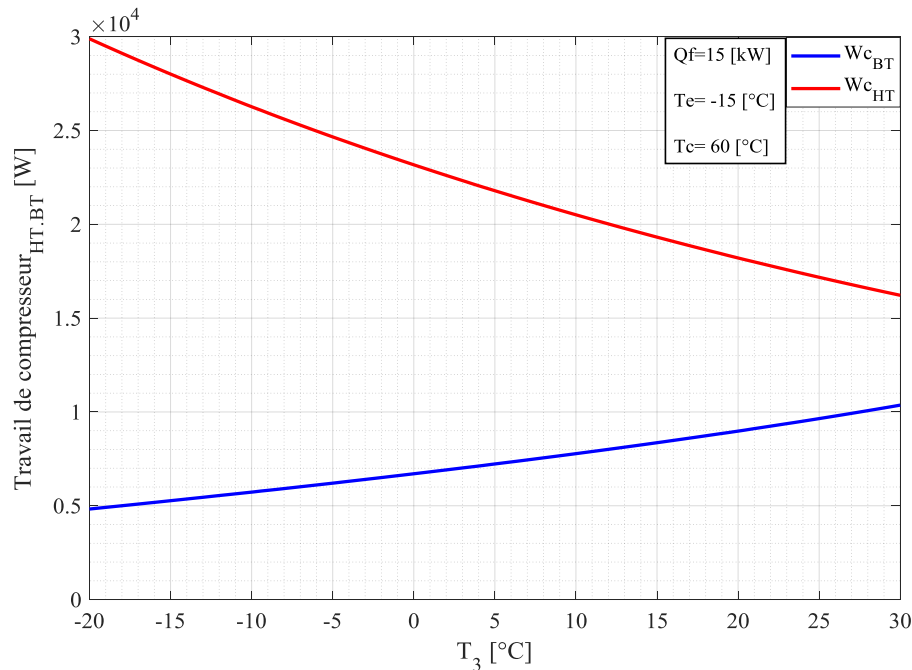


**Figure III-6** : influence de  $T_3$  sur le débit massique de la source 1 et 2 pour  $Q_f=15[\text{kW}]$ ,  $T_e=-15 [^\circ\text{C}]$  et pour  $T_c=60 [^\circ\text{C}]$

La première courbe montre une décroissance monotone du débit massique de la source 1 en fonction de l'augmentation de la température intermédiaire  $T_3$ . À  $T_3 = -20\text{ }^\circ\text{C}$ , le débit massique  $\dot{m}_{\text{source 1}}$  atteint un maximum d'environ  $0,0203\text{ kg/s}$ , tandis qu'à  $T_3 = 30\text{ }^\circ\text{C}$ , il diminue jusqu'à environ  $0,017\text{ kg/s}$ . Cette tendance s'explique par la réduction de l'écart de température entre la source chaude et le fluide caloporteur, ce qui améliore la capacité d'extraction de chaleur par unité de masse. Ainsi, à basse température de source, un débit plus élevé est requis pour maintenir la même puissance thermique. En revanche, la deuxième courbe est parfaitement horizontale, indiquant que le débit massique de la source 2 reste constant, quelle que soit la valeur de  $T_3$  dans l'intervalle étudié (de  $-20\text{ }^\circ\text{C}$  à  $30\text{ }^\circ\text{C}$ ). Ce débit est stable à environ  $0,35809\text{ kg/s}$  sur toute la plage de température. On en déduit que plus la température de la source est élevée, plus le système est efficace thermiquement, nécessitant moins de fluide pour transférer une même quantité de chaleur. Par ailleurs, la constance du débit massique de la source 2 par rapport à  $T_3$  reflète soit une stabilité du système, soit une indépendance du second échange thermique vis-à-vis de ce paramètre dans les conditions analysées.

### III.2.4 Influence de température intermédiaire $T_3$ sur le travail de compresseur cycle BT et HT

**Figure III-7:** illustre la puissance de travail de compresseur BT et HT en fonction du variation de la température intermédiaire  $T_3$

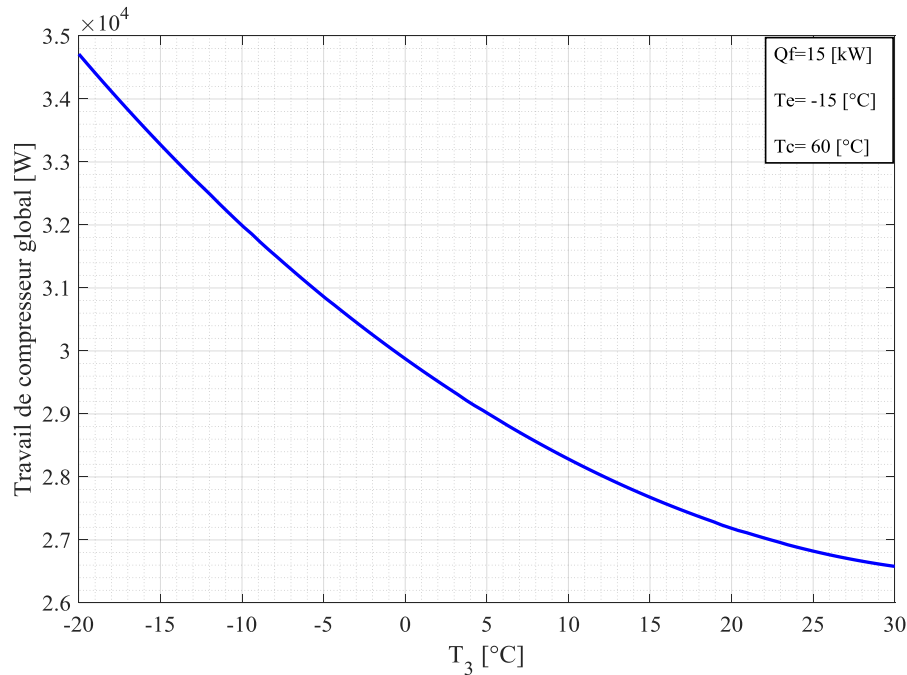


**Figure III-7 :** influence de  $T_3$  sur la puissance de travail de compresseur BT et HT pour  $Q_f=15$ [kW],  $T_e=-15$  [°C] et pour  $T_c=60$  [°C]

Le travail du compresseur basse température (BT) augmente de manière non linéaire selon la température intermédiaire  $T_3$ , passant de 4,83 kW à  $T_3 = -20^\circ\text{C}$  à 10,36 kW à  $T_3 = 30^\circ\text{C}$ . Cette augmentation marquée, en particulier au-delà de  $0^\circ\text{C}$ , s'explique par la hausse de la pression et de la température d'aspiration, ce qui accroît la charge de compression. À l'inverse, le travail du compresseur haute température (HT) diminue avec l'augmentation de  $T_3$ , passe de 29,89 kW à  $T_3 = -20^\circ\text{C}$  à 16,22 kW à  $T_3 = 30^\circ\text{C}$ . Une température intermédiaire plus basse crée un gradient thermique plus important, nécessitant un effort de compression plus élevé du côté HT et donc une consommation d'énergie accrue. Ces comportements traduisent l'influence directe de  $T_3$  sur les conditions d'entrée des compresseurs, ainsi que sur la répartition de la charge thermodynamique entre les deux étages du système en cascade.

### III.2.5 Influence de la température intermédiaire $T_3$ sur le travail du compresseur global

**Figure III-8:** illustre la puissance de travail du compresseur global ( $\dot{W}_{c\_BT} + \dot{W}_{c\_HT}$ ) en fonction de la température intermédiaire  $T_3$



**Figure III-8** : influence de la température de  $T_3$  sur le travail global de la machine pour  $Q_f=15$ [kW],  $T_e=-15$ [°C] et pour  $T_c=60$ [°C]

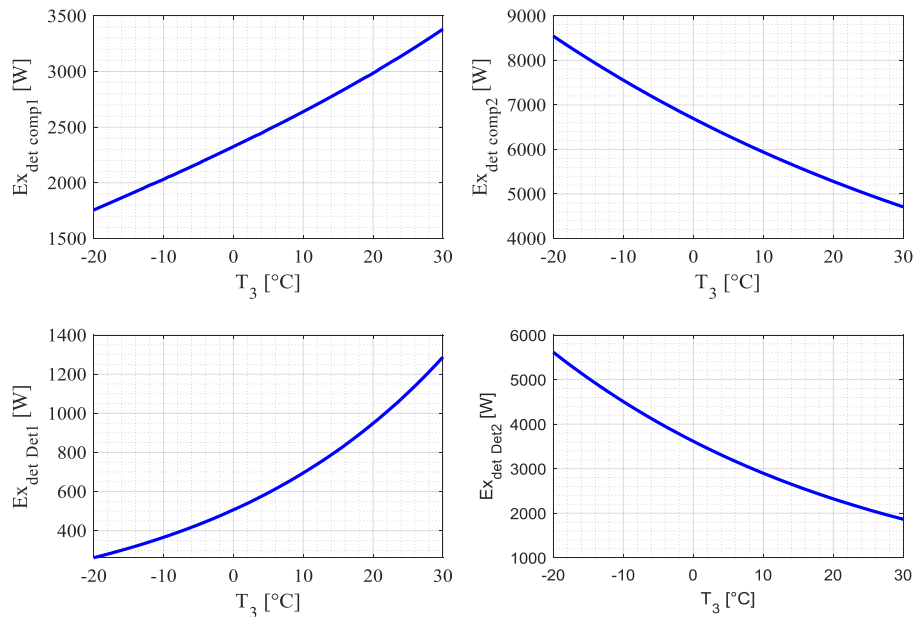
Le travail global du compresseur varie de façon continue et non linéaire selon la température  $T_3$ . Il atteint un maximum de 34 713,1 W à  $T_3 = -20$  °C et diminue jusqu'à 26 580 W à  $T_3 = 30$  °C. Donc , l'augmentation de  $T_3$  réduit la consommation énergétique du compresseur, améliore l'efficacité du cycle frigorifique.

### III.2.6 Influence de la température intermédiaire $T_3$ sur le travail du compresseur global

**Figure III-9** : illustre des exergies détruit pour compresseur 1 et 2 , detendeur 1 et 2 en fonction de la température intermédiaire  $T_3$

La première illustration présente l'évolution de l'exergie détruite dans le compresseur basse température (BT) en fonction de la température intermédiaire  $T_3$ . Lorsque  $T_3$  augmente de  $-20$  °C à  $30$  °C, l'exergie détruite passe de 1755,99 W à un maximum d'environ 3380,99 W. Cette augmentation significative s'explique par l'accroissement de la différence d'entropie ( $s_2-s_1$ ), l'entropie  $s_1$  demeurant constante. La deuxième illustration montre l'exergie détruite dans le compresseur haute température (HT) selon la variation de  $T_3$ . À mesure que  $T_3$  augmente, la différence d'entropie ( $s_6-s_5$ ) diminue, en raison de la constance de  $s_5$ , ce qui entraîne une réduction progressive de l'exergie détruite, passant de 8543,51 W à 4708,12 W. La troisième figure représente l'exergie détruite dans le détendeur basse température (BT) en fonction de  $T_3$ . On observe une augmentation quasi linéaire, de 261,83 W à  $T_3 = -20$  °C à 1287,3 W à  $T_3 = 30$  °C. Cette évolution est principalement due à l'augmentation du débit massique  $\dot{m}_{BT}$  injecté tandis que la différence d'entropie ( $s_3-s_4$ ) reste constante. Enfin, la quatrième illustration montre l'exergie détruite dans le détendeur haute température (HT). Celle-ci décroît avec l'élévation de  $T_3$  passant de 5614,34 W à

$T_3 = -20^\circ\text{C}$  à  $1864,55\text{ W}$  à  $T_3 = 30^\circ\text{C}$ . Cette diminution s'explique principalement par la baisse du débit massique  $\dot{m}_{\text{HT}}$  injecté.

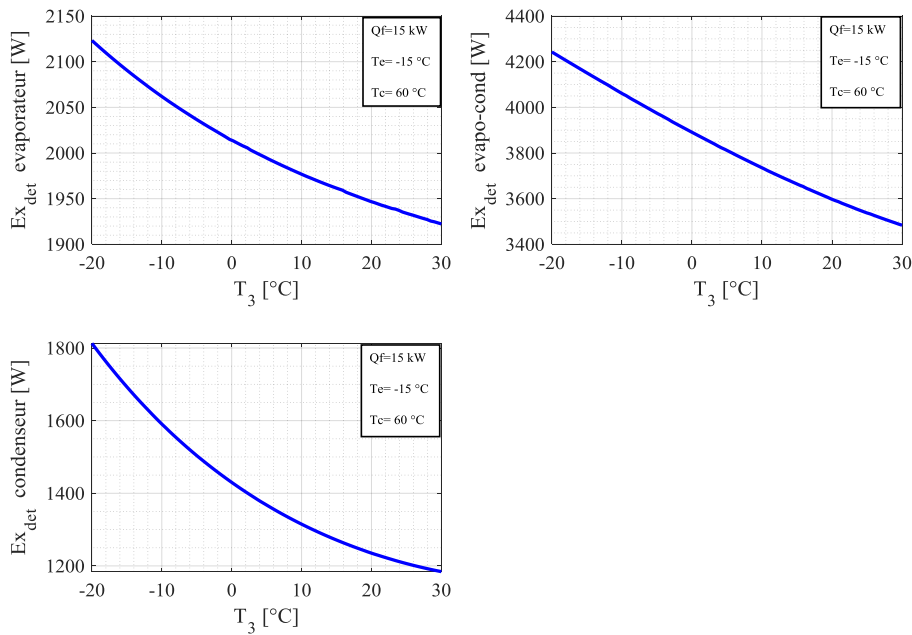


**Figure III-9** : influence de  $T_3$  sur les exergies détruit compresseur BT et HT detendeur BT et HT pour  $Q_f=15[\text{kW}]$ ,  $T_e=-15[^\circ\text{C}]$  et pour  $T_c=60[^\circ\text{C}]$

### III.2.7 Influence de la température intermédiaire $T_3$ sur l'exergie détruite de l'évaporateur, condenseur et l'évapo-condenseur .

**Figure III-10**: illustre des exergies détruites pour l'évaporateur, condenseur et évapo-condenseur en fonction de la température intermédiaire  $T_3$

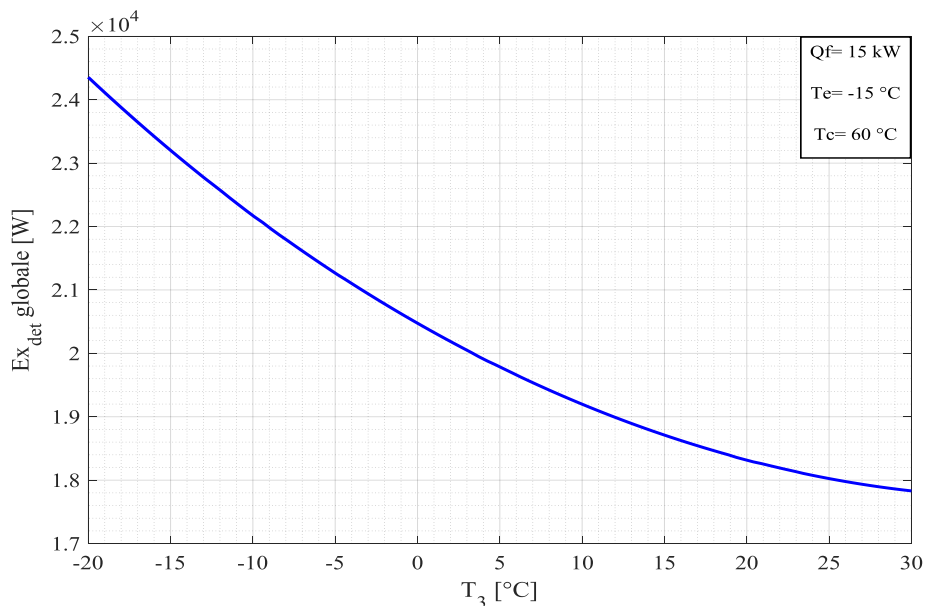
La première illustration montre l'évolution de l'exergie détruite dans l'évaporateur en fonction de la température intermédiaire  $T_3$ . On observe une diminution de l'exergie, passant d'un maximum de  $2123,25\text{ W}$  à une valeur minimale de  $1922,37\text{ W}$  lorsque  $T_3$  augmente de  $-20^\circ\text{C}$  à  $30^\circ\text{C}$ . Cette baisse notable est principalement due à la variation de la différence d'entropie ( $s_1-s_4$ ), l'entropie  $s_1$  restant constante. La deuxième figure représente l'exergie détruite au niveau de l'évapo-condenseur en fonction de la température intermédiaire  $T_3$ . Là encore, une diminution est constatée : l'exergie passe de  $4242,66\text{ W}$  à  $3483,77\text{ W}$  à mesure que  $T_3$  augmente dans la plage de  $-20^\circ\text{C}$  à  $30^\circ\text{C}$ . Cette tendance indique que la performance exergetique de l'échangeur est sensible à la température intermédiaire. Enfin, la troisième illustration met en évidence la diminution de l'exergie détruite dans le condenseur, qui passe de  $1800\text{ W}$  à  $1200\text{ W}$  lorsque  $T_3$  augmente. Cette variation traduit l'effet direct de la température intermédiaire sur le comportement thermodynamique du condenseur, soulignant son influence sur l'efficacité énergétique globale du cycle.



**Figure III-10:** influence de  $T_3$  sur les exergies détruit de l'évaporateur ,condenseur et évapo-condenseur pour  $Q_f=15[\text{kW}]$ ,  $T_e=-15[°\text{C}]$  et pour  $T_c=60[°\text{C}]$

### III.2.8 Influence de la température intermédiaire $T_3$ sur l'exergie détruite globale

**Figure III-11:** illustre de la variation de l'exergie détruite globale en fonction de la température intermédiaire  $T_3$



**Figure III-11 :** Influence de la température  $T_3$  sur l'exergie détruite global pour  $Q_f=15 \text{ kW}$ ,  $T_e = -15 \text{ °C}$  et  $T_c= 60 \text{ °C}$

L'exergie détruite globale correspond à la somme des exergies détruites par l'ensemble des composants de la machine frigorifique. On observe une diminution significative de cette exergie totale en fonction de l'augmentation de la température intermédiaire  $T_3$  : elle passe de

24 354,4 W à  $T_3 = -20^\circ\text{C}$  à 17 380,6 W à  $T_3 = 30^\circ\text{C}$ . Cette tendance met en évidence l'influence notable de  $T_3$  sur les pertes exergetiques globales du système. En effet, une augmentation de cette température réduit les pertes d'exergie, ce qui améliore le rendement exergetique global de la machine. Ainsi, on constate que le réglage optimal de la température intermédiaire  $T_3$  permet de minimiser les pertes d'exergie et d'optimiser les performances énergétiques du cycle en cascade.

### III.2.9 Influence de la température intermédiaire $T_3$ sur le coefficient de performance globale (COP) du système

**Figure III-12:** illustre de variation de coefficient de performance globale (COP) en fonction du variation de la température intermédiaire  $T_3$

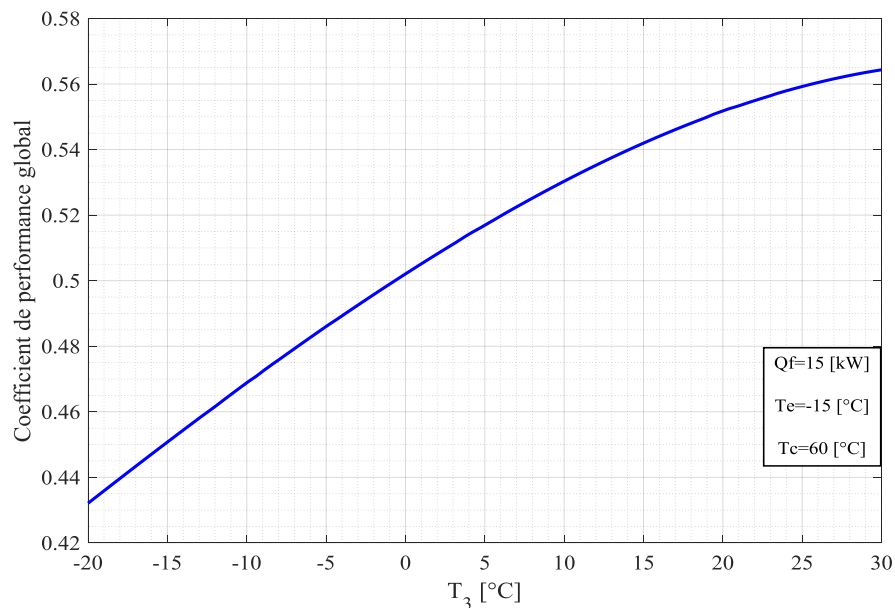
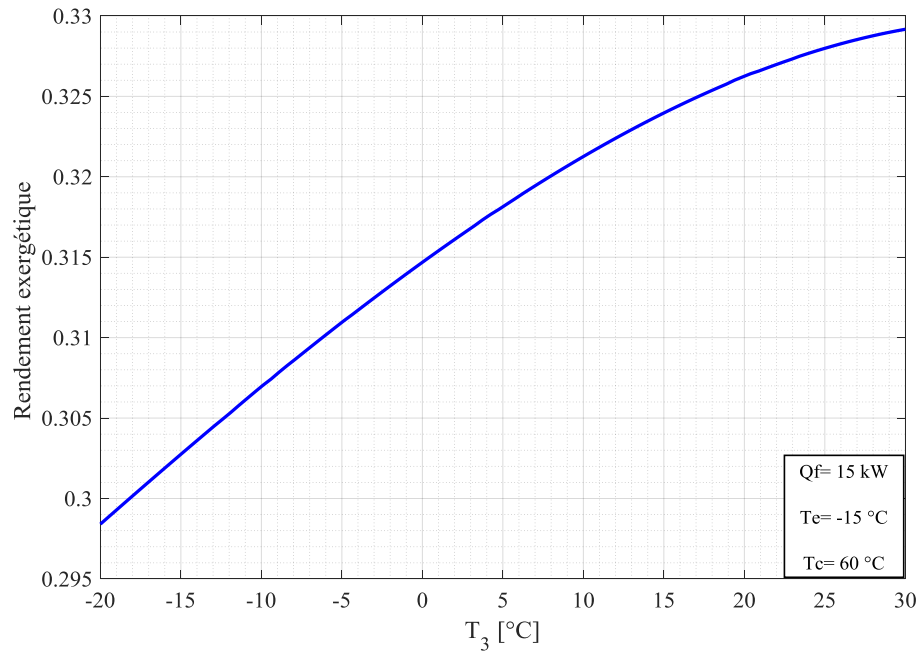


Figure III-12 : Influence de la température  $T_3$  sur le COP global pour  $Q_f=15$  kW,  $T_e = -15^\circ\text{C}$  et  $T_c = 60^\circ\text{C}$

La courbe montre une croissance continue du coefficient de performance (COP) global à mesure que la température intermédiaire  $T_3$  augmente. Cela signifie que le système devient plus performant sur le plan énergétique. Pour  $T_3 = -20^\circ\text{C}$ , le COP est de 0,432, tandis qu'à  $T_3 = 30^\circ\text{C}$ , il atteint une valeur maximale de 0,564 dans les conditions de fonctionnement étudiées. Cette augmentation du COP global en fonction de  $T_3$  indique que le système consomme moins d'énergie pour produire la même puissance frigorifique lorsque la température intermédiaire est plus élevée. Ce comportement reflète une réduction des pertes énergétiques et une amélioration de l'efficacité globale du cycle thermodynamique.

### III.2.10 Influence de la température intermédiaire $T_3$ sur le rendement exergetique de la machine

**Figure III-13:** illustre de la variation du rendement exergetique du système en fonction de la température intermédiaire  $T_3$



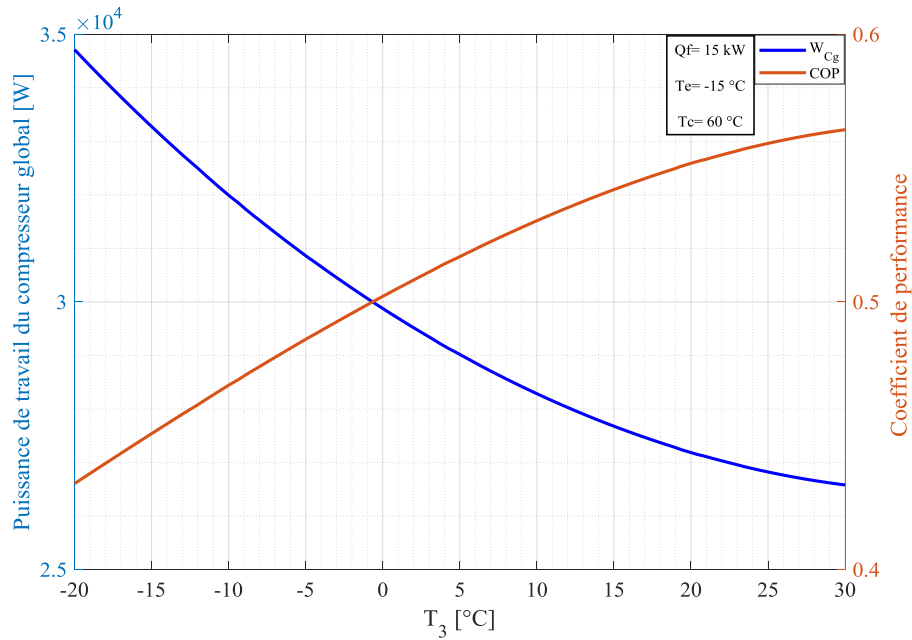
**Figure III-13** :Influence de la température  $T_3$  sur le rendement exergetique pour  $Q_f=15$  kW,  $T_e= -15$  °C et  $T_c= 60$  °C

On observe une progression régulière du rendement, passant d'environ 29,8 % à  $T_3 = -20$ °C à près de 32,9 % à  $T_3= 30$ °C. Cette augmentation est quasi linéaire sur la majeure partie de la plage de température, mais tend à se stabiliser (pente moins marquée) à partir de  $T_3$  proche de 25 à 30 °C. Cette tendance indique que la machine fonctionne de manière plus efficace à mesure que la température intermédiaire  $T_3$  augmente, dans des conditions de fonctionnement fixées (températures d'évaporation et de condensation constantes). Ainsi, le rendement global du système est fortement influencé par la température  $T_3$ , avec une amélioration notable sur l'ensemble de la plage étudiée.

### III.2.11 Influence de la température intermédiaire $T_3$ sur la puissance de travail globale et le COP la machine

**Figure III-14**: illustre de la variation de la puissance de travail globale consommé et le COP en fonction de la température intermédiaire  $T_3$

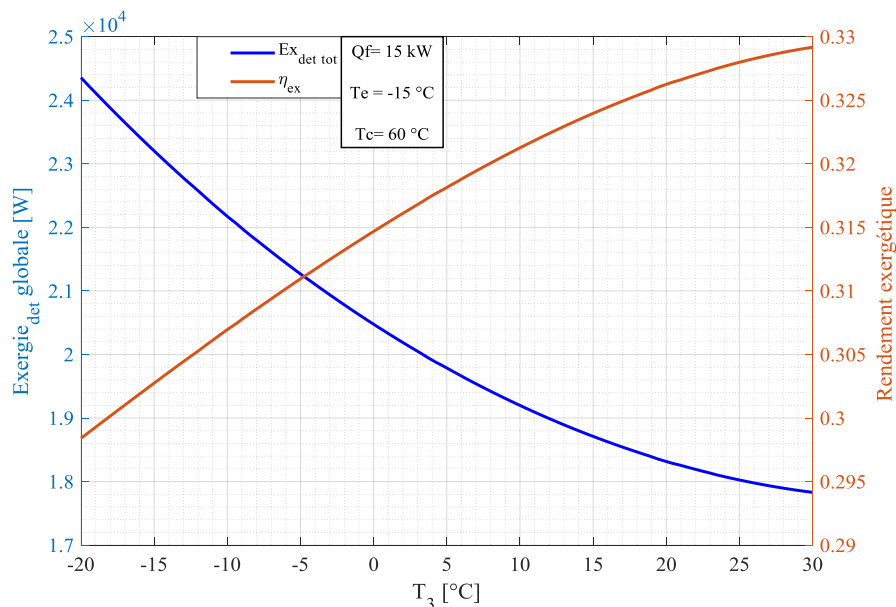
Pour une augmentation de la température intermédiaire  $T_3$  de  $-20$  °C à  $30$  °C, on observe une augmentation du coefficient de performance (COP) global, passant de 0,4321 à 0,5643. Parallèlement, la puissance globale consommée diminue de 34,713 kW à 26,580 kW. Cette évolution met en évidence une relation inverse entre le COP et la puissance consommée : plus la puissance de travail diminue, plus le COP augmente, et inversement, une augmentation de la puissance consommée entraîne une baisse du COP. Ce comportement traduit l'amélioration de l'efficacité énergétique du système lorsque la température intermédiaire est plus élevée.



**Figure III-14** : Influence de la température  $T_3$  sur la puissance de travail globale consommé et le COP pour  $Q_f=15$  kW,  $T_e= -15$  °C et  $T_c= 60$  °C

### III.2.12 Influence de la température intermédiaire $T_3$ sur l'exergie détruite globale et rendement exergétique de la machine

**Figure III-15** : illustre de la variation de l'exergie détruite globale et le rendement exergétique du système en fonction de la température intermédiaire  $T_3$



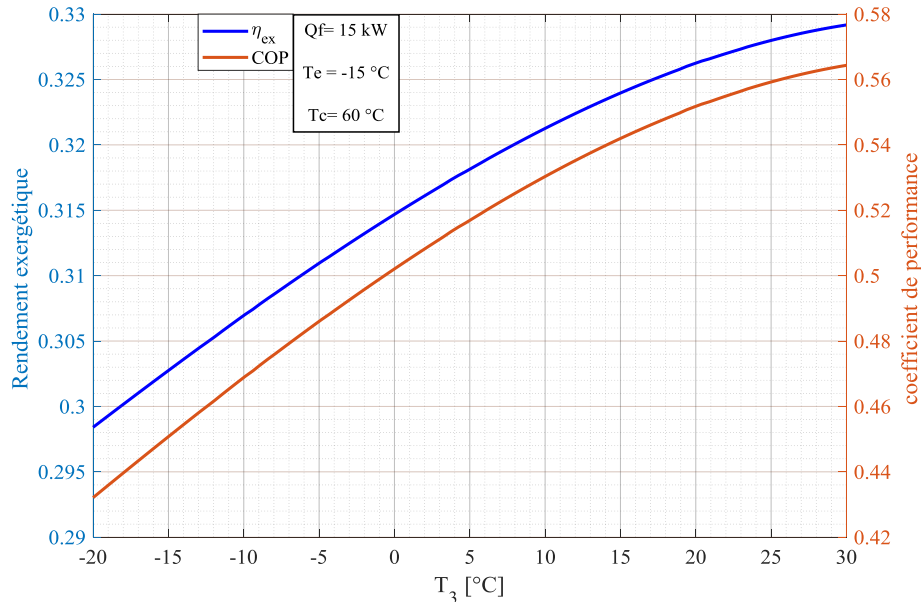
**Figure III-15** : Influence de la température  $T_3$  sur l'exergie détruite globale et le rendement du système pour  $Q_f=15$  kW,  $T_e= -15$  °C et  $T_c= 60$  °C

On observe une diminution de l'exergie détruite globale, passant de 24,354 kW à 17,831 kW, en fonction de l'augmentation de la température intermédiaire  $T_3$  de  $-20$  °C à  $30$  °C. Cette réduction des pertes exergétiques entraîne une augmentation du rendement exergétique, qui

passé de 29,84 % à 32,92 %. On constate donc une relation inverse entre l'exergie détruite et le rendement exergetique : lorsque l'exergie détruite diminue, le rendement s'améliore.

### III.2.13 Influence de la température intermédiaire $T_3$ sur rendement exergetique de la machine et le coefficient de performance (COP)

**Figure III-16** : illustre de la variation du rendement exergetique du système et le COP en fonction de la température intermédiaire  $T_3$



**Figure III-16** : Influence de la température  $T_3$  sur le rendement du système et le  $CO_2$  pour  $Q_f=15$  kW,  $T_e=-15$  °C et  $T_c=60$  °C

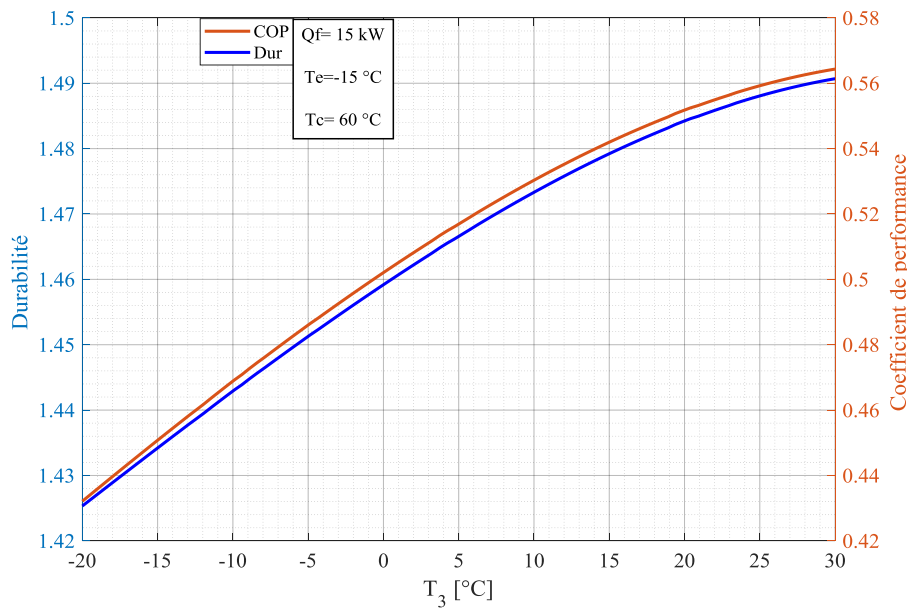
Pour une augmentation de la température intermédiaire  $T_3$  de  $-20$  °C à  $30$  °C, on observe une augmentation du rendement exergetique, passant de 29,84 % à 32,92 %. Parallèlement, le coefficient de performance (COP) du système augmente également, de 0,4321 à 0,5643, indiquant une meilleure efficacité énergétique globale. Cela traduit une utilisation plus efficace de l'énergie disponible, bien que l'amélioration du rendement exergetique soit plus marquée que celle du COP.

### III.2.14 Influence de la température intermédiaire $T_3$ sur la durabilité de la machine et le coefficient de performance (COP)

**Figure III-17** : illustre de la variation de la durabilité de la machine et le COP en fonction de la température intermédiaire  $T_3$

Les deux courbes évoluent de manière similaire, ce qui suggère l'existence d'une relation entre la durabilité, qui varie de 1,4253 à 1,4907, et le coefficient de performance (COP), qui passe de 0,4321 à 0,5643, en fonction de l'augmentation de la température intermédiaire  $T_3$  de  $-20$  °C à  $30$  °C dans les conditions de fonctionnement étudiées. Cette corrélation indique que l'augmentation de la durabilité avec  $T_3$  pourrait traduire une réduction des contraintes mécaniques ou thermiques subies par le système à des températures plus élevées, ce qui favoriserait à la fois une meilleure efficacité

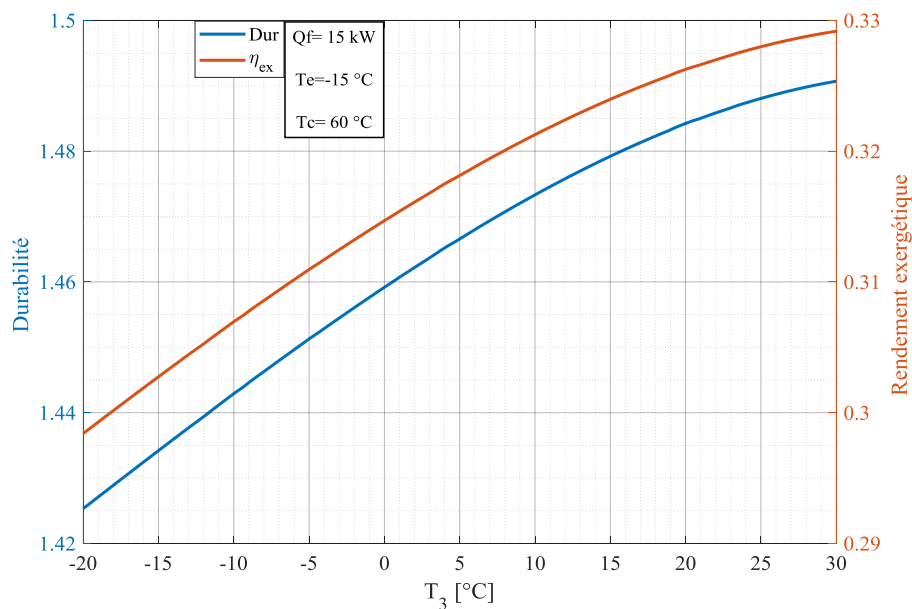
énergétique et une plus grande longévité opérationnelle



**Figure III-17** : Influence de la température  $T_3$  sur la durabilité du système et le COP pour  $Q_f=15$  kW,  $T_e=-15$  °C et  $T_c=60$  °C

### III.2.15 Influence de la température intermédiaire $T_3$ sur la durabilité et le rendement exergetique de la machine

**Figure III-18** : montre la variation de la durabilité et le rendement exergetique de la machine en fonction de la température intermédiaire  $T_3$



**Figure III-18** : Influence de la température  $T_3$  sur la durabilité et le rendement exergetique du système pour  $Q_f=15$  kW,  $T_e=-15$  °C et  $T_c=60$  °C

Lorsque la température  $T_3$  augmente de  $-20$  °C à  $30$  °C, la durabilité ainsi que le rendement exergetique augmentent de manière continue et régulière. La durabilité évolue de 1,4253 à 1,4907, tandis que le rendement exergetique s'améliore de 29,84 % à 32,92 %. Cette tendance

indique que l'augmentation de  $T_3$  améliore la performance exergetique du système. Par ailleurs, l'élévation de la durabilité reflète la robustesse ou la capacité du système à maintenir ses performances sur le long terme, traduisant un fonctionnement plus stable et efficace à des températures intermédiaires plus élevées.

### III.3 Conclusion

L'étude du cycle frigorifique en cascade utilisant des mélanges zéotropiques à base de  $\text{CO}_2$  et d'hydrocarbures (butane, pentane) met en évidence l'importance du choix des paramètres opérationnels pour optimiser les performances énergétiques et exergetiques du système. L'analyse montre que l'augmentation de la température intermédiaire  $T_3$  permet de réduire la consommation énergétique globale, diminuer les pertes d'exergie, améliorer le coefficient de performance (COP) et stabiliser le comportement des mélanges zéotropiques. Ainsi, le réglage optimal de la température intermédiaire, combiné à une maîtrise fine des propriétés des mélanges, constitue un levier essentiel pour concevoir des systèmes frigorifiques à la fois performants, robustes et adaptés aux enjeux de la transition énergétique.

# **IV CHAPITRE IV: Optimisation des paramètres de fonctionnement du système**

## IV.1 Introduction

L'optimisation des systèmes frigorifiques représente un enjeu essentiel pour accroître l'efficacité énergétique et limiter l'impact environnemental des installations thermiques. Parmi les approches innovantes, les algorithmes métaheuristiques bio-inspirés, tels que le Jumping Spider Optimization Algorithm (JSOA), se démarquent par leur capacité à équilibrer efficacement l'exploration et l'exploitation de l'espace des solutions. Dans ce contexte, le présent travail explore l'application du JSOA à l'optimisation d'un système frigorifique en cascade fonctionnant avec des mélanges zéotropiques (CO<sub>2</sub> -butane et CO<sub>2</sub> -pentane). L'étude examine l'influence de plusieurs paramètres de fonctionnement notamment la température d'évaporation, la température de condensation et la concentration massique en CO<sub>2</sub> sur les performances thermodynamiques et énergétiques du système.

## IV.2 La méthode d'optimisation JSOA

La méthode JSOA (Jumping Spider Optimization Algorithm) est un algorithme métaheuristique bio-inspiré, basé sur les habitudes de chasse des araignées sauteuses (Salticidae). Elle modélise mathématiquement leurs stratégies de chasse, notamment la recherche, la poursuite et le saut sur la proie. Ces stratégies permettent un équilibre efficace entre exploitation (affinage local) et exploration (recherche globale) de l'espace des solutions pour résoudre des problèmes d'optimisation globale complexes. JSOA a été testé sur plusieurs problèmes mathématiques connus et des applications réelles, montrant des performances supérieures à d'autres algorithmes bio-inspirés [12]. L'organigramme d'application de cette méthode au système étudié est illustré dans la figure 1[11]. Tandis que l'algorithme est représenté par les équations suivantes [11]:

$$\vec{T}_l(x+1) = \frac{1}{2}[\vec{T}_l(x) - \vec{T}_r(x)] \quad (\text{IV-1})$$

$$\vec{T}_l(g+1) = \vec{T}_l(g) \tan(\alpha) - \frac{\vec{g}_x^2}{2V_0^2 \cos^2(\alpha)} \quad (\text{IV-2})$$

$$\text{Avec : } \alpha = \frac{\pi\phi}{180}$$

$$\vec{T}_l(g+1) = \vec{T}_{best}(g) + \text{walk}\left(\frac{1}{2} - \varepsilon\right) \quad (\text{IV-3})$$

$$\vec{T}(g+1) = \vec{T}_{best}(g) + [\vec{T}_{best}(g) - \vec{T}_{worst}(g)] * \lambda \quad (\text{IV-4})$$

$$\text{fitnesse}_i = COP_{carnot} - COPT_i \quad (\text{IV-5})$$

$$\text{phéromen}(i) = \frac{\text{fitnesse}_{\max} - \text{fitnesse}_i}{\text{fitnesse}_{\max} - \text{fitnesse}_{\min}} \quad (\text{IV-6})$$

$$\vec{T}_l(g) = \vec{T}_{best}(g) + \frac{1}{2}[\vec{T}_{r1}(g) - (-1)^\sigma \vec{T}_{r2}(g)] \quad (\text{IV-7})$$

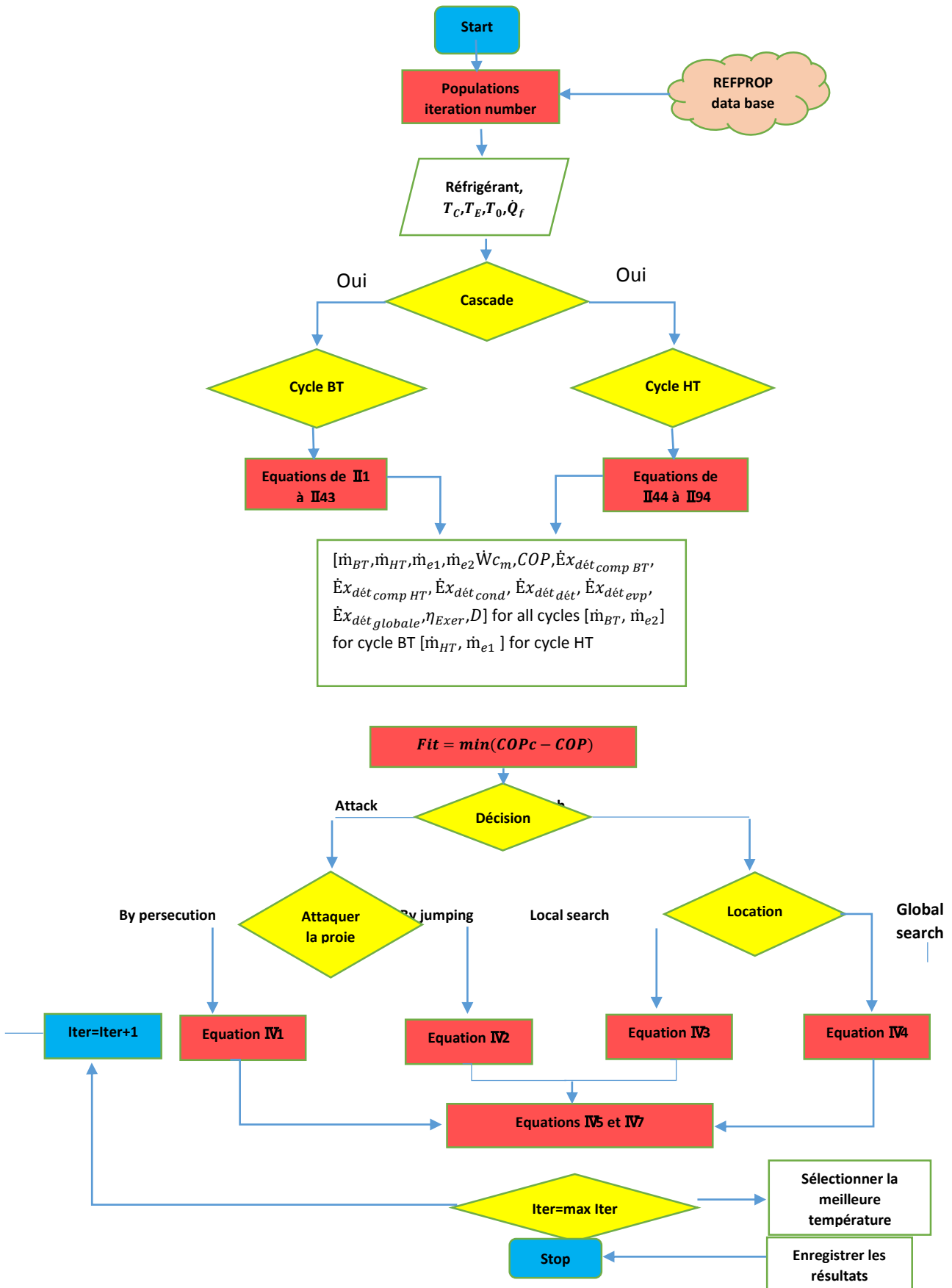


Figure IV-1 : Organigramme d'application de la méthode JSOA au système étudié

### IV.3 Système frigorifique cascade (théorique)

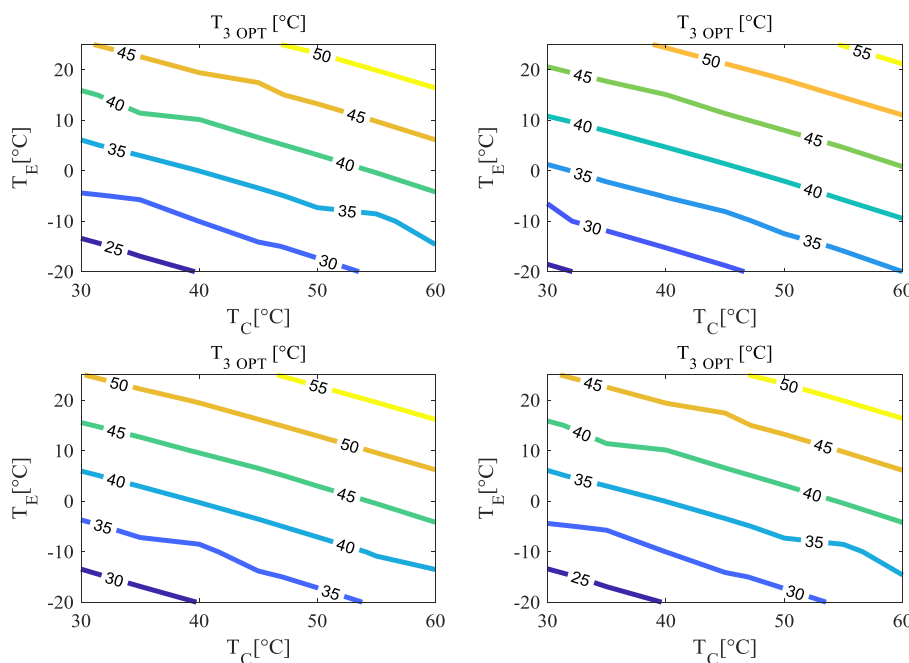
Il compose de deux cycles sont (cycle basse température et cycle haute température). Leurs composants sont l'évaporateur, deux compresseur, evapo-condenseur, condenseur, deux détendeurs. Pour cette analyse en utiliser des paramètres similaires :

- Température d'évaporation varie entre [-60°C jusqu'à 25 °C] avec un pas du 5°C.
- Température de condensation varie entre  $T_C$  [30°C jusqu'à 60°C] avec un pas du 5°C
- Concentration de  $CO_{2BT}$  [4%,10%,15%,20%], concentration de  $CO_{2HT}$  = [4%,10%,15%,20%], pour chaque concentration de  $CO_{2BT}$  en varie la concentration de  $CO_{2HT}$  avec ses valeurs donne.
- Les fluides utilisé sont des mélanges zéotropie ( $CO_2$ -BUTANE) pour les cycle basse température et ( $CO_2$ -PENTANE) pour le cycle haute température.
- La température de référence pour l'études exergetique est ( $T_0=25^\circ C$ )

#### IV.3.1 Pour une concentration du $CO_{2BT}=0.04$ et pour une concentration $CO_{2HT} = [0.04,0.10,0.15,0.20]$ .

##### IV.3.1.1 Impacte de la température $T_E$ et $T_C$ sur la température intermédiaire $T_3$ optimale

Figure IV-2: présente l'évolution de température  $T_3$  optimale avec la variation de la température  $T_E$ ,  $T_C$  et la variation de concentration  $CO_{2HT}$ .



FigureIV-2 Contour de la température  $T_{3opt}$  [°C] avec la variation de  $T_E$ ,  $T_C$ , Pour  $CO_{2HT} = [4,10,15,20]$  %  $Q_f=15$  kW

Les quatre illustrations présentent l'évolution de la température intermédiaire optimale  $T_3$  en fonction de l'augmentation des températures d'évaporation  $T_E$  et de condensation  $T_C$ , pour

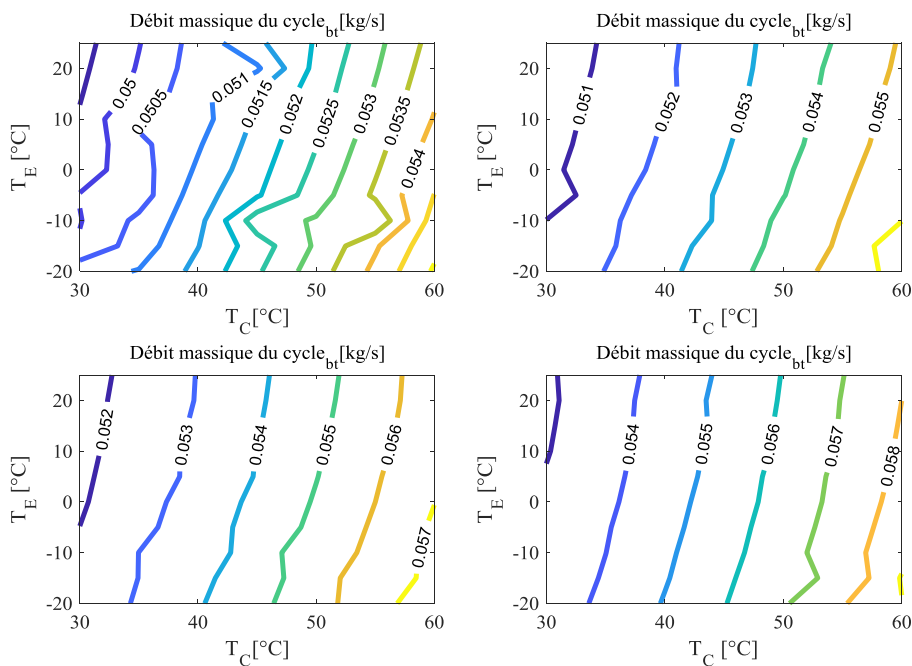
différentes concentrations en CO<sub>2</sub> dans le cycle haute température (HT), soit : 4 %, 10 %, 15 % et 20 %. La concentration en CO<sub>2</sub> dans le cycle basse température (BT) est maintenue constante à 4 %. On observe que T<sub>3,0</sub> augmente de manière non linéaire avec l'élévation de T<sub>E</sub> et T<sub>C</sub>. Les différences entre les valeurs maximales de T<sub>3,0</sub> dans les quatre graphes mettent en évidence l'influence significative de la concentration en CO<sub>2</sub> sur les performances thermiques du système.

- **Première illustration (CO<sub>2</sub> HT = 4 %) :** T<sub>3,0</sub> varie de 23,24 °C à 54,22 °C lorsque T<sub>e</sub> passe de -20 °C à 25 °C et T<sub>c</sub> de 30 °C à 60 °C, soit une augmentation relative de 57,14 %.
- **Deuxième illustration (CO<sub>2</sub> HT = 10 %) :** T<sub>3,0</sub> augmente de 24,28 °C à 56,93 °C dans les mêmes conditions de variation de T<sub>e</sub> et T<sub>c</sub>, soit une progression de 57,35 %.
- **Troisième illustration (CO<sub>2</sub> HT = 15 %) :** T<sub>3,0</sub> croît de 26,76 °C à 59,56 °C, représentant une augmentation relative de 55 %.
- **Quatrième illustration (CO<sub>2</sub> HT = 20 %) :** T<sub>3,0</sub> s'élève de 29,11 °C à 61,94 °C, soit une augmentation relative de 53 %.

Ces résultats montrent que plus la concentration en CO<sub>2</sub> dans le cycle HT est élevée, plus la température T<sub>3,0</sub> maximale est importante. Toutefois, l'augmentation relative de T<sub>3,0</sub> tend à diminuer légèrement, ce qui traduit un effet d'atténuation avec des concentrations plus élevées.

### IV.3.1.2 Impacte de la température T<sub>E</sub> et T<sub>C</sub> sur le débit massique de cycle basse température $\dot{m}_{bt}$ .

**Figure IV-3 :** Représente l'évolution de débit massique  $\dot{m}_{bt}$  avec la variation de température T<sub>E</sub>, T<sub>C</sub> et la variation de concentration CO<sub>2</sub> HT.

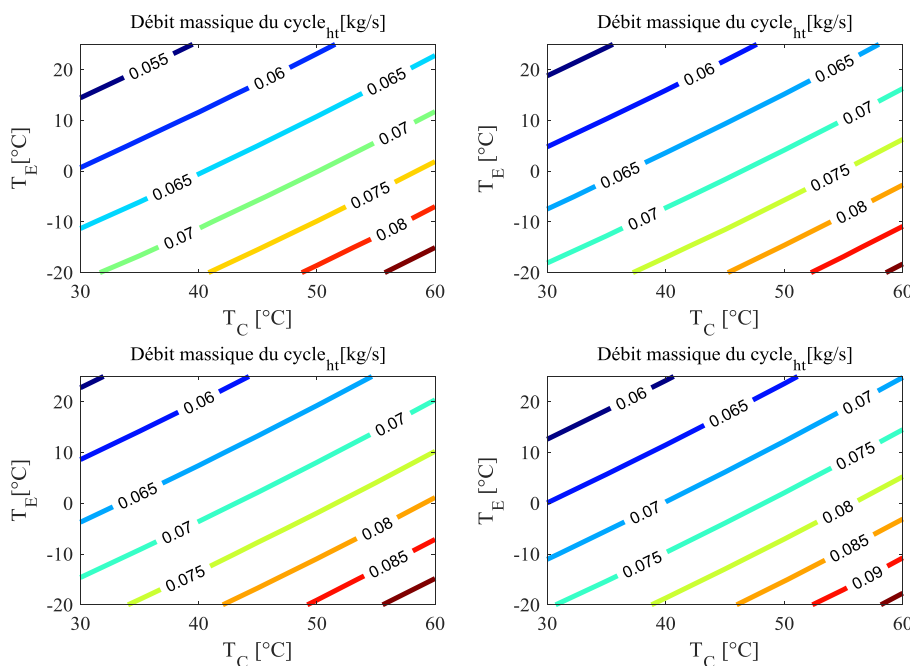


**FigureIV-3** : Contour de la variation de débit massique BT en fonction de  $T_E$  et  $T_C$  Pour  $CO_{2\ HT} = [4,10,15,20] \%$   $Q_f=15\text{ kW}$

La figure illustre la variation du débit massique en fonction des températures d'évaporation  $T_E$  et de condensation  $T_C$ . On observe que le débit massique augmente avec l'élévation de la température de condensation, ce qui se traduit par des courbes orientées principalement dans la direction verticale. Pour une température d'évaporation donnée, une augmentation de  $T_C$  entraîne une hausse notable du débit massique. Cela s'explique par le fait qu'une température de condensation plus élevée requiert un débit massique plus important pour maintenir une puissance frigorifique constante. En revanche, lorsque la température de condensation est maintenue fixe, le débit massique varie peu avec  $T_E$ . Toutefois, une légère augmentation du débit est observée pour des températures d'évaporation plus élevées, en particulier dans les graphiques inférieurs. Ces observations mettent en évidence que le débit massique est fortement influencé par la température de condensation, tandis que l'effet de la température d'évaporation reste plus modéré.

### IV.3.1.3 Impacte de la température $T_E$ et $T_C$ sur le débit massique de cycle haute température $\dot{m}_{ht}$ .

**Figure IV-4** : Illustre représente de la variation du débit massique  $\dot{m}_{ht}$  en fonction de la température d'évaporation et de condensation  $T_E$  et  $T_C$ .



**FigureIV-4** : Contour de la variation de débit massique HT en fonction de  $T_E$  et  $T_C$  Pour  $CO_{2\ HT} = [4,10,15,20] \%$   $Q_f=15\text{ kW}$

La figure présente les variations du débit massique du cycle haute température (HT) en fonction des températures d'évaporation  $T_E$  et de condensation  $T_C$ , selon différentes concentrations de  $CO_2$  dans le mélange HT. On observe que plus la température de condensation augmente, plus le débit massique requis dans le cycle HT augmente. De même, plus la température d'évaporation est basse, plus le débit nécessaire est élevé. L'augmentation du débit est

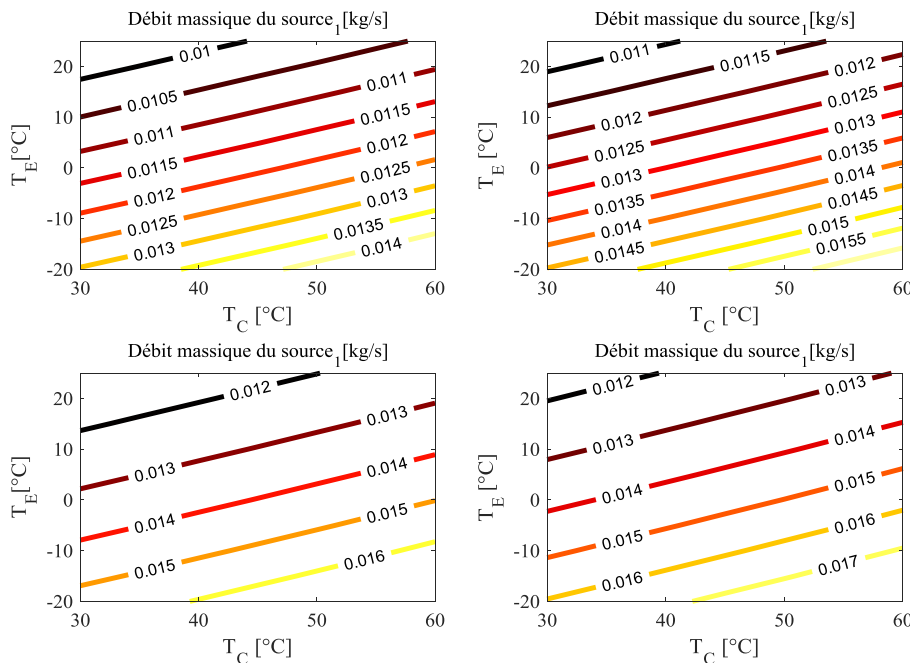
globalement linéaire pour chaque température d'évaporation fixe. Les courbes sont parallèles, traduisant une relation constante entre les variables. Cette croissance du débit s'explique par l'augmentation de la pression de condensation, qui entraîne une baisse de l'enthalpie spécifique après la détente. Ainsi, une plus grande quantité de fluide frigorigène doit circuler pour maintenir la capacité frigorifique constante. Lorsque la température d'évaporation  $T_E$  est plus faible (courbes situées en haut des graphiques), le débit massique est plus élevé. Cela s'explique par une diminution de l'écart d'enthalpie entre l'évaporateur et le condenseur, ce qui dégrade le coefficient de performance (COP) et réduit la puissance frigorifique spécifique du fluide. Les débits massiques varient globalement entre un minimum de 0,055 kg/s et un maximum de 0,09 kg/s, soit une augmentation relative d'environ 64 %. Les valeurs spécifiques observées pour chaque concentration en  $CO_2$  HT sont :

- Graphique en haut à droite ( $CO_2$  HT = 4 %) : débit entre 0,055 et 0,080 kg/s.
- Graphique en haut à gauche ( $CO_2$  HT = 10 %) : débit entre 0,065 et 0,080 kg/s.
- Graphique en bas à droite ( $CO_2$  HT = 15 %) : débit entre 0,060 et 0,085 kg/s.
- Graphique en bas à gauche ( $CO_2$  HT = 20 %) : débit entre 0,065 et 0,090 kg/s.

Ces résultats soulignent l'influence combinée de la température et de la concentration en  $CO_2$  sur les exigences de débit massique du cycle haute température.

#### IV.3.1.4 Impacte de la température $T_E$ et $T_C$ sur le débit massique de la source 1 $\dot{m}_{source}$ .

Figure IV-5 : Illustre représente la variation de débit massique de la source1 en fonction de la température d'évaporation et de condensation  $T_E$  et  $T_C$ .



FigureIV-5 Contour de la variation de débit massique source1 en fonction de  $T_E$  et  $T_C$  Pour  $CO_{2HT} = [4,10,15,20]$  %  $Q_f=15$  kW

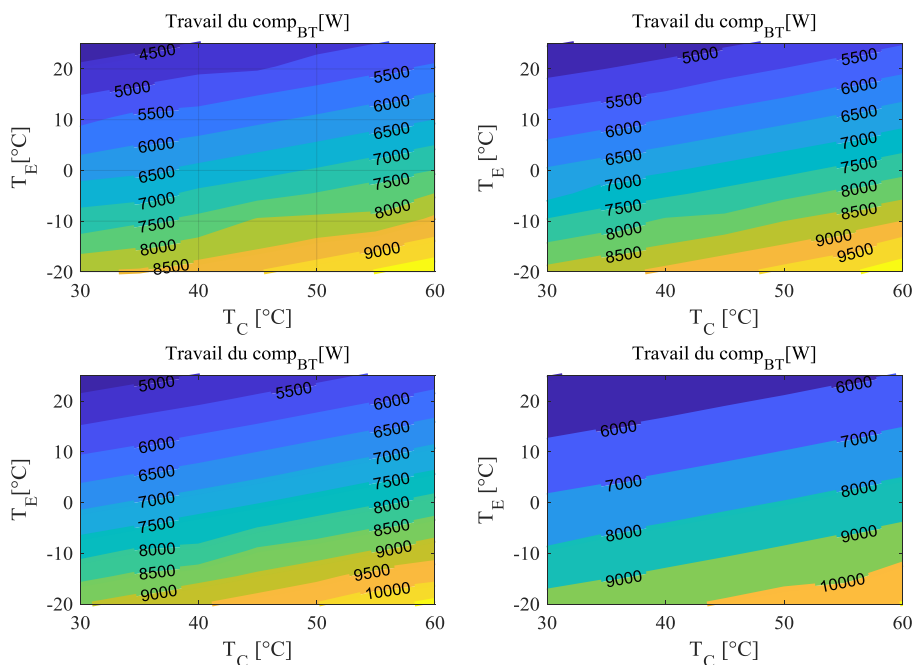
Tous les graphes montrent une augmentation quasi linéaire du débit massique de la source 1 en fonction de l'augmentation de la température de condensation  $T_C$  et de la diminution de la température d'évaporation  $T_E$ . Le débit massique est minimal lorsque  $T_C = 30\text{ }^\circ\text{C}$  (valeur minimale) et  $T_E = 25\text{ }^\circ\text{C}$  (valeur maximale). À l'inverse, il atteint sa valeur maximale lorsque  $T_C = 60\text{ }^\circ\text{C}$  et  $T_E = -20\text{ }^\circ\text{C}$ , ce qui correspond à la configuration la plus contraignante thermiquement pour le système. Les quatre illustrations montrent l'effet de la concentration en  $\text{CO}_2$  dans le mélange HT sur le débit massique nécessaire de la source 1 :

- 1<sup>re</sup> illustration ( $\text{CO}_2$  HT = 4 %) : débit massique entre 0,010 et 0,0135 kg/s.
- 2<sup>e</sup> illustration ( $\text{CO}_2$  HT = 10 %) : débit massique entre 0,011 et 0,0155 kg/s.
- 3<sup>e</sup> illustration ( $\text{CO}_2$  HT = 15 %) : débit massique entre 0,012 et 0,016 kg/s.
- 4<sup>e</sup> illustration ( $\text{CO}_2$  HT = 20 %) : débit massique entre 0,012 et 0,016 kg/s.

On observe que le débit massique de la source 1 augmente avec la concentration en  $\text{CO}_2$ , dans le but d'assurer la puissance frigorifique nécessaire. En effet, à mesure que les contraintes thermodynamiques augmentent (plus grande différence de température entre les sources et les cycles), le système nécessite une circulation accrue du fluide caloporteur pour maintenir la performance frigorifique constante.

#### IV.3.1.5 Impacte de la température $T_E$ et $T_C$ sur le travail de compresseur de cycle (BT).

Figure IV-6:représente la variation de travail de compresseur (BT) en fonction de  $T_E$  et  $T_C$  pour différents concentration de  $\text{CO}_2$  cycle (HT) = [4,10,15,20] %.



FigureIV-6 : Contour de la variation de travail de compresseur (BT) en fonction de  $T_E$  et  $T_C$  Pour  $\text{CO}_{2\text{HT}} = [4,10,15,20]\%$   $Q_f=15\text{ kW}$

Ces cartes de contours illustrent la variation du travail du compresseur basse température (BT) en fonction des températures d'évaporation  $T_E$  et de condensation ( $T_C$ ). La codification par couleur indique l'intensité du travail requis : le bleu représente les valeurs minimales, le vert les valeurs moyennes, tandis que les tons orange et jaune correspondent aux valeurs maximales. La transition progressive entre ces zones de couleur reflète un comportement stable et un système bien dimensionné. De la première à la quatrième figure, on observe un décalage progressif des plages de puissance vers des valeurs plus élevées :

- La valeur minimale du travail compresseur passe de 4500 W à 6000 W, soit une augmentation d'environ 33 %.
- La valeur maximale augmente de 8500 W à 10000 W, soit une hausse de 18 %.

Cette évolution suggère que, plus la concentration en  $CO_2$  augmente (ou selon le contexte des figures), plus les conditions de fonctionnement optimales deviennent exigeantes en termes d'énergie. Cela reflète une augmentation des besoins en compression, probablement due à une élévation des pressions de fonctionnement ou à un effet thermodynamique des mélanges zéotropiques utilisés

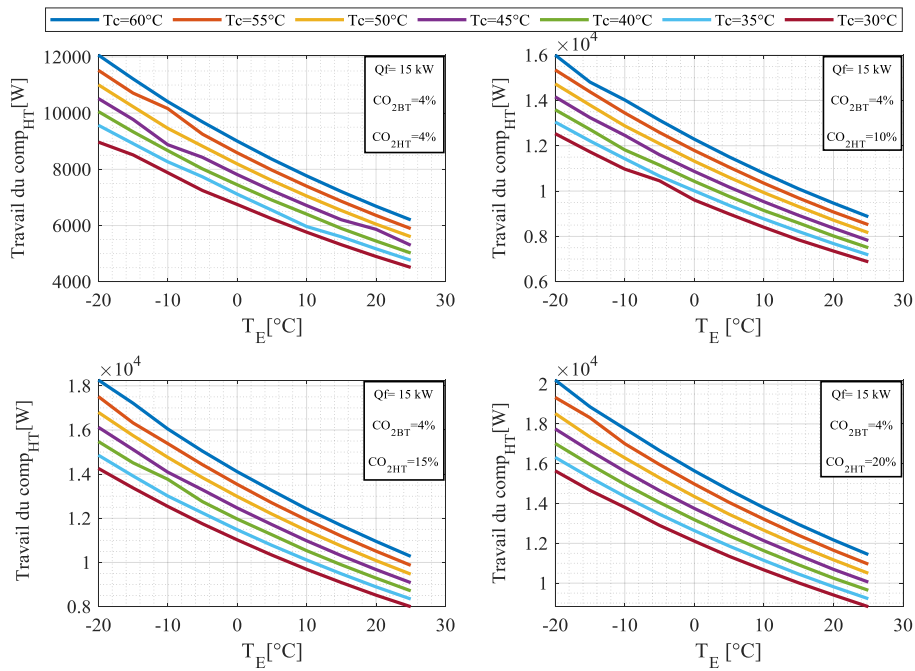
#### IV.3.1.6 Impacte de la température $T_E$ et $T_C$ sur le travail de compresseur de cycle (HT).

**Figure IV-7** : représente la variation de travail de compresseur (HT) en fonction de la température d'évaporation et de condensation  $T_E$  et  $T_C$ .

Ces graphes illustrent l'évolution de la puissance de travail du compresseur haute température (HT) en fonction des températures d'évaporation ( $T_e$ ) et de condensation ( $T_c$ ), pour différentes concentrations de  $CO_2$  dans le cycle HT. L'évolution du travail est linéaire sur toute la plage étudiée, avec une tendance inverse par rapport à  $T_E$  : lorsque la température d'évaporation augmente, la puissance de compression diminue. Ce comportement est conforme aux lois de la thermodynamique : plus l'écart de température entre l'évaporateur et le condenseur est réduit, moins l'effort de compression requis est important. D'un point de vue global, on observe les tendances suivantes :

- Le travail minimal passe de 4500 W à 9000 W lorsque la concentration en  $CO_2$  augmente de 4 % à 20 %.
- Le travail maximal évolue de 12 000 W (à 4 %  $CO_2$ ) jusqu'à 20 000 W (à 20 %  $CO_2$ ).

Ces résultats montrent clairement que l'augmentation de la concentration en  $CO_2$  accroît la sensibilité du compresseur aux conditions de température, ce qui influence directement la puissance requise et le dimensionnement du système.

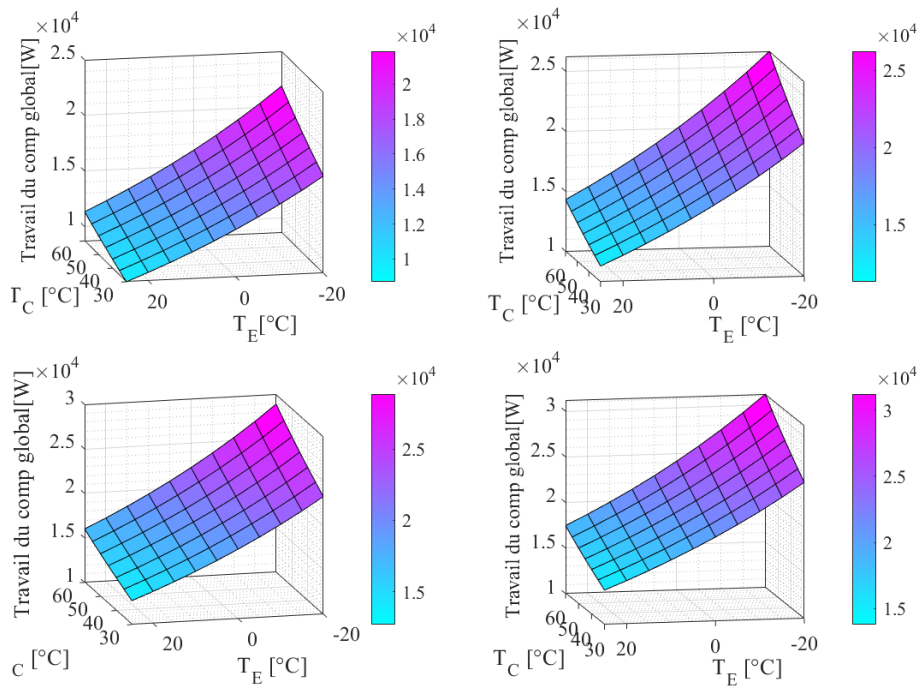


**Figure IV-7 :** de la variation de travail de compresseur (HT) en fonction de  $T_E$  et  $T_C$  Pour  $CO_{2HT} = [4,10,15,20] \%$   $Q_f=15 \text{ kW}$

### IV.3.1.7 Impacte de la température $T_E$ et $T_C$ sur le travail global de la machine.

**Figure IV-8** représente l'évolution de la puissance globale de compresseur en fonction de température de condensation et d'évaporation.

Ces graphes illustrent la variation de la puissance globale de compression, correspondant à la somme du travail des deux compresseurs (HT et BT), en fonction des températures de condensation ( $T_C$ ) et d'évaporation ( $T_E$ ). On observe que le travail total augmente avec la température de condensation et diminue avec celle d'évaporation. La puissance globale atteint son maximum lorsque  $T_E$  est minimale et  $T_C$  maximale, et inversement, elle est minimale lorsque  $T_E$  est maximale et  $T_C$  minimale. Pour une concentration de  $CO_2$  dans le cycle HT de 4 %, la puissance varie entre 8698 W et 21 872 W ; pour 10 %, elle passe de 11 310,11 W à environ 26 219,44 W ; pour 15 %, de 12 685,41 W à 28 873,79 W ; et pour 20 %, de 13 777,13 W à 31 218,12 W. Cette évolution montre que l'augmentation de la concentration en  $CO_2$  dans le cycle HT entraîne une hausse significative de la puissance requise. Par ailleurs, l'écart thermique entre la source chaude ( $T_C$ ) et la source froide ( $T_E$ ) joue un rôle déterminant : plus cet écart est grand, plus l'effort de compression est important, d'où la nécessité d'un dimensionnement optimal du système en fonction des conditions de fonctionnement.

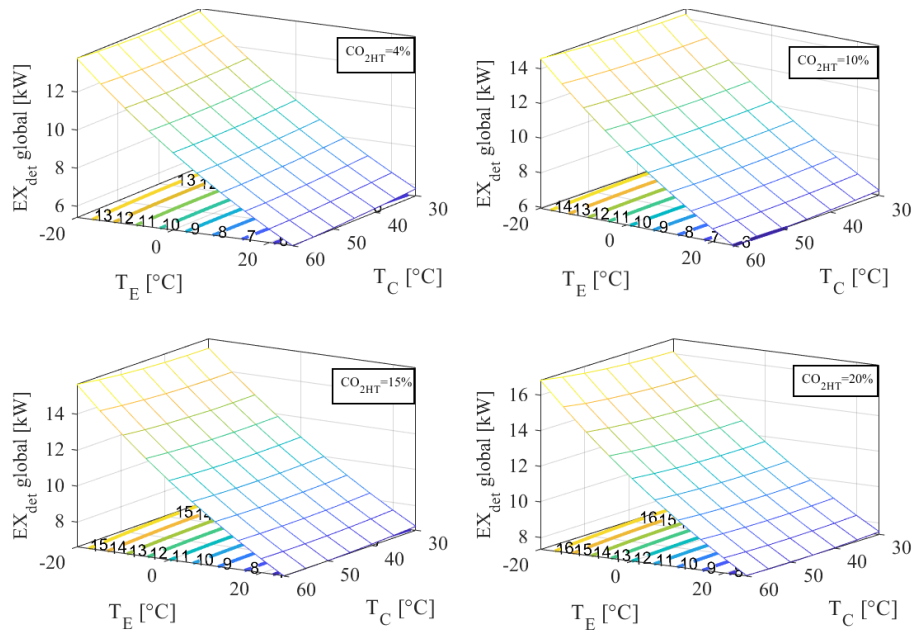


**Figure IV-8** : de la variation de travail de compresseur global en fonction de  $T_E$  et  $T_C$  Pour  $CO_{2HT} = [4,10,15,20] \%$   $Q_f=15$  kW

### IV.3.1.8 Impacte de la température $T_E$ et $T_C$ sur l'exergie détruite global du système

**Figure IV-9** : représente la variation de l'exergie détruite en fonction de la température de condensation et d'évaporation et en changement du concentration  $CO_{2HT}$ .

Ces surfaces 3D représentent la variation de l'exergie détruite en fonction des températures d'évaporation ( $T_E$ ) et de condensation ( $T_C$ ). On observe que l'exergie augmente avec l'élévation de  $T_E$  et la diminution de  $T_C$ . L'exergie atteint ainsi sa valeur maximale dans la zone où  $T_E$  est élevée et  $T_C$  faible. Cette tendance est physiquement cohérente, car elle correspond à une amélioration de l'efficacité thermodynamique du système. La première illustration (en haut à gauche), pour une concentration de  $CO_2$  HT de 4 %, montre une variation d'exergie de 6 à 13 kW, soit un écart de 7 kW, avec un gradient maximal d'environ 0,35 kW/°C. La seconde illustration (en haut à droite), pour une concentration de 10 %, indique une variation de 6 à 14 kW (8 kW d'écart), avec un gradient maximal de 0,4 kW/°C. La troisième (en bas à gauche), correspondant à une concentration de 15 %, présente une exergie variant de 8 à 15 kW, soit une variation de 7 kW, avec un gradient similaire de 0,35 kW/°C. Enfin, la dernière illustration (en bas à droite), pour une concentration de 20 %, montre une exergie allant de 8 à 16 kW, avec un écart de 8 kW et un gradient maximal de 0,4 kW/°C. On remarque que les valeurs d'exergie dans les deux dernières illustrations sont plus élevées que dans les deux premières, ce qui suggère que l'augmentation de la concentration de  $CO_2$  dans le cycle haute température entraîne une hausse des pertes exergetiques. Par ailleurs, le système apparaît plus sensible aux variations de la température de condensation ( $T_C$ ) qu'à celles de la température d'évaporation ( $T_E$ ), soulignant que la température de rejet a un impact majeur sur l'efficacité du système.

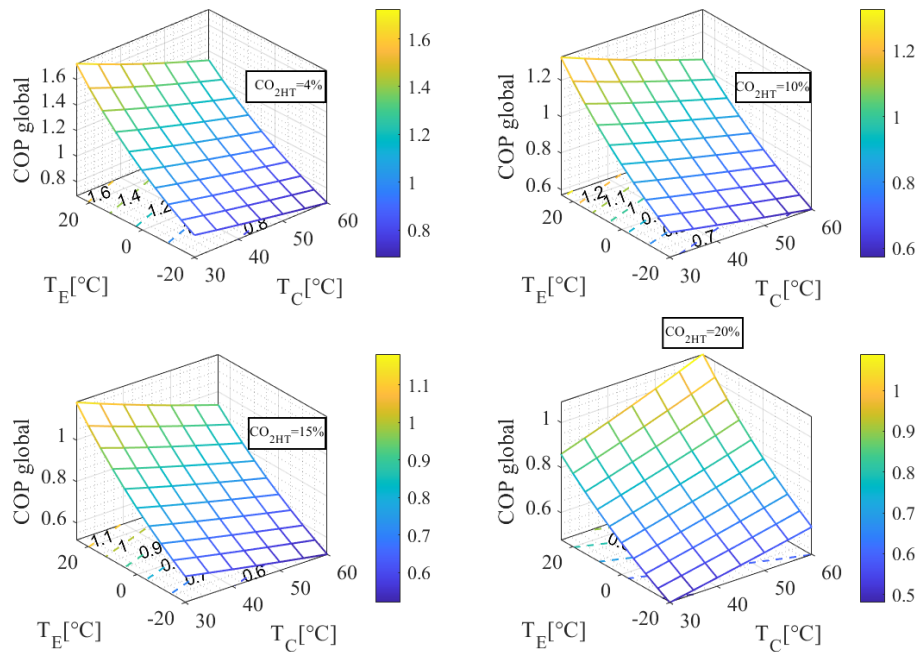


**Figure IV-9 :** la variation d'exergie détruite globale en fonction de  $T_E$  et  $T_C$  Pour  $CO_{2HT} = [4,10,15,20] \%$   $Q_f=15$  kW

### IV.3.1.9 Impacte de la température $T_E$ et $T_C$ sur le coefficient de performance global de la machine.

**Figure IV-10 :** présente la variation de coefficient de performance (COP) global en fonction de la température d'évaporation et de condensation.

Ces surfaces 3D représentent l'évolution du coefficient de performance global (COP) en fonction des températures d'évaporation ( $T_E$ ) et de condensation ( $T_C$ ), pour différentes concentrations de  $CO_2$  dans le cycle haute température (HT), dans le cas du mélange zéotropique  $CO_2$  –pentane. Dans la première illustration ( $CO_2$  HT = 4 %), le COP varie de 0,68 à 1,72 lorsque  $T_E$  évolue de  $-20$  °C à  $25$  °C et  $T_C$  de  $30$  °C à  $60$  °C. Dans la deuxième ( $CO_2$  HT = 10 %), le COP diminue, avec une plage de variation entre 0,57 et 1,32 pour les mêmes plages de température. Dans la troisième illustration ( $CO_2$  HT = 15 %), le COP varie entre 0,51 et 1,18. Enfin, dans la dernière illustration ( $CO_2$  HT = 20 %), le COP varie entre 0,6 et 1,08. On remarque que l'augmentation de la concentration de  $CO_2$  dans le cycle HT entraîne une dégradation progressive du coefficient de performance. En moyenne, chaque augmentation de 5 % de la concentration en  $CO_2$  réduit le COP maximal d'environ 0,1 à 0,2. Cet effet est plus marqué dans les zones à fort COP, c'est-à-dire lorsque l'écart de température entre la source chaude et la source froide est faible. Ainsi, le COP est fortement influencé par la réduction de cet écart de température, qui améliore l'efficacité énergétique du système. Un bon dimensionnement des températures de fonctionnement, ainsi qu'un choix judicieux de la concentration en  $CO_2$ , sont donc essentiels pour optimiser les performances thermodynamiques du système frigorifique



**Figure IV-10** de la variation de coefficient de performance du système en fonction de  $T_E$  et  $T_C$  Pour  $CO_{2HT} = [4,10,15,20] \%$   $Q_f=15$  kW

### IV.3.1.10 Impacte de la température $T_E$ et $T_C$ sur le rendement exergetique du système.

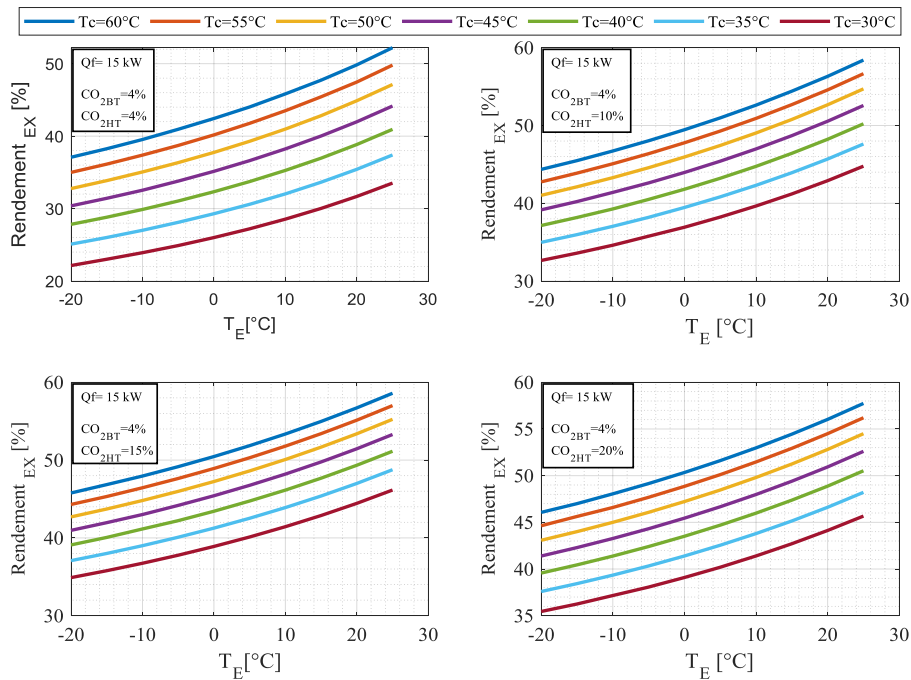
**Figure IV-11** : présente la variation de rendement exergetique en fonction de la température d'évaporation et de condensation et avec la variation de concentration de  $CO_{2HT}$ .

Ces courbes illustrent l'évolution du rendement exergetique en fonction des températures d'évaporation ( $T_E$ ) et de condensation ( $T_C$ ), pour différentes concentrations de  $CO_2$  dans le cycle haute température (HT). De manière générale, le rendement exergetique augmente avec l'élévation de  $T_E$  et de  $T_C$ , quelles que soient les concentrations de  $CO_2$  HT.

- Première illustration ( $CO_2$  HT = 4 %) : Le rendement exergetique varie entre une valeur minimale de 22 % pour  $T_E = -20$  °C et  $T_C = 30$  °C, et une valeur maximale d'environ 52 % pour  $T_E = 25$  °C et  $T_C = 60$  °C.
- Deuxième illustration ( $CO_2$  HT = 10 %) : Le rendement évolue entre 32,6 % et 58,4 % sur la même plage de températures.
- Troisième illustration ( $CO_2$  HT = 15 %) : Le rendement exergetique passe de 34 % à 58,8 %.
- Quatrième illustration ( $CO_2$  HT = 20 %) : Le rendement varie de 35,45 % à 57,8 %.

On constate que l'élévation de la température d'évaporation ( $T_E$ ) améliore l'efficacité exergetique, car elle réduit l'écart thermique avec la source chaude, diminuant ainsi les pertes. De plus, une température de condensation ( $T_C$ ) plus basse limite les pertes thermodynamiques, ce qui favorise également un meilleur rendement. Enfin, l'augmentation de la concentration

en  $\text{CO}_2$  tend à relever les valeurs minimales du rendement, montrant un effet bénéfique sur certaines configurations, bien que les valeurs maximales restent relativement stables.



**Figure IV-11** : la variation de rendement exergétique du système en fonction de  $T_E$  et  $T_C$  Pour  $\text{CO}_{2\text{HT}} = [4,10,15,20] \%$   $Q_f=15 \text{ kW}$

### IV.3.2 Pour une concentration du $\text{CO}_{2\text{BT}}=20\%$ et pour une concentration $\text{CO}_{2\text{HT}} = [4,10,15,20] \%$ .

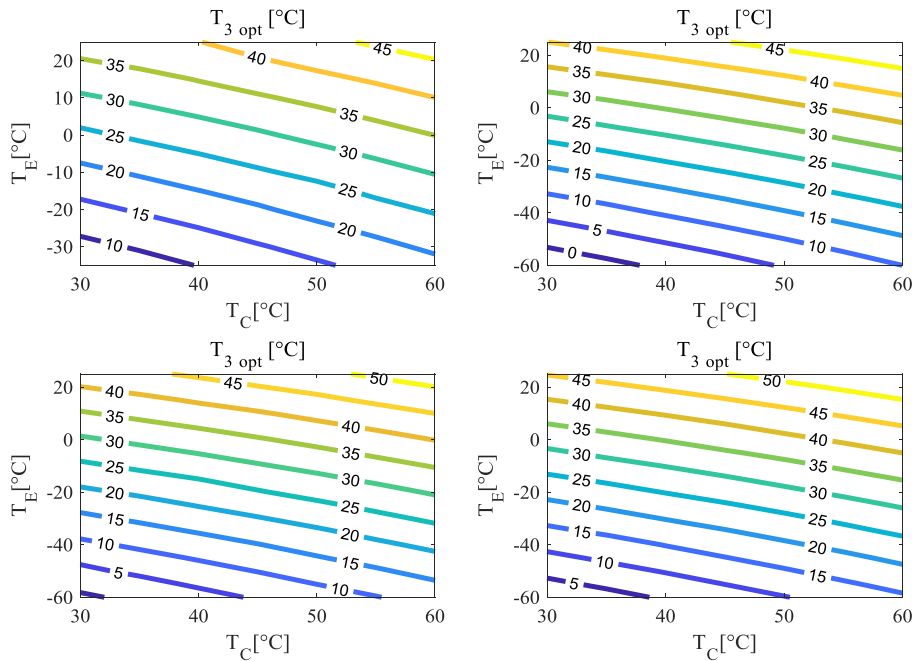
#### IV.3.2.1 Impacte de la température $T_E$ et $T_C$ sur la température optimale $T_3$ .

**Figure IV-12** : représente la variation de la température optimale  $T_3$  en fonction de la température d'évaporation et de condensation.

Les quatre cartes de contours illustrent l'évolution de la température optimale intermédiaire ( $T_3$  OPT) en fonction des températures d'évaporation ( $T_E$ ) et de condensation ( $T_C$ ), pour différentes concentrations de  $\text{CO}_2$  dans le cycle haute température (HT).

- **Première illustration ( $\text{CO}_2 \text{ HT} = 4 \%$ )** :  $T_3$  OPT varie de  $6,17 \text{ °C}$  pour  $T_E = -35 \text{ °C}$  et  $T_C = 30 \text{ °C}$ , jusqu'à  $45 \text{ °C}$  pour  $T_E = 25 \text{ °C}$  et  $T_C = 60 \text{ °C}$ .
- **Deuxième illustration ( $\text{CO}_2 \text{ HT} = 10 \%$ )** :  $T_3$  OPT augmente de  $-3,34 \text{ °C}$  jusqu'à  $49,97 \text{ °C}$  pour  $T_E$  entre  $-60 \text{ °C}$  et  $25 \text{ °C}$ , et  $T_C$  entre  $30 \text{ °C}$  et  $60 \text{ °C}$ .
- **Troisième illustration ( $\text{CO}_2 \text{ HT} = 15 \%$ )** : La température optimale varie de  $-0,9 \text{ °C}$  à  $52,43 \text{ °C}$  pour les mêmes plages de  $T_E$  et  $T_C$ .
- **Quatrième illustration ( $\text{CO}_2 \text{ HT} = 20 \%$ )** :  $T_3$  OPT évolue de  $1,42 \text{ °C}$  à  $54,82 \text{ °C}$  dans les mêmes conditions.

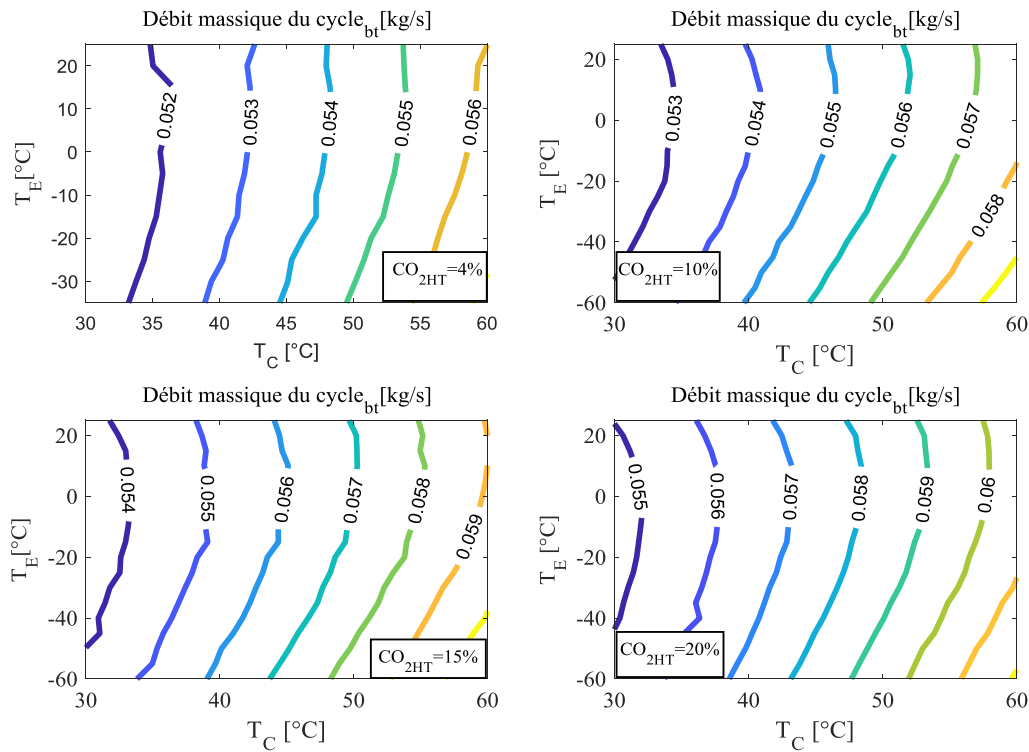
On observe que plus la concentration de CO<sub>2</sub> dans le cycle HT augmente, plus la température optimale T<sub>3</sub> (OPT) tend à croître. Cependant, lorsqu'on augmente la concentration de CO<sub>2</sub> dans le cycle basse température (BT) de 4 % à 20 %, les valeurs de T<sub>3</sub> (OPT) deviennent plus faibles à concentration HT constante, ce qui indique que le CO<sub>2</sub> en BT influence négativement la température intermédiaire optimale. Ainsi, la concentration en CO<sub>2</sub> dans le circuit BT a un effet significatif sur le réglage optimal de T<sub>3</sub>, et doit être soigneusement choisie pour garantir une performance maximale du système.



**FigureIV-12** : Contour de la variation de la température optimale T<sub>3</sub> OPT en fonction de T<sub>E</sub> et T<sub>C</sub> Pour CO<sub>2</sub>HT = [4,10,15,20] % Qf=15 kW

### IV.3.2.2 Impacte de la température T<sub>E</sub> et T<sub>C</sub> sur le débit massique du cycle basse température.

**Figure IV-13** : montre la variation de débit massique m<sub>BT</sub> en fonction de la température d'évaporation et de condensation.



**Figure IV-13** Contour de la variation de débit massique du cycle basse température en fonction de  $T_E$  et  $T_C$  Pour  $CO_{2HT} = [4,10,15,20] \%$   $Q_f=15$  Kw

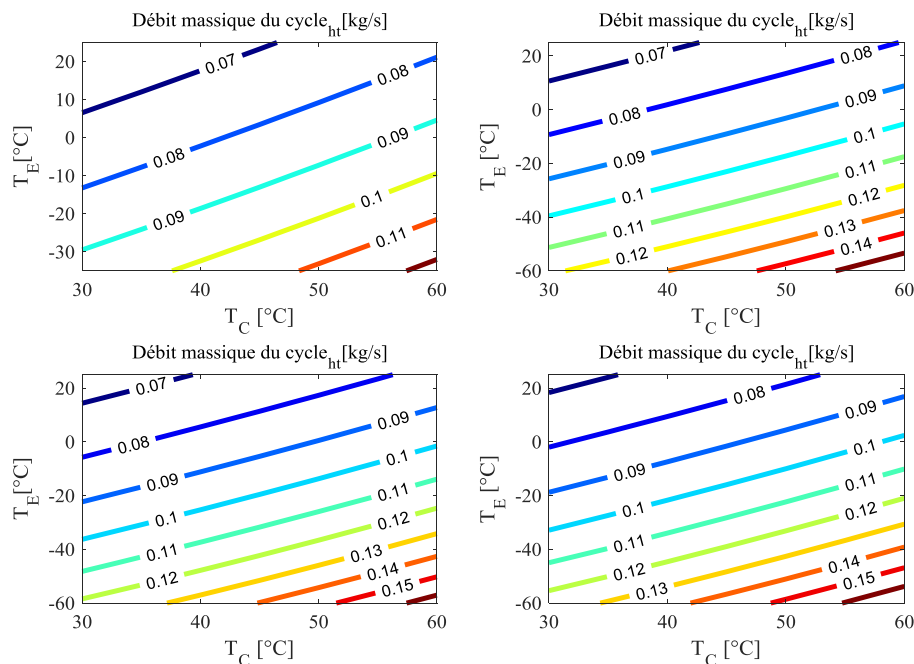
La figure illustre l'évolution du débit massique  $\dot{m}_{BT}$  en fonction des températures d'évaporation ( $T_E$ ) et de condensation ( $T_C$ ), ainsi que de la variation de la concentration de  $CO_2$  dans le cycle haute température (HT). On observe que le débit massique augmente avec l'élévation de la température de condensation et la diminution de la température d'évaporation, ce qui est cohérent avec les exigences énergétiques du cycle. La variation maximale de  $\dot{m}_{BT}$  est observée dans la quatrième illustration (en bas à droite), où la concentration de  $CO_2$  HT est de 20 %. Dans ce cas,  $\dot{m}_{BT}$  varie entre 0,055 kg/s et 0,062 kg/s. En revanche, la valeur minimale du débit est relevée dans la première illustration (en haut à gauche), avec une concentration de  $CO_2$  HT de 4 %, où  $\dot{m}_{BT}$  évolue de 0,051 kg/s à 0,057 kg/s. De plus, en comparant les valeurs de  $\dot{m}_{BT}$  pour deux concentrations différentes dans le cycle basse température (BT), on constate que le débit massique est plus élevé lorsque la concentration de  $CO_2$  BT est de 20 % par rapport à 4 %. Cela indique que l'augmentation de la concentration en  $CO_2$ , tant dans le cycle HT que BT, influence positivement le débit massique requis, traduisant une intensification du transfert de chaleur nécessaire pour maintenir la puissance frigorifique.

### IV.3.2.3 Impacte de la température $T_E$ et $T_C$ sur le débit massique du cycle haute température.

**Figure IV-14** : illustrée montre la variation de débit massique du cycle (BT) en fonction de la température d'évaporation et de condensation.

Les courbes montrent une augmentation du débit massique  $\dot{m}_{HT}$  en fonction de l'élévation de la température de condensation ( $T_C$ ) et de la diminution de la température d'évaporation ( $T_E$ ). Lorsque le débit est minimal autour de 0,062 kg/s à 0,067 kg/s le système fonctionne à des températures d'évaporation élevées, traduisant un besoin énergétique moindre. En revanche,

les débits massiques maximaux compris entre 0,120 kg/s et 0,169 kg/s correspondent à des températures d'évaporation très basses, où le fluide frigorigène doit circuler en plus grande quantité pour maintenir la même puissance frigorifique. Les courbes présentent une pente régulière, indiquant un couplage thermodynamique stable entre les variations de  $T_E$  et  $T_C$ . Par ailleurs, l'analyse des valeurs de  $\dot{m}_{HT}$  montre que l'augmentation de la concentration en  $CO_2$  dans le cycle HT a un effet positif sur le débit massique. Plus cette concentration est élevée, plus le débit nécessaire augmente, ce qui est lié aux propriétés thermo physiques du mélange  $CO_2$  -hydrocarbure.



**Figure IV-14 :** Contour de la variation de débit massique du cycle haut température en fonction de  $T_E$  et  $T_C$  Pour  $CO_{2HT} = [4,10,15,20] \%$   $Q_f=15$  kW

#### IV.3.2.4 Impacte de la température $T_E$ et $T_C$ sur le débit massique de la source 1 $\dot{m}_{e1}$ .

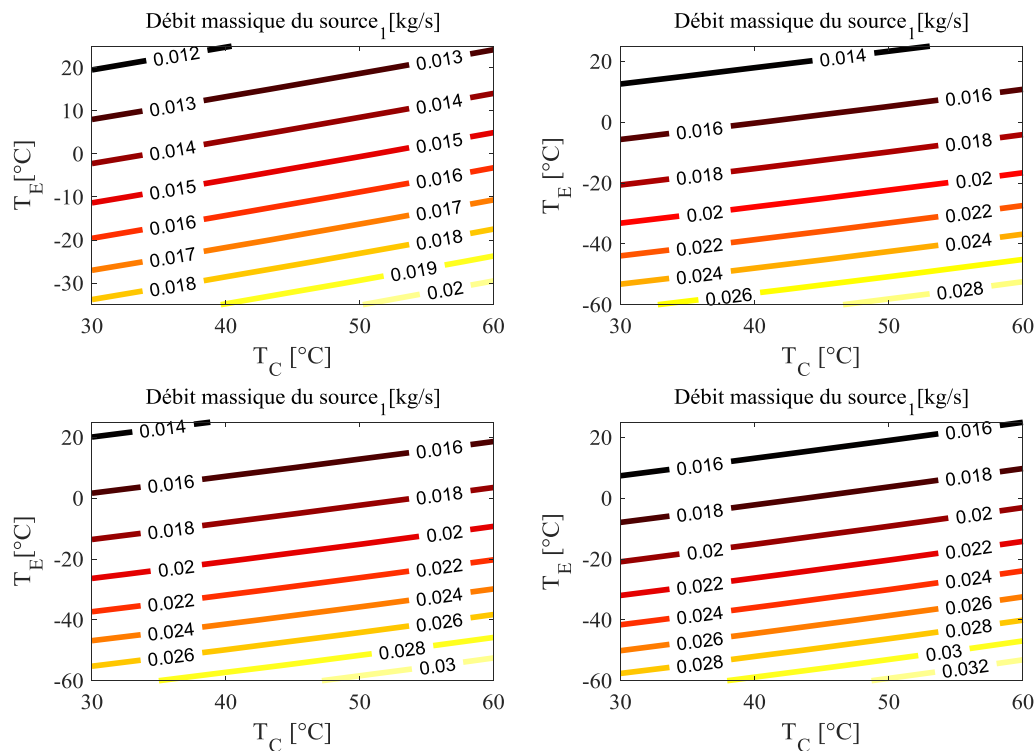
**Figure IV-15 :** montre l'évolutions de débit massique de la source 1 en fonction de la température de condensation et d'évaporation.

Les cartes de contours illustrent la variation du débit d'eau de la source 1 en fonction des températures d'évaporation ( $T_E$ ) et de condensation ( $T_C$ ), pour différentes concentrations de  $CO_2$  dans le cycle haute température (HT). On observe que le débit d'eau augmente lorsque la température d'évaporation diminue et que la température de condensation augmente. Cela s'explique par le besoin d'extraire davantage de chaleur afin de maintenir une puissance frigorifique constante, ce qui nécessite un débit d'eau plus élevé.

- **Première illustration (haut gauche)** – pour une concentration de  $CO_2$  HT = 4 %, le débit d'eau varie de 0,011 kg/s à 0,021 kg/s.
- **Deuxième illustration (haut droit)** – pour  $CO_2$  HT = 10 %, le débit d'eau évolue entre  $\dot{m}_{e1} \min = 0,012$  kg/s et  $\dot{m}_{e1} \max = 0,030$  kg/s.

- **Troisième illustration (bas gauche)** – pour CO<sub>2</sub> HT = 15 %, le débit augmente de  $\dot{m}_{e1}$  min = 0,0135 kg/s (à T<sub>E</sub> maximale et T<sub>C</sub> minimale) à  $\dot{m}_{e1}$  max = 0,032 kg/s (à T<sub>E</sub> minimale et T<sub>C</sub> maximale).
- **Quatrième illustration (bas droit)** – pour CO<sub>2</sub> HT = 20 %, le débit se situe entre 0,014 kg/s et 0,034 kg/s dans les conditions de fonctionnement données.

On constate clairement que l’augmentation de la concentration de CO<sub>2</sub> dans le cycle HT entraîne une élévation du débit d’eau requis au niveau de la source 1. Cette augmentation est liée à la hausse de la puissance thermique à extraire, due aux propriétés thermodynamiques des mélanges à forte teneur en CO<sub>2</sub>.



**Figure IV-15 :** Contour de la variation de débit massique d’eau de la source 1 en fonction de T<sub>E</sub> et T<sub>C</sub> Pour CO<sub>2</sub>HT = [4,10,15,20] % Q<sub>f</sub>=15 kW

#### IV.3.2.5 Impacte de la température T<sub>E</sub> et T<sub>C</sub> sur la puissance de travail de compresseur du cycle basse température (BT).

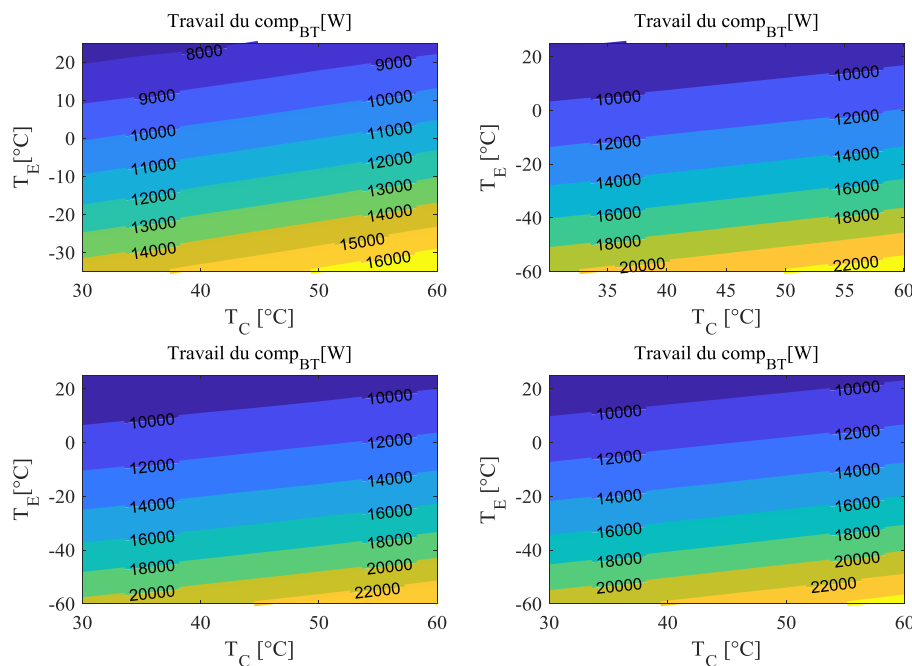
**Figure IV-16 :** La figure représente la variation de la puissance de travail de compresseur de cycle basse température en fonction de la variation de température d’évaporation et de condensation.

Les cartes de contours représentent l’évolution de la puissance de travail du compresseur basse température (BT) en fonction des températures d’évaporation (T<sub>E</sub>) et de condensation (T<sub>C</sub>), en tenant compte de l’augmentation de la concentration de CO<sub>2</sub> dans le cycle haute température (HT). On observe que  $\dot{W}_{BT}$  augmente lorsque T<sub>C</sub> augmente et T<sub>E</sub> diminue. Cela s’explique par l’élargissement de l’écart de température entre les deux sources, ce qui entraîne une charge de compression plus élevée.

De plus, l'augmentation de la concentration en CO<sub>2</sub> dans le cycle basse température (BT) entraîne une diminution de la température d'évaporation, ce qui accentue encore la puissance de travail requise. Ainsi, les valeurs de  $\dot{W}_{BT}$  sont significativement plus élevées pour des concentrations en CO<sub>2</sub> plus importantes. Par exemple :

- Pour une concentration de CO<sub>2</sub> BT = 4 %,  $\dot{W}_{BT}$  varie entre 4 500 W et 6 000 W.
- Pour une concentration de CO<sub>2</sub> HT = 20 %, la puissance minimale de  $\dot{W}_{BT}$  s'élève entre 7 477 W et 8 380 W.

Ces résultats montrent que la concentration en CO<sub>2</sub> influence fortement la demande énergétique du compresseur BT, et doivent donc être soigneusement prises en compte dans le dimensionnement et l'optimisation du système.



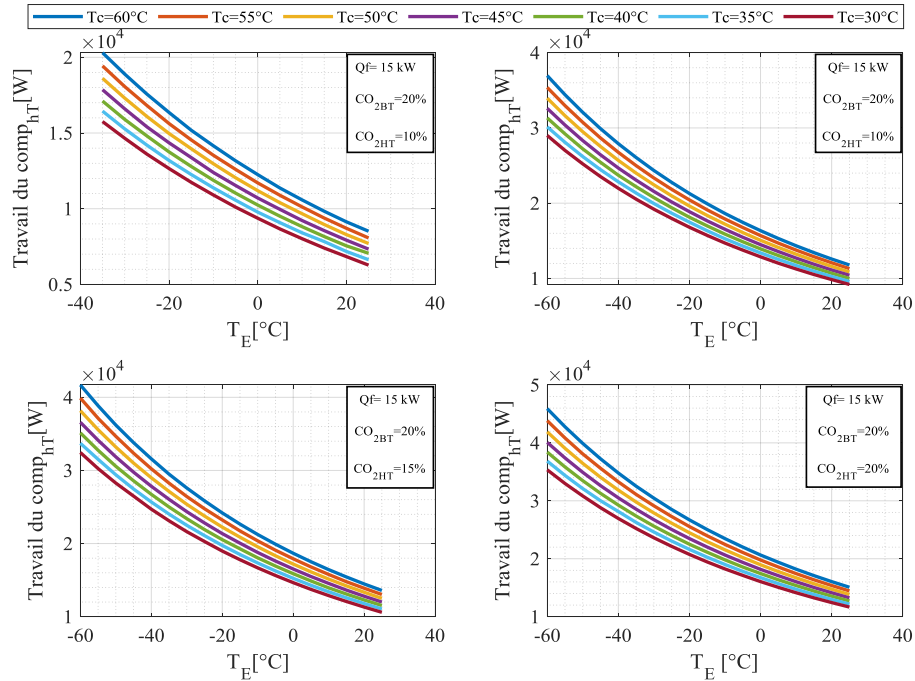
**Figure IV-16** Contours de la variation de la puissance de travail de compresseur (BT) en fonction de T<sub>E</sub> et T<sub>C</sub> Pour CO<sub>2</sub>HT = [4,10,15,20] % Q<sub>f</sub>=15 kW

#### IV.3.2.6 Impact de la température T<sub>E</sub> et T<sub>C</sub> sur la puissance de travail de compresseur du cycle basse température (HT).

**Figure IV-17 :** La figure montre l'impact de la température d'évaporation et de condensation sur la puissance de travail de compresseur  $\dot{W}_{HT}$ .

Ces courbes représentent la variation de la puissance de travail du compresseur haute température (HT) en fonction des températures d'évaporation (T<sub>E</sub>) et de condensation (T<sub>C</sub>), pour différentes concentrations de CO<sub>2</sub> dans le cycle HT. On observe que le travail du compresseur diminue avec l'augmentation de T<sub>E</sub> et augmente avec l'augmentation de T<sub>C</sub>. Le compresseur HT fonctionne entre la température intermédiaire et la température de condensation. Ainsi, plus la température d'évaporation est basse, plus la température intermédiaire est basse, et plus la puissance de travail requise par le compresseur HT augmente, ce qui indique une diminution de l'efficacité du cycle.

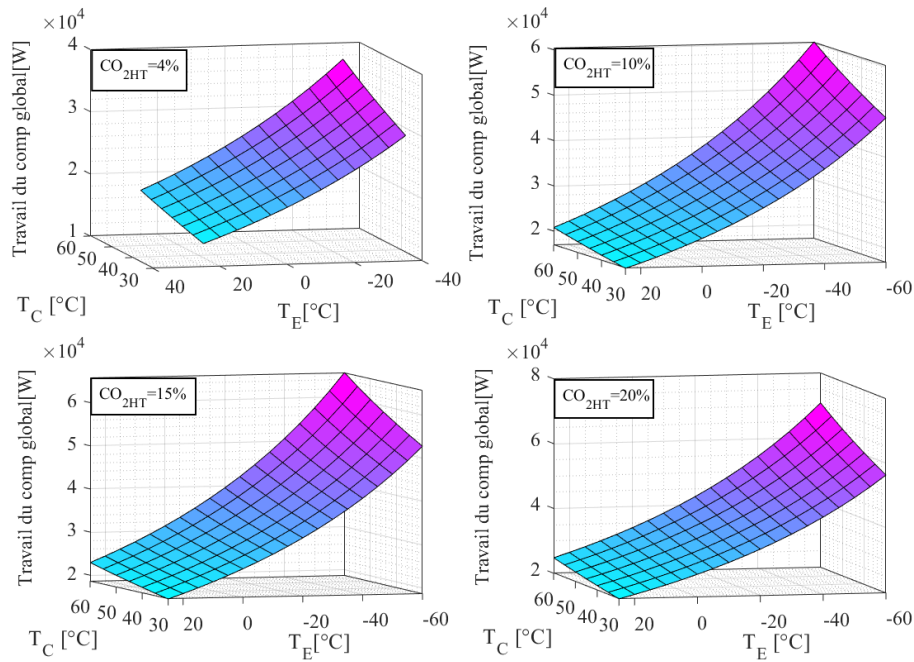
Par ailleurs, en comparant les courbes correspondant à différentes températures de condensation, on remarque que pour  $T_c = 60\text{ }^\circ\text{C}$ , le travail est nettement plus élevé, à température d'évaporation identique, que pour  $T_c = 30\text{ }^\circ\text{C}$ . Cela suggère que des températures de condensation plus élevées entraînent une augmentation des pressions de condensation, ce qui accroît la charge de travail du compresseur HT.



**Figure IV-17** : la variation de la puissance de travail de compresseur (HT) en fonction de  $T_E$  et  $T_C$  Pour  $CO_{2HT} = [4,10,15,20]\%$   $Q_f=15\text{ kW}$

### IV.3.2.7 Impact de la température $T_E$ et $T_C$ sur la puissance de travail de compresseur global du système.

**Figure IV-18** : montre la variation de la puissance de travail globale du système en fonction de la température d'évaporation et de condensation ( $T_E$  et  $T_C$ ).



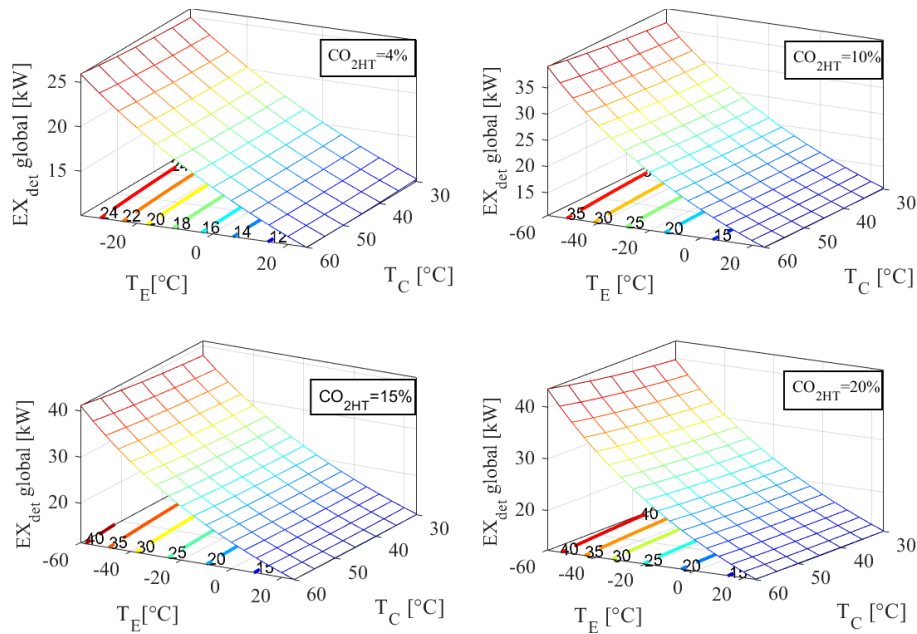
**Figure IV-18 :** la variation de la puissance de travail de compresseur globale en fonction de  $T_E$  et  $T_C$  Pour  $CO_{2HT} = [4,10,15,20] \%$   $Q_f=15 \text{ kW}$

Ces quatre surfaces 3D représentent la variation de la puissance de travail globale en fonction de la température d'évaporation ( $T_E$ ) et de condensation ( $T_C$ ), pour différentes concentrations de  $CO_2$  dans le cycle haute température (HT). On observe que  $\dot{W}_g$  augmente lorsque  $T_E$  diminue et que  $T_C$  augmente.

À mesure que la concentration de  $CO_2$  dans le mélange HT augmente, la puissance de compression globale devient plus élevée, même pour des températures d'évaporation et de condensation constantes. Cela indique que les mélanges zéotropiques ( $CO_2$  -butane) et ( $CO_2$  -pentane) à plus forte teneur en  $CO_2$  exigent davantage d'énergie pour être comprimés. Il apparaît donc que le travail de compression est influencé simultanément par les températures  $T_E$ ,  $T_C$ , et par la concentration en  $CO_2$ . D'où l'importance d'optimiser ces paramètres pour minimiser l'énergie requise au fonctionnement des deux compresseurs et améliorer l'efficacité globale du système frigorifique

#### IV.3.2.8 Impact de la température $T_E$ et $T_C$ sur l'exergie détruite global du système.

**Figure IV-19 :** montre la variation de l'exergie détruite globale de système en fonction de température d'évaporation et de condensation ainsi que la variation de concentration  $CO_{2HT}$ .



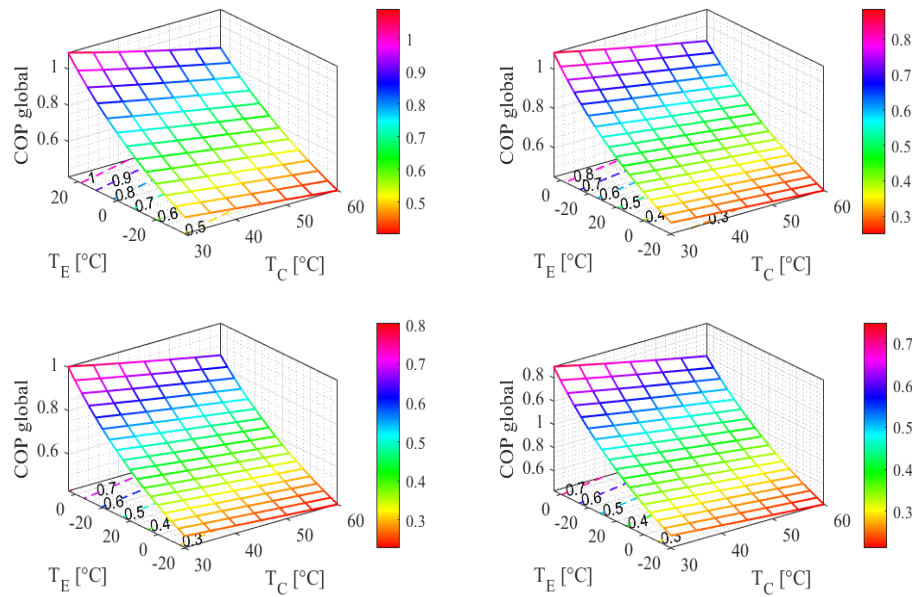
**Figure IV-19 :** L'évolution de l'exergie détruite global de système en fonction de  $T_E$  et  $T_C$  Pour  $CO_{2HT} = [4,10,15,20] \% Q_f=15 \text{ kW}$

L'exergie détruite globale correspond à la somme des exergies détruites dans chacun des composants du système. La figure montre que l'exergie détruite diminue globalement lorsque les températures d'évaporation ( $T_E$ ) et de condensation ( $T_C$ ) augmentent, ce qui traduit une amélioration du rendement exergetique du système. Cependant, une concentration plus élevée en  $CO_2$  dans le mélange peut entraîner une augmentation des pertes d'exergie, car le système doit fournir plus d'effort pour compenser la baisse de performance induite par les propriétés thermodynamiques du mélange. Ainsi, l'optimisation de la concentration en  $CO_2$  est un paramètre clé pour réduire l'exergie détruite et améliorer l'efficacité globale du système frigorifique.

### IV.3.2.9 Impact de la température $T_E$ et $T_C$ sur le coefficient de performance (COP) du système.

**Figure IV-20 :** représente la variation de coefficient de performance (COP) en fonction de la température d'évaporation et de condensation ainsi que la variation de la concentration  $CO_{2HT}$ .

Ces surfaces illustrent la variation du coefficient de performance (COP) en fonction des températures d'évaporation ( $T_E$ ) et de condensation ( $T_C$ ) ainsi que de la concentration en  $CO_2$  dans le cycle haute température ( $CO_2$  HT). Un COP plus élevé traduit une meilleure efficacité énergétique du système. On observe que le COP augmente lorsque  $T_E$  augmente (évaporation moins profonde) et que  $T_C$  diminue (condensation moins contraignante). En revanche, l'augmentation de la concentration en  $CO_2$  a un effet négatif sur le COP : plus la teneur en  $CO_2$  est élevée, plus le COP diminue. Cela s'explique par les propriétés thermodynamiques du  $CO_2$ , qui rendent le cycle plus énergivore à forte concentration. Ainsi, pour obtenir de meilleures performances, il est recommandé de réduire la concentration de  $CO_2$  dans le mélange zéotropique utilisé.

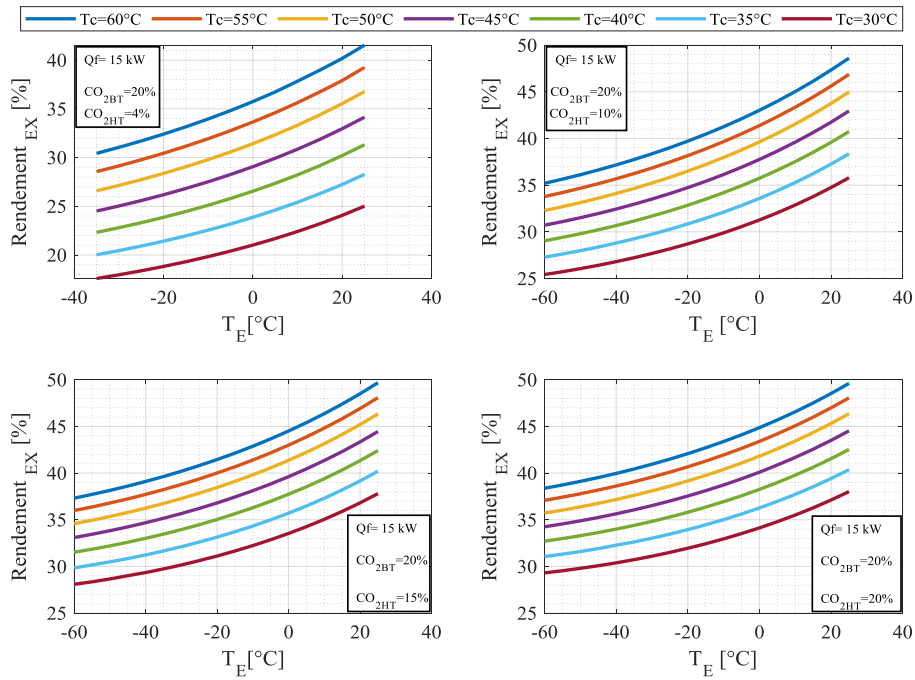


**Figure IV-20** L'évolution de coefficient de performance de système en fonction de  $T_E$  et  $T_C$  Pour  $CO_{2HT} = [4,10,15,20]$  et  $\% Q_f = 15$  kW

#### IV.3.2.10 Impact de la température $T_E$ et $T_C$ sur le rendement exergétique du système du système.

**Figure IV-20** : représente la variation du rendement exergétique du système en fonction de la température  $T_E$  et  $T_C$  et l'influence de concentration de  $CO_{2HT}$  sur sa variation.

Ce graphe illustre l'impact des variations de température et de concentration en  $CO_2$  sur le rendement exergétique du système. On observe que le rendement exergétique augmente globalement avec la température d'évaporation ( $T_E$ ), la température de condensation ( $T_C$ ), ainsi qu'avec l'augmentation de la concentration en  $CO_2$  dans le cycle haute température ( $CO_2$  HT). À basse température d'évaporation, le rendement est minimal, mais il croît de manière quasi linéaire avec l'augmentation de  $T_E$ . De plus, à  $T_E$  constant, plus  $T_C$  est élevé, plus le rendement exergétique augmente. Cela s'explique par une réduction des pertes exergétiques : une température d'évaporation plus élevée signifie que le système extrait la chaleur à une température moins basse, ce qui limite les écarts thermiques et améliore l'efficacité. De même, une température de condensation plus élevée réduit le différentiel thermique entre les sources chaude et froide, ce qui diminue les pertes d'exergie et améliore également le rendement global.



**Figure IV-21** L'évolution du rendement exergetique du système en fonction de  $T_E$  et  $T_C$  Pour  $CO_{2HT} = [4,10,15,20]$  et %  $Q_f=15$  kW

#### IV.4 Conclusion.

L'étude menée met en évidence l'efficacité du Jumping Spider Optimization Algorithm (JSOA) pour l'optimisation des systèmes frigorifiques en cascade. Les résultats obtenus montrent que les températures d'évaporation et de condensation, ainsi que la concentration en  $CO_2$  dans les mélanges zéotropiques, ont une influence significative sur les performances globales du système. Ces paramètres impactent notamment la température intermédiaire optimale, les débits massiques, le travail des compresseurs, l'exergie détruite, le coefficient de performance (COP) et le rendement exergetique. Une gestion optimisée de ces variables permet ainsi d'améliorer l'efficacité énergétique, d'accroître la durabilité du système, et de réduire les pertes exergetiques, contribuant à une conception plus performante et plus respectueuse de l'environnement.

## Conclusion générale

Dans ce mémoire, nous avons étudié les fluides frigorigènes et les composants d'un système en cascade alimenté par deux sources d'eau. L'analyse a porté sur l'établissement des bilans énergétiques et exergetiques, ainsi que sur l'évaluation des destructions d'exergie pour chacun des composants du système : évaporateur, compresseur basse température (BT), compresseur haute température (HT), condenseur, détendeurs (HT et BT) et évapo-condenseur.

Nous avons également présenté les équations permettant de calculer les puissances consommées par les deux compresseurs, le coefficient de performance (COP) et le rendement exergetique du système dans le cadre d'une analyse thermodynamique, en négligeant les pertes de charge dans les conduites.

Les résultats obtenus sont les suivants : Nous avons fait varier la température intermédiaire  $T_3$ , à la sortie de l'évapo-condenseur dans le cycle basse température, entre  $-20\text{ °C}$  et  $30\text{ °C}$ , en utilisant des mélanges zéotropiques, à savoir  $\text{CO}_2$ -butane pour le cycle basse température et  $\text{CO}_2$ -pentane pour le cycle haute température.

L'étude a été menée pour une puissance frigorifique de  $15\text{ kW}$ , une température d'évaporation  $T_E = -15\text{ °C}$ , une température de condensation  $T_C = 60\text{ °C}$ , et des concentrations de  $\text{CO}_2$  égales à  $8\%$  pour les deux cycles (BT et HT).

Lorsque la température intermédiaire augmente, la puissance de travail globale des compresseurs ainsi que l'exergie détruite totale diminuent. Cela se traduit par une augmentation du coefficient de performance (COP) et du rendement exergetique, indiquant une amélioration globale de l'efficacité du système.

Du point de vue de la durabilité, celle-ci évolue positivement avec le rendement exergetique. En d'autres termes, le système devient capable de produire davantage de froid avec moins d'énergie consommée, ce qui renforce sa robustesse et sa performance dans le temps.

Concernant l'optimisation par la méthode JSOA (Jumping Spider Optimization Algorithm), nous avons fait varier : la température d'évaporation ( $T_E$ ) dans une plage de  $[-60\text{ °C}$  à  $25\text{ °C}]$ , puis éventuellement réduite à  $[-20\text{ °C}$  à  $25\text{ °C}]$  selon les cas, la température de condensation ( $T_C$ ) de  $30\text{ °C}$  à  $60\text{ °C}$ , et la concentration de  $\text{CO}_2$  dans les mélanges pour les cycles basse température (BT) et haute température (HT) à  $4\%$ ,  $10\%$ ,  $15\%$  et  $20\%$ .

Nous avons constaté que la température intermédiaire optimale  $T_3$  augmente avec l'élévation des températures d'évaporation ( $T_E$ ) et de condensation ( $T_C$ ), lorsque la concentration en  $\text{CO}_2$  du cycle basse température ( $\text{CO}_2$  BT) est minimale et celle du cycle haute température ( $\text{CO}_2$  HT) est maximale. Cette configuration favorise une réduction de la puissance de compression globale ainsi que de l'exergie détruite, ce qui conduit à une amélioration du coefficient de performance (COP) et du rendement exergetique. Un comportement similaire est observé lorsque les deux concentrations  $\text{CO}_2$  BT et  $\text{CO}_2$  HT sont maximales, mais les performances énergétiques et exergetiques sont globalement meilleures lorsque  $\text{CO}_2$  BT est faible. En effet, les valeurs du COP et du rendement exergetique sont supérieures dans le cas d'une concentration minimale de  $\text{CO}_2$  BT, comparativement aux cas où cette concentration est élevée.

L'augmentation de la concentration de  $\text{CO}_2$  dans le cycle basse température ( $\text{CO}_2$  BT) a une influence négative sur l'efficacité globale de l'installation, car elle entraîne une augmentation de l'écart de température entre l'évaporateur et le condenseur, ce qui dégrade les performances thermodynamiques du système. Par ailleurs, il est important de souligner qu'aucun travail n'est jamais véritablement définitif. Avec le temps, de nouvelles perspectives apparaissent, et l'on se rend compte que des ajustements, améliorations ou extensions sont toujours possibles. C'est un processus continu d'apprentissage et d'innovation, où chaque avancée ouvre la voie à de nouvelles idées et à de futures explorations.

## References bibliographies

- [1] P. Ganesan, T. M. Eikevik, K. Hamid, R. Wang, H. Yan, "Thermodynamic analysis of cascade high-temperature heat pump using new natural zeotropic refrigerant mixtures: R744/R600 and R744/R601", *International Journal of Refrigeration*, vol. 154, pp. 215–230, 2023. DOI: [10.1016/j.ijrefrig.2023.05.017](https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2023.05.017).
- [2] P. Ganesan, T. M. Eikevik, "New zeotropic CO<sub>2</sub>-based refrigerant mixtures for cascade high-temperature heat pump to reach heat sink temperature up to 180 °C", *Energy Conversion and Management: X*, vol. 20, 100407, 2023. <https://doi.org/10.1016/j.ecmx.2023.100407>
- [3] Quenel, J., & Atakan, B. (2025). An experimental investigation of secondary fluid parameters on heat pumps with higher temperature lift and zeotropic working fluid. *International Journal of Refrigeration*, 170, 302–313. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2024.11.034>
- [4] D. Sánchez, F. Vidan-Falomir, L. Nebot-Andrés, R. Llopis, R. Cabello, "Alternative blends of CO<sub>2</sub> for transcritical refrigeration systems. Experimental approach and energy analysis", *Energy Conversion and Management*, vol. 279, 116690, 2023. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2023.116690>
- [5] D. Sánchez, F. Vidan-Falomir, L. Nebot-Andrés, R. Llopis, R. Cabello, "Alternative blends of CO<sub>2</sub> for transcritical refrigeration systems. Experimental approach and energy analysis", *Energy Conversion and Management*, vol. 279, 116690, 2023. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2023.116690>
- [6] Kamyar Golbaten Mofrad, Sina Zandi, Gholamreza Salehi, "Exergoeconomic and exergoenvironmental assessment of a geothermal-driven cogeneration system utilizing dual-pressure organic Rankine cycle and zeotropic mixtures", *Energy Reports*, vol. 9, pp. 5206–5223, 2023. <https://doi.org/10.1016/j.egy.2023.04.271>
- [7] G. Di Nicola, G. Giuliani, F. Polonara, R. Stryjek, "Blends of carbon dioxide and HFCs as working fluids for the low-temperature circuit in cascade refrigerating systems", *International Journal of Refrigeration*, vol. 28, pp. 130–140, 2005. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2004.06.014>
- [8] G. Di Nicola, F. Polonara, R. Stryjek, A. Arteconi, "Performance of cascade cycles working with blends of CO<sub>2</sub> and natural refrigerants", *International Journal of Refrigeration*, vol. 34, pp. 1436–1445, 2011. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2011.05.004>
- [9] L. H. P. Massuchetto, R. B. C. do Nascimento, S. M. R. de Carvalho, "Thermodynamic performance evaluation of a cascade refrigeration system with mixed refrigerants: R744/R1270, R744/R717 and R744/RE170", *International Journal of Refrigeration*, vol. 106, pp. 201–212, 2019. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.07.005>
- [10] M. Hamzaoui, Z. Aidoun, H. Nesreddine, S. Tiachacht, "Optimisation of a Cascade Refrigeration System with Natural Refrigerants, Based on Nature-Inspired Algorithms", *Arabian Journal for Science and Engineering*, vol. 20, 2023, pp. 5206–5223. <https://doi.org/10.1007/s13369-023-08689-6>

[11] M. Hamzaoui, S. Tiachacht, A. Hadiouche, "Optimisation of a three-stage cascade refrigeration system operating with natural refrigerants to produce low temperatures by applying a bio-inspired method", *Thermal Science and Engineering Progress*, vol. 50, 102519, 2024. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2024.102519>

[12] H. Peraza-Vázquez, A. Peña-Delgado, P. Ranjan, C. Barde, A. Choubey, A. B. Morales-Cepeda, "A Bio-Inspired Method for Mathematical Optimization Inspired by Arachnida Salticidade", *Mathematics*, vol. 10, no. 102, 2022. <https://doi.org/10.3390/math10010102>