

N° 86



UNIVERSITE D'ABOMEY- CALAVI (UAC)

Ecole Doctorale des Sciences de l'Ingénieur (ED-SDI)

Master de Recherche en Efficacité Energétique et Energies Renouvelables

Rapport de stage

Thème :

Etude prospective des principaux cycles de réfrigération au dioxyde de carbone en zone climatique tropicale : cas du Bénin

Présenté par :

Louis Olorounto AREDOKOU

Encadré par :

Dr. (MC) Victorin Kouamy CHEGNIMONHAN

Professeur agrégé Université de Nantes

Sous la direction de :

Pr. Clotilde T. GUIDI

Directrice Adjointe de l'Institut National Supérieur de Technologie Industriel de Lokossa.

Dédicaces

En signe de reconnaissance, Je dédie cette modeste œuvre à :

➤ ***mon feu père AREDOKOU Oladochou Célestin.***

Il est absent à jamais mais toujours présent dans mon cœur ;

➤ ***ma maman ADENLE Oloufoumike***

Aucun hommage ne pourrait être à la hauteur de l'amour dont elle ne cesse de me combler.

Que Dieu lui procure bonne santé et longue vie.

➤ ***ma femme KIKI Adjua Armelle***

Qui m'a toujours soutenu. Que Dieu la garde pour moi et que Dieu m'aide à la rendre heureuse autant qu'elle le fait pour moi.

➤ ***ma fille AREDOKOU Kossilatè Triomphe***

Mon cœur est comblé chaque jour de son sourire, de sa joie et de sa tendresse, je l'aime plus que tout.

➤ ***Mes frères et sœurs***

Que l'amour fraternel ne s'éteigne jamais en nous.

AREDOKOU Olorounto Louis

Remerciements

Un grand merci au bon Dieu de m'avoir guidé vers le bon chemin de la lumière et du savoir.

Je tiens à remercier vivement :

- **Professeur Titulaire Tognon Clotilde GUIDI**, Directrice Adjointe de l'Institut National Supérieur de Technologie Industriel Lokossa,
- **Dr. (MC) Victorin Kouamy CHEGNIMONHAN**, Professeur agrégé à l'Université de Nantes, chargé de recherche INRAB (Institut National des Recherches Agricoles du Benin).

Leur suivi, leur assistance, leurs conseils précieux tout le long de ma formation et leurs compétences ainsi que leurs expériences dans le domaine m'ont été d'une grande utilité.

Mes remerciements vont également à l'endroit de toute l'équipe professorale de l'Ecole Doctorale des Sciences de l'ingénieur, intervenant dans la présente formation de Master de Recherche en Efficacité Energétique et Energies Renouvelables pour leur contribution à la présente formation et en particulier :

- **Professeur Titulaire VIANOU C. Antoine**, Directeur de l'Ecole Doctorale des Sciences de l'Ingénieur,
- **Professeur Titulaire Clément AHOUANNOU**, Coordonnateur du Master de Recherche Efficacité Energétique et Energies Renouvelables,
- **Professeur Titulaire C. Aristide HOUNGAN**, Coordonnateur Adjoint du Master de Recherche Efficacité Energétique et Energies Renouvelables.

Enfin, mes remerciements vont aussi à tous mes collègues de master, sans oublier tous ceux qui ont aidé de près ou de loin, à la réalisation de ce travail.

Résumé

La lutte pour la réduction des gaz à effet de serre et contre la pollution atmosphérique liée à l'utilisation des fluides frigorigènes a relancé les efforts de recherche pour la production du froid en mettant au point des machines frigorifiques écologiques conduisant à la minimisation des émissions du dioxyde de carbone (CO₂) et à la réduction durable des dépenses énergétiques. En ce sens, le recours massif aux réfrigérants respectueux de l'environnement tels que les réfrigérants naturels est encouragé en raison de leurs nombreux avantages. C'est dans ce contexte favorable que s'inscrit cette étude intitulée : « *Etude prospective des principaux cycles de réfrigération au dioxyde de carbone en zone climatique tropicale : cas du Bénin* ». Un système de réfrigération booster au CO₂ transcritique et un système en cascade NH₃/ CO₂ sont modélisés et simulés sous EES (Engineering Equation Solver). Les résultats sont discutés dans les conditions météorologiques du Bénin (Cotonou). Dans le système transcritique booster, le COP a augmenté de 94,2 % quand la température ambiante est passé de 40 °C à 25 °C. Après que la pression du refroidisseur de gaz et la pression intermédiaire aient été optimisées, deux corrélations ont été développées pour prédire la pression optimale du refroidisseur de gaz et la pression intermédiaire pour lesquelles la valeur du coefficient de performance est maximale. Il faut noter que ces pressions sont très sensibles à la variation de la température ambiante et elles varient proportionnellement avec la température de fin de refroidissement et d'une façon linéaire. Pour le système de réfrigération en cascade NH₃/ CO₂, il est noté que l'utilisation d'un échangeur de chaleur interne dans ce système réduit les performances de 4,7 %, par contre le sous-refroidissement dans les deux circuits augmente les performances du système de 16,50 %. L'analyse exergétique du système de réfrigération en cascade identifie la température de -10 °C comme une température optimale de couplage qui permet de totaliser une faible irréversibilité (soit une irréversibilité totale de 78,072 kW pour un système ayant une puissance frigorifique 270 kW). Le condenseur et le compresseur de la cellule haute température ont été identifiés comme les composants les plus critiques avec une irréversibilité totale de 48%. Sur la base du calcul de TEWI (Total Equivalent Warning Impact), 8 configurations de réfrigération en cascade sont comparées dans les conditions météorologiques du Bénin (Cotonou). Les fluides frigorigènes naturels R717 et R600 semblent être des candidats appropriés en association avec le CO₂ pour les systèmes en cascade. De plus, le réfrigérant R717 apparaît être un bon choix pour atteindre des performances élevées avec un TEWI relativement faible.

Mots-clés : Réfrigération, Cycles Trans-critiques, Cycle en cascade, Dioxyde de Carbone, Modélisation, Optimisation.

Abstract

The fight for the reduction of greenhouse gases and against atmospheric pollution linked to the use of refrigerants has relaunched research efforts for the production of cold by developing ecological refrigeration machines leading to the minimization of emissions from the carbon dioxide (CO₂) and sustainable reduction in energy costs. In this sense, the massive use of environmentally friendly refrigerants such as natural refrigerants is encouraged due to their many advantages. It is in this favorable context that this study entitled: "Prospective study of the main carbon dioxide refrigeration cycles in tropical climatic zones: the case of Benin". A transcritical CO₂ booster refrigeration system and an NH₃ / CO₂ cascade system are modeled and simulated under EES (Engineering Equation Solver). The results are discussed in the weather conditions of Benin (Cotonou). In the booster transcritical system, the COP increased by 94.2 % when the ambient temperature fell from 40 °C to 25 °C. After the gas cooler pressure and the intermediate pressure were optimized, two correlations were developed to predict the optimum gas cooler pressure and the intermediate pressure for which the value of the coefficient of performance is maximum. It should be noted that these pressures are very sensitive to the variation of the ambient temperature and they vary proportionally with the end of cooling temperature and in a linear fashion. For the NH₃ / CO₂ cascade refrigeration system, it is noted that the use of an internal heat exchanger in this system reduces performance by 4.7 %, on the other hand, sub-cooling in both circuits increases performance of the system by 16.50 %. The exergy analysis of the cascade refrigeration system identifies the temperature of -10 °C as an optimum coupling temperature which makes it possible to total a low irreversibility (i.e. a total irreversibility of 78.072 kW for a system with a cooling capacity of 270 kW). The high temperature cell condenser and compressor were identified as the most critical components with a total irreversibility of 48 %. Based on the TEWI (Total Equivalent Warning Impact) calculation, 8 cascade refrigeration configurations are compared in the meteorological conditions of Benin (Cotonou). The natural refrigerants R717 and R600 appear to be suitable candidates in combination with CO₂ for cascade systems. In addition, R717 refrigerant appears to be a good choice to achieve high performance with relatively low TEWI.

Keywords: Refrigeration, Transcritical cycles, Cascade cycle, Carbon dioxide, Modeling, Optimization.

Table des matières

DEDICACES.....	I
REMERCIEMENTS	II
RESUME.....	III
ABSTRACT	IV
LISTE DES SIGLES ET ABREVIATIONS.....	3
NOMENCLATURE	4
LISTE DES FIGURES	5
LISTE DES TABLEAUX.....	6
INTRODUCTION GENERALE	7
CHAPITRE 1 : SYNTHESE BIBLIOGRAPHIQUE.....	9
1.1. INTRODUCTION.....	9
1.2. PROPRIETES THERMOPHYSIQUES DU DIOXYDE DE CARBONE.....	9
1.2.1 PROPRIETES DU DIOXYDE DE CARBONE UTILISE COMME FLUIDE FRIGORIGENE	9
1.2.2. PROPRIETES DU DIOXYDE DE CARBONE TRANSCRITIQUE	10
1.2.3. PROPRIETES DU DIOXYDE DE CARBONE SUPERCRITIQUE	11
1.3. LES APPLICATIONS DU DIOXYDE DE CARBONE.....	15
1.3.1 POMPES A CHALEUR.....	15
1.3.2 CLIMATISATION AUTOMOBILE	16
1.3.3 FROID COMMERCIAL ET INDUSTRIEL	17
1.3.4. COGENERATION	17
1.4. CONFIGURATIONS DE BASE DES SYSTEMES FRIGORIFIQUES FONCTIONNANT AU DIOXYDE DE CARBONE	18
1.4.1. SYSTEMES FRIGORIFIQUES TRANSCRITTIQUES DE TYPE BOOSTER	18
1.4.2. FAISABILITE ET CONTRAINTES DES CYCLES TRANSCRITTIQUES AU DIOXYDE DE CARBONE AU BENIN.....	21
1.4.3. SYSTEMES DE REFRIGERATION EN CASCADE.....	21
1.4.4. APPLICABILITE DES SYSTEMES DE REFRIGERATION EN CASCADE NH ₃ /CO ₂ AU BENIN	24
1.4.5. SYSTEME DE REFRIGERATION A EJECTEUR	25
1.4.5.1. Principe de fonctionnement des éjecteurs.....	25
1.4.5.2. Grandeurs géométriques adimensionnelles des éjecteurs.....	26
1.4.5.3 Grandeurs thermodynamiques adimensionnelles	27
1.4.5.4 Cycle frigorifique à éjecteur	28
1.5. ENQUETE SUR LES FLUIDES FRIGORIGENES UTILISES AU BENIN	34
1.6. CONCLUSION.....	37
CHAPITRE 2: INVESTIGATION SUR LES PERFORMANCES THERMODYNAMIQUES DU SYSTEME DE REFRIGERATION BOOSTER AU DIOXYDE DE CARBONE TRANSCRITIQUE	38
2.1. INTRODUCTION	38
2.2. DESCRIPTION DU SYSTEME DE REFRIGERATION BOOSTER AU DIOXYDE DE CARBONE TRANSCRITIQUE.....	38
2.3. HYPOTHESES DE MODELISATION DU CYCLE DE REFRIGERATION BOOSTER AU DIOXYDE CARBONE TRANSCRITIQUE.....	40
2.4. METHODES ET MATERIEL DE MODELISATION DU SYSTEME DE REFRIGERATION DE TYPE BOOSTER	40
2.4.1 METHODES DE MODELISATION DU SYSTEME DE REFRIGERATION DE TYPE BOOSTER	40
2.4.2. MATERIEL DE MODELISATION DU SYSTEME DE REFRIGERATION DE TYPE BOOSTER	42
2.5. DISCUSSIONS DES RESULTATS	42

2.5.1. TEMPERATURE AU SUD DU BENIN (COTONOU)	42
2.5.2. EFFET DE L'EFFICACITE DU SOUS-REFROIDISSEUR SUR LE COEFFICIENT DE PERFORMANCE DU SYSTEME DE REFRIGERATION BOOSTER	43
2.5.3. VARIATION DU COEFFICIENT DE PERFORMANCE EN FONCTION DE LA TEMPERATURE AMBIANTE	44
2.5.4. COMPARAISON DES DEBITS MASSIQUES EN FONCTION DE LA TEMPERATURE AMBIANTE	45
2.5.5. VARIATION DES TRAVAUX REQUIS AUX COMPRESSEURS EN FONCTION DE LA PRESSION DU REFROIDISSEUR DE GAZ	46
2.5.6. EFFET DE LA PRESSION DU REFROIDISSEUR DE GAZ SUR LE COEFFICIENT DE PERFORMANCE POUR DIFFERENTES TEMPERATURES D'EVAPORATION	47
2.5.7. VARIATION DU COEFFICIENT DE PERFORMANCE EN FONCTION DE LA PRESSION DU REFROIDISSEUR DE GAZ	47
2.5.8. OPTIMISATION ET CORRELATIONS DES PRESSIONS DU REFROIDISSEUR DE GAZ ET INTERMEDIAIRE	48
2.6. CONCLUSION	50
CHAPITRE 3 : ANALYSE PARAMETRIQUE, EXERGETIQUE ET ENVIRONNEMENTALE D'UN SYSTEME DE REFRIGERATION EN CASCADE NH₃/CO₂	51
3.1. INTRODUCTION :	51
3.2. DESCRIPTION DU SYSTEME DE REFRIGERATION EN CASCADE NH₃/CO₂	51
3.3. HYPOTHESES DE MODELISATION DU SYSTEME DE REFRIGERATION EN CASCADE NH₃/CO₂	53
3.4 MATERIEL ET METHODE DE MODELISATION DU SYSTEME DE REFRIGERATION EN CASCADE NH₃/CO₂	54
3.5. ÉVALUATION ENVIRONNEMENTALE DU SYSTEME DE REFRIGERATION EN CASCADE NH₃/CO₂	56
3.6. CONCLUSION	57
CHAPITRE 4 : RESULTATS ET DISCUSSION	58
4.1. INTRODUCTION	58
4.2. MODELE DE VALIDATION	58
4.3. L'EFFET DE LA TEMPERATURE D'EVAPORATION SUR LE SYSTEME EN CASCADE NH₃/CO₂	59
4.4. EFFET DE LA TEMPERATURE DE CONDENSATION SUR LA PERFORMANCE DU SYSTEME DE REFRIGERATION EN CASCADE	60
4.5. EFFET DE LA TEMPERATURE DE CONDENSATION DU CO₂ SUR LA PERFORMANCE DU SYSTEME EN CASCADE	61
4.6. EFFET DE L'EFFICACITE DES COMPRESSEURS SUR LA PERFORMANCE DU SYSTEME EN CASCADE	62
4.7. EFFET DE LA DIFFERENCE DE TEMPERATURE DU CONDENSATEUR EN CASCADE SUR LA PERFORMANCE DU SYSTEME DE REFRIGERATION	63
4.8. AMELIORATION DES PERFORMANCES DU SYSTEME DE REFRIGERATION EN CASCADE	64
4.9. EFFICACITE DES COMPRESSEURS DU SYSTEME DE REFRIGERATION EN CASCADE	65
4.10. ANALYSE EXERGETIQUE DU SYSTEME DE REFRIGERATION EN CASCADE NH₃/CO₂	67
4.11. ANALYSE ENVIRONNEMENTALE DU SYSTEME DE REFRIGERATION EN CASCADE NH₃/CO₂	71
4.12. CONCLUSION	73
CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES	74
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	77
ANNEXES	81

Liste des sigles et abréviations

A : facteur d'émission du dioxyde de carbone lié à la production d'électricité

ANFCB : Association Nationale du Froid et Climatisation du Bénin

BT : Basse Température

CO₂ : Dioxyde de carbone (R744)

COP : coefficient de performance

CFC chlorofluorocarbones

E : Energie électrique annuelle consommée

EES : Engineering Equation Solver

FNM : Fond National de la Micro finance

GES : Gaz à effet de Serre

GIF : Génie Industriel Frigorifique

GWP : Global Warming Potential

HFO : hydrofluorooléfines

HCFC : hydro chlorofluorocarbones

HFC hydrofluorocarbures

HT : Haute Température

L : Fuite

M : masse du réfrigérant

N : Nombre d'année

NH₃ : Ammoniac (R717)

NOCIBE : Nouvelle Cimenterie du Benin

PRG : Potentiel de Réchauffement Global

SCB : Société des Ciments du Benin

SOBEBRA : Société Béninoise de Brasseries

TEWI : Total Equivalent Warning Impact

VRV : Volume de Réfrigérant Variable

Nomenclature

Notation	Définition	Unité
P	Pression	Pa ou bar
ρ	Masse volumique	kg/m ³
cp	Chaleur spécifique	kJ/kg/K
λ	Conductivité thermique	W/m/K
T	Température	°C
h	Enthalpie	kJ/kg
U	Taux d'entraînement	-
Pr	Taux de compression	-
V	Vitesse	m/s
W	Travail de compression	W
Q	Capacité de réfrigération	W
η	Rendement	-
s	Entropie	kJ/K
Ex	Exergie	kW

Indices

amb : ambiante

cond : condenseur

comp : compresseur

d : détruite

e : électrique

end : endogène

évi : évitable

evap : évaporateur

ex : exogène

inévi : inévitable

int : intermédiaire

is : isentropique

gc : refroidisseur de gaz

gen : générée

h : haute température

LT : basse température

m : mécanique

MT : moyenne température

Liste des figures

Figure 1: Cycles transcritique et classique. 11

Figure 2: Chaleur massique en fonction de la température 12

Figure 3: Variation de l'enthalpie en fonction de la température..... 12

Figure 4: Variation du volumique massique et de la masse volumique en fonction de la température 13

Figure 5: Variation de la conductivité en fonction de la température 14

Figure 6: Illustration des points pseudo-critiques 14

Figure 7: Système de réfrigération transcritique booster. 19

Figure 8: Système de réfrigération en cascade fonctionnant au NH₃/CO₂. 22

Figure 9: Vue schématique d'un éjecteur et évolutions de la pression et de la vitesse en fonction de la position..... 25

Figure 10: Paramètres géométriques d'un éjecteur 27

Figure 11: Cycle de réfrigération transcritique au CO₂ (a) ; Cycle à éjecteur diphasique (b) ; Diagramme pression - enthalpie massique des deux cycles (c) 29

Figure 12: Schéma de principe et cycle du système de réfrigération au CO₂ transcritique booster..... 39

Figure 13: Température moyenne annuelle au sud du Bénin (Cotonou)..... 43

Figure 14: Température moyenne journalière au sud du Bénin (Cotonou) 43

Figure 15: Variation du coefficient de performance en fonction de l'efficacité du sous-refroidisseur 44

Figure 16: Variation du coefficient de performance (COP) en fonction de la température ambiante. 45

Figure 17: Variation des débits massiques en fonction de la température ambiante 45

Figure 18: Variation des travaux requis aux compresseurs en fonction de la pression du refroidisseur de gaz..... 46

Figure 19: Variation du COP en fonction de la pression du refroidisseur de gaz pour différentes températures d'évaporateur 47

Figure 20: Effet de la pression du refroidisseur de gaz sur le coefficient de performance 48

Figure 21: Variation de la pression optimale du refroidisseur de gaz et de la pression intermédiaire en fonction de la température ambiante 49

Figure 22: Système de réfrigération en cascade NH₃/CO₂..... 52

Figure 23: Variation du COP, des travaux fournis aux compresseurs et l'effet de la température d'évaporation du système en cascade 59

Figure 24: Effet de la température d'évaporation du système en cascade sur le travail des compresseurs 60

Figure 25: Variation du COP et des travaux des compresseurs du système en cascade en fonction de la température de condensation 61

Figure 26: Variation du COP, COP_H et COP_L en fonction de la température de couplage 62

Figure 27: Variation du COP pour différents rendements isentropiques du compresseur..... 63

Figure 28: Effet de la différence de température dans le condensateur en cascade sur le COP 63

Figure 29: Effet de l'échangeur de chaleur interne sur les performances du système en cascade..... 64

Figure 30: L'effet du sous-refroidissement et de la surchauffe sur le COP du système en cascade 65

Figure 31: Variations des rendements isentropiques et volumétriques des compresseurs en fonction du taux de compression 66

Figure 32: Variation du taux de destruction exergetique en fonction de la température de couplage 67

Figure 33: Taux de destruction exergetique des composants du système de réfrigération en cascade 68

Figure 34: Distribution de l'exergie détruite dans le système de réfrigération en cascade..... 69

Figure 35: Variation du taux de destruction exergetique en fonction de la capacité de refroidissement .. 70

Figure 36: Variation du coefficient de performance moyen annuel et du TEWI en fonction de la température d'évaporation..... 71

Figure 37: Variation du TEWI du système de réfrigération en cascade opérant avec différents fluides frigorigènes 72

Liste des tableaux

Tableau 1: Propriétés thermophysiques du CO₂ et d'autres réfrigérants 10

Tableau 2: Sites visités et types de systèmes frigorifiques installés 35

Tableau 3: PRG et PAO des fluides frigorigènes des équipements installés 37

Tableau 4: Modèles thermodynamiques appliqués au cycle de réfrigération transcritique de type booster 41

Tableau 5: Coefficients des corrélations développées des pressions optimales 49

Tableau 6: Bilan de masse, d'énergie, entropie et d'exergie des composants du système 56

Tableau 7: Comparaison du modèle avec les données de la littérature 59

Tableau 8: Rendements exergetiques des composants du système de réfrigération en cascade 70

Introduction générale

Au cours de ces dernières décennies, l'utilisation des réfrigérants artificiels tels que les chlorofluorocarbones (CFC), les hydro chlorofluorocarbones (HCFC) et les hydrofluorocarbures (HFC) a contribué au réchauffement climatique et à l'émergence des règlements. Les frigorigènes, qui ont permis et porté le développement du froid et du conditionnement à partir des années 1930/1940, étaient des produits de synthèse (Rivet 2011). Les CFC et les HCFC appauvrissent la couche d'ozone stratosphérique, leur substitution par les HFC, est une approche efficace pour limiter l'aggravation de la destruction de l'ozone, mais cette génération des HFC a engendré une autre complication environnementale qui est la contribution au réchauffement planétaire (Rivet 2011). Selon l'importance du réchauffement climatique et l'atténuation des émissions de gaz à effet de serre (GES), les efforts visant à utiliser plus des substances respectueuses de l'environnement telles que l'air, l'eau, l'ammoniac (NH₃), le dioxyde de carbone (CO₂) et les hydrocarbures comme alternative appropriée à des fins de réfrigération sont encouragés. Les hydrocarbures sont des fluides organiques qui présentent de bonnes propriétés thermodynamiques, mais sont dangereux par l'inflammabilité. Le monde du froid s'est toujours abstenu de ces fluides, même s'ils sont réapparus récemment dans des réfrigérateurs et des mousses isolantes. Les hydrofluorooléfines (HFO) sont de nouveaux réfrigérants synthétiques écologiques qui sont en voie de vulgarisation, mais leur légère inflammabilité est à prendre en compte pour les applications de gros besoin en frigorigène. Les contraintes environnementales (la destruction de la couche d'ozone et le réchauffement planétaire) des fluides synthétiques ont conduit au regain d'intérêt pour les réfrigérants naturels. Parmi les réfrigérants naturels, le CO₂ est le plus prometteur fluide dans les cycles de réfrigération, en raison du faible potentiel de réchauffement planétaire et zéro potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone (ODP) (Ma, Liu, et Tian 2013). Ces avantages clés font du CO₂ un réfrigérant adapté aux différentes applications frigorifiques, y compris les systèmes de réfrigération en cascade qui sont des systèmes remarquables dans l'industrie du froid (Mosaffa et al. 2016). C'est dans ce contexte que s'inscrit cette étude : *Etude prospective des principaux cycles de réfrigération au dioxyde de carbone en zone climatique tropicale : cas du Bénin.*

Le Bénin étant un pays à climat tropical sec et chaud, la recherche d'un confort thermique dans les bâtiments administratifs s'accompagne de l'usage de la climatisation. La production du froid au dioxyde de carbone serait bien possible pour les applications à basse température et le conditionnement d'air. La conservation des denrées alimentaires est la principale utilisation de l'énergie dans les supermarchés pour la réfrigération et la congélation des denrées.

Les performances du système à un étage sont bonnes tant que la différence de température entre l'évaporateur et le condenseur est faible. Ainsi, pour la réfrigération à basse température (-30 °C à -100 °C), les systèmes à un étage deviennent inefficaces et peu pratiques. Un système en cascade peut être une option appropriée si des réfrigérants appropriés sont utilisés dans les différents circuits du système. Le mariage de deux réfrigérants naturels avec un GWP faible et nul peut être une solution avantageuse pour une chaîne alimentaire pour conserver les denrées. C'est dans cette optique que nous avons défini quatre chapitres dans ce mémoire.

Le premier chapitre s'intéresse à la synthèse bibliographique en commençant par une analyse des propriétés thermophysiques du CO₂ en tant que fluide frigorigène naturel, les études qui ont été faites sur le CO₂ transcritique et le CO₂ supercritique. Le chapitre se poursuit par les configurations de base des systèmes de réfrigération fonctionnant au CO₂ (leur faisabilité et leurs contraintes y figurent) et se termine par leurs modifications structurelles ainsi que les applications fonctionnant au CO₂.

Le deuxième chapitre est une investigation sur les performances thermodynamiques du système de réfrigération au CO₂ transcritique booster à deux niveaux de température : la moyenne température pour la réfrigération et la basse température pour la congélation et l'entreposage des produits surgelés. Pour y parvenir, un cycle de réfrigération a été modélisé et simulé sous EES (Engineering Equation Solver) en utilisant les concepts thermodynamiques. Divers paramètres ont été manipulés pour aboutir à deux corrélations pour lesquelles la valeur du coefficient de performance (COP) est maximale.

Le troisième chapitre quant à lui est dédié à une étude paramétrique d'un système de réfrigération en cascade NH₃/CO₂. Après que le système ait été modélisé et simulé sous EES, les analyses thermodynamique, exergétique et environnementale ont été réalisées dans des différentes conditions de fonctionnement pour connaître l'effet des paramètres de conceptions de ces systèmes sur leurs performances.

Le quatrième chapitre présente les résultats de la simulation, la conclusion générale résume les points clés des travaux effectués et le récapitulatif des résultats saillants, puis s'en suivent les perspectives et les annexes.

Chapitre 1 : Synthèse bibliographique

1.1. Introduction

Dans le domaine du froid, les fluides frigorigènes utilisés sont des facteurs importants de la pollution de l'atmosphère. Certains de ces fluides dits naturels ne sont pas nocifs pour l'environnement, par contre d'autres présentent des risques en raison de leur inflammabilité et de leur toxicité. Le dioxyde de carbone présente une alternative prometteuse parce qu'il n'est ni toxique ni inflammable. Parfois appelé, de façon impropre « gaz carbonique » il est utilisé comme réfrigérant et a largement attiré l'attention des scientifiques, à cause de ces propriétés thermodynamiques intéressantes (Lorentzen et Pettersen 1993; Lorentzen 1994; Micheletto et Rosso 2005; D. Li et Groll 2005). En raison de la faible performance (pressions de fonctionnement élevées, perte due au processus de détente) que présente le cycle transcritique de base (Srinivasan 2011; Ma, Liu, et Tian 2013; D. Li et Groll 2005), plusieurs modifications structurelles ont été introduites. La présente synthèse bibliographique illustre l'état de l'art concernant l'utilisation du dioxyde de carbone (CO₂) en tant que fluide frigorigène, les études récemment faites sur le cycle transcritique de base, ses différentes modifications structurelles et avancées technologiques.

1.2. Propriétés thermophysiques du dioxyde de carbone

1.2.1 Propriétés du dioxyde de carbone utilisé comme fluide frigorigène

Le dioxyde de carbone (CO₂) est un réfrigérant naturel ininflammable, non toxique, peu coûteux et respectueux de l'environnement et peut être utilisé dans les pompes à chaleur et les systèmes de réfrigération. Le tableau 1 présente les propriétés thermophysiques du CO₂ et d'autres réfrigérants. Ces propriétés thermophysiques sont simulées sous EES (Engineering Equation Solver). Le programme de calcul est en annexe n°1 du document). On peut le constater qu'à la même température, la pression du CO₂ est élevée comparativement aux autres fluides frigorigènes. Cela signifie que la variation de température (δT) associée à une chute de pression (δP) est faible. Par conséquent, des écoulements à vitesses plus élevées sont possibles, améliorant ainsi les échanges thermiques. La masse volumique du CO₂ et sa viscosité à l'état liquide sont inférieures aussi par rapport aux autres réfrigérants (tableau 1). La tension superficielle de vapeur est à prendre en considération lors de l'ébullition des fluides frigorigènes. La faible valeur de la tension superficielle favorise l'ébullition nucléée, du fait que la chaleur nécessaire à la nucléation est plus faible. C'est pour cette raison que les transferts thermiques sont améliorés avec le CO₂. La raison est que la contribution de la nucléation dans l'échange thermique global est

prépondérante par rapport à la convection (Choi, Pamitran, et Oh 2007). Les autres propriétés (les températures prises étant 0 et 10°C) sont résumées dans le tableau 1.

Tableau 1: Propriétés thermophysiques du CO₂ et d'autres réfrigérants.

Réfrigérants	R744 (CO ₂)		R134a		R404A		R717 (NH ₃)		R1234yf	
GWP (Rivet 2011)	1		1300 (1430)		3780		0		4	
Paramètre d'état saturé	0°C	10°C	0°C	10°C	0°C	10°C	0°C	10°C	0°C	10°C
Pression (MPa)	3,485	4,502	0,293	0,415	0,6102	0,8271	0,4296	0,6153	0,3158	0,4375
Masse volumique à l'état liquide (kg/m ³)	927,4	861,1	1295	1261	1150	1110	638,6	624,6	1177	1144
Masse volumique à l'état vapeur (kg/m ³)	97,65	135,2	14,44	20,24	30,48	41,69	3,458	4,87	17,69	24,33
Chaleur spécifique à l'état liquide (kJ/kg/K)	2,542	2,998	1,341	1,37	1,39	1,44	4,617	4,676	1,263	1,294
Chaleur spécifique à l'état vapeur (kJ/kg/K)	1,865	2,558	0,8973	0,9456	0,9968	1,072	2,68	2,842	0,9364	0,9721
Viscosité dynamique à l'état liquide (μPa.s)	99,39	82,55	265,5	234,1	176,6	154,4	170,1	153	219,7	193,7
Viscosité dynamique à l'état vapeur (μPa.s)	14,79	16,06	10,92	11,32	11,46	12	9,056	9,364	10,02	11,48
Conductivité thermique à l'état liquide (W/m/K)	0,1087	0,0955	0,0946	0,0902	0,0766	0,0733	0,5592	0,529	0,0750	0,0713
Conductivité thermique à l'état vapeur (W/m/K)	0,0188	0,0234	0,0121	0,0130	0,0125	0,0136	0,0234	0,0244	0,0091	0,0098
Tension superficielle (mN/m)	4,344	2,674	11,56	10,14	6,847	5,679	25,46	23,13	9,323	8,001

1.2.2. Propriétés du dioxyde de carbone transcritique

La figure 1 montre une comparaison entre un cycle transcritique et le cycle classique où les pressions de fonctionnement (la basse pression et la haute pression) et les températures du cycle transcritique sont élevées par rapport à celles du cycle classique (cycle sous-critique). Le cycle transcritique est illustré au rouge quand le cycle sous-critique est présenté en bleu.

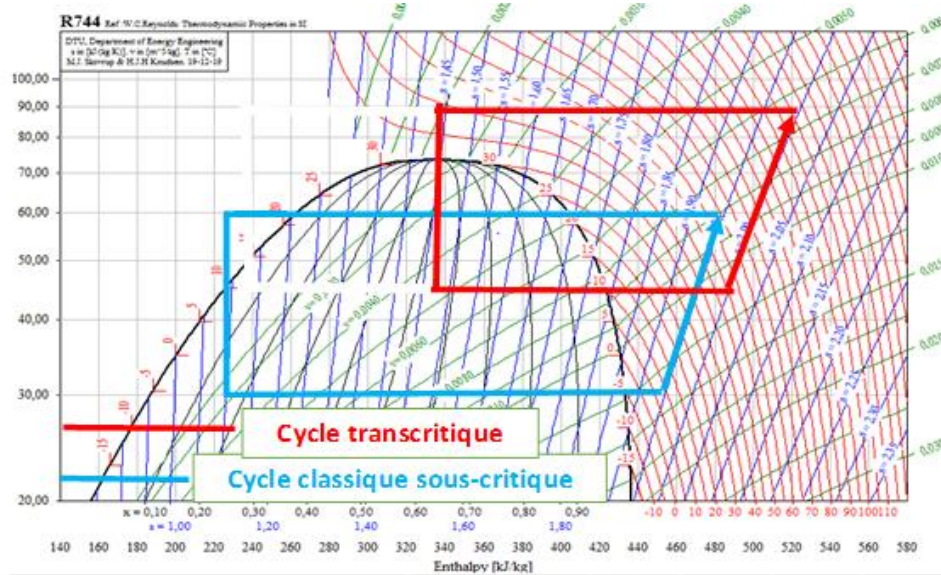


Figure 1: Cycles transcritique et classique.

Dans les cycles transcritiques, les pressions de fonctionnement du dioxyde de carbone (CO_2) sont très élevées (figure 1). La basse pression se situe à environ 40 bar et la haute pression évolue autour de 100 bar. Lors du transfert de chaleur du fluide vers l'extérieur, la pression se trouve au-dessus de sa valeur critique (73,8 bar). Il n'y a pas donc de changement de phase. Contrairement au cycle thermodynamique classique le transfert de chaleur dans la partie haute pression n'est plus une condensation mais un refroidissement de gaz. Le « condenseur » d'une machine frigorifique utilisant un cycle transcritique au CO_2 est alors appelé « refroidisseur de gaz » ou « gaz cooler » (Lorentzen 1994). La température dans ce processus est constamment modifiée et présente une variation importante. Le processus présente une bonne performance lorsqu'il est associé à une source de chaleur formant ainsi un cycle de Lorentz spécial (Ma, Liu, et Tian 2013). Le cycle transcritique au CO_2 ne peut être utilisé que lorsque les avantages liés à l'environnement et/ou à la sécurité compensent cet inconvénient.

1.2.3. Propriétés du dioxyde de carbone supercritique

L'état surcritique est l'état de la matière lorsqu'elle est soumise à une forte pression ou température. On parle de fluide supercritique lorsqu'un fluide est chauffé au-delà de sa température critique et lorsqu'il est comprimé au-dessus de sa pression critique. Les propriétés physiques d'un fluide surcritique (densité, viscosité, diffusivité) sont intermédiaires entre celles des liquides et celles des gaz. Le dioxyde de carbone (CO_2) supercritique a une forte densité et sa viscosité est similaire à celle du gaz mais bien inférieure à la viscosité du liquide. Il subit de très

fortes variations sans qu'il y ait de changement de phase (Ma, Liu, et Tian 2013). Il présente de bonnes caractéristiques de fluidité et de transmission de la chaleur. La figure 2 illustre la chaleur spécifique du CO₂ en fonction de la température.

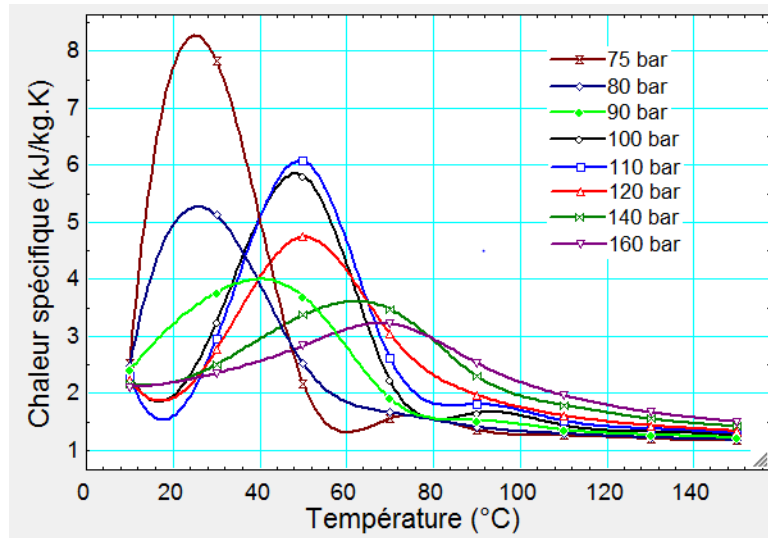


Figure 2: Chaleur massique en fonction de la température

On remarque sur la figure 2 que la chaleur spécifique du CO₂ passe de valeurs typiques de gaz, pour les températures élevées, à des valeurs typiques de liquide, pour les températures faibles (voir le programme de calcul en annexe n°2 du document). La chaleur spécifique du CO₂ diminue à des pressions plus élevées et on observe le pic à des températures plus importantes. Au points pseudo-critiques, la chaleur spécifique présente un pic pour une pression super critique donnée. La variation de l'enthalpie en fonction de la température le long des isobares 75 à 160 bar est illustrée sur la figure 3.

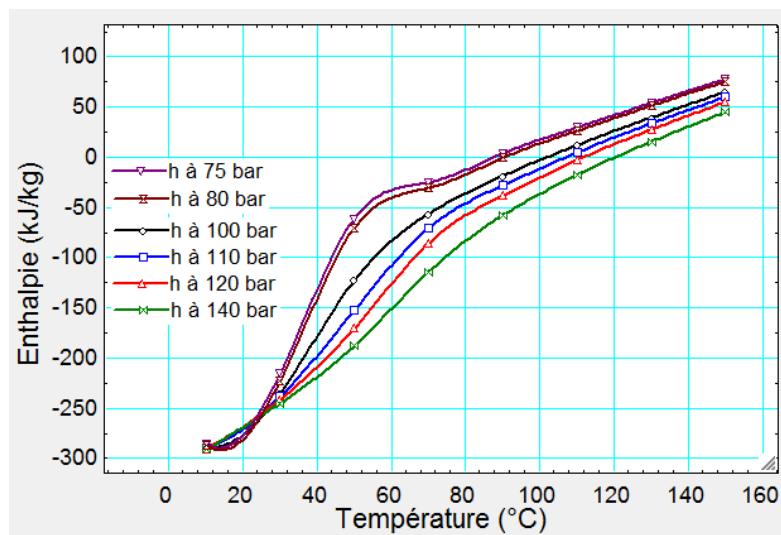


Figure 3: Variation de l'enthalpie en fonction de la température

On remarque sur la figure 3 qu'à une pression donnée, l'enthalpie croît quand la température augmente. Les enthalpies les plus élevées sont obtenues lorsque les pressions deviennent faibles. On remarque que l'enthalpie du CO₂, à l'état supercritique, subit une variation brusque à l'approche du point critique. Ces propriétés thermophysiques ont été calculées à l'aide du logiciel EES (Engineering Equation Solver). Les variations du volume massique et de la masse volumique, le long des isobares 75 à 160 bar, dans un intervalle de température compris entre 10 et 150 °C sont illustrées par la figure 4. Ces propriétés thermophysiques ont été calculées à l'aide du logiciel EES (Engineering Equation Solver).

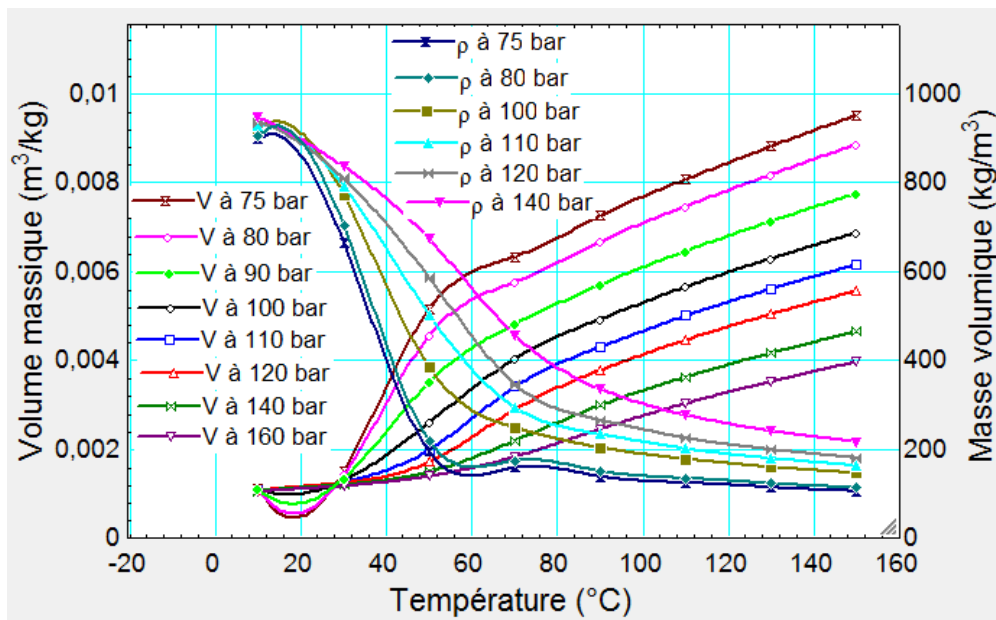


Figure 4: Variation du volumique massique et de la masse volumique en fonction de la température

Sous une pression supercritique donnée (figure 4), la masse volumique diminue avec l'augmentation de la température, tandis que sous une température donnée, le volume massique augmente avec l'augmentation de la pression. Lorsque le CO₂ est proche du point critique, sa masse volumique est très sensible aux variations de la pression et de la température, à savoir, un petit changement de pression ou de température peut entraîner un changement spectaculaire de la masse volumique. Ces propriétés thermophysiques ont été calculées à l'aide du logiciel EES (Engineering Equation Solver).

La figure 5 illustre la variation de la conductivité en fonction de la température. Le programme de calcul est en annexe n°2 du document.

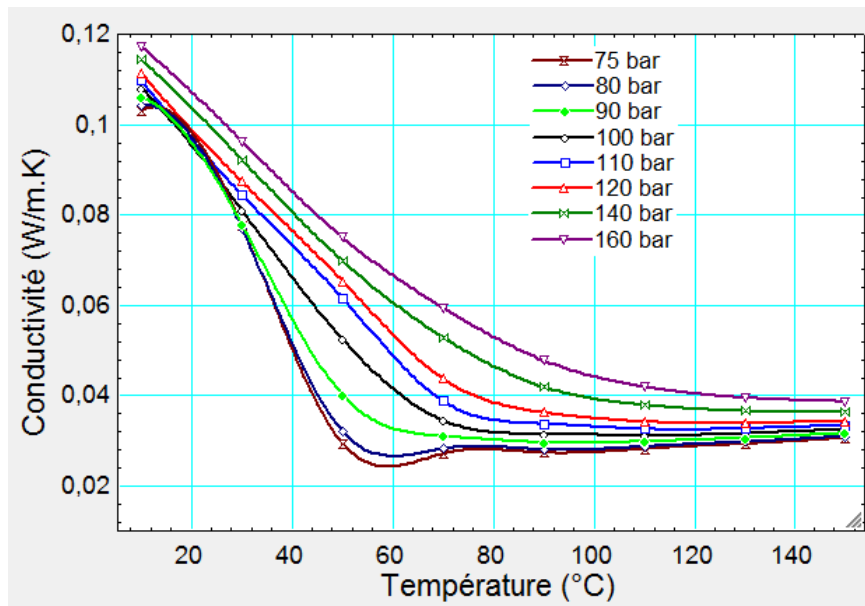


Figure 5: Variation de la conductivité en fonction de la température

La conductivité thermique du dioxyde de carbone diminue quand la température augmente. Les valeurs les plus élevées sont obtenues lorsque les pressions deviennent faibles. Le CO₂ présente une bonne caractéristique de transmission de la chaleur.

Les points, autres que le point critique, où les propriétés subissent une variation sont appelés points pseudo-critiques. Ils correspondent aux points d'inflexion des isothermes comme illustré sur la figure 6.

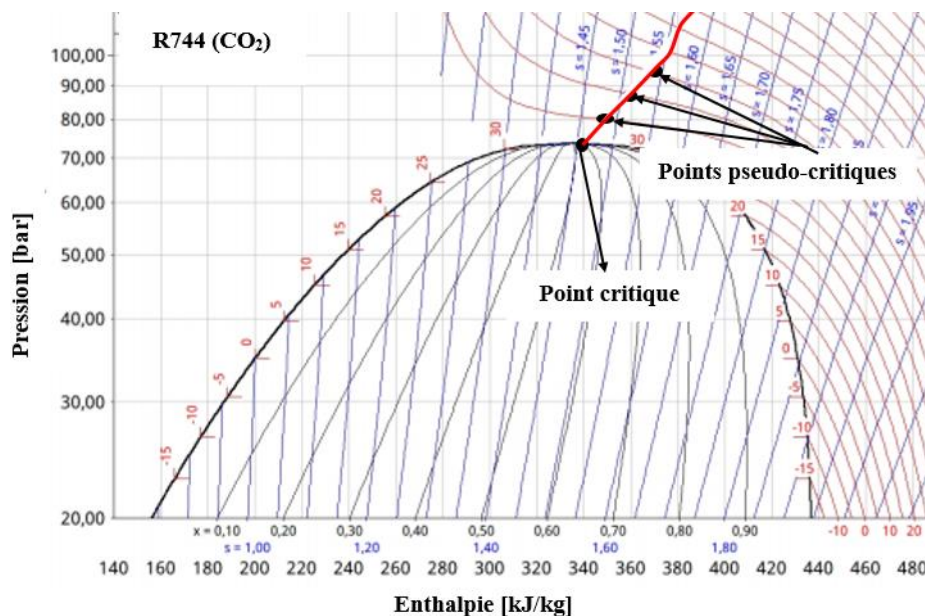


Figure 6: Illustration des points pseudo-critiques

En 2002 Liao a corrélié les valeurs des températures des points pseudo-critiques en fonction de la pression par la relation suivante :

$$T_{pc} = -122,6 + 6,124p - 0,1657p^2 + 0,01773p^{2,5} - 0,0005608p^3 \quad (1.1)$$

où la température pseudo-critique T_{pc} est donnée en °C et la pression p en bar (Liao 2002). Loin du point pseudo-critique, les variations des propriétés avec la température sont assez limitées et le fluide se comporte globalement comme un fluide monophasique: on parle alors de « pseudoliquide » ou de « pseudo-gaz » (Ayad 2007).

Différence entre un point transcritique et un point pseudo-critique :

La courbe rouge (figure 6) qui part du point critique représente l'évolution de la température pseudo-critique avec la pression. Ces températures représentent le siège de ces évolutions rapides des propriétés avec la température lors d'évolution isobarique. Pour une pression donnée, la température pseudo-critique est la température pour laquelle la capacité thermique massique est maximale. Contrairement aux autres fluides frigorigènes, le rejet de chaleur se fait dans un refroidisseur de gaz à des températures supérieures à la température critique (31°C): on parle de la température transcritique. Le cycle est alors transcritique, c'est à dire que la basse pression est sous-critique alors que la haute pression est super-critique. La particularité de cette région super-critique, hormis les fortes variations des propriétés, est que la température n'est plus couplée à la pression. La haute pression du cycle trans-critique n'est plus imposée et une recherche de sa valeur optimale est nécessaire (cette partie est étudiée au chapitre 2 du document).

1.3. Les applications du dioxyde de carbone

1.3.1 Pompes à chaleur

Par pompes à chaleur, on entend les installations contenant un fluide caloporteur pour la production saisonnière de chaleur de confort, pour la production d'eau chaude dans les zones résidentielles pendant toute l'année, pour le chauffage des piscines, pour la production de chaleur industrielle, etc. D'après la quinzième note d'information de l'institut international du froid, l'usage du dioxyde de carbone (CO₂) dans des pompes à chaleur pour produire de l'eau à 90 °C, peut constituer une perspective très intéressante. Une comparaison entre les deux fluides frigorigènes (CO₂ et R134a) a été faite en utilisant des pompes à chaleur air/eau utilisées en application chauffage de l'eau chaude sanitaire (Cecchinato et al. 2005). Cette comparaison a été effectuée à l'aide d'un modèle de simulation d'un système frigorifique de pompe à chaleur

caractérisé par une représentation précise des échangeurs de chaleur. Les résultats montrent que le CO₂ peut remplacer les frigorigènes synthétiques pourvu que le système soit conçu afin de profiter de ses avantages. Pitarch et ses collaborateurs ont évalué récemment les performances de trois différentes configurations de pompes à chaleur utilisant R290 et R744 pour produire de l'eau chaude sanitaire. Les auteurs ont considéré la pompe à chaleur transcritique R744 comme la solution la plus efficace pour les pompes à chaleur utilisant les réfrigérants naturels pour satisfaire la demande d'eau chaude sanitaire dans le secteur résidentiel. C'est une alternative qui a un potentiel élevé de réduction de la consommation énergétique de ce type de systèmes dans les applications de récupération de chaleur lorsqu'un système de pré-récupération est installé (Pitarch et al. 2017).

1.3.2 Climatation automobile

Dans le conditionnement d'air automobile, on a besoin de systèmes légers et ultracompacts (Lorentzen et Pettersen 1993). L'utilisation du dioxyde de carbone (CO₂) dans le conditionnement d'air automobile est actuellement en plein essor. Poussée par le désir d'utiliser une technologie respectueuse de l'environnement, cette application dans les véhicules est très récente et des avantages significatifs sont notés (Gillet et al. 2016). D'autres auteurs (Micheletto et Rosso 2005) ont présenté une étude sur les carrosseries basse température qui utilisent un cycle transcritique bi-étagé fonctionnant au R744. Les différentes étapes qui ont permis d'atteindre des performances beaucoup plus élevées (soit une augmentation de 31,5 % du COP) que celles atteintes avec des systèmes courants fonctionnant au R507A y sont détaillées. Les études expérimentales de KrUSE et ses collaborateurs ont montré que le coefficient de performance (COP) d'un prototype de conditionnement d'air automobile utilisant le CO₂ se compare favorablement à un système traditionnel utilisant le R12. Cette performance permettrait d'obtenir un effet de serre équivalent total (Total Equivalent Warming Impact [TEWI]) moindre (KrUSE et al. 1999). Gbènagnon et ses collaborateurs ont évalué récemment l'utilisation des réfrigérants naturels et leurs mélanges pour la climatisation des véhicules. Il a été souligné que le point critique du mélange obtenu à partir de CO₂ et de R600a est proche de celui du R134a. Les auteurs ont montré que le mélange est plus adapté aux milieux chauds et zones tropicales (Gbènagnon et al. 2020).

1.3.3 Froid commercial et industriel

Suite aux travaux des auteurs (Lorentzen et Pettersen 1993) sur l'utilisation du dioxyde de carbone (CO₂) comme un fluide frigorigène dans les systèmes de conditionnement d'air automobile qui montraient que de tels systèmes peuvent être favorablement comparés aux systèmes traditionnels utilisant du R12 ou du R134a en termes de puissance, d'énergie, de coût d'installation, de poids et de dimensions, d'autres communications émanant de l'industrie ont été présentées. Plusieurs auteurs (Montagner et Melo 2014; Samer Sawalha 2013; Elbel 2011; Llopis et al. 2015; Zhang et al. 2017; Yongming et al. 2007; S Sawalha et Palm 2000.; Mosaffa et al. 2016 ; Montagner et Melo 2014) ont présenté divers systèmes de conditionnement d'air et de réfrigération utilisant le dioxyde de carbone comme frigorigène dans les supermarchés, les autobus etc. Grâce à des nouveaux systèmes de réfrigération mis sur le marché européen par Panasonic on peut éviter les mélanges de réfrigérants car l'utilisation de tels mélanges n'est souvent que source de complexité de gestion et de confusion (Panasonic 2020). Ce sont des nouvelles unités de réfrigération commerciale (4 kW-15 kW) fonctionnant au CO₂ avec une faible consommation d'énergie et une faible empreinte carbone. La conception et analyse expérimentale d'un refroidisseur transcritique au dioxyde de carbone pour la réfrigération commerciale ont été présentées par les auteurs (Cecchinato, Chiarello, et Corradi 2010) pour augmenter la performance des machines frigorifiques fonctionnant au CO₂ transcritique. Dans le même sens, (Yang et al. 2005) ont fait une analyse exergetique d'un cycle de réfrigération transcritique au dioxyde de carbone avec un détendeur. Ils ont conclu qu'une pression de rejet de chaleur optimale peut être obtenue pour toutes les conditions de fonctionnement afin de maximiser le coefficient de performance. Les résultats de l'analyse sont importants pour fournir une base théorique pour l'optimisation de la conception et du contrôle du fonctionnement du cycle transcritique au dioxyde de carbone.

1.3.4. Cogénération

Pour souligner le succès de la technologie de récupération de la chaleur, des nouveaux systèmes de cogénération produisant de la chaleur et/ou de la réfrigération sont proposés, analysés et optimisés. Ces systèmes utilisent le dioxyde de carbone comme fluide de travail. C'est une combinaison du cycle de Brayton à compression (cycle de la turbine à gaz élémentaire) et du cycle de réfrigération au dioxyde de carbone transcritique avec un détendeur (Akbari et Mahmoudi 2017). L'optimisation est effectuée pour le système lorsqu'il cogénère de l'énergie et

de la réfrigération ou produit uniquement de la réfrigération. La température d'évaporation la plus basse est atteinte lorsque le système est optimisé pour une efficacité exergetique maximale. Certains auteurs (B. Li et Wang 2019) ont décrit l'avantage du système combiné par rapport au système classique. A des températures d'évaporation respectives 273,15 K et 253,15 K, ils ont montré que l'efficacité exergetique du système combiné est de 2,45% et 5,87% supérieure à celle du système séparé. Afin d'équilibrer la contradiction entre l'investissement et la performance du système, l'optimisation multi-objectif est réalisée avec une efficacité exergetique (à maximiser) et le coût annuel par consommation de chaleur (à minimiser).

1.4. Configurations de base des systèmes frigorifiques fonctionnant au dioxyde de carbone

De nombreuses applications industrielles comme le stockage des aliments, la liquéfaction des vapeurs de pétrole et des gaz naturels, le durcissement par précipitation des alliages spéciaux, la fabrication de glace carbonique et le stockage du sang, etc., nécessitent une réfrigération à basse température dans la plage de températures de -30 °C à -100 °C (Dubey, Kumar, et Agrawal 2014). Le dioxyde de carbone fonctionnant dans des systèmes de réfrigération spécifiques permet d'avoir cette plage de température. Les différentes configurations de base des systèmes de réfrigération fonctionnant au dioxyde de carbone sont :

- ✓ les systèmes frigorifiques transcritiques du type booster,
- ✓ les systèmes de réfrigération en cascade,
- ✓ les systèmes de réfrigération à éjecteur.

1.4.1. Systèmes frigorifiques transcritiques de type booster

Dans les systèmes de réfrigération conventionnels booster (systèmes à double étage avec bouteille intermédiaire) le dioxyde de carbone (CO₂) est refroidi mais non condensé à la sortie du refroidisseur de gaz, puisque l'on se trouve à des températures supérieures à la température critique. C'est un cycle de réfrigération probable en Afrique : lorsque l'échangeur de rejet de chaleur haute pression est à convection naturelle, du fait qu'il fait chaud à l'extérieur, on arrive plus à condenser le CO₂ parce que le refoulement du compresseur est au-delà du point critique. Le CO₂ refoulé du compresseur basse pression est acheminé à travers un intercooler vers l'aspiration du compresseur haute pression.

La figure 7 présente une configuration de ce type de système comportant deux unités de refroidissement avec deux racks de compresseurs en configuration booster.



Figure 7: Système de réfrigération transcritique booster.

Le réfrigérant biphasé du réservoir (point 8) est réparti en liquide saturé (point 1) et en gaz saturé (point 1b). Le premier est injecté dans les détendeurs qui alimentent les évaporateurs moyenne température (point 2) et les détendeurs qui alimentent les évaporateurs basse température (point 2'), tandis qu'il est contourné par une soupape de dérivation. Les détendeurs du circuit moyenne et basse température régulent à la fois la température de l'air dans les unités de refroidissement en agissant sur le débit massique du fluide frigorigène des évaporateurs. Dans les évaporateurs moyenne et basse température la chaleur est transférée des denrées alimentaires

au réfrigérant. Le réfrigérant quitte l'évaporateur basse température et entre dans le rack de compresseur à étage bas (compresseur basse pression) où il est comprimé en vapeur chaude à haute pression et à température. Ensuite, toute la masse de réfrigérant s'écoulant des sorties respectives du compresseur basse pression, de l'évaporateur moyenne température et de la soupape de dérivation est collectée par un collecteur d'aspiration (point 5) où la pression est augmentée à nouveau par le compresseur à étage élevé (compresseur haute pression). A la sortie du compresseur haute pression (point 6), la vapeur entre dans le refroidisseur de gaz (gaz-cooler) où la chaleur est transférée du réfrigérant au milieu extérieur. A la sortie de la vanne de contrôle haute pression (détendeur flash-gaz), la pression chute à un niveau intermédiaire et le réfrigérant, qui est maintenant en deux phases, coule dans le réservoir (bouteille intermédiaire) et le cycle recommence.

Le système de réfrigération booster est un candidat prometteur pour l'intégration des systèmes de réfrigération dans les supermarchés, en raison de son impact environnemental négligeable. Ge et Tassou ont développé un modèle pour l'analyse thermodynamique d'un système de réfrigération booster au CO₂ (Ge et Tassou 2011). Les auteurs ont constaté que la pression optimale de fluide frigorigène au refroidisseur ne varie qu'avec la température de l'air ambiant et l'efficacité de l'échangeur de chaleur de la conduite d'aspiration. Cette pression est indépendante des pressions moyenne et basse ainsi que la surchauffe aux évaporateurs moyenne et basse température. La configuration de ces systèmes avec un sous-refroidissement mécanique représente une solution intéressante pour diminuer la consommation énergétique dans les pays à climat chaud, d'après les résultats obtenus par Gullo et ses collaborateurs (Gullo, Elmegaard, et Cortella 2016). Ces auteurs ont utilisé un sous-refroidissement mécanique fonctionnant au R290 sur un système de réfrigération booster. L'ensemble permet de réduire l'impact de réchauffement équivalent total (TEWI) d'au moins 9,6%, comparé au système en cascade. Le sous refroidissement mécanique est constitué d'une unité de réfrigération à compression de vapeur qui a pour fonction de refroidir le CO₂ quittant le refroidisseur de gaz. Cela conduit à une diminution du titre du réfrigérant entrant dans le réservoir de liquide et donc à une amélioration des performances. De plus, la pression optimale du refroidisseur de gaz est également réduite comparée à la configuration conventionnelle ce qui permet de réduire la consommation énergétique du système global (Llopis, Sánchez, et al. 2015 ; Llopis, Cabello, et al. 2015). Farsi et ses collaborateurs ont proposé récemment un système de réfrigération transcritique au dioxyde de carbone combiné avec un système booster à dessalement. Les auteurs ont mentionné que le

système combiné permet d'économiser respectivement 37,8% et 29,1% du coût total annuel de la consommation énergétique en Iran et à Toronto (Farsi, Mohammadi, et Ameri 2016).

1.4.2. Faisabilité et contraintes des cycles transcritiques au dioxyde de carbone au Bénin

Actuellement la solution la plus intéressante vis-à-vis de l'environnement et des technologies disponibles serait de réaliser des installations frigorifiques fonctionnant au dioxyde de carbone (CO₂) à cause de ses excellentes propriétés environnementales : effet de serre négligeable (GWP=1) et inactif sur la couche d'ozone (ODP nul). Le CO₂ est devenu un argument toujours plus pertinent afin de réduire l'empreinte carbone. Il n'est pas nécessaire de le récupérer ni de le recycler comparativement aux hydrochlorofluorocarbones (HFC) ce qui signifie que l'usage du CO₂ est très intéressant là où les infrastructures sont inexistantes ou trop coûteuses, comme le Bénin un pays en voie de développement. La forte puissance volumétrique qu'engendre le CO₂ du fait des pressions de travail élevées qu'il requiert, permettent l'usage de composants de petites tailles (faible cylindrée pour le compresseur) et de conduites de faible diamètre (Lorentzen 1994). Cette caractéristique a permis de développer des échangeurs de chaleur à tubes de petits diamètres particulièrement compacts. Il peut être utilisé dans les installations de petites puissances telles que les climatisations automobiles. Il a une perte de charge limitée à cause de la faible valeur de sa viscosité. Ininflammable, non explosif et non toxique en faible concentration, le CO₂ a un faible taux de compression dû à la pression élevée de vapeur, ce qui conduit alors à une augmentation de rendement volumétrique du compresseur.

Il convient cependant de noter que la pression de travail élevée caractérise le cycle transcritique au CO₂, il nécessite le développement des composants de conception, à la fois plus petits, plus résistants, tout particulièrement des compresseurs spéciaux qui sont coûteux. Le coefficient de performance du cycle transcritique est faible. Les fortes pressions exigent des qualités de soudure irréprochables.

1.4.3. Systèmes de réfrigération en cascade

Un système de réfrigération en cascade se compose de deux unités (cellules) de réfrigération, l'une fonctionne à une température plus basse et l'autre opère à une température plus élevée qui est couplée thermiquement à un échangeur de chaleur en cascade interne. Le dioxyde de carbone (CO₂) est utilisé pour la cellule basse température en raison de ces propriétés thermodynamiques (Gullo, Elmegaard, et Cortella 2016). L'échangeur de chaleur interne (évapo-

condenseur) agit comme un condenseur pour l'unité à basse température et comme un évaporateur pour l'unité haute température ; il permet d'augmenter la performance de la machine frigorifique. Lorsque l'efficacité de l'échangeur augmente, la pression optimale diminue et le coefficient de performance augmente (Aprea et Maiorino 2008; Ma, Liu, et Tian 2013). La figure 8 présente un système en cascade fonctionnant au NH_3/CO_2 .

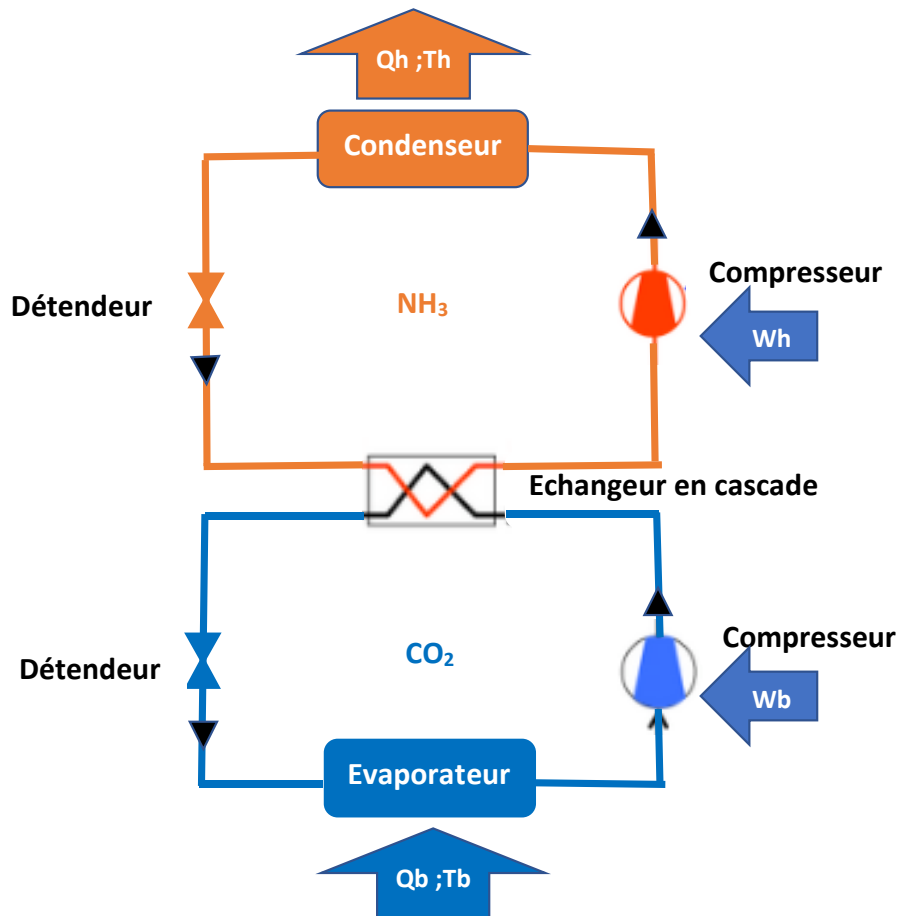


Figure 8: Système de réfrigération en cascade fonctionnant au NH_3/CO_2 .

Dans ce système, chaque système de réfrigération se compose d'un compresseur, d'un condenseur, d'un détendeur et d'un évaporateur. Le condenseur dans ce système de réfrigération rejette un flux de chaleur Q_h du condenseur à la température de condensation T_h à son environnement tandis que l'évaporateur absorbe la charge de refroidissement Q_b de l'espace de refroidissement à la température d'évaporation T_b . La chaleur absorbée par l'évaporateur de la cellule basse température plus l'entrée de travail au compresseur de la même cellule est égale à la chaleur absorbée par l'évaporateur de la cellule haute température. Les températures T_{ecB} et T_{ecH} représentent respectivement les températures de condensation et d'évaporation du condenseur en cascade. $\Delta T = T_{ecB} - T_{ecH}$ représente la différence entre la température de

condensation de la cellule basse température et la température d'évaporation de la cellule haute température. La différence de température ΔT dans le condenseur en cascade est un paramètre de conception important d'un système de réfrigération en cascade. Les ordres de grandeurs de ΔT sont : 4° C, 5° C et 6° C.

Plusieurs recherches et études expérimentales ont été faites sur les systèmes en cascade. Récemment, certains auteurs (Mosaffa et al. 2016) ont étudié deux systèmes de réfrigération en cascade fonctionnant au NH_3/CO_2 . Après une optimisation exergoéconomique, leur résultat montre que l'utilisation d'un réservoir de liquide augmente la performance d'une manière significative comparée au système en cascade conventionnel. En 2018 Gholamian et ses collaborateurs ont fait une analyse exergétique avancée d'un système de réfrigération en cascade fonctionnant au NH_3/CO_2 . Comparée à l'analyse exergétique conventionnelle, l'analyse exergétique avancée apporte plusieurs améliorations et permet aux concepteurs de trouver les endroits où ces améliorations sont nécessaires. C'est une méthode de division de la destruction exergétique qui permet de trouver la véritable source d'irréversibilité dans le système afin d'améliorer les performances du cycle (Gholamian, Hanafizadeh, et Ahmadi 2018). Dans l'analyse exergétique avancée qui est expliquée en détail dans la référence (Morosuk et Tsatsaronis 2009), le taux de destruction exergétique (\dot{E}_{xd}) dans chaque composant se compose de deux parties distinctes à savoir la destruction exogène et la destruction endogène. La destruction endogène (\dot{E}_{xd}^{en}) est due à l'irréversibilité due à l'intérieur du composant tandis que la destruction exogène (\dot{E}_{xd}^{ex}) est imposée au composant par d'autres composants. On a pour chaque composant :

$$\dot{E}_{xd} = \dot{E}_{xd}^{en} + \dot{E}_{xd}^{ex} \quad (1.2)$$

Une autre méthode d'analyse exergétique avancée s'obtient par division de la destruction exergétique en taux de destruction exergétique évitable et taux de destruction exergétique inévitable (Soltani et al. 2013; Morosuk et Tsatsaronis 2009). Le taux de destruction exergétique évitable ($\dot{E}_{xd}^{év}$) montre la quantité de destruction exergétique qui peut être réduite en améliorant l'efficacité des composants et le taux de destruction exergétique inévitable ($\dot{E}_{xd}^{inév}$) exprime la quantité de la destruction exergétique qui ne peut pas être réduite en raison d'obstacles ou inefficacités technologiques. Ces deux notions donnent une meilleure idée d'une conception efficace des systèmes thermiques. Les taux de destruction exergétique endogène et exogène peuvent être également divisés en destruction exergétique évitable et destruction exergétique inévitable ce qui conduit à la relation suivante :

$$\dot{E}_{Xd} = \dot{E}_{Xd}^{en,\acute{e}vi} + \dot{E}_{Xd}^{en,in\acute{e}vi} + \dot{E}_{Xd}^{ex,\acute{e}vi} + \dot{E}_{Xd}^{ex,in\acute{e}vi} \quad (1.3)$$

Cette analyse exergétique avancée est récemment faite sur un système de réfrigération en cascade fonctionnant au NH₃/CO₂ pour déterminer les principales sources d'irréversibilités et une meilleure conception du système (Gholamian, Hanafizadeh, et Ahmadi 2018). Les résultats indiquent que tous les composants du système ont un taux de destruction exergétique endogène sauf le compresseur et le détendeur de la cellule haute température. Le compresseur de la cellule basse température et l'évapo-condenseur ont un taux de destruction exogène évitable. Selon les résultats, la destruction exergétique évitable endogène a une contribution sur les systèmes de destruction exergétique (42,13%) ce qui a amélioré l'efficacité du système de 23,81%.

1.4.4. Applicabilité des systèmes de réfrigération en cascade NH₃/CO₂ au Bénin

Dans le secteur du froid industriel, l'ammoniac (NH₃) et le dioxyde de carbone (CO₂) sont des fluides naturels. Très utilisé dans toutes les applications depuis l'origine du froid, le CO₂ a été largement remplacé par les fluides synthétiques (CFC) à partir des années 1950 (AFN 2014). L'emploi du NH₃ a été fortement réduit en raison de sa toxicité. On peut perpétuer l'utilisation de NH₃ à cause d'un certain intérêt pour le CO₂ en basse température. Le NH₃ peut être utilisé sur les grandes installations, essentiellement en basse température et en agroalimentaire car il ne contribue pas à l'effet de serre. En ce qui concerne les systèmes en cascade, la cellule contenant le NH₃ situé loin de la zone de vente et dans un local technique peut garantir la sécurité et surmonter la barrière principale. Le CO₂ peut être alors canalisé vers les zones de refroidissement et de congélation du supermarché. En plus de l'aspect sécuritaire, cela garantit le fonctionnement sous-critique du système CO₂ et pourrait potentiellement entraîner une baisse de la consommation électrique du système et une diminution considérable des émissions indirectes. Le principe de fonctionnement des systèmes de réfrigération en cascade permet de couvrir une gamme très large de température, jusqu'à -100 °C, température impossible à obtenir avec des installations classiques. Le système en cascade NH₃/CO₂ est une solution permettant une plus grande sécurité environnementale et des produits et conduisant à un investissement et une exploitation compétitive lorsque les températures d'utilisation sont très basses. Si ce n'est que le CO₂ qui est distribué, il n'a que de production de froid négatif ; l'ammoniac étant interdit dans les établissements recevant du public. Si le client a besoin du froid positif, on peut surdimensionner l'évaporateur d'ammoniac pour produire de l'eau glacée en plus de la condensation du CO₂ dans l'évaporateur d'ammoniac. Cette eau glacée peut être véhiculée dans les chambres froides positives.

1.4.5. Système de réfrigération à éjecteur

1.4.5.1. Principe de fonctionnement des éjecteurs

Les éjecteurs sont des appareils de conception simple généralement constitués de deux tuyères coaxiales liées entre elles par un collecteur d'aspiration. Le fluide primaire, à haute pression, entre dans l'éjecteur à travers la tuyère relativement petite le long de l'axe central. Le fluide secondaire, à une pression inférieure à celle du fluide primaire, entre dans une région annulaire entourant la petite tuyère communément appelée chambre d'aspiration ou de tranquillisation. A la sortie le fluide primaire de la tuyère crée une région à basse pression, induisant le fluide secondaire à entrer et à accélérer vers la partie centrale du corps de l'éjecteur (Zhu et Elbel 2016). Au moment où les deux fluides ont atteint la sortie de l'éjecteur, ils sont devenus un seul mélange homogène, à une pression intermédiaire entre celle de la pression d'entrée primaire et celle du secondaire (Boumaraf, Haberschill, et Lallemand 2009). Une vue schématique d'un éjecteur à vapeur typique est représentée sur la figure 9.

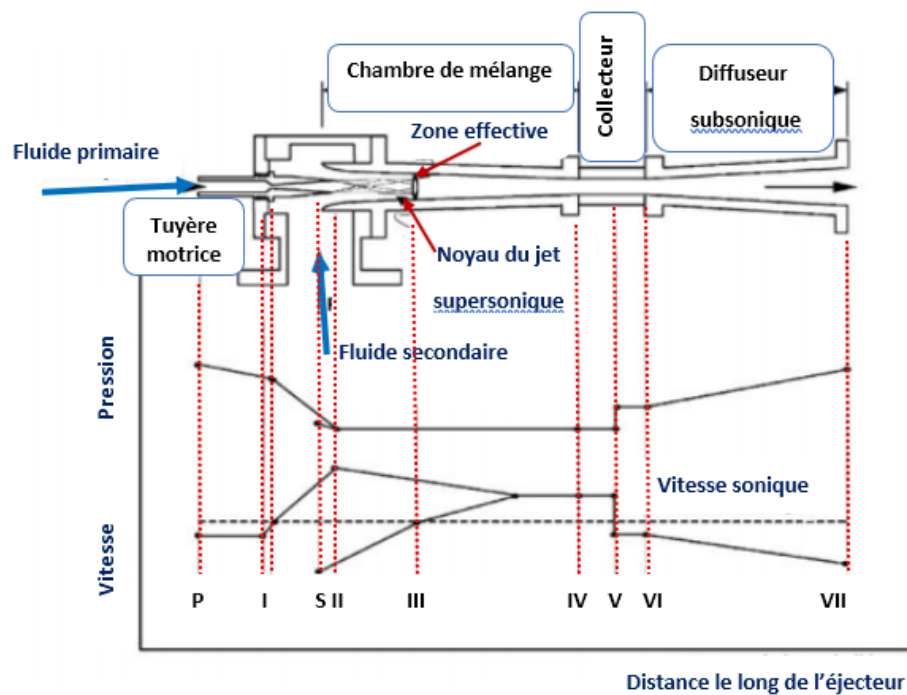


Figure 9: Vue schématique d'un éjecteur et évolutions de la pression et de la vitesse en fonction de la position

En se référant à la figure 9, quand la vapeur à haute pression (P), dite "fluide primaire", se détend et accélère à travers la tuyère primaire (I), il atteint finalement une vitesse supersonique permettant de créer une région à très faible pression au niveau de la sortie de la tuyère au plan (II) et donc à l'entrée de la chambre de mélange. De la vapeur à une pression plus élevée que

celle d'entrée du mélangeur, qui est appelé le « fluide secondaire » (S), est entraînée dans la chambre de mélange. Certains auteurs pensent que la détente du fluide primaire se poursuit au début de la zone de mélange et forme un conduit convergent sans se mélanger avec le fluide secondaire. À une certaine distance le long de ce conduit, la vitesse du fluide secondaire augmente et atteint la valeur sonique (III) et une onde de choc stationnaire apparaît. Cette section était définie comme la « zone ou aire effective » (Chunnanond et Aphornratana 2004). Les résultats expérimentaux et les analyses fournis dans la littérature (B. J. Huang et Chang 1999), indiquent que cette région n'est pas fixe mais varie avec les conditions de fonctionnement. Le processus de mélange ne commence qu'après le choc du fluide secondaire. Ce mélange provoque un retard du flux primaire et une accélération du fluide secondaire. À la fin de la chambre de mélange, les deux flux sont complètement mélangés et la pression statique est supposée être constante jusqu'à ce qu'elle atteigne le diffuseur au plan (IV). La pression dans la chambre de mélange est une fonction du fluide primaire, du fluide secondaire et de l'effet de compression de l'éjecteur (Chunnanond et Aphornratana 2004). En raison d'une région à haute pression en amont de la chambre de mélange, un choc, d'épaisseur nulle, est induit perpendiculairement (V). Ce choc provoque un effet de compression majeur et une chute soudaine de la vitesse d'écoulement depuis supersonique à subsonique. Il faut noter que ce choc perpendiculaire est valable dans l'hypothèse de l'analyse unidimensionnelle uniquement (Chunnanond et Aphornratana 2004). Dans des situations réelles, en raison d'une couche limite épaisse, le choc n'est pas perpendiculaire ni unique, mais se décompose en différents chocs obliques. Une compression supplémentaire du flux est obtenue (VI) comme cela est fait à travers un diffuseur subsonique.

1.4.5.2. Grandeurs géométriques adimensionnelles des éjecteurs

Il existe une grande variété d'éjecteurs de configurations géométriques parfois différentes. Outre l'assemblage classique de deux tuyères coaxiales, on rencontre des géométries beaucoup plus évoluées utilisant des tuyères primaires de forme lobée (ou encore à pétales) ou pouvant comporter plusieurs tuyères motrices en position pariétale. Il existe même des éjecteurs au sein desquels l'écoulement est mis en rotation en vue d'en améliorer les performances (Bouzrara 2018). La figure 10 montre les paramètres utilisés pour caractériser la géométrie d'un éjecteur.

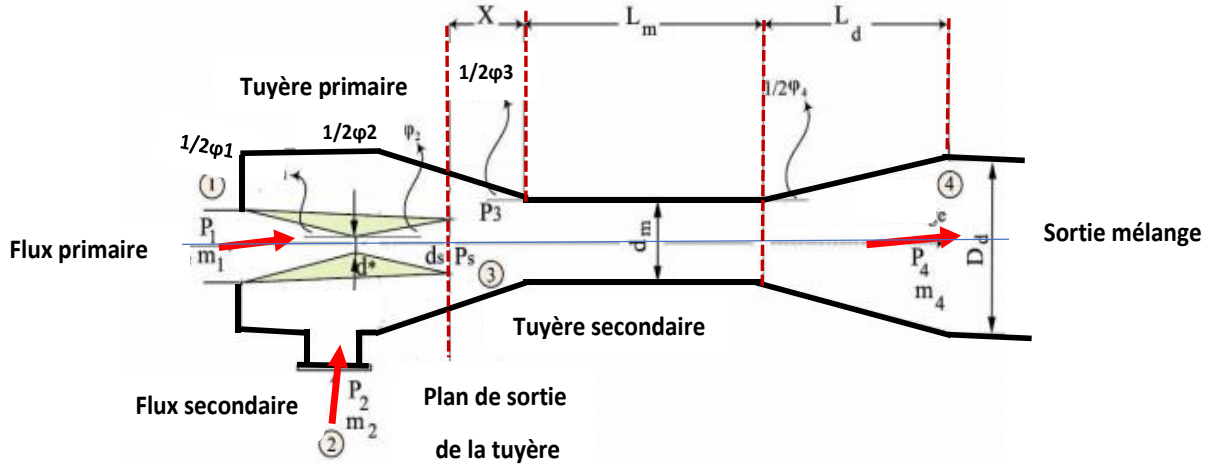


Figure 10: Paramètres géométriques d'un éjecteur

Sur la figure 10, la zone correspondant à la longueur X est appelée chambre de prémélange. Sur cette figure sont également indiqués les principaux paramètres géométriques caractéristiques d'un éjecteur, à savoir : le diamètre au col de la tuyère primaire (d^*), le diamètre à la sortie de la tuyère primaire (d_s), le diamètre entre le plan de sortie de la tuyère primaire et la section d'entrée du tube de mélange (X), le diamètre du mélangeur (d_m), la longueur du mélangeur (L_m), le diamètre à la sortie du diffuseur (D_d), la longueur du diffuseur (L_d), l'angle convergent tuyère primaire (φ_1), l'angle divergent tuyère primaire (φ_2), l'angle du convergent de la tuyère secondaire ou de la chambre de prémélange (φ_3) et finalement l'angle de divergent de la tuyère secondaire ou du diffuseur ($\varphi_4 = \alpha_{dif}$).

1.4.5.3 Grandeurs thermodynamiques adimensionnelles

Parmi les plus anciennes études traitant des éjecteurs, bon nombre faisaient déjà appel à des paramètres thermodynamiques adimensionnalisés afin de faciliter la comparaison des résultats et pour décrire les performances d'un éjecteur. Les principaux nombres adimensionnels utilisés pour caractériser le fonctionnement global d'un éjecteur (Bouzrara 2018) sont définis à l'aide de la figure 10. Le taux d'entraînement (U) et le rapport de compression (RC) sont les paramètres thermodynamiques fondamentaux les plus importants du système pour les applications de réfrigération. Ils sont définis par :

$$U = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} \quad (1.4)$$

$$RC = \frac{P_4}{P_2} \quad (1.5)$$

Le taux d'entraînement est lié à l'efficacité énergétique du cycle de réfrigération et le rapport de compression limite la température à laquelle la chaleur peut être rejetée. Ces performances dépendent le plus souvent du mode de fonctionnement de l'éjecteur, des conditions de pression mais aussi de la géométrie. Par conséquent, il n'y a aucun doute qu'un éjecteur fonctionnant pour des conditions de fonctionnement données avec un taux d'entraînement le plus élevé et qui permet de maintenir les pressions à la sortie du diffuseur le plus haut possible sera l'éjecteur le plus recherché. Deux autres paramètres d'une importance secondaire sont :

- le rapport moteur ε qui correspond au rapport des pressions amont et aval.

$$\varepsilon = \frac{P_1}{P_4} \quad (1.6)$$

- le rapport des pressions génératrices Γ défini par le rapport entre les pressions amont primaire et secondaire.

$$\Gamma = \frac{P_1}{P_2} \quad (1.7)$$

1.4.5.4 Cycle frigorifique à éjecteur

Comme nous l'avons déjà énoncée, l'utilisation des dispositifs de détente classique provoque la perte d'énergie cinétique qui augmente en fonction de la chute de pression. Théoriquement, la détente est supposée être une transformation isenthalpique. L'utilisation des éjecteurs comme un dispositif de détente va changer le processus isenthalpique en un processus isentropique comme indiqué sur la figure 11. Les éjecteurs peuvent être utilisés pour améliorer les performances des systèmes de climatisation et de réfrigération (Elbel 2011). En 2019 Megdouli et ses collaborateurs ont développé un système combiné constitué du cycle de Rankine et du cycle à éjecteur. Le nouveau cycle proposé avait une pression de refroidisseur de gaz optimale inférieure à celle des autres cycles de réfrigération, ce qui améliorerait la durée de vie et la sécurité du système. Par ailleurs, il a été constaté que le coefficient de performance du nouveau cycle est supérieur à celui de la machine à compression de vapeur (Megdouli et al. 2019).

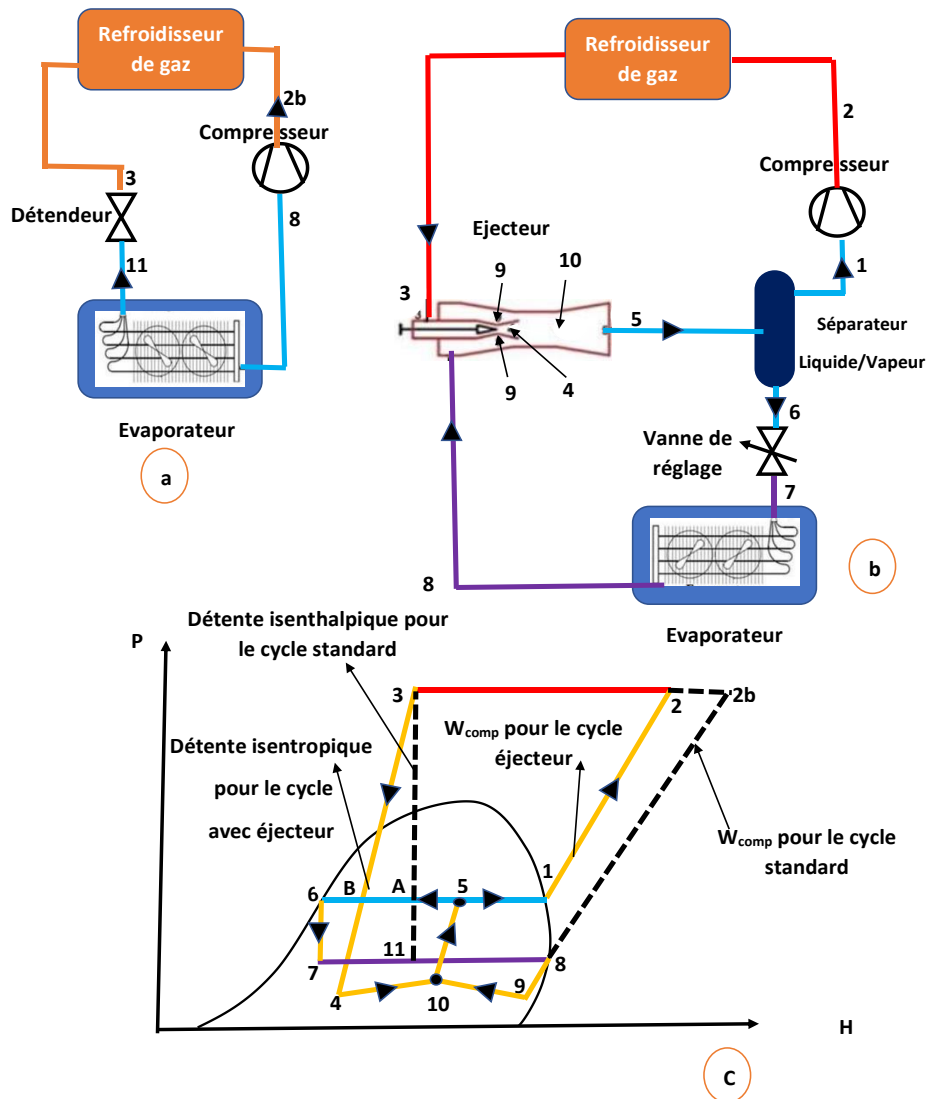


Figure 11: Cycle de réfrigération transcritique au CO₂ (a) ; Cycle à éjecteur diphasique (b) ; Diagramme pression - enthalpie massique des deux cycles (c)

Sur la figure 11, le processus isenthalpique est représenté par la transformation entre les points 3 et 11, tandis que le processus isentropique correspond à la transformation entre les points 3 et 4. Pour le cycle standard le fluide frigorigène décrit un cycle entre les points 8, 2b, 3, 11 et 8. Alors que, dans le cycle à éjecteur il y a deux flux, le flux primaire et le flux secondaire. Le flux primaire est mis en circulation par un compresseur à travers le refroidisseur de gaz, l'éjecteur et le séparateur (points 1, 2, 3, 4, 10, 5 et 1), tandis que le flux secondaire circule dans la vanne de détente, dans l'évaporateur, l'éjecteur et le séparateur (point 6, 7, 8, 9, 10, 5 et 6).

Le mélange des flux primaire et secondaire effectué à section constante traverse le diffuseur (point 10 et 5). Dans le cycle idéal, la vapeur saturée en provenance du séparateur

liquide-vapeur entre dans le compresseur et elle est comprimée isentropiquement à une pression élevée et sa température augmente. La chaleur est rejetée d'une façon isobare dans le refroidisseur de gaz. Dans la tuyère primaire, le fluide primaire supercritique est détendu isentropiquement à la pression du mélange. Pendant le processus de détente le fluide primaire gagne de l'énergie cinétique. La figure 11 représente le schéma de principe du cycle standard et du cycle équipé d'éjecteur. La pression au point 1 est supérieure à celle d'aspiration dans le cycle standard (point 8). Cela induit que le travail du compresseur du cycle à détente par éjecteur est inférieur à celui du cycle standard. Le flux moteur ou le flux primaire à haute pression est accéléré et se détend à travers la tuyère motrice, de 3 à 4. En outre, comme le fluide traverse la courbe de saturation, le fluide se vaporise partiellement et devient diphasique. Toutefois, dans la réalité le processus de détente se produit très rapidement rendant quasi improbable le maintien de l'équilibre hydrodynamique et thermodynamique du mélange diphasique. Par conséquent, des métastabilités pourraient provoquer une évaporation retardée du flux ce qui pourrait influencer les performances de l'éjecteur. Le débit diphasique à haute vitesse assure le transfert de quantité de mouvement et l'entraînement du fluide secondaire sortant de l'évaporateur. Le flux à très grande vitesse entraîne une chute de pression au point 4 et induit l'écoulement du fluide secondaire du point 8 au point 9. Les deux flux sont mélangés à l'entrée de la chambre de mélange et deviennent un seul flux dans la zone à section constante. Le flux de mélange traverse la tuyère secondaire et passe du point 10 au diffuseur. Dans le diffuseur, le fluide frigorigène subit une décélération ce qui augmente sa pression (point 5). Le fluide frigorigène au point 5 s'écoule vers le séparateur. Le fluide frigorigène en phase vapeur dans le séparateur circule à travers le compresseur (point 1 à 2) en tant que flux primaire, alors que le fluide frigorigène liquide provenant du séparateur circule à travers la vanne de détente et dans l'évaporateur (point 6, 7 et 8), en tant que flux secondaire. La performance du cycle standard peut être expliquée par le diagramme P-h représenté sur la figure 11. Dans le cycle de réfrigération standard, le coefficient de performance (COP_{std}) peut être calculée par l'équation (1.8).

$$COP_{std} = \frac{Q_e}{W_{comp}} = \frac{\dot{m}_{\text{évap}}(h_8 - h_{11})}{\dot{m}_{\text{comp}}(h_{2b} - h_8)} \quad (1.8)$$

Avec Q_e : la capacité de refroidissement ; W_{comp} : le travail fourni au compresseur ; $\dot{m}_{\text{évap}}$: le débit massique du fluide frigorigène à l'évaporateur ; \dot{m}_{comp} : le débit massique du fluide frigorigène au compresseur et h_i : l'enthalpie aux différents du cycle (figure 11).

Etant donné que $\dot{m}_{\text{évap}} = \dot{m}_{\text{comp}}$ l'équation 1.8 devient :

$$\text{COP}_{\text{std}} = \frac{Q_e}{W_{\text{comp}}} = \frac{(h_8 - h_{11})}{(h_{2b} - h_8)} \quad (1.9)$$

Cette condition ne se produit pas dans l'éjecteur en tant que dispositif de détente, car le débit massique de l'évaporateur n'est pas le même que celui du compresseur. Ainsi, sur la figure 11, le coefficient de performance ($\text{COP}_{\text{éjec}}$) du cycle à éjecteur comme appareil de détente est le suivant :

$$\text{COP}_{\text{éjec}} = \frac{Q_e}{W_{\text{comp}}} = \frac{\dot{m}_{\text{évap}}(h_8 - h_7)}{\dot{m}_{\text{comp}}(h_2 - h_1)} \quad (1.10)$$

Ou encore :

$$\text{COP}_{\text{éjec}} = \frac{Q_e}{W_{\text{comp}}} = U \frac{(h_8 - h_7)}{(h_2 - h_1)} \quad (1.11).$$

Le paramètre U désigne le taux d'entraînement de l'éjecteur

L'équation (1.11) montre que l'augmentation du $\text{COP}_{\text{éjec}}$ dépend du taux d'entraînement U de l'éjecteur. Puisque le taux d'entraînement de l'éjecteur dépend de plusieurs facteurs dont les conditions opératoires et la conception de l'éjecteur, donc une meilleure compréhension de cette dernière est cruciale dans l'amélioration de la performance du système. Dans le cycle à éjecteur, les performances de l'éjecteur sont caractérisées par l'utilisation de plusieurs paramètres, tels que le taux d'entraînement (U) et le rapport de compression (RC) et l'efficacité de l'éjecteur ($\eta_{\text{éjec}}$) définis par :

$$\eta_{\text{éjec}} = U \frac{(h_1 - h_8)}{(h_A - h_B)} \quad (1.12)$$

Les points A et B indiqués sur la figure 11 représentent les enthalpies à la pression du diffuseur quand le processus est respectivement isenthalpique et isentropique. Pendant ce temps, les points 1 et 8 représentent les points à l'aspiration du compresseur et à la sortie de l'évaporateur, respectivement. Le taux d'entraînement (U), le rapport de compression (RC) et l'efficacité de l'éjecteur ($\eta_{\text{éjec}}$) sont des paramètres utiles pour mesurer les performances de l'éjecteur. Ces quantités devraient être aussi grandes que possible pour améliorer l'efficacité du système. Un rapport de compression élevé de l'éjecteur diminue le taux de compression du compresseur. L'augmentation du taux d'entraînement permettra de réduire le débit massique du compresseur pour une production frigorifique donnée. L'efficacité de l'éjecteur augmente lorsque le taux d'entraînement et/ ou le rapport de compression augmentent. Un modèle de simulation numérique

du cycle équipé d'éjecteur peut être basé sur une unité du fluide de travail à l'aspiration du compresseur. En conséquence, les rapports de débit de masse entre les composants peuvent être rédigés comme suit :

$$\dot{m}_{\text{comp}} = \dot{m}_{\text{ref,gaz}} = \dot{m}_{\text{tuyère P}} = 1 \quad (1.13)$$

$$\dot{m}_{\text{évap}} = \mu \quad (1.14)$$

$$\dot{m}_{\text{mél}} = \dot{m}_{\text{dif}} = \dot{m}_{\text{tuyère P}} + \dot{m}_{\text{évap}} = 1 + \mu \quad (1.15)$$

Le débit moteur provenant du refroidisseur de gaz ($\dot{m}_{\text{ref,gaz}}$) pénètre dans la tuyère primaire où le fluide transcritique se détend, se vaporise partiellement et accélère. L'enthalpie à la sortie de la tuyère primaire ($h_{\text{S,tuyère}}$) dépend de l'enthalpie à l'entrée de la tuyère primaire ($h_{\text{E,tuyère}}$) et du rendement de la tuyère ($\eta_{\text{tuyère,P}}$). L'enthalpie à la sortie de la tuyère primaire ($h_{\text{S,tuyère}}$) est exprimée par la relation (1.16).

$$h_{\text{S,tuyère}} = h_{\text{E,tuyère P}} - (h_{\text{E,tuyère P}} - h_{\text{S,tuyère P}}) \eta_{\text{tuyère,P}} \quad (1.16)$$

Dans la tuyère primaire, l'énergie de la pression du fluide moteur entrant est convertie en énergie cinétique. L'équation de conservation de l'énergie à travers la tuyère primaire peut être écrite comme suit :

$$h_{\text{E,tuyère P}} - h_{\text{S,tuyère P}} = \frac{1}{2} V_{\text{S,tuyère P}}^2 \quad (1.17)$$

$V_{\text{S,tuyère P}}$ est la vitesse du fluide dans la tuyère primaire.

La faible pression créée par le jet à haute vitesse entraîne la vapeur à partir de l'évaporateur vers la chambre d'aspiration, et ensuite elle se mélange avec le fluide moteur dans le mélangeur. La vitesse à la sortie du mélangeur ($V_{\text{S,mél}}$) peut être déterminée en fonction de la vitesse à l'entrée du mélangeur ($V_{\text{E,mél}}$) et du débit massique du fluide frigorigène à l'évaporateur (μ). Son expression est donnée par l'équation de conservation de la quantité de mouvement dans la section du mélangeur :

$$V_{\text{S,mél}} = \frac{V_{\text{E,mél}}}{1+\mu} \quad (1.18)$$

Le fluide de travail est comprimé de nouveau en ralentissant sa haute vitesse dans la section de diffuseur et l'enthalpie à la sortie du diffuseur ($h_{\text{S,dif}}$) peut être déterminée en fonction de l'enthalpie à l'entrée du diffuseur ($h_{\text{E,dif}}$) et du rendement du diffuseur (η_{dif}). Elle a pour expression :

$$h_{S,dif} = h_{E,dif} + \frac{(h_{S,dif} - h_{E,dif})}{\eta_{dif}} \quad (1.19)$$

Dans le diffuseur, l'énergie cinétique du fluide de travail est convertie en énergie de pression. L'équation de conservation de l'énergie dans la section du diffuseur est donnée par :

$$h_{S,dif} - h_{E,dif} = \frac{1}{2} V_{E,dif}^2 \quad (1.20)$$

$V_{E,dif}$ est la vitesse du fluide à l'entrée du diffuseur.

L'enthalpie à la sortie de l'éjecteur ($h_{S,éjec}$) peut être déterminée par application de l'équation de conservation de l'énergie à travers l'éjecteur :

$$h_{S,éjec} = \frac{(h_{E,tuyère P} - h_{S,évap} \mu)}{1 + \mu} \quad (1.21)$$

Le titre vapeur du fluide de travail quittant l'éjecteur ($x_{S,éjec}$) peut être déterminé par :

$$x_{S,éjec} = \frac{1}{1 + \mu} \quad (1.22)$$

Le rendement isentropique global de l'éjecteur ($\eta_{is,éjec}$) peut être exprimé par :

$$\eta_{is,éjec} = \eta_{tuyère P} \cdot \eta_{dif} \quad (1.23)$$

Pour le compresseur :

Pour des pressions d'aspiration et de refoulement données, l'enthalpie à la sortie du compresseur ($h_{S,comp}$) est :

$$h_{S,comp} = h_{E,comp} + \frac{(h_{S,comp is} - h_{E,comp})}{\eta_{comp}} \quad (1.24)$$

Avec :

$h_{E,comp}$: enthalpie à l'entrée du compresseur,

η_{comp} : rendement du compresseur.

Le rendement isentropique ($\eta_{comp,is}$) du compresseur est calculé en fonction des pressions à l'entrée (P_E) et à la sortie (P_S) du compresseur (Z. Zhang et al. 2013):

$$\eta_{comp,is} = 1,003 - 0,121 \left(\frac{P_{S,comp}}{P_{E,comp}} \right) \quad (1.25)$$

Le travail de compression du compresseur (W_{comp}) est :

$$W_{\text{comp}} = h_{\text{S,comp}} - h_{\text{E,comp}} \quad (1.26)$$

Avec :

$h_{\text{E,comp}}$: enthalpie à l'entrée du compresseur,

$h_{\text{S,comp}}$: enthalpie à la sortie du compresseur.

La production frigorifique du cycle ($Q_{\text{évap}}$) peut être calculée comme suit :

$$Q_{\text{évap}} = (h_{\text{S,évap}} - h_{\text{E,évap}}) \cdot \mu \quad (1.27)$$

1.5. Enquête sur les fluides frigorigènes utilisés au Bénin

Les entreprises spécialisées dans la commercialisation des équipements frigorifiques et l'installation des systèmes frigorifiques peuvent fournir les informations sur les systèmes frigorifiques installés au Bénin. L'enquête en ligne a été adressée à l'Association Nationale du Froid et Climatisation du Bénin (ANFCB). Les réfrigérants utilisés au Bénin sont aussi obtenus de quelques entreprises à savoir :

- GENIE INDUSTRIEL FRIGORIFIQUE (GIF). Froid / Climatisation ;
- GLOBAL AIR. Froid / Climatisation ;
- HANTAN GENIE CLIM. Froid / Climatisation ;
- ETS LA RELEVE FROID. Froid / Climatisation ;
- AFRICOM SERVICE ET FILS. Froid / Climatisation ;
- AIRTECH-BENIN. Froid / Climatisation ;
- CEFAC-FROID. Froid / Climatisation ;
- ATEF. Froid / Climatisation ;
- BENELEC. Froid / Climatisation ;
- BENIN FROID & FILS. Froid / Climatisation ;
- CEBAF. Froid / Climatisation ;
- CEBIF (CENTRE D'ELECTRICITE BATIMENT INDUSTRIELLE & FROID).

Certaines de ces entreprises sont spécialisées dans la commercialisation des climatiseurs et des appareils électroménagers. D'autres commercialisent exclusivement les climatiseurs de marque GLOBAL AIR, GREE et KIDAN. Certains établissements sont spécialisés dans la

Etude prospective des principaux cycles de réfrigération au dioxyde de carbone en zone climatique tropicale : cas du Bénin

conception et le montage des gaines de ventilation, l'installation, le dépannage, l'entretien des systèmes de climatisation à détente directe (mono et multi split système, Volume de Réfrigérant Variable (VRV), système de climatisation gainable, système frigorifique tout air à débit constant mono gaine et machine frigorifique tout air à débit variable). Le tableau 2 présente quelques sites visités et les types de systèmes frigorifiques installés sur ces sites.

Tableau 2: Sites visités et types de systèmes frigorifiques installés

Sites visités	Types d'installation frigorifique	Réfrigérants utilisés
Hôtel Golden Tulip Le Diplomate	Système de climatisation à eau glacée (marque CIAT) installé en 2016	R410A
Direction Générale de l'Africaine des Assurances	Système de climatisation à eau glacée (marque WESPER) installé en 2012	R407C
Immeuble JATOBA	Système de climatisation VRV (marque OGENERAL) installé en 2019	R410A
FORT PORTUGUAIS	Système de climatisation VRV (marque DAIKIN) en cours d'exécution	R410A
Immeuble particulier (privé) à Grand Popo	Système de climatisation mural (Split system : marque mitsubishi)	R32
Hôtel AZALAI	Système de climatisation à eau glacée (marque CIAT) installé en 2012	R410A
Société Béninoise de Brasseries (SOBEBRA)	Système de climatisation mural (Split system : marque mitsubishi, LG, Sharp, Midea et samsung)	R410A R22
SCB le BOUCLIER (Société des Ciments du Benin)	Système de climatisation mural (Split system : marque mitsubishi, LG, Sharp, Midea et samsung)	R410A R22
SCB LAFAGE (Société des Ciments du Benin)	Système de climatisation mural (Split system : marque mitsubishi, LG, Sharp, Midea et samsung)	R410A R22
Nouvelle Cimenterie du Benin (NOCIBE)	Système de climatisation mural (Split system : marque mitsubishi, LG, Sharp, Midea et samsung)	R410A R22
Site de cimenterie d'Onigbolo	Système de climatisation mural (Split system : marque mitsubishi, LG, Sharp, Midea et samsung)	R410A R22
Immeuble FNM (Fond National de la Micro finance)	Système de climatisation mural (Split system : marque LG)	R410A
Les banques NCA, ORABANK, UBA	Système de climatisation mural (Split system : marque mitsubishi, LG, Sharp, Midea et samsung)	R410A R22
Direction de la BOA	Système de climatisation à air propulsé (marque YORK)	R410A
Direction de l'ECOBANK	Système de climatisation VRV	R410A

Etude prospective des principaux cycles de réfrigération au dioxyde de carbone en zone climatique tropicale : cas du Bénin

Ministère intérieur, Ministère des finances et le Ministère des travaux publics.	Système de climatisation mural (Split system : marque mitsubishi, LG, Sharp, Midea et samsung)	R410A R22
Tour administrative de Cotonou	Système de climatisation VRV	R410A
Navire Remorqueur AMERIQUE	Système de climatisation à air propulsé	R407C
Navire Remorqueur BOSTRO	Système de climatisation à air propulsé	R407C
Navire Remorqueur CAURIS	Système de climatisation à air propulsé	R407C

Résultat de l'enquête :

Le résultat de l'enquête menée sur les systèmes frigorifiques montre que les réfrigérants R410A, R404A, R134a, R600a, R407C, R290, R32 et R22 sont uniquement les fluides frigorigènes commercialisés et utilisés dans les équipements frigorifiques installés au Bénin. Le réfrigérant R134a est utilisé en climatisation automobile. Les appareils électroménagers (réfrigérateurs et congélateurs) récemment commercialisés au Bénin fonctionnent au R600a et au R134a. Les systèmes frigorifiques des chambres froides fonctionnent au R404A. Les fluides frigorigènes R410A, R32, R22, R407C et R290 sont les plus utilisés sur les climatiseurs muraux de type « split system » quand les réfrigérants R410A, R22, R407C, R404A et R134a sont plus utilisés sur les centrales de climatisation. Il faut souligner que les réfrigérants R410A, R22 et R407C sont les seuls qui sont utilisés sur les grandes installations de climatisation et dans les navires. Le tableau 3 présente le Potentiel de Réchauffement Global (PRG) et le Potentiel d'Appauvrissement de l'Ozone (PAO) de ces fluides frigorigènes. Tous les systèmes frigorifiques commercialisés et installés au Bénin opèrent avec des réfrigérants à fort PRG (tableau 3) à part les réfrigérants naturels (R600a et R290). Il faut noter que ces deux fluides frigorigènes naturels bien qu'ils aient un faible PRG sont des hydrocarbures dangereux par leur inflammabilité. Certains pays de l'Afrique de l'Ouest comme le Bénin importent les équipements frigorifiques du Nigéria. Il serait alors possible que ces réfrigérants soient aussi utilisés dans les pays limitrophes du Bénin (Nigéria, Togo, Niger et Burkina-Faso). Le dioxyde de carbone (CO₂) est un réfrigérant inactif sur la couche d'ozone avec un effet négligeable sur la planète (PRG=1). Les systèmes transcritiques au CO₂ n'existent pas au Bénin et semblent ne pas être aussi installés dans ses pays limitrophes. Il faut souligner que les professionnels contactés ont fait état d'un manque de ressource pour compléter l'enquête sur les réfrigérants utilisés dans les autres pays de l'Afrique de l'Ouest.

Tableau 3: PRG et PAO des fluides frigorigènes des équipements installés

Réfrigérants	PAO (Rivet 2011)	PRG (Rivet 2011)
R22 (HCFC)	0,055	1810
R134a (HFC)	0	1430
R404A (HFC)	0	3780
R407C (HFC)	0	1650
R410A (HFC)	0	1980
R32 (HFC)	0	675
R600a (Réfrigérant naturel)	0	3
R290 (Réfrigérant naturel)	0	3

1.6. Conclusion

Cette analyse bibliographique est une illustration de l'état de l'art concernant l'historique, les études théoriques, expérimentales et les avancées technologiques réalisées dans le domaine d'application des machines frigorifiques fonctionnant au dioxyde de carbone (CO₂) ainsi que la prospection des systèmes frigorifique installés au Bénin. Le coût élevé et le faible coefficient de performance caractérisent les systèmes de réfrigération au CO₂ transcritique. Les machines frigorifiques fonctionnant au CO₂ sont écologiques et peuvent être appliqués dans les pays à climat tropical sec et chaud. Ces systèmes ont de meilleures performances si la régulation est bien adaptée ou si le système est faisable pour un type de milieu pour la production du froid. A cet effet, l'enquête menée sur les systèmes de réfrigération installés au Bénin révèle que les systèmes au CO₂ transcritique ne sont pas encore installés au Bénin et semble ne pas être aussi installés dans ses pays limitrophes. De plus, aucune étude n'a été faite sur ces systèmes transcritiques au Bénin d'après les professionnels contactés. Il semblerait alors qu'aucune étude n'a été faite sur les systèmes transcritiques en Afrique de l'Ouest ce qui justifie que le thème de ce rapport de stage (Etude prospective des principaux cycles de réfrigération au dioxyde de carbone en zone climatique tropicale : cas du Bénin) est pertinent et qu'une étude approfondie sur le CO₂ pour les systèmes de réfrigération en zone tropicale est nécessaire. Alors pour que ce fluide acquière la reconnaissance qu'il mérite en tant que réfrigérant actif dans la technologie frigorifique, d'autres études sont nécessaires pour analyser et contrôler les paramètres qui influencent l'efficacité énergétique de ces systèmes de réfrigération. Le chapitre 2 est consacré à l'étude d'un système de réfrigération au CO₂ transcritique.

Chapitre 2: Investigation sur les performances thermodynamiques du système de réfrigération booster au dioxyde de carbone transcritique

2.1. Introduction

Pourquoi s'intéresse-t-on aux cycles transcritiques ? La principale raison est qu'on utilise un seul fluide écologique, le dioxyde de carbone (CO_2) pour réaliser de la basse température (froid négatif) avec la possibilité d'utilisation de froid en moyenne température (froid positif). Etant donné que le CO_2 a une pression et une température critique faibles, cela donne l'occasion aux cycles de fonctionner dans une nature transcritique où le rejet de chaleur et l'absorption se fait respectivement dans des conditions supercritiques et sous-critiques. Cependant, cette caractéristique a posé des problèmes de performance pour le cycle de réfrigération au CO_2 tels que la pression et la température qui deviennent indépendantes au-dessus du point critique. Il devient important d'identifier la pression optimale et son contrôle dans le refroidisseur de gaz. Cette pression est un sujet de recherche scientifique car elle est influencée par divers paramètres de conception ou de fonctionnement du système (Sarkar, Bhattacharyya, et Gopal 2004; NMR Publicering 2014; Llopis, Cabello, et al. 2015; Aprea et Maiorino 2008; Samer Sawalha 2013). Ainsi, l'objectif de ce chapitre est de connaître les paramètres de fonctionnement optimal du système de réfrigération booster au CO_2 transcritique et de préciser les conditions d'exploitation. Pour ce faire, un modèle a été simulé en utilisant les concepts thermodynamiques pour étudier les performances du cycle. Les simulations ont été effectuées à l'aide du logiciel EES (Engineering Equation Solver).

2.2. Description du système de réfrigération booster au dioxyde de carbone transcritique

Le principe de fonctionnement est le même que celui décrit au chapitre 1 de ce mémoire (voir *1.4.2 Systèmes frigorifiques transcritiques du type booster*) à la seule différence qu'un sous-refroidisseur (subcooler) est intégré au circuit. Après que le réservoir intermédiaire ait séparé la vapeur du liquide, la vapeur séparée est refroidie en passant par une vanne électronique (entre le point 5 et le point 6) pour échanger de la chaleur avec le liquide séparé à travers le sous-refroidisseur. Le liquide sous-refroidi à la sortie du sous-refroidisseur entre dans les différents évaporateurs (moyenne et basse température) par différents détendeurs. La vapeur sortant de l'évaporateur basse température est mise sous pression par le compresseur basse pression. Cette vapeur est mélangée avec celle qui sort de l'évaporateur moyenne température et la vapeur du sous-refroidisseur. La vapeur mélangée est aspirée, comprimée et refoulée par le compresseur

haute pression dans le refroidisseur de gaz. Le schéma de principe et le cycle correspondant sont respectivement présentés sur la figure 12.

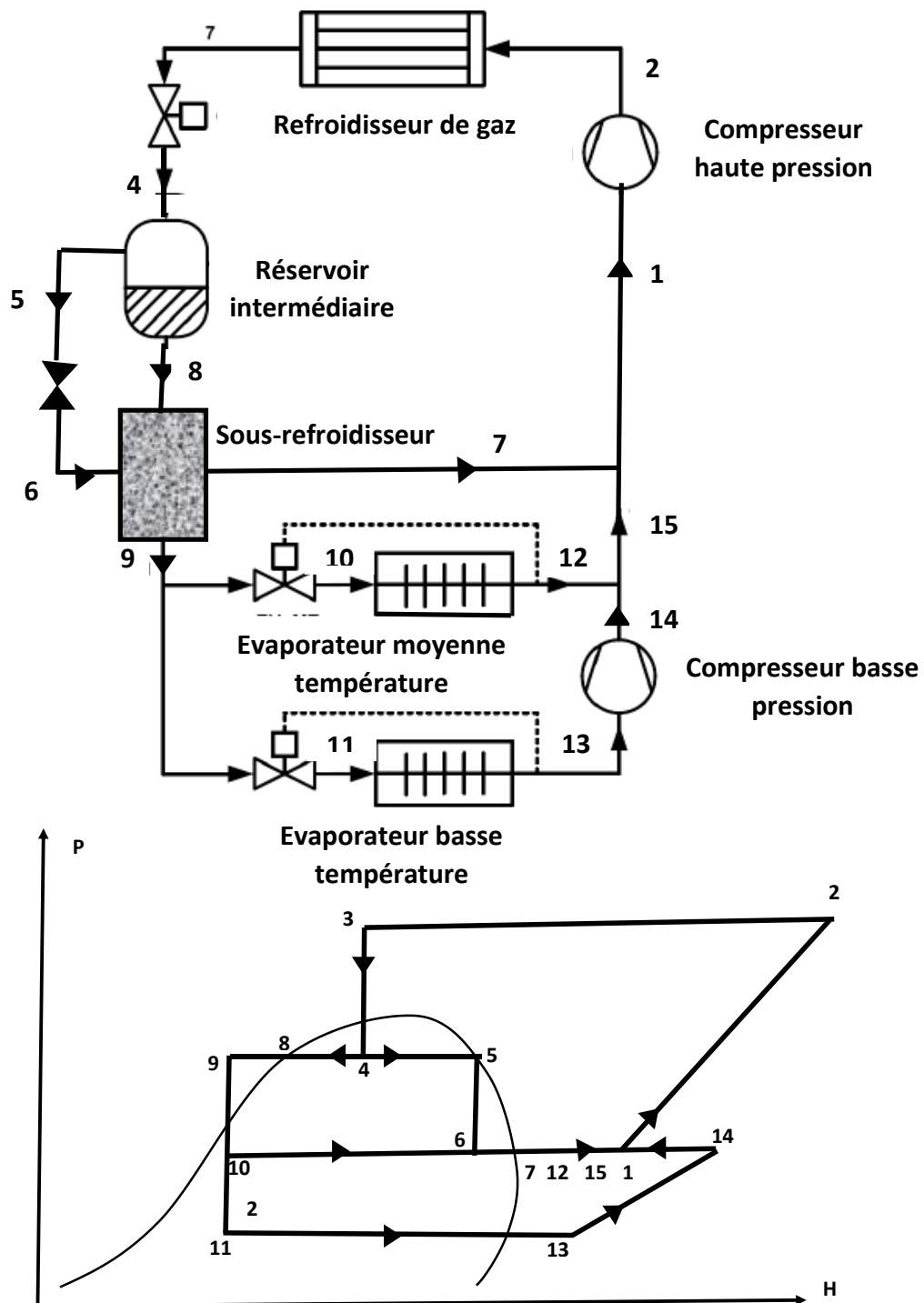


Figure 12: Schéma de principe et cycle du système de réfrigération au CO₂ transcritique booster

2.3. Hypothèses de modélisation du cycle de réfrigération booster au dioxyde carbone transcritique

Pour analyser le système de réfrigération du type booster et d'évaluer les performances du cycle de fonctionnement les hypothèses ci-après ont été formulées :

- Capacité de refroidissement moyenne température (Q_{MT}) :130 kW
- Capacité de refroidissement basse température (Q_{LT}) :30 kW
- Température d'évaporation moyenne température (T_{MT}) :-10 °C
- Température d'évaporation basse température (T_{LT}) :-35 °C
- Pression à la sortie du refroidisseur de gaz et la température ambiante (T_{amb}) sont choisies : [75bar ;140 bar] avec $25^{\circ}\text{C} \leq T_{amb} \leq 40^{\circ}\text{C}$ (Z. Huang et al. 2018);
- L'efficacité du sous-refroidisseur est 0,7
- Le rendement isentropique des compresseurs est modélisé selon l'analyse de (Z. Huang et al. 2018)
- La surchauffe à l'évaporateur est 10 °C

2.4. Méthodes et matériel de modélisation du système de réfrigération de type booster

2.4.1 Méthodes de modélisation du système de réfrigération de type booster

Le modèle thermodynamique est appliqué au cycle de réfrigération représenté sur la figure 12. Pour chaque composant du système, les équations des bilans massique et énergétique sont appliquées. En désignant respectivement par Q_{MT} et Q_{LT} les capacités de réfrigération moyenne et basse température, W_{MT} et W_{LT} les différents travaux fournis aux compresseurs haute et basse pression, \dot{m} le débit masse du fluide frigorigène au différents points du système de réfrigération et h_i les enthalpies massiques correspondantes aux divers points du cycle, le résumé des modèles thermodynamiques du processus est regroupé dans le tableau 4. Chaque processus est représenté mathématiquement et intégré dans le logiciel de simulation.

Tableau 4: Modèles thermodynamiques appliqués au cycle de réfrigération transcritique de type booster

Composants	Bilan de masse et d'énergie
Refroidisseur de gaz	$T_{gc} = T_{amb} + 3 \text{ °C}$ pour $T_{amb} > 25 \text{ °C}$ (B. Zhang et al. 2017) $P_{gc} = \exp(4,361 - 0,020 \cdot T_{amb} + 0,0007 \cdot T_{amb}^2)$ pour la plage de température et pression respective : $25 \text{ °C} \leq T_{amb} \leq 40 \text{ °C}$ et $75 \text{ bar} \leq P_{gc} \leq 140 \text{ bar}$ (Z. Huang et al. 2018) $\dot{m}_{gc} = (\dot{m}_{MT} + \dot{m}_{LT}) / (1 - x_4)$
Bouteille intermédiaire (reservoir)	$P_{int} = 162,57 - 3,66 \cdot T_{amb} + 1,25 \cdot P_{gc} + 0,042 \cdot T_{amb} \cdot P_{gc}$ (Z. Huang et al. 2018)
Sous- refroidisseur	$h_9 = h_8 - x_4(h_7 - h_6) / (1 - x_4)$ $\dot{m}_7 = x_4 \cdot \dot{m}_{gc}$ $E = (T_8 - T_9) / (T_8 - T_7)$
Compresseur haute température	$\eta_{HP} = \exp[-0,397 + 0,0307 \cdot Pr - 0,0092 \cdot (Pr)^2]$ avec $2,22 \leq Pr \leq 3,71$ (Z. Huang et al. 2018) $h_2 = h_1 + (h_{2is} - h_1) / \eta_{HP}$ $W_{HP} = \dot{m}_{gc}(h_2 - h_1)$
Compresseur basse température	$\eta_{LP} = \exp[-0,584 + 0,1902 \cdot Pr - 0,0449 \cdot (Pr)^2]$ avec $1,58 \leq Pr \leq 2,93$ (Z. Huang et al. 2018) $h_{14} = h_{13} + (h_{14is} - h_{13}) / \eta_{LP}$ $W_{LP} = \dot{m}_{LT}(h_{14} - h_{13})$
Détendeurs	$h_{in} = h_{out}$
Evaporateur moyenne température	$Q_{MT} = \dot{m}_{MT}(h_{12} - h_{10})$
Evaporateur basse température	$Q_{LT} = \dot{m}_{MT}(h_{13} - h_{11})$
Coefficient de performance (COP)	$COP = \frac{Q_{MT} + Q_{LT}}{W_{HP} + W_{LP}}$

Avec : Pr : le taux de compression ; η_{LP} : le rendement isentropique du compresseur basse température ; η_{HP} : le rendement isentropique du compresseur haute température ; P_{gc} : la pression à la sortie du refroidisseur de gaz ; T_{amb} : la température ambiante ; T_{gc} : la température à la sortie du refroidisseur de gaz ; P_{int} : la pression intermédiaire ; \dot{m}_{MT} : le débit masse du fluide frigorigène dans l'évaporateur moyenne température ; \dot{m}_{LT} : le débit masse du fluide frigorigène dans l'évaporateur basse température et \dot{m}_{gc} : le débit masse du fluide frigorigène dans le refroidisseur de gaz.

2.4.2. Matériel de modélisation du système de réfrigération de type booster

EES (Engineering Equation Solver ou Solveur d'équations pour l'ingénierie) est un logiciel qui permet de résoudre des systèmes d'équations algébriques, des équations différentielles, des équations à variables complexes. EES permet également d'optimiser les paramètres de modélisation d'un système, de calculer des régressions linéaires et non linéaires, de générer des courbes de grande qualité. EES contient une vaste bibliothèque de fonctions mathématiques et thermodynamiques. Néanmoins, il est impossible de prévoir l'ensemble des besoins des utilisateurs. De fait, EES offre à l'utilisateur la possibilité d'entrer ses propres fonctions suivant trois méthodes :

- Il est possible de saisir et d'interpoler des données numériques dans une table, pour ensuite les utiliser directement dans la résolution de système des équations.
- EES comporte son propre langage de programmation. Il s'apparente au PASCAL et FORTRAN. Il permet à l'utilisateur de développer et sauvegarder dans des fichiers de librairie ses propres fonctions et procédures. Ces fichiers seront lus à chaque ouverture du logiciel et ainsi utilisables dans chaque session.
- Enfin, les fonctions et les procédures compilées, écrites dans un langage de haut niveau tel le PASCAL, le C ou le FORTRAN, pourront être utilisées dans EES par le biais de bibliothèques dynamiques (DLL).

2.5. Discussions des résultats

A ce stade, divers paramètres d'entrée ont été manipulés et analysés pour comprendre leur influence sur le coefficient de performance (COP) du système de réfrigération booster au dioxyde de carbone transcritique.

2.5.1. Température au sud du Bénin (Cotonou)

Au cours de l'année, la température varie généralement de 24 °C à 32 °C et est rarement inférieure à 21 °C ou supérieure à 33 °C. Les figures 13 et 14 illustrent respectivement la température moyenne annuelle au sud du Bénin (Cotonou) et la température moyenne journalière au sud du Bénin (Cotonou). Ces données ont été recueillies par le biais du logiciel Meteonorm 7.

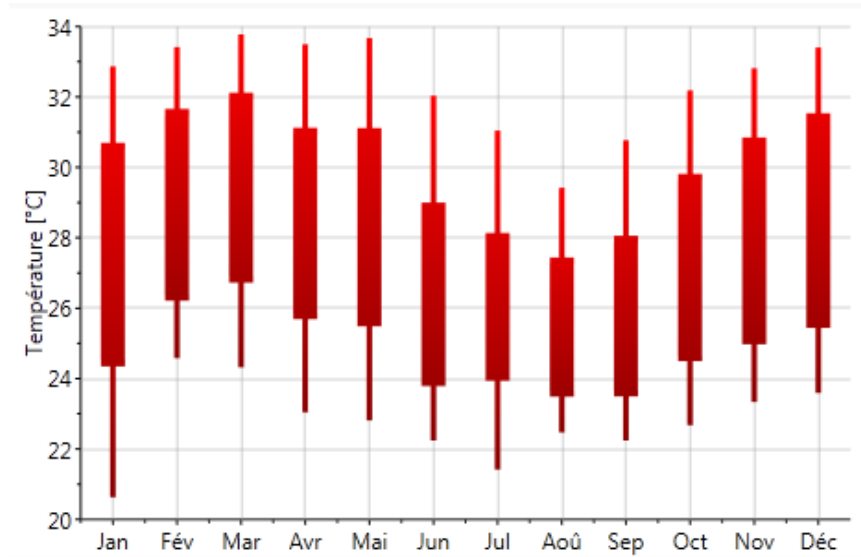


Figure 13: Température moyenne annuelle au sud du Bénin (Cotonou)

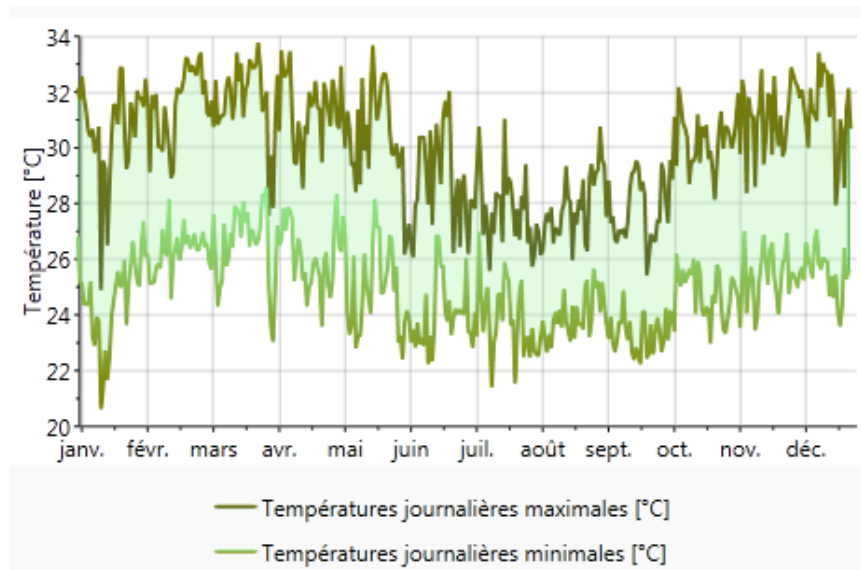


Figure 14: Température moyenne journalière au sud du Bénin (Cotonou)

2.5.2. Effet de l'efficacité du sous-refroidisseur sur le coefficient de performance du système de réfrigération booster

Le sous-refroidisseur fonctionne comme un échangeur thermique pour améliorer l'efficacité du système frigorifique. Le sous-refroidisseur de liquide est une disposition souvent utilisée dans les installations de réfrigération transcritique pour réaliser l'échange thermique entre les conduites d'aspiration et de liquide. L'intérêt du sous-refroidisseur est qu'il permet une récupération interne de chaleur. Il maintient les caractéristiques physico-chimiques (pression, concentration en éléments chimiques etc.) des fluides inchangés hormis leur température ou leur

état. La figure 15 montre le coefficient de performance (COP) en fonction de l'efficacité du sous-refroidisseur.

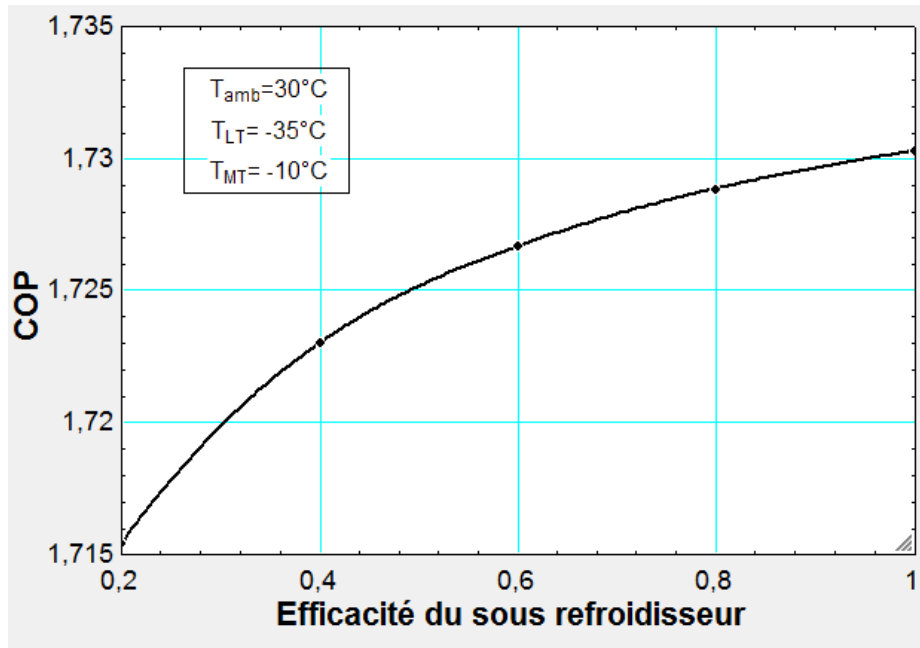


Figure 15: Variation du coefficient de performance en fonction de l'efficacité du sous-refroidisseur

Pour cette simulation, on varie l'efficacité (voir le tableau 2 pour le calcul de l'efficacité) en maintenant constantes la température ambiante ($T_{amb} = 30\text{ °C}$), la température de l'évaporateur basse température ($T_{LT} = -35\text{ °C}$) et la température de l'évaporateur moyenne température ($T_{MT} = -10\text{ °C}$). Le coefficient de performance augmente en fonction de l'efficacité du sous-refroidisseur. Il passe de 1,715 à 1,73 quand l'efficacité passe de 0,2 à 1.

2.5.3. Variation du coefficient de performance en fonction de la température ambiante

Les capacités de réfrigération moyenne température (Q_{MT}), basse température (Q_{LT}), et les températures d'évaporation des évaporateurs ($T_{LT} = -35\text{ °C}$, $T_{MT} = -10\text{ °C}$) sont maintenues fixes. La figure 16 montre la variation du coefficient de performance (COP) en fonction de la température ambiante.

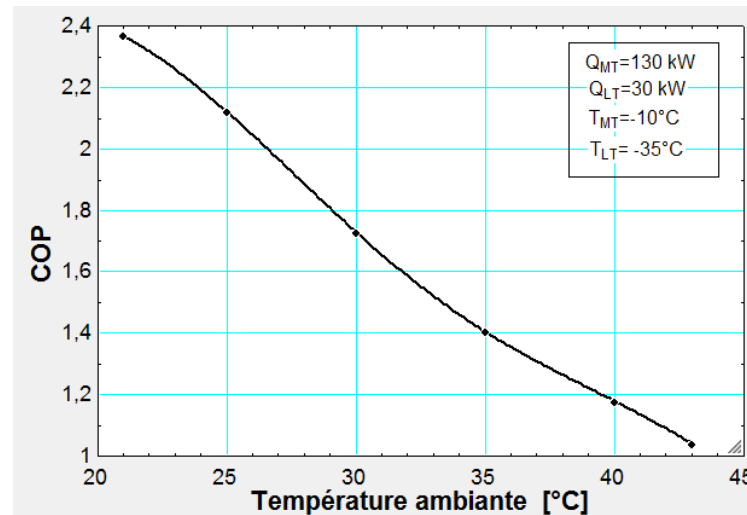


Figure 16: Variation du coefficient de performance (COP) en fonction de la température ambiante.

La valeur la plus élevée de COP était de 2,37 pour une température de 21°C. Le COP devient inférieur à 1 quand la température dépasse 45 °C. Le COP du système de réfrigération booster augmente quand la température ambiante diminue.

2.5.4. Comparaison des débits massiques en fonction de la température ambiante

Les trois débits massiques du circuit fluide du système de réfrigération booster modélisé sont : le débit massique du fluide frigorigène dans l'évaporateur moyenne température (\dot{m}_{MT}), le débit massique du fluide frigorigène dans l'évaporateur basse température (\dot{m}_{LT}) et le débit massique du fluide frigorigène dans le refroidisseur de gaz (\dot{m}_{gc}). Les variations de ces différents débits massiques en fonction de la température ambiante sont illustrées sur la figure 17.

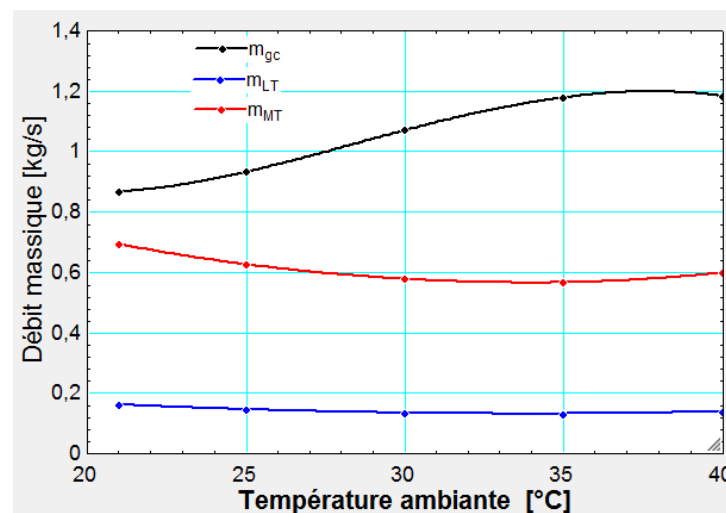


Figure 17: Variation des débits massiques en fonction de la température ambiante

Après 26 °C, la valeur du débit massique (\dot{m}_{MT}) dans l'évaporateur moyenne température a d'abord diminué légèrement avant d'augmenter progressivement, ce qui a provoqué une diminution du taux de croissance du débit massique (\dot{m}_{gc}) dans le refroidisseur de gaz ; puis a diminué légèrement. Cela est dû à la pression de fonctionnement du refroidisseur de gaz.

2.5.5. Variation des travaux requis aux compresseurs en fonction de la pression du refroidisseur de gaz

La figure 18 illustre les travaux requis aux compresseurs moyenne température et basse température en fonction de la pression du refroidisseur de gaz.

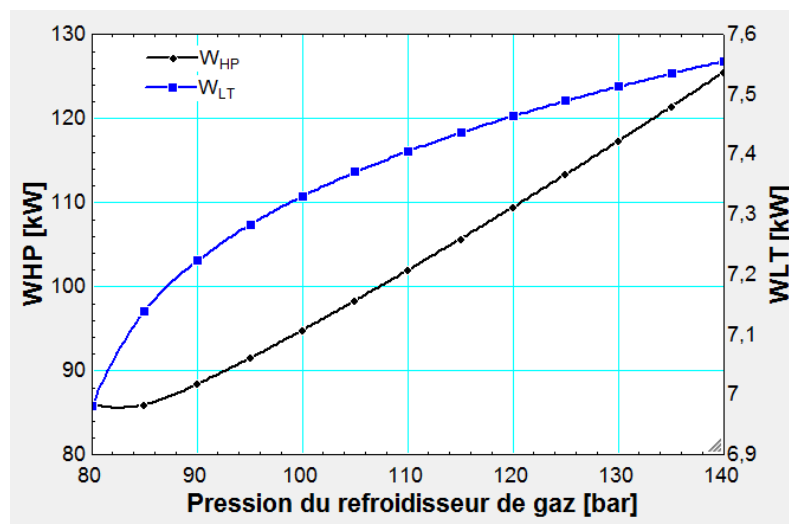


Figure 18: Variation des travaux requis aux compresseurs en fonction de la pression du refroidisseur de gaz

Les deux travaux augmentent en fonction de la pression du refroidisseur de gaz. Le travail requis au compresseur moyenne température (W_{HP}) à 80 bar est de 86 kW quand le travail requis au compresseur basse température (W_{LT}) est de 7 kW. Les travaux requis aux compresseurs des systèmes de réfrigération transcritique booster sont élevés à cause de la forte puissance volumétrique qu'est engendré le dioxyde de carbone (CO_2) du fait des pressions de travail élevées ; ce qui limite la performance de ces systèmes.

2.5.6. Effet de la pression du refroidisseur de gaz sur le coefficient de performance pour différentes températures d'évaporation

La figure 19 illustre l'effet de la pression du refroidisseur de gaz sur le coefficient de performance (COP) pour différentes températures d'évaporation. Le COP est obtenu en maintenant constantes les capacités de réfrigération moyenne température (Q_{MT}) et basse température (Q_{LT}) ainsi que la température ambiante (T_{amb}).

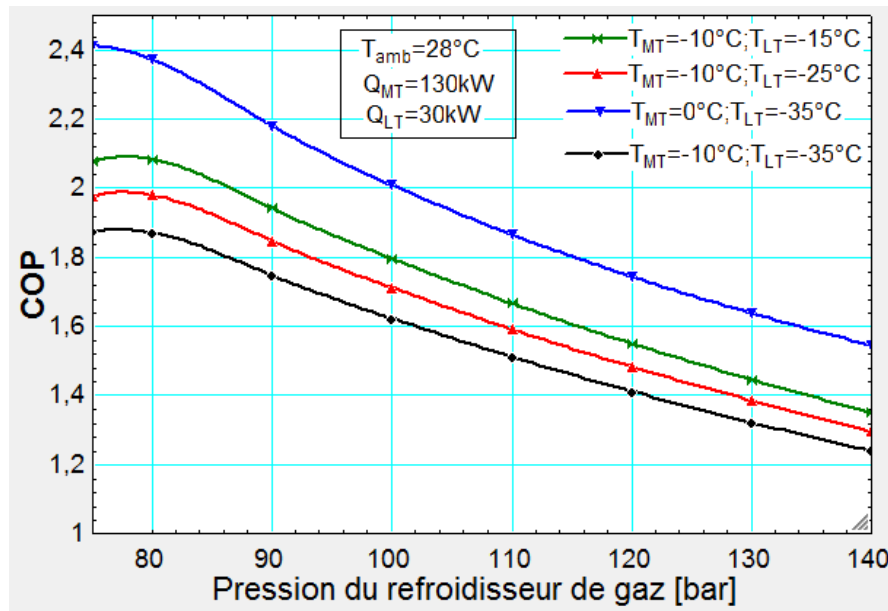


Figure 19: Variation du COP en fonction de la pression du refroidisseur de gaz pour différentes températures d'évaporateur

Lorsque les températures d'évaporation (T_{MT} et /ou T_{LT}) des évaporateurs augmentent, le COP croît légèrement jusqu'à un maximum avant de décroître suivant les valeurs élevées des pressions.

2.5.7. Variation du coefficient de performance en fonction de la pression du refroidisseur de gaz

La figure 20 montre les variations du coefficient de performance (COP) en fonction de la pression du refroidisseur de gaz (P_{gc}) pour différentes températures ambiantes (ou en fonction de la température de condensation du refroidisseur de gaz (T_{gc}): $T_{gc}= T_{amb}+3^{\circ}\text{C}$). La pression intermédiaire étant maintenue à 50 bar

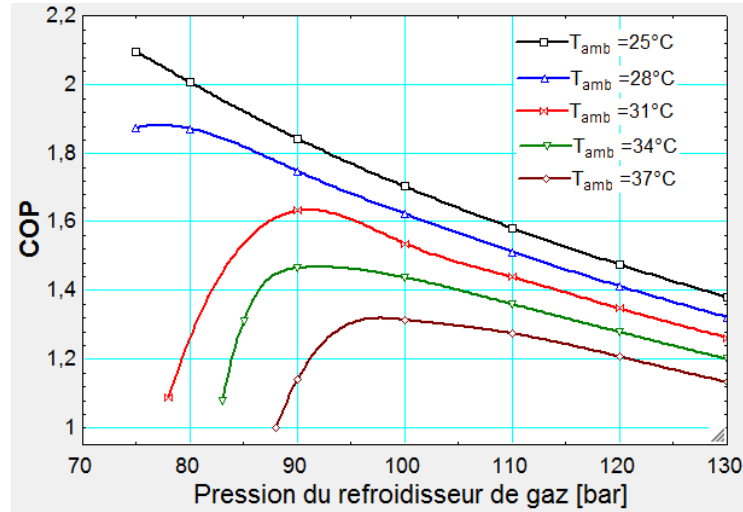


Figure 20: Effet de la pression du refroidisseur de gaz sur le coefficient de performance

. Nous pouvons constater que le COP du système augmente rapidement pour des faibles P_{gc} et après avoir atteint la valeur maximale, il diminue lentement au fur et à mesure que la P_{gc} augmente. Ce phénomène est observé pour des températures ambiantes supérieures à 25°C. A 25°C le COP décroît quand la pression augmente. On peut en déduire que la température ambiante et le COP ont un effet significatif sur la pression optimale du refroidisseur de gaz.

2.5.8. Optimisation et corrélations des pressions du refroidisseur de gaz et intermédiaire

Dans le but de déterminer respectivement la pression optimale du refroidisseur de gaz et la pression intermédiaire optimale permettant de donner le coefficient de performance maximal, nous avons présenté dans l'annexe n°3 la liste des pressions optimales du refroidisseur de gaz ($P_{opt,gc}$) et des pressions intermédiaires optimales ($P_{opt,int}$) pour des températures ambiantes (T_{amb}) allant de 25°C à 40°C ; le coefficient de performance maximal de chaque point est présenté. En exécutant une analyse de régression polynomiale sur les données obtenues à partir de l'optimisation du cycle, les relations suivantes ont été établies pour prévoir la pression optimale du refroidisseur de gaz et la pression intermédiaire optimale :

$$P_{opt,gc} = a + b.T_{amb} + c .T_{amb}^2 + d.T_{amb}^3 + e.T_{amb}^4 + f.T_{amb}^5 + g.T_{amb}^6 ; \text{ avec } R^2 = 1 \quad (2.1)$$

$$P_{opt,int} = a + b.T_{amb} + c.T_{amb}^2 + d.T_{amb}^3 + e.T_{amb}^4 + f.T_{amb}^5 + g.T_{amb}^6 ; \text{ avec } R^2 = 0,9621 \quad (2.2)$$

Ces corrélations sont valables pour des températures ambiantes allant de 25°C à 40°C

Le tableau 5 illustre les coefficients des corrélations développées des pressions optimales $P_{opt,gc}$ et $P_{opt,int}$.

Tableau 5: Coefficients des corrélations développées des pressions optimales

Coefficients de $P_{opt,gc}$		Coefficients de $P_{opt,int}$	
a	$-7,59881832.10^4$	a	$1,56325294.10^2$
b	$1,48294836.10^4$	b	$-1,72313442.10^1$
c	$-1,19283100.10^3$	c	$1,44502124$
d	$5,06751408.10^1$	d	$-6,77026153.10^{-2}$
e	$-1,19958296$	e	$1,74679283.10^{-3}$
f	$1,50092124.10^{-2}$	f	$-2,35462322.10^{-5}$
g	$-7,75807959.10^{-5}$	g	$1,35685059.10^{-7}$

R^2 est le coefficient de détermination utilisé pour évaluer la qualité de l'analyse de régression. Il exprime le rapport entre la variation expliquée et la variation totale (voire la formule développée à l'annexe n°3). Ce coefficient varie entre 0 et 1. Il s'exprime souvent en pourcentage, plus près de 1 indique que la corrélation donne de bonne prévision. La figure 21 illustre les variations de la pression optimale du refroidisseur de gaz et de la pression intermédiaire optimale du système de réfrigération booster au CO₂ transcritique en fonction de la température ambiante.

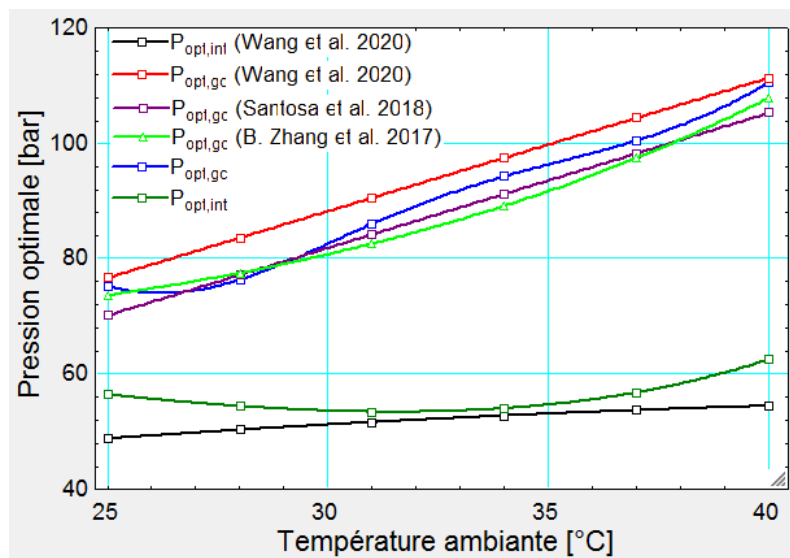


Figure 21: Variation de la pression optimale du refroidisseur de gaz et de la pression intermédiaire en fonction de la température ambiante

La pression optimale du refroidisseur de gaz augmente en fonction de la température ambiante. La pression intermédiaire chute légèrement (56,4 bar à 25°C) quand la température augmente, atteint 53,4 bar à 31°C avant d'augmenter (62,56 à 40°C). Les courbes sont comparées avec les résultats expérimentaux extraits de la littérature :

$$P_{opt,int} = -0,0105.T_{gc}^2 + 1,1237.T_{gc} + 25,5207 \quad (\text{Wang et al. 2020}) \quad (2.3)$$

$$P_{opt,gc} = 2,312.T_{gc} + 11,9 ; \text{ avec } R^2 = 0.9991 \text{ (Wang et al. 2020)} \quad (2.4)$$

$$P_{opt,gc} = 2,3426.T_{amb} + 11,541 \text{ (Santosa et al. 2018)} \quad (2.5)$$

$$P_{gc,gc} = \exp(4,361 - 0,020.T_{amb} + 0,0007.T_{amb}^2) \text{ (B. Zhang et al. 2017)} \quad (2.6)$$

Les valeurs des pressions optimales $P_{opt,gc}$ et $P_{opt,int}$ du système simulé dans ce document sont proches des résultats obtenus par les auteurs. Le tableau de comparaison est en annexe n°3 du document. Les erreurs relatives sont mentionnées dans l'annexe. L'écart constaté peut être dû à l'outil de simulation et des hypothèses de modélisation.

2.6. Conclusion

Le modèle de cycle de réfrigération booster au dioxyde de carbone (CO_2) transcritique a été simulé thermodynamiquement. Le modèle a été utilisé pour étudier l'effet des différents paramètres sur le coefficient de performance (COP) du cycle et pour identifier l'effet combiné de ces paramètres pour un COP optimal. Les éléments suivants sont tirés de la simulation. Le cycle transcritique booster est d'autant plus performant que la température ambiante sera basse et aussi d'autant plus performant que la température d'évaporation sera élevée qui est la même remarque pour les cycles classiques. Il existe une haute pression optimale de refroidissement de gaz pour laquelle le COP atteint sa valeur maximale. Cette pression est très sensible à la variation de la température ambiante et elle varie proportionnellement avec la température de fin de refroidissement et d'une façon linéaire. La pression intermédiaire influe aussi sur les performances du système et est fonction de la température ambiante. Cette pression est optimisée pour maximiser le COP du système de réfrigération. Avec l'analyse de régression nous avons montré que les pressions optimales du refroidisseur de gaz et la pression intermédiaire optimale du cycle de réfrigération booster au CO_2 transcritique étudié sont des fonctions de la température ambiante avec un bon coefficient de détermination. Le CO_2 couplé avec l'ammoniac opère dans les machines frigorifiques en cascade. Une analyse approfondie est nécessaire sur ce système pour justifier son applicabilité au Bénin. C'est le but fondamental du chapitre 3.

Chapitre 3 : Analyse paramétrique, exergétique et environnementale d'un système de réfrigération en cascade NH₃/CO₂

3.1. Introduction :

De nombreuses applications industrielles comme le stockage des aliments, la liquéfaction des vapeurs de pétrole et des gaz naturels, le durcissement par précipitation des alliages spéciaux, la fabrication de glace carbonique et le stockage du sang, etc., nécessitent une réfrigération à basse température dans la plage de températures de -30°C à -100 °C (Dubey, Kumar, et Agrawal 2014). Cette partie présente l'analyse thermodynamique du système de réfrigération en cascade utilisant l'ammoniac (NH₃) dans la cellule haute température et du dioxyde de carbone (CO₂) dans la cellule basse température, pour connaître l'effet de divers paramètres de fonctionnement et de conception sur les performances du système. Quand toutes les propriétés thermo-physiques à chaque point d'état sont déterminées, l'analyse exergétique est ensuite effectuée. Son intérêt réside principalement dans le fait que son utilisation donne aussi bien des renseignements sur le plan quantitatif que sur le plan qualitatif des transferts énergétiques. La théorie de l'exergie est extrêmement féconde, car elle nous donne une étude plus précise et permet de cibler le composant source d'irréversibilité par simple calcul de l'efficacité exergétique.

3.2. Description du système de réfrigération en cascade NH₃/CO₂

Dans les systèmes en cascade on met en œuvre des installations comprenant deux circuits monos étagés (cellules) utilisant deux fluides frigorigènes différents. Les circuits travaillent à des niveaux de température différents et couplés thermiquement au niveau d'un échangeur particulier appelé évapo-condenseur. L'évaporateur de la cellule haute température permet de refroidir et de condenser le fluide frigorigène utilisé dans la cellule basse température. Le modèle d'un tel dispositif est présenté sur la figure 22.

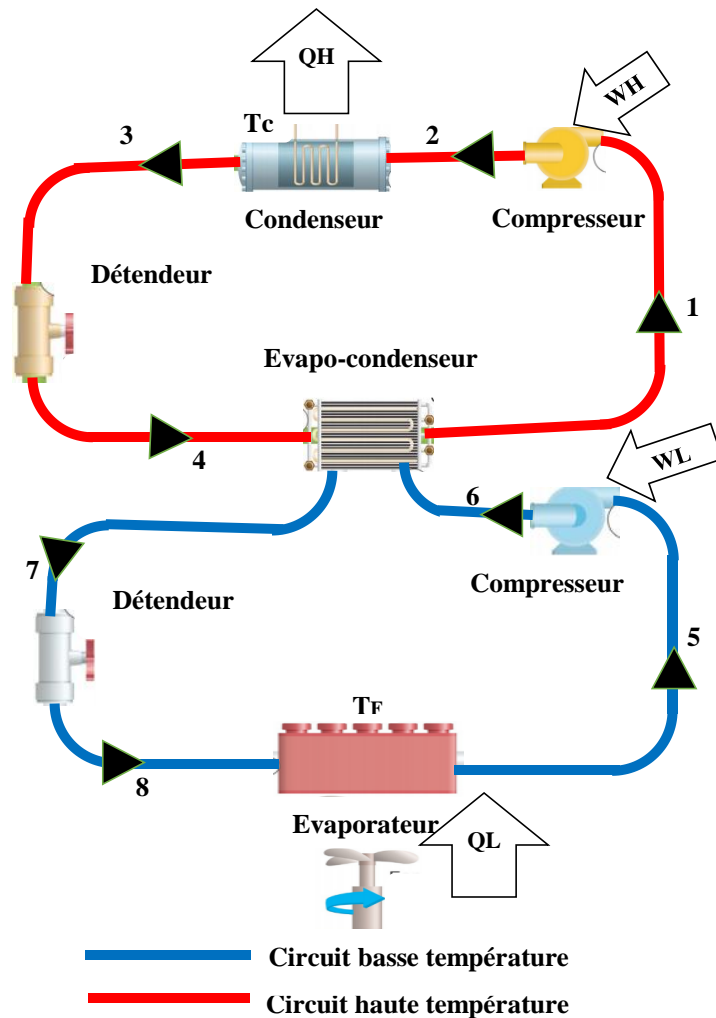


Figure 22: Système de réfrigération en cascade NH_3/CO_2

Au point (1) : à la sortie de l'évapo-condenseur l'ammoniac (NH_3) sous forme de vapeur saturante, entre dans le compresseur et sort dans les conditions du point (2) avec une pression correspondant à la pression saturante du condenseur. Au cours de cette étape, le NH_3 cède la chaleur qui a été absorbée au niveau de l'évaporateur vers le milieu ambiant en passant sous forme de liquide. Après la condensation (3), le liquide passe à travers la vanne de détente où il subit une transformation enthalpique. A la sortie, le fluide frigorigène est à basse pression (4), entre dans l'évapo-condenseur et un échange thermique avec le dioxyde de carbone (CO_2) le fait passer sous forme de vapeur (1), ce qui constitue le cycle de la cellule NH_3 . Au point (5), à la sortie de l'évaporateur le CO_2 sous forme de vapeur saturante, entre dans le compresseur et sort dans les conditions du point (6) avec une pression correspondant à la pression saturante du condenseur. Il passe dans l'évapo-condenseur et un échange thermique avec le NH_3 le fait passer sous forme de liquide. Au cours de cette étape, le CO_2 cède la chaleur qui a été absorbée au niveau de l'évaporateur dans l'évapo-condenseur. Cette chaleur est absorbée par le NH_3 ce qui permet

au CO₂ de passer à l'état liquide. Après la condensation (7), le liquide passe à travers la vanne de détente où il subit une transformation enthalpique. A la sortie, le fluide frigorigène est à basse pression (8), entre dans l'évaporateur, le CO₂ absorbe la chaleur du milieu refroidi et se transforme en vapeur (5), ce qui constitue le cycle de la cellule CO₂ (figure 22).

3.3. Hypothèses de modélisation du système de réfrigération en cascade NH₃/CO₂

Les hypothèses ci-après sont formulées pour l'étude du système de réfrigération en cascade :

- Chaque composant du système de réfrigération en cascade, montré sur la figure 22 peut être traité comme un volume de contrôle.
- Tous les composants sont supposés être en régime permanent et processus à flux constant. Les variations de l'énergie potentielle et l'énergie cinétique des composants sont négligeables.
- Les compresseurs des deux cellules ne sont pas isentropiques, et le rendement isentropique peut être exprimé en fonction du rapport de pression. Combiné aux rendement électrique et mécanique de chaque compresseur, le rendement total est supposé être de 0,80.
- Les pertes de chaleur et les chutes de pression dans les raccords de tuyauterie et les composants sont négligeables.
- Tous les dispositifs de détente sont isenthalpiques.
- Les états de sortie du condenseur et du condenseur en cascade sont à l'état liquide saturé et celui de l'évaporateur est à l'état de vapeur saturée.
- La capacité de refroidissement est fixée (270 kW).
- Les températures de condensation utilisée dans l'étude paramétrique sont dans la plage [25 °C ;55 °C].
- Les températures d'évaporation sont dans la plage [-50 °C ; -10°C].
- La différence de température dans l'échangeur en cascade est $\Delta T=5^\circ \text{C}$.

3.4 Matériel et méthode de modélisation du système de réfrigération en cascade NH₃/CO₂

Les propriétés thermo-physiques des réfrigérants R744 et R717 ont été calculées à l'aide du logiciel EES (Engineering Equation Solver ou Solveur d'Equations pour l'Ingénierie). Une caractéristique majeure du logiciel EES est sa base de données thermodynamiques ayant une meilleure précision sur les propriétés de transport des centaines de substances. Ce matériel a été décrit au chapitre 2 de ce mémoire (2.4.2 *Matériel de modélisation*). L'analyse thermodynamique du cycle de réfrigération en cascade est réalisée en utilisant les hypothèses mentionnées précédemment. Pour chaque composant du système, les équations des bilans massique, énergétique entropique et exergetique sont appliquées. Le bilan exergetique est obtenu en multipliant l'équation du bilan entropique par T₀ (température de référence) et en la retranchant de l'équation de bilan d'énergie.

$$\text{Le bilan exergetique} = (\text{Bilan énergétique}) - T_0 \cdot (\text{Bilan entropique}) \quad (3.1)$$

Nous avons alors :

$$\sum_e m_{ie} \cdot (h_{ie} - T_0 \cdot s_{ie}) - \sum_s m_{is} \cdot (h_{is} - T_0 \cdot s_{is}) + \sum_k Q_k \cdot (1 - T_0/T_k) + \sum_s W_I - T_0 \cdot s_{créée} = 0 \quad (3.2)$$

Avec :

m_e : flux de matière à l'entrée du système portant l'enthalpie spécifique h_e , l'entropie spécifique s_e et l'exergie spécifique ex_e ;

m_s : flux de matière à la sortie du système portant l'enthalpie spécifique h_s , l'entropie spécifique s_s et l'exergie spécifique ex_s ;

Q_k : flux de chaleur fournie par la source de chaleur ;

W_I : Puissance mécanique, ou électrique, reçue par le système ;

$s_{créée}$: flux d'entropie dans le système

$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s \quad (3.3)$$

$$\dot{Q} + \sum \dot{m}_e \cdot h_e = \dot{w} + \sum \dot{m}_s \cdot h_s \quad (3.4)$$

Pour le processus impliqué dans le présent travail, les trois autres formes d'exergie sont négligés (exergies chimiques, cinétiques et potentielles). Ainsi l'exergie spécifique ou exergie physique (ex) de tout flux est exprimée comme :

$$ex = (h_i - h_0) - T_0 (s_i - s_0) \quad (3.5)$$

$$Ex = \dot{m}[(h_i - h_0) - T_0 (s_i - s_0)] \quad (3.6)$$

Les exergies entrante (Ex_e) et sortante (Ex_s) ainsi que l'exergie détruite (Ex_d) sont définies :

$$Ex_d = Ex_e - Ex_s \quad (3.7)$$

Le rendement exergetique ($\eta_{\text{exergetique}}$) peut s'exprimer par le rapport entre l'exergie utile et l'exergie entrante :

$$\eta_{\text{exergetique}} = \frac{\text{exergie utile}}{\text{exergie entrante}} \quad (3.8)$$

Le coefficient de performance (COP) du système de réfrigération en cascade peut être exprimé en fonction du coefficient de performance de la cellule haute température (COP_H) et du coefficient de performance de la cellule basse température (COP_L) par la relation suivante (Lee, Liu, et Chen 2006):

$$COP = \frac{Q_L}{W_H + W_L} = \frac{COP_H \cdot COP_L}{1 + COP_H + COP_L} \quad (3.9)$$

$$COP_H = \frac{Q_M}{W_H} \quad (3.10)$$

$$COP_L = \frac{Q_L}{W_L} \quad (3.11)$$

On désigne par :

Q_L : Capacité de refroidissement ; Q_M : la puissance de l'échangeur en cascade ; W_H : le travail fourni par le compresseur de la cellule haute température ; W_L : le travail fourni par le compresseur de la cellule basse température ; \dot{m}_L : débit massique du dioxyde de carbone ; \dot{m}_H : débit massique de l'ammoniac ; h_i : enthalpie du fluide frigorigène aux différents du système ; s_i : entropie du fluide frigorigène aux différents du système ; s_{gen} : entropie générée ; η_m : rendement mécanique ; η_e : rendement électrique et η_{is} : rendement isentropique. Les équations pour les différents composants du système de réfrigération en cascade sont données dans le tableau 6.

Tableau 6: Bilan de masse, d'énergie, entropie et d'exergie des composants du système

Composants	Bilan masse [kg.s ⁻¹]	Bilan d'énergie [kW]	Bilan d'entropie [kW/K]	Bilan d'exergie [kW]
Compresseur haute température	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_H$	$W_H = \dot{m}_H \frac{(h_{2is} - h_1)}{\eta_{is} \cdot \eta_m \cdot \eta_e}$ $= \dot{m}_H \frac{(h_2 - h_1)}{\eta_m \cdot \eta_e}$	$S_{gen} = \dot{m}_H (s_2 - s_1)$	$Ex_d = \dot{m}_H (EX_1 - EX_2) - W_H$ $= T_0 [\dot{m}_H (s_2 - s_1)]$
Condenseur	$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_H$	$Q_H = \dot{m}_H (h_2 - h_3)$	$S_{gen} = \dot{m}_H (s_3 - s_2) - \frac{Q_H}{T_c}$	$Ex_d = (1 - \frac{T_0}{T_c}) Q_H + \dot{m}_H (EX_2 - EX_3)$ $= T_0 [\dot{m}_H (s_3 - s_2) - \frac{Q_H}{T_c}]$
Détendeur circuit haute température	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_H$	$h_3 = h_4$	$S_{gen} = \dot{m}_L (s_4 - s_3)$	$Ex_d = \dot{m}_H (EX_3 - EX_4)$ $= T_0 [\dot{m}_H (s_4 - s_3)]$
Evapo-condenseur	$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_L$ $\dot{m}_4 = \dot{m}_1 = \dot{m}_H$	$Q_M = \dot{m}_H (h_1 - h_4)$ $= \dot{m}_L (h_6 - h_7)$	$S_{gen} = \dot{m}_L (s_7 - s_6) + \dot{m}_H (s_1 - s_4)$	$Ex_d = \dot{m}_L (EX_6 - EX_7) + \dot{m}_H (EX_4 - EX_1)$ $= T_0 [\dot{m}_L (s_7 - s_6) + \dot{m}_H (s_1 - s_4)]$
Compresseur circuit basse température	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_L$	$W_L = \dot{m}_L \frac{(h_{6is} - h_5)}{\eta_{is} \cdot \eta_m \cdot \eta_e}$ $= \dot{m}_L \frac{(h_6 - h_5)}{\eta_m \cdot \eta_e}$	$S_{gen} = \dot{m}_L (s_6 - s_5)$	$Ex_d = \dot{m}_L (EX_5 - EX_6) - W_L$ $= T_0 [\dot{m}_L (s_6 - s_5)]$
Détendeur circuit basse température	$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_L$	$h_7 = h_8$	$S_{gen} = \dot{m}_L (s_8 - s_7)$	$Ex_d = \dot{m}_L (EX_7 - EX_8)$ $= T_0 [\dot{m}_L (s_8 - s_7)]$
Evaporateur	$\dot{m}_8 = \dot{m}_5 = \dot{m}_L$	$Q_L = \dot{m}_L (h_8 - h_5)$ $\dot{m}_L = \frac{Q_L}{(h_8 - h_5)}$	$S_{gen} = \dot{m}_L (s_8 - s_5) - \frac{Q_L}{T_e}$	$Ex_d = (1 - \frac{T_0}{T_e}) Q_L + \dot{m}_L (EX_8 - EX_5)$ $= T_0 [\dot{m}_L (s_8 - s_5) - \frac{Q_L}{T_e}]$

3.5. Évaluation environnementale du système de réfrigération en cascade NH₃/CO₂

Hormis l'analyse énergétique et exergetique, l'évaluation environnementale est cruciale pour les systèmes en cascade NH₃/CO₂ afin d'examiner leur empreinte environnementale. Le TEWI (Total Equivalent Warning Impact) est un concept permettant d'évaluer le réchauffement planétaire (Potentiel de Réchauffement Global [PRG]) durant la vie opérationnelle d'un système de réfrigération. Les détails sur le calcul de cet indice peuvent être trouvés dans de nombreuses études telles que (AIRAH. 2012; Gullo et al. 2018). A titre indicatif, il est donné par la formule suivante :

$$TEWI = \text{Effet direct du fluide frigorigène (ou TEWI}_{direct}) + \text{Effet indirect lié à la consommation d'énergie (ou TEWI}_{indirect}) \quad (3.12)$$

$$TEWI_{direct} = GWP_{100 CO_2} \cdot [L_{CO_2 N} + M_{CO_2} (1 - a_1)] + GWP_{100 NH_3} \cdot [L_{NH_3 N} + M_{NH_3} (1 - a_2)] \quad (3.13)$$

GWP₁₀₀ : valeur de GWP₁₀₀ du fluide frigorigène considéré (global warming potential pour 100 ans). La masse du réfrigérant est supposée être de 1 kg/kW de la capacité de refroidissement pour le dioxyde de carbone et de 2 kg/kW de la capacité de refroidissement pour l'ammoniac.

La fuite (L) est supposée être 15% de la masse totale du réfrigérant (M) (Gullo, Elmegaard, et Cortella 2016; Tsamos et al. 2017):

$$L_{CO_2} = 0,15.M_{CO_2} \quad (3.14)$$

$$L_{NH_3} = 0,15.M_{NH_3} \quad (3.15)$$

Les années de l'analyse (N) sont supposées être 15 et les facteurs de recyclage (a_1 et a_2) doivent être de 95% (Gullo, Elmegaard, et Cortella 2016; Tsamos et al. 2017).

Le TEWI_{indirect} est fonction de la durée N d'utilisation, de la consommation annuelle d'énergie (E) électrique par l'équipement en kWh et de la quantité (A) en équivalent kilogramme de CO₂ émise pour produire 1 kWh d'énergie utilisée (kgCO_{2e}/kWh). A dépend de l'énergie utilisée et du pays.

$$TEWI_{indirect} = E.N.A \quad (3.16)$$

D'après la note méthodologique de calcul des émissions de gaz à effet de serre du Groupe Vivendi « Edition 01 – Février 2018 » le facteur d'émission de la production d'électricité au Bénin est $A = 0,720$ kgCO_{2e}/kWh. Le coefficient de performance moyen annuel est donné par la relation (Gullo, Elmegaard, et Cortella 2016; Tsamos et al. 2017) :

$$COP_m = \frac{\int_{t=0}^{t=8760} Q L dt}{\int_{t=0}^{t=8760} P dt} \quad (3.17)$$

Avec :

$$E = \int_{t=0}^{t=8760} P dt \quad (3.18)$$

3.6. Conclusion

Le modèle de cycle de réfrigération en cascade NH₃/CO₂ a été simulé sous EES (Engineering Equation Solver). L'analyse thermodynamique du système de réfrigération en cascade utilisant l'ammoniac (NH₃) dans la cellule haute température et du dioxyde de carbone (CO₂) dans la cellule basse température est présentée pour connaître l'effet de divers paramètres de fonctionnement et de conception sur les performances du système. Quand toutes les propriétés thermo-physiques à chaque point d'état sont déterminées, l'analyse exergetique est ensuite effectuée. Son intérêt réside principalement dans le fait que son utilisation donne aussi bien des renseignements sur le plan quantitatif que sur le plan qualitatif des transferts énergétiques. La théorie de l'exergie est extrêmement féconde, car elle nous donne une étude plus précise et permet de cibler le composant source d'irréversibilité par simple calcul de l'efficacité exergetique. Les résultats sont présentés dans le chapitre 4 de ce document.

Chapitre 4 : Résultats et discussion

4.1. Introduction

Ce chapitre comporte le résultat du modèle simulé dans le logiciel EES (Engineering Equation Solver). Les performances du cycle ont été simulées pour apprécier l'effet des différents paramètres sur le fonctionnement du système. L'analyse exergétique est faite sur le système pour cibler les sources d'irréversibilité du système. Le chapitre se termine par une analyse environnementale du système de réfrigération en cascade NH₃/CO₂.

4.2. Modèle de validation

Le coefficient de performance (COP) permet d'évaluer la performance des systèmes de réfrigération et dépend de plusieurs paramètres tels que : la température d'évaporation, la température de condensation, la capacité de réfrigération, le travail fourni au compresseur etc. Ces paramètres ont effet significatif sur le COP d'un système de réfrigération. La comparaison des COP peut servir à valider le modèle du système de réfrigération en cascade NH₃/CO₂ simulé dans ce document. La comparaison est faite par rapport au résultat issu des travaux de Bellos et son collaborateur en 2019 (Bellos et Tzivanidis 2019). La validation du système est réalisée en maintenant fixe la capacité de réfrigération à 50kW (Bellos et Tzivanidis 2019) et en variant les conditions de fonctionnement. Le tableau 7 illustre la comparaison du modèle simulé avec les données issues de la littérature. Les erreurs relatives sont faibles et varient de 03,16 à 12,07%. Les écarts constatés peuvent être dus aux hypothèses de modélisation du système de réfrigération. Ces valeurs indiquent que le modèle développé dans ce document sur le système de réfrigération en cascade peut être considéré comme validé. Cependant, il faut préciser que la validation n'est présentée que pour un couple de fluides frigorigènes parmi les huit couples de fluides utilisés dans ce document.

Tableau 7: Comparaison du modèle avec les données de la littérature

Température de condensation (°C)	Température d'évaporation (°C)	COP (Bellos et Tzivanidis 2019)	COP (ce document)	Erreur relative (%)
30	-45	1,427	1,516	06,23
30	-50	1,25	1,37	09,6
30	-55	1,089	1,14	04,67
35	-45	1,298	1,403	08,08
35	-50	1,138	1,174	03,16
35	-55	0,991	1,057	06,65
40	-45	1,182	1,302	10,15
40	-50	1,037	1,086	04,72
40	-55	0,903	1,012	12,07

4.3. L'effet de la température d'évaporation sur le système en cascade NH₃/CO₂

La figure 23 montre l'effet de la température d'évaporation sur le coefficient de performance (COP) du système en cascade, l'effet de la capacité de réfrigération (Q_L) et le travail requis (W_C) dans les compresseurs (somme des travaux des deux compresseurs). Les résultats sont obtenus en fixant la température de condensation à 35°C et la température de condensation du R744 dans l'échangeur de chaleur en cascade à 15°C.

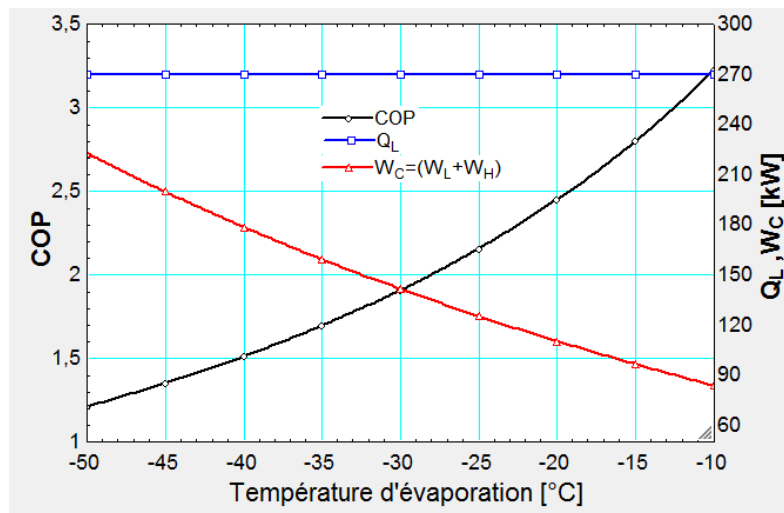


Figure 23: Variation du COP, des travaux fournis aux compresseurs et l'effet de la température d'évaporation du système en cascade

Au fur et à mesure que la température d'évaporation augmente (figure 23), le coefficient de performance augmente légèrement (le COP est égal à 1,211 à -50°C et égal à 3,228 à -10°C). Les

travaux requis au fonctionnement des compresseurs diminuent quand les performances du système en cascade augmentent.

La figure 24 montre l'effet de la température d'évaporation du système en cascade sur le travail des compresseurs

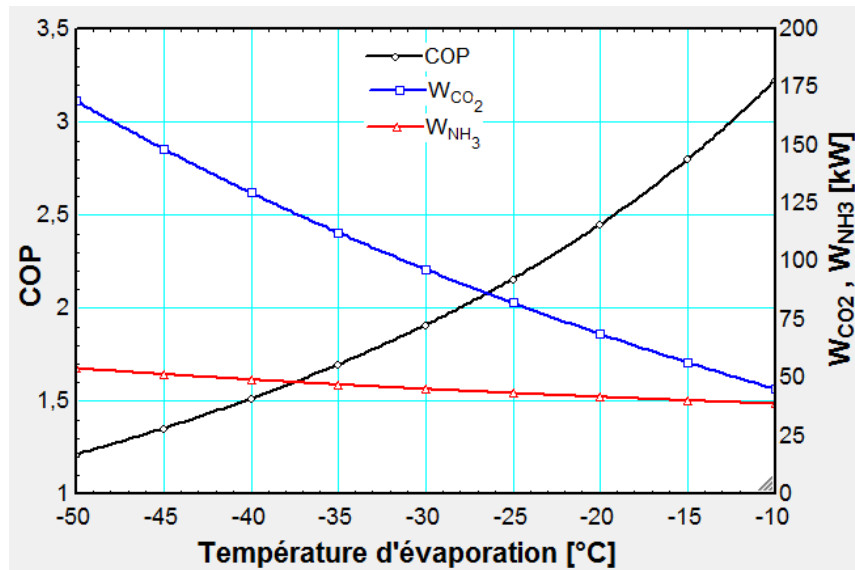


Figure 24: Effet de la température d'évaporation du système en cascade sur le travail des compresseurs

Sur la figure 24 on constate que le travail de compression requis dans la cellule basse température diminue avec l'augmentation de la température d'évaporation car le taux de pression diminue. Le travail a chuté de 169,1 kW (à la température d'évaporation de -50°C) à 45,02 kW (à la température d'évaporation de -10°C). Le travail de compression requis dans la cellule haute température a diminué légèrement. Il passe de 53,83 kW à 38,62 kW à ces mêmes températures d'évaporation. Par conséquent, le travail combiné (W_C) requis diminue également.

4.4. Effet de la température de condensation sur la performance du système de réfrigération en cascade

La figure 25 illustre la variation du COP et des travaux des compresseurs du système en cascade en fonction de la température de condensation. La température d'évaporation et la température de condensation de R744 dans l'évapo-condenseur sont respectivement -35°C et -15°C.

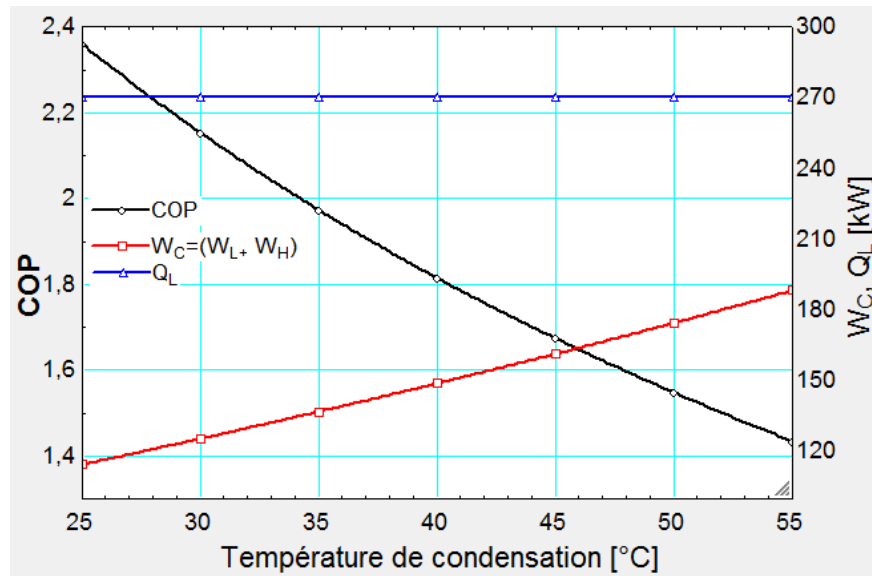


Figure 25: Variation du COP et des travaux des compresseurs du système en cascade en fonction de la température de condensation

Le coefficient de performance (COP) du système de réfrigération en cascade décroît quand la température de condensation augmente ; la puissance frigorifique (Q_L) sera constante sur toute la plage de température de condensation (figure 25). Cependant, le travail requis au compresseur de la cellule haute température augmente en raison de l'augmentation du taux de compression de la cellule. Le travail combiné ($W_C = W_L + W_H$) augmente, donc le COP du système en cascade diminue.

4.5. Effet de la température de condensation du CO_2 sur la performance du système en cascade

Lorsqu'on maintient constantes la température de condensation à $45^\circ C$ et la température d'évaporation à $-45^\circ C$, le coefficient de performance (COP) du système de réfrigération en cascade et le coefficient de performance (COP_L et COP_H) de chaque cellule varient en fonction de la température de condensation de la cellule basse température (figure 26).

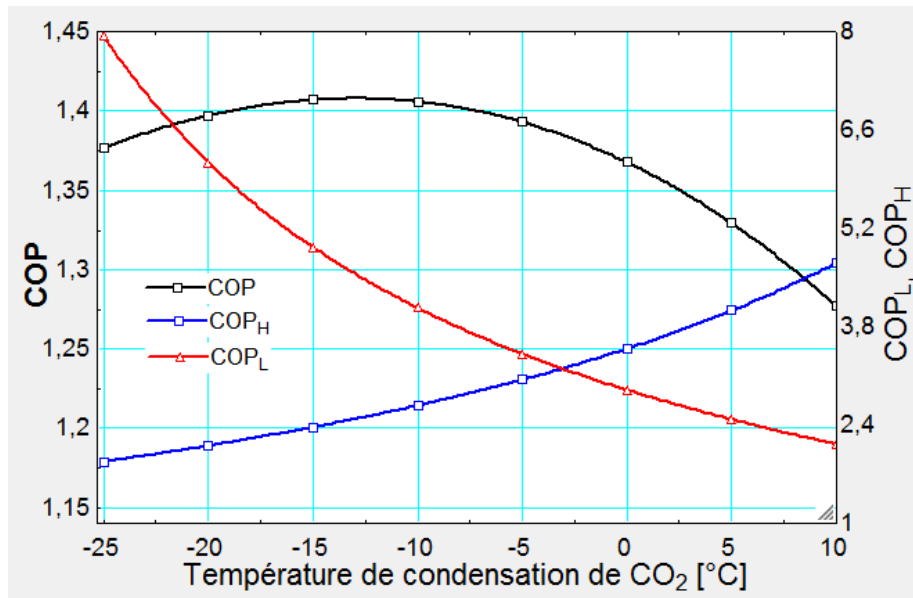


Figure 26: Variation du COP, COP_H et COP_L en fonction de la température de couplage

D'après la figure 26, il est observé que le coefficient de performance (COP_L) de la cellule basse température diminue quand la température de condensation du dioxyde de carbone augmente bien que le coefficient de performance (COP_H) de la cellule haute température croît. En variant la température de condensation de dioxyde de carbone (-25°C à 10°C) le coefficient de performance (COP) du système en cascade augmente d'abord ; atteint la valeur maximale (1,407 à -15°C) et diminue ensuite. La température de condensation de la cellule basse température à laquelle le coefficient de performance (COP) du système en cascade est maximum est connue comme la température optimale de couplage du système en cascade.

4.6. Effet de l'efficacité des compresseurs sur la performance du système en cascade

La variation du coefficient de performance (COP) du système de réfrigération en cascade avec la température de couplage est illustrée sur la figure 27 pour différents rendements isentropiques (ϵ) du compresseur. Les résultats sont obtenus en fixant la température de condensation à 35°C et la température d'évaporation à -35°C.

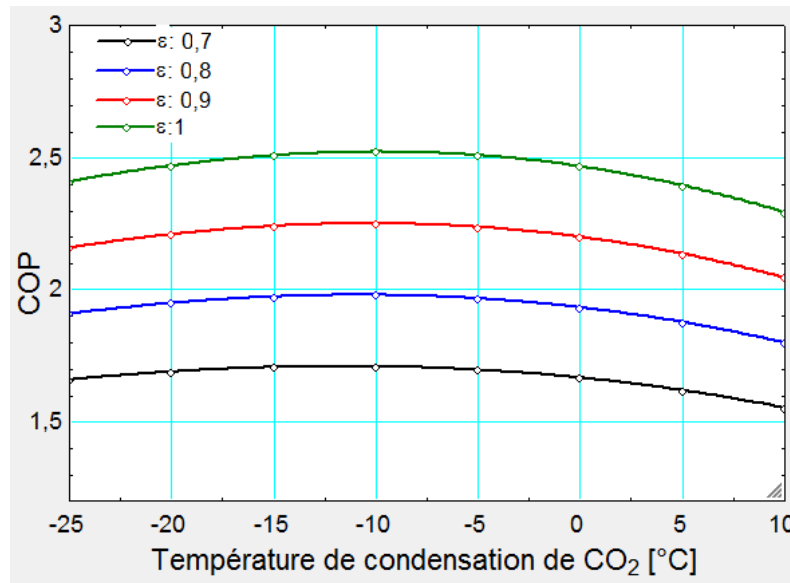


Figure 27: Variation du COP pour différents rendements isentropiques du compresseur.

Il est observé sur la figure 27 que le COP du système en cascade augmente quand l'efficacité du compresseur augmente, en raison de la réduction du travail des compresseurs. Le COP passe de 1,7 à 2,5 lorsque le rendement isentropique passe de 0,7 à 1.

4.7. Effet de la différence de température du condensateur en cascade sur la performance du système de réfrigération

La variation du coefficient de performance (COP) en fonction de la température de couplage à des différentes différences de température (ΔT) dans l'échangeur de chaleur en cascade est illustrée sur la figure 28.

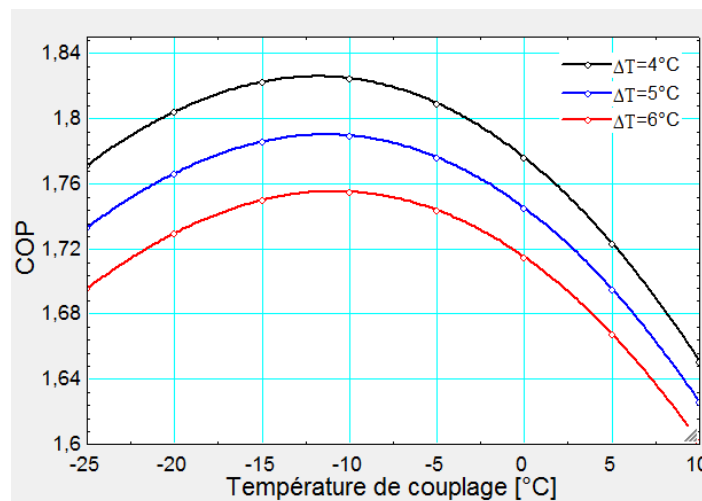


Figure 28: Effet de la différence de température dans le condensateur en cascade sur le COP

Dans le système de réfrigération en cascade, le condenseur de la cellule basse température rejette la chaleur vers l'évaporateur de la cellule haute température. Pour qu'il ait un transfert de chaleur entre les deux cellules, il devrait y avoir une différence de température (ΔT) dans l'échangeur de chaleur en cascade. Lorsque la différence de température dans l'échangeur de chaleur en cascade augmente, les performances du système chutent bien que le coût du système diminue également (en raison de la petite taille de l'échangeur de chaleur en cascade) vice-versa. Par conséquent, la différence de température doit avoir une valeur optimale pour équilibrer le coût et les performances du système. Généralement, il est recommandé que la valeur de la différence de température (ΔT) soit égale à 5 °C.

4.8. Amélioration des performances du système de réfrigération en cascade

On suppose que l'état du réfrigérant entrant dans les détendeurs des cycles basse et haute température est du liquide saturé. Cependant, un refroidissement liquide en dessous de la saturation peut augmenter l'effet de réfrigération et potentiellement améliorer le coefficient de performance (COP). Pour améliorer le COP par sous-refroidissement, les effets de l'échangeur de chaleur interne et du sous-refroidissement du condenseur sont étudiés. Le système de réfrigération en cascade avec échangeur de chaleur interne dans les deux circuits et sans échangeur de chaleur interne est comparé sur la figure 29 en fixant respectivement la température d'évaporation et la température de condensation à -35°C et 35°C.

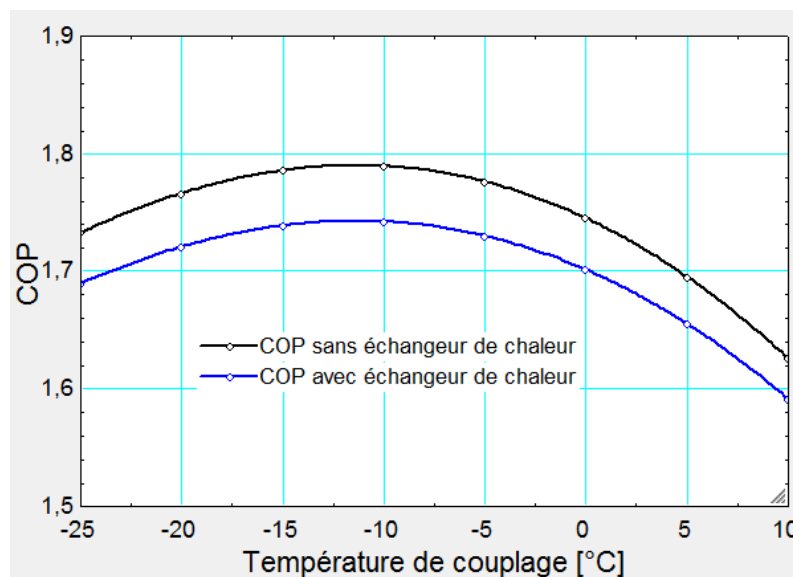


Figure 29: Effet de l'échangeur de chaleur interne sur les performances du système en cascade

. Il est observé sur la figure 29 que l'échangeur de chaleur interne a un effet négatif sur les performances du système en cascade. Le COP est descendu de 1,789 à 1,742. Les performances ont donc diminué de 4,7 %. Par conséquent, il est conclu que l'échangeur de chaleur interne n'est pas avantageux avec une paire de réfrigérants d'ammoniac et de dioxyde de carbone dans un système en cascade. En ce qui concerne l'amélioration des performances du système en cascade, l'effet du sous-refroidissement (SR) et de la surchauffe (SH) a été également étudié sur le système en cascade. La figure 30 montre l'évolution du coefficient de performance (COP) en fonction de la température de couplage à divers degrés de sous-refroidissement et de surchauffe dans les deux circuits.

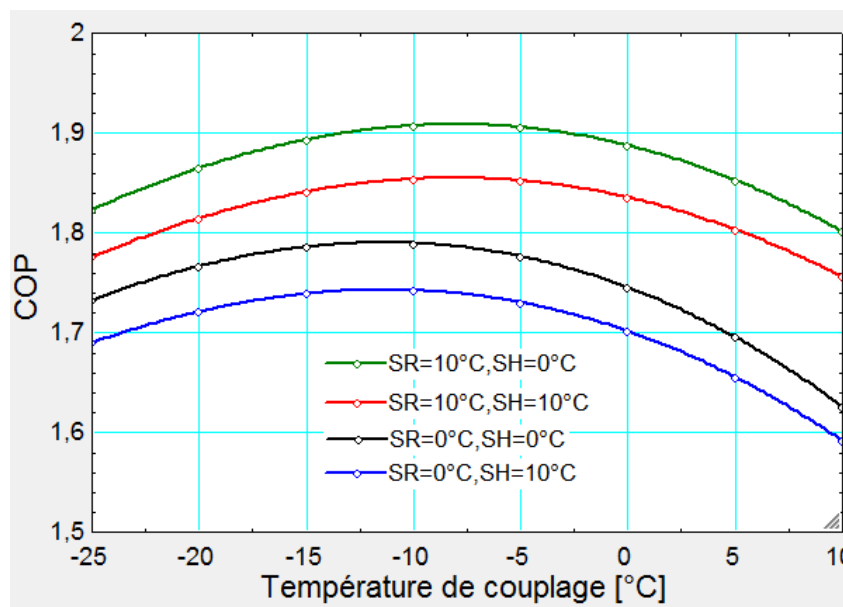


Figure 30: L'effet du sous-refroidissement et de la surchauffe sur le COP du système en cascade . On peut observer sur la figure 30 que le degré de sous-refroidissement augmente les performances du système et que la surchauffe a toujours des conséquences indésirables sur les performances du système. A -10°C le COP est passé de 1,742 à 1,907 pour un sous refroidissement de 10°C soit une augmentation de 16,50%.

4.9. Efficacité des compresseurs du système de réfrigération en cascade

Les rendements isentropiques (η_s) et volumétriques (η_v) des compresseurs de la cellule haute température et basse température peuvent s'exprimer en fonction du taux de compression (R_p):

Compresseur de la cellule haute température (Stoecker 2004)

$$\eta_s = -0,00097Rp^2 - 0,01026Rp + 0,83955 \quad (4.1)$$

$$\eta_v = -0,00076Rp^2 - 0,05080Rp + 1,03231 \quad (4.2)$$

Compresseur de la cellule basse température (Rezayan et Behbahaninia 2011)

$$\eta_s = 0,00476Rp^2 - 0,09238Rp + 0,89810 \quad (4.3)$$

$$\eta_v = 0,00816Rp^2 - 0,15293Rp + 1,13413 \quad (4.4)$$

La figure 31 illustre les variations des rendements isentropiques et volumétriques des compresseurs en fonction du taux de compression.

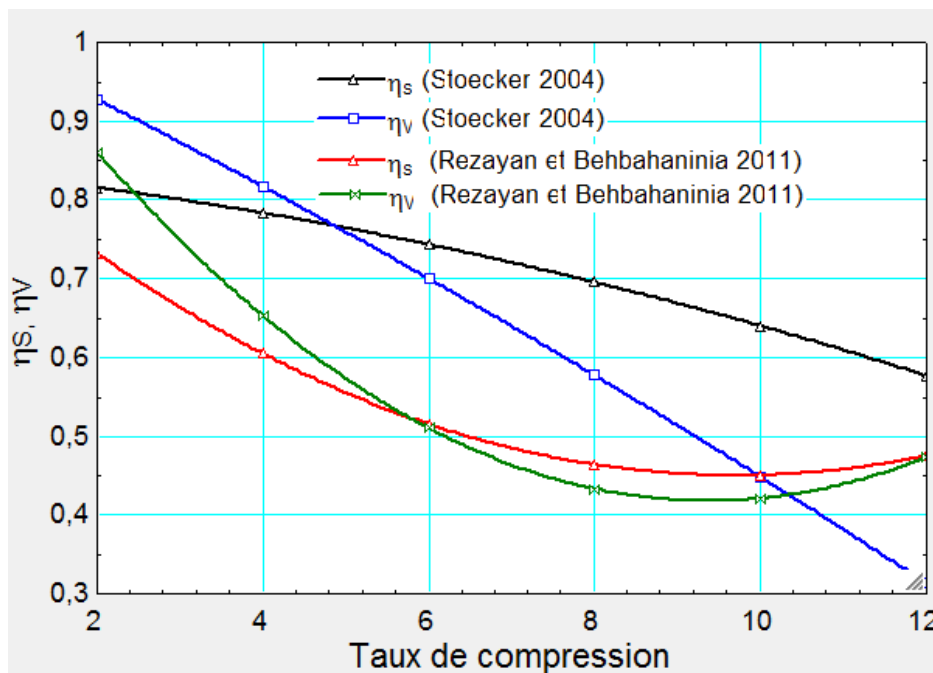


Figure 31: Variations des rendements isentropiques et volumétriques des compresseurs en fonction du taux de compression

4.10. Analyse exergetique du système de réfrigération en cascade NH₃/CO₂

Une analyse attentive de la figure 32 illustre l'analyse exergetique du système de réfrigération en cascade NH₃/CO₂.

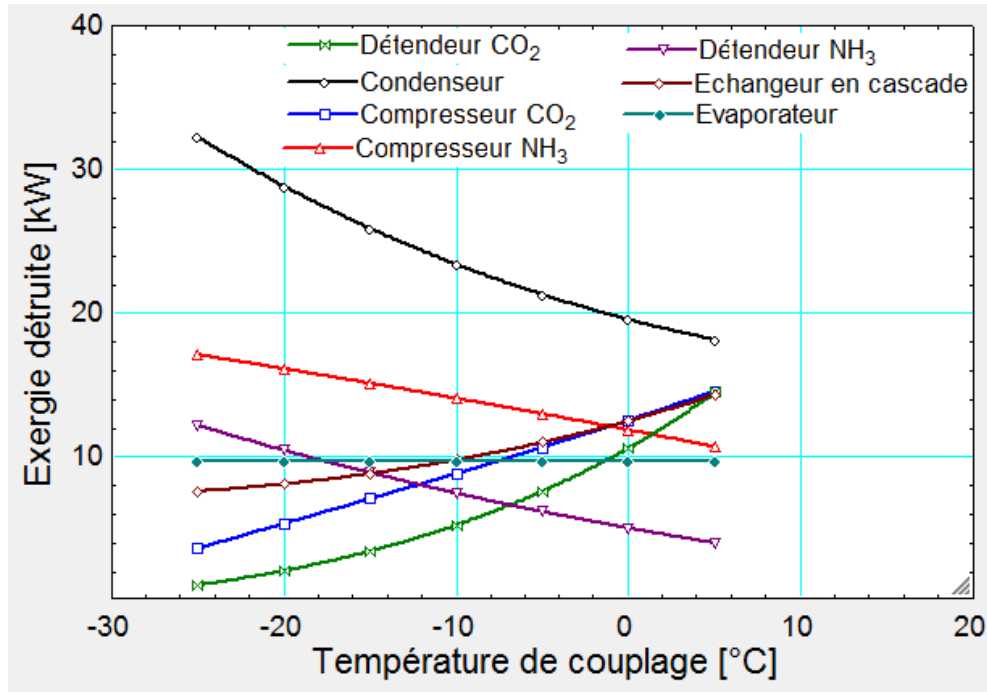


Figure 32: Variation du taux de destruction exergetique en fonction de la température de couplage

L'exergie détruite de certains composants a augmenté en fonction de la température de condensation du dioxyde de carbone (CO₂), quand l'exergie de certains composants ont diminué (figure 32). L'exergie détruite dans les composants de la cellule haute température chute quand la température de condensation de CO₂ augmente dans l'évapo-condenseur. L'exergie détruite dans l'échangeur en cascade augmente en fonction de la température. Dans la cellule basse température le taux de destruction exergetique du compresseur et du détendeur augmente quand la température de condensation du CO₂ croît. A -25°C, le condenseur détient la plus grande destruction exergetique, suivi du compresseur de la cellule haute température, de son détendeur, l'évaporateur, le condenseur en cascade, le compresseur du circuit basse température et de son détendeur. Cependant, lorsque la température est passée à 5 °C, le condenseur passe au premier rang suivi du compresseur de la cellule de CO₂, de son détendeur, le compresseur du circuit NH₃, de l'échangeur en cascade, l'évaporateur et le détendeur du circuit NH₃. Les autres informations

liées à l'exergie des composants du système en cascade en fonction de la température de condensation du CO₂ sont en annexe du document (annexe n°4).

La figure 33 illustre le taux de destruction exergétique des composants du système en cascade pour quatre différentes températures de condensation de CO₂ (-25°C, -10°C, 0°C, 15°C) dans l'évapo-condenseur lorsque la capacité de réfrigération est maintenue à 270kW. La température de condensation (T_c) et d'évaporation (T_e) du système de réfrigération étant maintenues constantes.

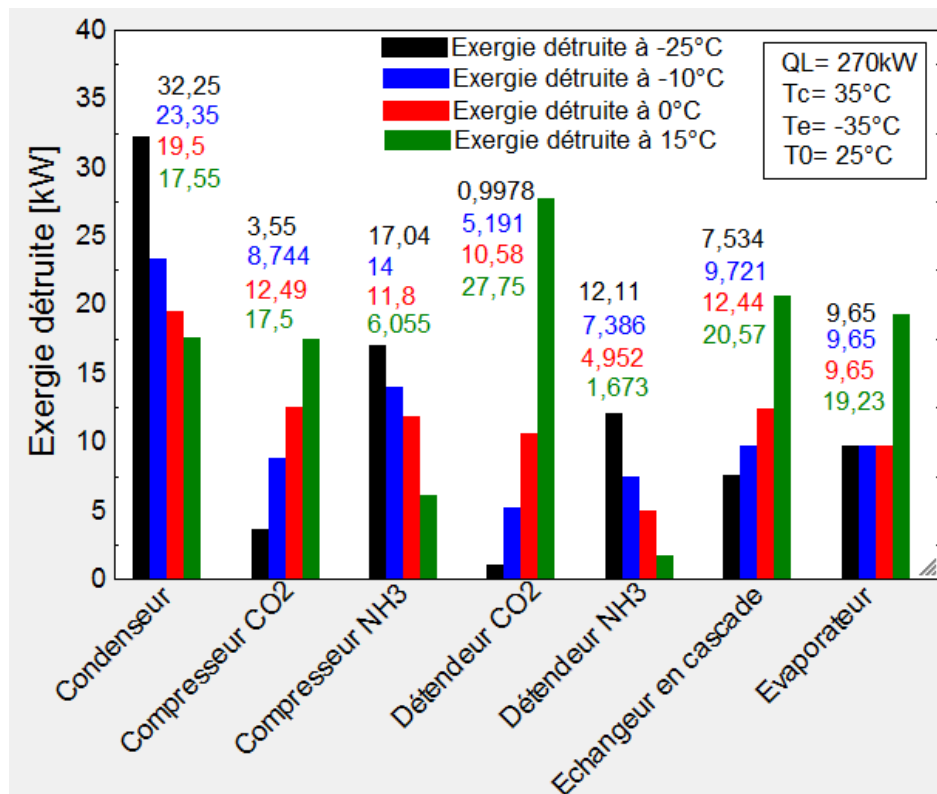


Figure 33: Taux de destruction exergétique des composants du système de réfrigération en cascade

Les valeurs des taux de destruction exergétique des composants du système en fonction de la température de couplage et les valeurs de l'exergie totale du système de réfrigération en fonction de la température de couplage sont déterminées (voir annexe n°4). On constate qu'à la température de couplage -10°C, l'exergie totale du système de réfrigération est faible (78,072kW) comparativement aux autres températures de couplage.

La figure 34 illustre en pourcentage le taux de destruction exergetique de chaque composant du système de réfrigération en cascade lorsque la température de couplage est fixée à -10°C .

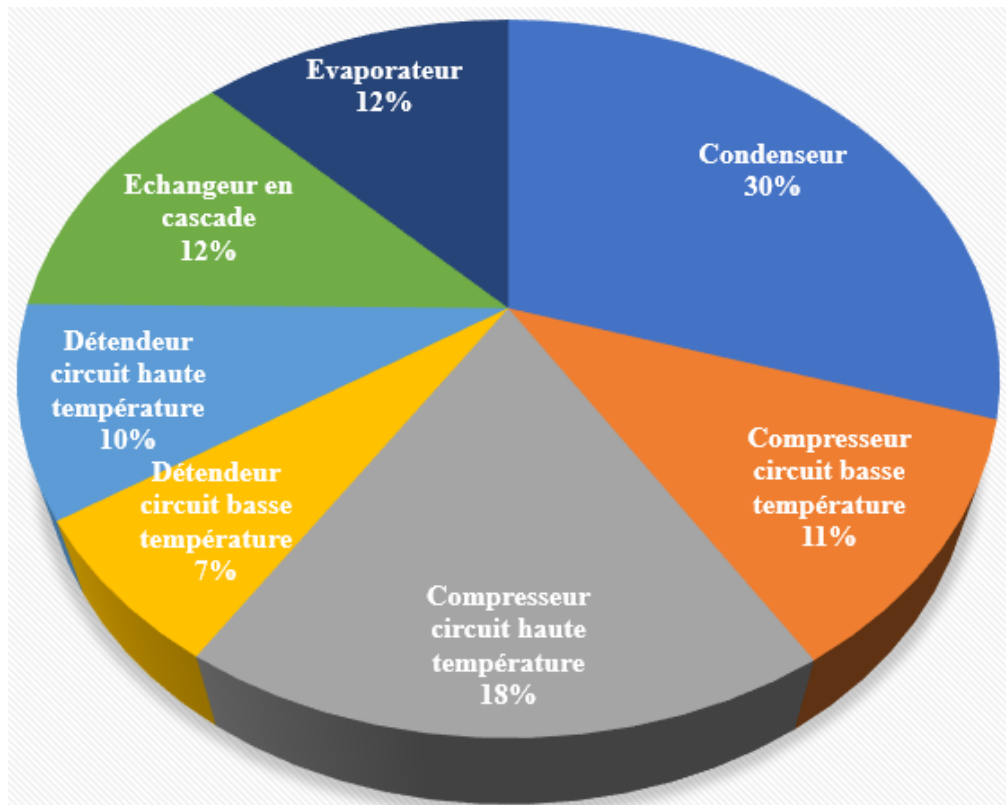


Figure 34: Distribution de l'exergie détruite dans le système de réfrigération en cascade

Le condenseur et le compresseur de la cellule haute température sont les plus contributeurs à la destruction exergetique du système avec une irréversibilité de 48%. Ces résultats montrent que les processus de transfert de chaleur sont importants dans le condenseur, donc une attention particulière doit être accordée lors de la conception de cet échangeur (une irréversibilité de 30%). Le tableau 8 présente les rendements exergetiques (η_{ex}) des composants du système de réfrigération en cascade.

Sur la figure 35, les taux de destruction exergetique de tous les composants augmentent avec la capacité de refroidissement du système de réfrigération.

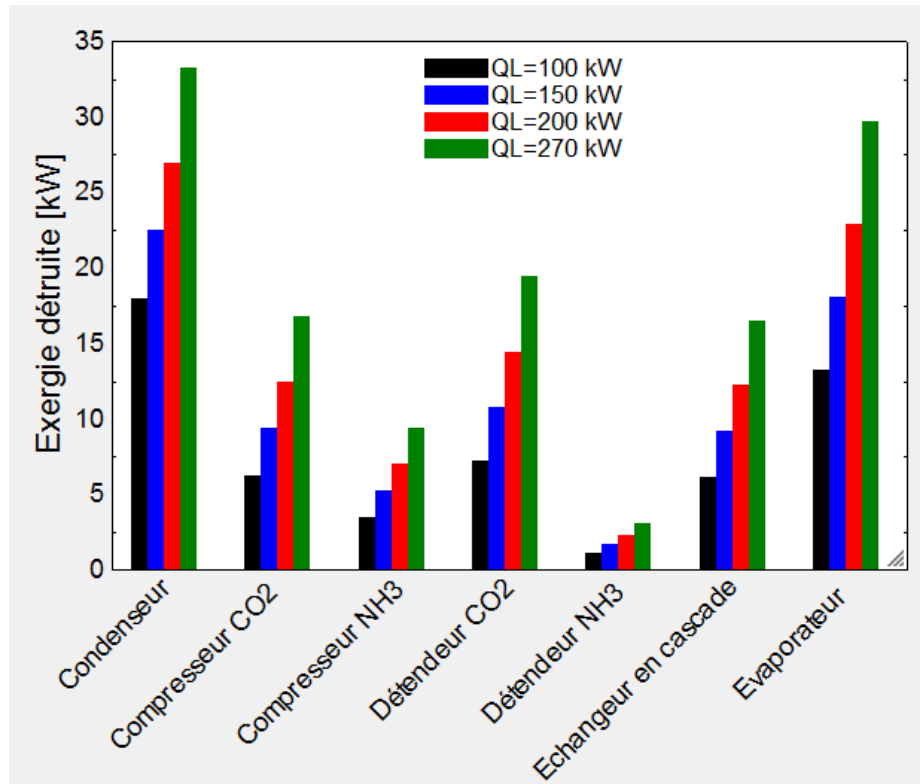


Figure 35: Variation du taux de destruction exergetique en fonction de la capacité de refroidissement

Le condenseur, l'évaporateur, le détendeur de la cellule basse température (détendeur CO₂), le compresseur de la cellule basse température (compresseur CO₂), l'échangeur de chaleur en cascade, le compresseur de la cellule haute température (compresseur NH₃) et son détendeur (détendeur NH₃) ont respectivement les taux de destruction exergetique les plus élevés.

Tableau 8: Rendements exergetiques des composants du système de réfrigération en cascade

Rendements exergetiques des composants (η_{ex})						
Condenseur	Compresseur de la cellule CO ₂	Compresseur de la cellule NH ₃	Détendeur de la cellule CO ₂	Détendeur de la cellule NH ₃	Echangeur en cascade	Evaporateur
0,1	0,82	0,64	0,99	0,98	0,99	0,80

4.11. Analyse environnementale du système de réfrigération en cascade NH₃/CO₂

Les figures 36 illustre l'analyse environnementale du système de réfrigération en cascade NH₃/CO₂ et la variation du TEWI (Total Equivalent Warning Impact) du système de réfrigération en cascade opérant avec différents fluides frigorigènes. La simulation est faite en fixant constantes la température de condensation ($T_c=35^\circ\text{C}$) et la capacité de refroidissement ($Q_L=270\text{kW}$).

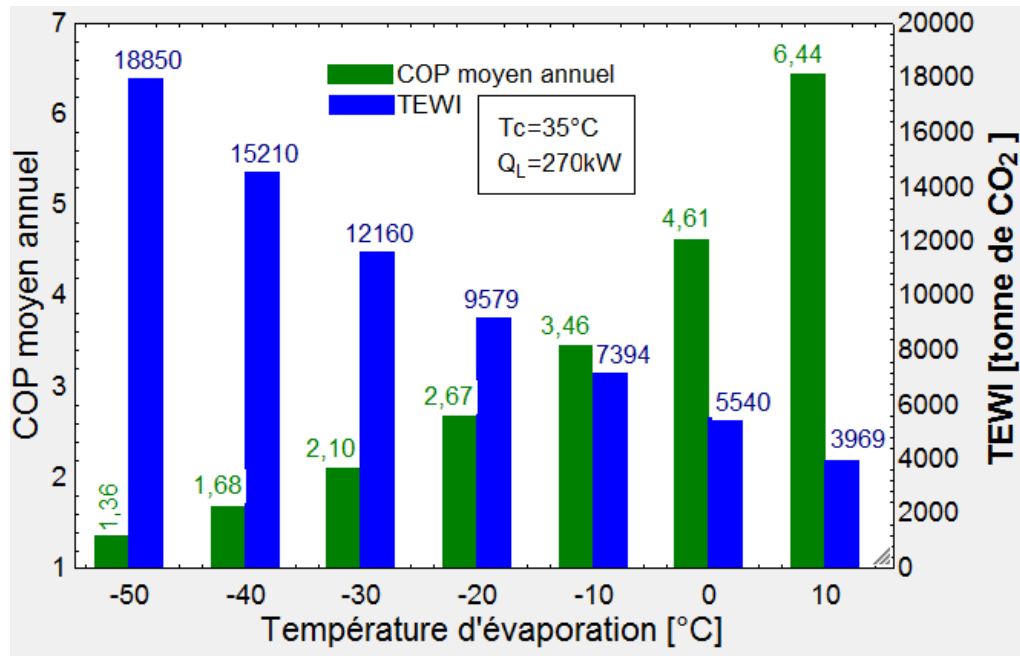


Figure 36: Variation du coefficient de performance moyen annuel et du TEWI en fonction de la température d'évaporation.

Le coefficient de performance moyen annuel et le TEWI varient en fonction de la température d'évaporation (figure 36). La valeur du TEWI décroît quand la température d'évaporation augmente car le coefficient de performance augmente.

La figure 37 présente les valeurs du TEWI du système de réfrigération en cascade opérant avec différents fluides frigorigènes naturels dans la cellule haute température.

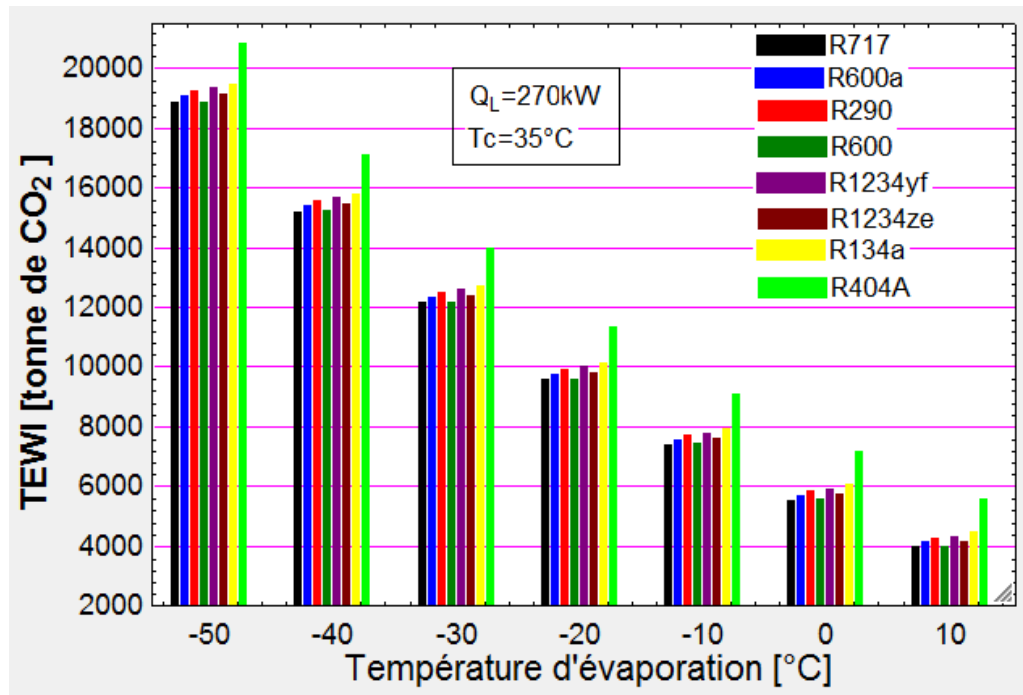


Figure 37: Variation du TEWI du système de réfrigération en cascade opérant avec différents fluides frigorigènes

Parmi les systèmes de réfrigération en cascades (R717/R744, R600a/R744, R290/R744, R600/R744, R1234yf/R744, R1234ze/R744, R134a/R744, R404A/R744), seul le système R717/R744 présente la valeur du TEWI la plus basse. La valeur du TEWI la plus proche est celle du système de réfrigération en cascade R600/R744. A -50°C le TEWI du système en cascade R717/R744 atteint une valeur de 18850 tonnes de CO_2 quand celui du système en cascade R600/R744 est 18890 tonnes de CO_2 à la même température. A 10°C le TEWI du système en cascade R717/R744 atteint une valeur de 3969 tonnes de CO_2 quand celui du système en cascade R600/R744 est 3992 tonnes de CO_2 à la même température. Le système en cascade R404A/R744 détient la valeur la plus élevée de TEWI (20810 tonnes de CO_2 à -50°C et 5574 tonnes de CO_2 à 10°C). Les réfrigérants naturels et les hydrofluorooléfines étant des réfrigérants à faibles GWP (Potentiel de Réchauffement Planétaire) parmi les autres fluides frigorigènes (HFC), on peut alors conclure que les systèmes de réfrigération en cascade R717/R744 et R600/R744 sont des systèmes écologiques applicables dans zones climatiques tropicales.

4.12. Conclusion

Dans cette étude, l'analyse thermodynamique, exergétique et environnementale du système de réfrigération en cascade NH₃/CO₂ est présentée en utilisant du dioxyde de carbone (CO₂) dans le circuit à basse température et de l'ammoniac (NH₃) dans le circuit à haute température. Cette analyse conduit aux conclusions suivantes :

1. Le coefficient de performance (COP) du système en cascade augmente quand la température d'évaporation croît et diminue quand la température de condensation augmente.
2. Les travaux requis au fonctionnement des compresseurs diminuent quand les performances du système en cascade augmentent.
3. Le COP du système en cascade est maximum pour des températures de condensation et d'évaporation particulières, et la valeur optimale de température de couplage (température de condensation de R744) peut être obtenue.
4. Avec l'amélioration de l'efficacité isentropique du compresseur, les performances du système en cascade augmentent.
5. L'utilisation d'un échangeur de chaleur interne dans un système en cascade n'est pas bénéfique. Elle réduit la performance du système de 4,7%. Cependant le sous-refroidissement dans les deux circuits augmente les performances de 16,50%.
6. L'exergie détruite dans les composants de la cellule haute température chute quand la température de condensation du dioxyde de carbone augmente. -10°C est une bonne température de couplage des systèmes en cascade. C'est à cette température que l'irréversibilité totale du système est faible. L'évaporateur et le compresseur de la cellule haute température sont les principaux contributeurs à la destruction exergétique du système avec une irréversibilité de 48% de l'irréversibilité totale. Il est à noter aussi que les taux de destruction exergétique de tous les composants augmentent avec la capacité de refroidissement du système de réfrigération.
7. La valeur du TEWI (Total Equivalent Warning Impact) décroît quand la température d'évaporation augmente ainsi que le coefficient de performance du système en cascade. Comparé avec plusieurs systèmes de réfrigération en cascade fonctionnant avec différents fluides frigorigènes, le système en cascade R717/R744 détient la valeur la plus basse du TEWI suivi du système en cascade R600/R717.

Conclusion générale et perspectives

L'impact négatif des fluides synthétiques sur l'environnement a conduit les chercheurs vers des fluides frigorigènes naturels. Bien que ces fluides soient non nocifs pour l'environnement, certains parmi eux peuvent présenter un risque en raison de leur inflammabilité et de leur toxicité. C'est pourquoi, le dioxyde de carbone (CO_2) se place en très bonne position devant les autres réfrigérants naturels. Et à cause de la température critique basse du dioxyde de carbone (31°C), ce fluide fonctionne selon un cycle transcritique s'évaporant dans la région souscritique et rejetant la chaleur à des températures au-dessus du point critique dans un refroidisseur de gaz au lieu d'un condenseur. Malheureusement, cette nouvelle configuration présente des performances faibles comparées aux cycles classiques. Le couple de deux réfrigérants naturels (NH_3/CO_2) fonctionnant dans un système en cascade est une solution avantageuse pour atteindre une basse température allant de -30°C à -100°C . Ce système garantit non seulement une plus grande sécurité environnementale et des produits mais aussi conduit à un investissement et une exploitation compétitive lorsque les températures d'utilisation sont très basses.

Le présent travail a pour objectif de réaliser l'étude des performances du cycle transcritique au CO_2 dans un pays à climat tropical. Pour répondre à cet objectif nous avons recherché les pressions optimales de refroidisseur de gaz et intermédiaire du système pour lesquelles le coefficient de performance (COP) atteigne sa valeur maximale d'une part et d'autre part, étudié le système de réfrigération en cascade NH_3/CO_2 tout en prouvant son applicabilité au Bénin.

Pour atteindre ces objectifs, nous avons synthétisé l'état des connaissances sur le CO_2 en tant que fluide frigorigène avant d'étudier trois configurations de base des systèmes de réfrigération fonctionnant au CO_2 . La synthèse bibliographique nous a permis de constater que toutes les modifications proposées pour améliorer les performances du cycle transcritique sont : l'introduction de l'échangeur intermédiaire, le remplacement de l'organe de détente par une turbine et la récupération du travail généré, fractionner le processus de compression en deux étages et la substitution de l'organe de détente par un éjecteur. En se basant sur les concepts de la thermodynamique et à l'aide du calcul d'optimisation des performances, on peut tirer de l'étude les conclusions pertinentes suivantes :

- Le système de réfrigération au CO₂ transcritique permet l'usage de composants de petites tailles (faible cylindrée pour le compresseur), de conduites de faible diamètre et des échangeurs de chaleur à tubes de petits diamètres particulièrement compacts. Il a une perte de charge limitée à cause de la faible valeur de sa viscosité. La pression de travail élevée caractérise le cycle transcritique au CO₂. Les performances du cycle transcritique booster deviennent faibles lorsque la température ambiante augmente et aussi pour des basses températures d'évaporation. Ce qui a conduit à la recherche d'une haute pression optimale du refroidisseur de gaz et d'une pression intermédiaire optimale pour lesquelles la performance atteint sa valeur maximale ; ces pressions sont très sensibles à la variation de la température ambiante. La production du froid au CO₂ transcritique est donc faisable au Bénin. Le système de réfrigération booster au CO₂ transcritique est une solution intéressante vis-à-vis de l'environnement car elle réduit l'empreinte carbone et ce système peut être adapté aux conditions météorologiques du Bénin.
- La performance du système en cascade augmente quand la température d'évaporation croît et diminue quand la température de condensation augmente. L'augmentation du COP engendre une diminution des travaux requis au fonctionnement des compresseurs. La performance est maximale pour des températures de condensation et d'évaporation particulières, et la valeur optimale de température de couplage peut être obtenue. L'utilisation d'un échangeur de chaleur interne dans un système en cascade réduit les performances de 4,7 %, par contre le sous-refroidissement dans les deux circuits augmente les performances du système en cascade de 16,50 %. Avec l'amélioration de l'efficacité isentropique du compresseur, les performances du système en cascade augmentent. L'exergie détruite dans les composants de la cellule haute température chute quand la température de condensation du CO₂ augmente. Après l'analyse exergétique du système en cascade, la température de couplage -10 °C permet de totaliser une faible irréversibilité (soit une irréversibilité totale de 78,072 kW pour un système de capacité de réfrigération 270 kW). Le condenseur et compresseur de la cellule haute température ont été identifiés comme les composants les plus critiques avec une irréversibilité totale de 48%. Les taux de destruction exergétique de tous les composants augmentent avec la capacité de refroidissement du système de réfrigération. Parmi 8 systèmes de réfrigération en cascade fonctionnant avec différents fluides frigorigènes, le système de réfrigération en cascade R717/R744 est le plus écologique suivi du système de réfrigération en cascade R600/R744.

La valeur du TEWI (Total Equivalent Warning Impact) décroît quand la température d'évaporation augmente ainsi que le coefficient de performance du système en cascade.

Pour finir, la faisabilité des systèmes en cascade en zones tropicales ne pose aucun problème de sécurité particulière par rapport aux pays froids. Ces systèmes sont donc applicables sans réserve. Ce pendant outre les systèmes transcritiques, afin de réduire les pressions au sein du refroidisseur de gaz et d'améliorer les échanges thermiques en périodes de fortes chaleurs, on peut alors équiper les systèmes frigorifiques de type booster de soupape de dégazage et doter le refroidisseur de gaz de rampes d'arrosage pour abaisser la température. Nous prendrons en considération lors des prochains travaux de recherche les perspectives ci-dessous et qui peuvent s'envisager selon deux plans de recherches :

- Concernant les systèmes de réfrigération fonctionnant au CO₂, trois configurations de base ont été théoriquement étudiées dans ce document et aucune étude expérimentale n'a été menée au Bénin. Il serait très intéressant d'élargir le champ d'étude sur tous les systèmes de réfrigération fonctionnant au CO₂ d'une part, et d'autre part d'optimiser les cycles transcritiques avec turbine et les cycles transcritiques avec éjecteur avant de compléter le travail théorique par des travaux expérimentaux sur les nouvelles configurations.
- Etudier le phénomène d'évaporation du CO₂ afin de dimensionner d'une façon optimale l'évaporateur qui assure la puissance frigorifique requise. C'est pour cette raison qu'un intérêt particulier doit être porté sur le transfert thermique afin de développer une corrélation adaptée spécifiquement pour le dioxyde de carbone. En plus il faut prendre en considération l'impact de l'huile de lubrification, parce qu'en réalité lors du fonctionnement du cycle trans-critique une certaine quantité d'huile s'échappe au refoulement du compresseur et se mélange avec le réfrigérant, puis circule dans les échangeurs de chaleur, ce qui influe négativement sur le coefficient d'échange de chaleur local dans les échangeurs.

Comme toute œuvre humaine, ce travail ne peut être considéré comme terminé et il reste à parfaire. Dans cette optique toute suggestion ou critique pouvant aider à son amélioration sera prise en compte.

Références bibliographiques

- AFN. 2014. « Inspection des systèmes de climatisation ». <https://eduscol.education.fr/sti/sites/eduscol.education.fr.sti/files/ressources/techniques/5252/5252-etude-aff.pdf>.
- AIRAH. 2012. « Best_Practice_Tewi_June2012 ». https://www.airah.org.au/Content_Files/BestPracticeGuides/Best_Practice_Tewi_June2012.pdf.
- Akbari, A.D., et S.M.S. Mahmoudi. 2017. « Thermo-economic Performance and Optimization of a Novel Cogeneration System Using Carbon Dioxide as Working Fluid ». *Energy Conversion and Management* 145 (août): 265-77. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.04.103>.
- Apra, Ciro, et Angelo Maiorino. 2008. « An Experimental Evaluation of the Transcritical CO₂ Refrigerator Performances Using an Internal Heat Exchanger ». *International Journal of Refrigeration* 31 (6): 1006-11. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.12.016>.
- Ayad, Fadil. 2007. « Modélisation et caractérisation expérimentale d'un évaporateur à mini-canaux de climatisation automobile fonctionnant au CO₂ », 329.
- Bellos, Evangelos, et Christos Tzivanidis. 2019. « A Theoretical Comparative Study of CO₂ Cascade Refrigeration Systems ». *Applied Sciences* 9 (4): 790. <https://doi.org/10.3390/app9040790>.
- Boumaraf, L, P Haberschill, et A Lallemand. 2009. « AMELIORATION DE L'EFFICACITE ENERGETIQUE D'UN CYCLE TRANSCRITIQUE AU CO₂ A L'AIDE D'UN EJECTEUR », 7.
- Bouzrara, Ali. 2018. « Etude expérimentale des éjecteurs: Application à la récupération de l'énergie de détente des machines frigorifiques au CO₂ », 187.
- Cecchinato, Luca, Manuel Chiarello, et Marco Corradi. 2010. « Design and Experimental Analysis of a Carbon Dioxide Transcritical Chiller for Commercial Refrigeration ». *Applied Energy* 87 (6): 2095-2101. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2009.12.009>.
- Cecchinato, Luca, Marco Corradi, Ezio Fornasieri, et Lorenzo Zamboni. 2005. « Carbon Dioxide as Refrigerant for Tap Water Heat Pumps: A Comparison with the Traditional Solution ». *International Journal of Refrigeration* 28 (8): 1250-58. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2005.05.019>.
- Choi, Kwang-Il, A.S. Pamitran, et Jong-Taek Oh. 2007. « Two-Phase Flow Heat Transfer of CO₂ Vaporization in Smooth Horizontal Minichannels ». *International Journal of Refrigeration* 30 (5): 767-77. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2006.12.006>.
- Chunnanond, Kanjanapon, et Satha Aphornratana. 2004. « Ejectors: Applications in Refrigeration Technology ». *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 8 (2): 129-55. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2003.10.001>.
- Dubey, Alok Manas, Suresh Kumar, et Ghanshyam Das Agrawal. 2014. « Thermodynamic Analysis of a Transcritical CO₂/Propylene (R744–R1270) Cascade System for Cooling and Heating Applications ». *Energy Conversion and Management* 86 (octobre): 774-83. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.05.105>.
- Elbel, Stefan. 2011. « Historical and Present Developments of Ejector Refrigeration Systems with Emphasis on Transcritical Carbon Dioxide Air-Conditioning Applications ». *International Journal of Refrigeration* 34 (7): 1545-61. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2010.11.011>.
- Farsi, Aida, S.M.Hojjat Mohammadi, et Mehran Ameri. 2016. « An Efficient Combination of Transcritical CO₂ Refrigeration and Multi-Effect Desalination: Energy and Economic Analysis ». *Energy Conversion and Management* 127 (novembre): 561-75. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.09.038>.

- Gbènagnon, Affadonougbo Richard, Chegnimonhan Kouamy Victorin, Houngan Comlan Aristide, et Vianou Antoine. 2020. « Assessment of the Use of Natural Refrigerants and Their Mixtures for Vehicle Air Conditioning: A Review Study », n° 1: 10.
- Ge, Y.T., et S.A. Tassou. 2011. « Thermodynamic Analysis of Transcritical CO₂ Booster Refrigeration Systems in Supermarket ». *Energy Conversion and Management* 52 (4): 1868-75. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2010.11.015>.
- Gholamian, Ehsan, Pedram Hanafizadeh, et Pouria Ahmadi. 2018. « Advanced Exergy Analysis of a Carbon Dioxide Ammonia Cascade Refrigeration System ». *Applied Thermal Engineering* 137 (juin): 689-99. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.03.055>.
- Gillet, Thomas, Romuald Rulliere, Philippe Haberschill, Emmanuelle Andres, Amin El-Bakkali, et Gérard Olivier. 2016. « Modélisation d'une climatisation automobile multi-évaporateurs », 9.
- Gullo, Paride, Brian Elmegaard, et Giovanni Cortella. 2016. « Energy and Environmental Performance Assessment of R744 Booster Supermarket Refrigeration Systems Operating in Warm Climates ». *International Journal of Refrigeration* 64 (avril): 61-79. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.12.016>.
- Gullo, Paride, Konstantinos M. Tsamos, Armin Hafner, Krzysztof Banasiak, Yunting T. Ge, et Savvas A. Tassou. 2018. « Crossing CO₂ Equator with the Aid of Multi-Ejector Concept: A Comprehensive Energy and Environmental Comparative Study ». *Energy* 164 (décembre): 236-63. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.08.205>.
- Huang, B.J, et J.M Chang. 1999. « Empirical Correlation for Ejector Design ». *International Journal of Refrigeration* 22 (5): 379-88. [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(99\)00002-X](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(99)00002-X).
- Huang, Zhuo, Hongxia Zhao, Zeting Yu, et Jitian Han. 2018. « Simulation and Optimization of a R744 Two- Temperature Supermarket Refrigeration System with an Ejector ». *International Journal of Refrigeration* 90 (juin): 73-82. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.04.007>.
- KrUse, HOrSt. 1999. « L'utilisation du CO₂ comme frigorigène », 14.
- Lee, Tzong-Shing, Cheng-Hao Liu, et Tung-Wei Chen. 2006. « Thermodynamic Analysis of Optimal Condensing Temperature of Cascade-Condenser in CO₂/NH₃ Cascade Refrigeration Systems ». *International Journal of Refrigeration* 29 (7): 1100-1108. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2006.03.003>.
- Li, Bo, et Shun-sen Wang. 2019. « Thermo-Economic Analysis and Optimization of a Novel Carbon Dioxide Based Combined Cooling and Power System ». *Energy Conversion and Management* 199 (novembre): 112048. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.112048>.
- Li, Daqing, et Eckhard A. Groll. 2005. « Transcritical CO₂ Refrigeration Cycle with Ejector-Expansion Device ». *International Journal of Refrigeration* 28 (5): 766-73. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2004.10.008>.
- Liao. 2002. « Measurements of Heat Transfer Coefficients From Supercritical Carbon Dioxide Flowing in Horizontal Mini/Micro Channels ».
- Llopis, Rodrigo, Ramón Cabello, Daniel Sánchez, et Enrique Torrella. 2015. « Energy Improvements of CO₂ Transcritical Refrigeration Cycles Using Dedicated Mechanical Subcooling ». *International Journal of Refrigeration* 55 (juillet): 129-41. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.03.016>.
- Llopis, Rodrigo, Daniel Sánchez, Carlos Sanz-Kock, Ramón Cabello, et Enrique Torrella. 2015. « Energy and Environmental Comparison of Two-Stage Solutions for Commercial Refrigeration at Low Temperature: Fluids and Systems ». *Applied Energy* 138 (janvier): 133-42. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.10.069>.

- Lorentzen, Gustav. 1994. « Revival of Carbon Dioxide as a Refrigerant ». *International Journal of Refrigeration* 17 (5): 292-301. [https://doi.org/10.1016/0140-7007\(94\)90059-0](https://doi.org/10.1016/0140-7007(94)90059-0).
- Lorentzen, Gustav, et Jostein Pettersen. 1993. « A New, Efficient and Environmentally Benign System for Car Air-Conditioning ». *International Journal of Refrigeration* 16 (1): 4-12. [https://doi.org/10.1016/0140-7007\(93\)90014-Y](https://doi.org/10.1016/0140-7007(93)90014-Y).
- Ma, Yitai, Zhongyan Liu, et Hua Tian. 2013. « A Review of Transcritical Carbon Dioxide Heat Pump and Refrigeration Cycles ». *Energy* 55 (juin): 156-72. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.03.030>.
- Megdouli, K., H. Sahli, B.M. Tashtoush, E. Nahdi, et L. Kairouani. 2019. « Theoretical Research of the Performance of a Novel Enhanced Transcritical CO₂ Refrigeration Cycle for Power and Cold Generation ». *Energy Conversion and Management* 201 (décembre): 112139. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.112139>.
- Micheletto, Aldo, et Giovanni Rosso. 2005. « ICR2007 MR Medals and Awards », 8.
- Montagner, G.P., et C. Melo. 2014. « A Study on Carbon Dioxide Cycle Architectures for Light-Commercial Refrigeration Systems ». *International Journal of Refrigeration* 42 (juin): 90-96. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.02.001>.
- Morosuk, T., et G. Tsatsaronis. 2009. « Advanced Exergetic Evaluation of Refrigeration Machines Using Different Working Fluids ». *Energy* 34 (12): 2248-58. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2009.01.006>.
- Mosaffa, A.H., L. Garousi Farshi, C.A. Infante Ferreira, et M.A. Rosen. 2016. « Exergoeconomic and Environmental Analyses of CO₂/NH₃ Cascade Refrigeration Systems Equipped with Different Types of Flash Tank Intercoolers ». *Energy Conversion and Management* 117 (juin): 442-53. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.03.053>.
- NMR Publicering. 2014. « HCFC Phase out in the Nordic Countries ». Nordisk Ministerråd. <https://doi.org/10.6027/NA2014-909>.
- Panasonic. 2020. « Panasonic EU 4P 2HP CONDENSING_FR_06-18_LR ». 9 avril 2020. https://www.aircon.panasonic.eu/FR_fr/happening/http-www-aircon-panasonic-eu-fr_fr-happening-2hp-condensing-unit/.
- Pitarch, Miquel, Emilio Navarro-Peris, José González-Maciá, et José M. Corberán. 2017. « Evaluation of Different Heat Pump Systems for Sanitary Hot Water Production Using Natural Refrigerants ». *Applied Energy* 190 (mars): 911-19. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.12.166>.
- Rezayan, Omid, et Ali Behbahaninia. 2011. « Thermoeconomic Optimization and Exergy Analysis of CO₂/NH₃ Cascade Refrigeration Systems ». *Energy* 36 (2): 888-95. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2010.12.022>.
- Rivet, Paul. 2011. « Impact environnemental du froid et efficacité énergétique », 16.
- Santosa, I D M C, Sudirman, Igns Waisnawa, Pw Sunu, et Iw Temaja. 2018. « Simulation of Transcritical CO₂ Refrigeration System with Booster Hot Gas Bypass in Tropical Climate ». *Journal of Physics: Conference Series* 953 (janvier): 012044. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/953/1/012044>.
- Sarkar, J., Souvik Bhattacharyya, et M.Ram Gopal. 2004. « Optimization of a Transcritical CO₂ Heat Pump Cycle for Simultaneous Cooling and Heating Applications ». *International Journal of Refrigeration* 27 (8): 830-38. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2004.03.006>.
- Sawalha, S, et B Palm. 2000. « CO₂ AS SECONDARY REFRIGERANT IN SWEDEN », 11.
- Sawalha, Samer. 2013. « Investigation of Heat Recovery in CO₂ Trans-Critical Solution for Supermarket Refrigeration ». *International Journal of Refrigeration* 36 (1): 145-56. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.10.020>.
- Soltani, S., M. Yari, S.M.S. Mahmoudi, T. Morosuk, et M.A. Rosen. 2013. « Advanced Exergy Analysis Applied to an Externally-Fired Combined-Cycle Power Plant Integrated with a

- Biomass Gasification Unit ». *Energy* 59 (septembre): 775-80.
<https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.07.038>.
- Srinivasan, K. 2011. « Identification of Optimum Inter-Stage Pressure for Two-Stage Transcritical Carbon Dioxide Refrigeration Cycles ». *The Journal of Supercritical Fluids* 58 (1): 26-30. <https://doi.org/10.1016/j.supflu.2011.04.015>.
- Stoecker, Wilbert F. 2004. « Industrial Refrigeration Handbook », 689.
- Tsamos, K.M., Y.T. Ge, IDewa Santosa, S.A. Tassou, G. Bianchi, et Z. Mylona. 2017. « Energy Analysis of Alternative CO₂ Refrigeration System Configurations for Retail Food Applications in Moderate and Warm Climates ». *Energy Conversion and Management* 150 (octobre): 822-29. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.03.020>.
- Wang, Zheng, Hongxia Zhao, Xinli Wang, Jitian Han, et Yanhua Lai. 2020. « Thermodynamic Performance Evaluation of the CO₂ Parallel Compression Supermarket Refrigeration System with a Subcooler ». *International Journal of Energy Research* 44 (8): 6709-24. <https://doi.org/10.1002/er.5408>.
- Yang, Jun Lan, Yi Tai Ma, Min Xia Li, et Hai Qing Guan. 2005. « Exergy Analysis of Transcritical Carbon Dioxide Refrigeration Cycle with an Expander ». *Energy* 30 (7): 1162-75. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2004.08.007>.
- Yongming, Niu, Chen Jiangping, Chen Zhijiu, et Chen Huanxin. 2007. « Construction and Testing of a Wet-Compression Absorption Carbon Dioxide Refrigeration System for Vehicle Air Conditioner ». *Applied Thermal Engineering* 27 (1): 31-36. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.05.014>.
- Zhang, Bo, Dengyu Zhao, Yujiao Zhao, Haiwei Ji, Liu Chen, et Lang Liu. 2017. « Comparative Analysis of Typical Improvement Methods in Transcritical Carbon Dioxide Refrigeration Cycle ». *Procedia Engineering* 205: 1207-14. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.10.355>.
- Zhang, Zhen-ying, Yi-tai Ma, Hong-li Wang, et Min-xia Li. 2013. « Theoretical Evaluation on Effect of Internal Heat Exchanger in Ejector Expansion Transcritical CO₂ Refrigeration Cycle ». *Applied Thermal Engineering* 50 (1): 932-38. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.08.022>.
- Zhu, Jingwei, et Stefan Elbel. 2016. « A New Control Mechanism for Two-Phase Ejector in Vapor Compression Cycles Using Adjustable Motive Nozzle Inlet Vortex », 11.

Annexes

Annexe n°1 :

➤ Programme de détermination des propriétés thermophysiques du R744

```
!+++++Détermination de quelques propriétés thermophysiques du R744 (CO2)+++++
" Les paramètres d'état saturé: (Temperature T1,Titre X1); (Temperature T2,Titre X1); (
Temperature T1,Titre X2);(Temperature T2,Titre X2)"
C$='R744'
T1=0[°C]
T2=10[°C]
X1=0 " Liquide saturé"
X2=1 " Vapeur saturée"
+++++
"Refrigerant CO2 (C$='R744')"
" Chaleur spécifique à l'état liquide saturé à la température Ti :cp_Ti_Ls avec i=1,2"
"Chaleur spécifique à l'état vapeur saturée à la températureTi :cp_Ti_Vs avec i=1,2"
"Masse volumique à l'état liquide saturé à la température Ti :rho_Ti_Ls avec i=1,2"
"Masse volumique à l'état lvapeur saturée à la température Ti :rho_Ti_Vs avec i=1,2"
"Conductivité thermique à l'état liquide saturé à la température Ti :K_Ti_Ls avec i=1,2"
"Conductivité thermique à l'état vapeur saturée à la température Ti :K_Ti_Vs avec i=1,2"
"Pression à la température Ti :P_Ti avec i=1,2"
"Tension superficielle à la température Ti: avec i=1,2"
"C$='R744' désigne le R744; on peut utiliser directement R744 dans le programme"
+++++
"+++Auteur: AREDOKOU Olorounto Louis+++
+++++"

cp_T1_Ls=Cp(C$:T=T1;x=X1)
rho_T1_Ls=Density(C$:T=T1;x=X1)
mu_T1_Ls=Viscosity(C$:T=T1;x=X1)
P_T1=Pressure(C$:T=T1;x=X1)
k_T1_Ls=Conductivity(C$:T=T1;x=X1)
sigma_T1=SurfaceTension(C$:T=T1)

cp_T2_Ls=Cp(C$:T=T2;x=X1)
rho_T2_Ls=Density(C$:T=T2;x=X1)
mu_T2_Ls=Viscosity(C$:T=T2;x=X1)
P_T2=Pressure(C$:T=T2;x=X1)
k_T2_Ls=Conductivity(C$:T=T2;x=X1)
sigma_T2=SurfaceTension(C$:T=T2)

cp_T1_Vs=Cp(C$:T=T1;x=X2)
rho_T1_Vs=Density(C$:T=T1;x=X2)
mu_T1_Vs=Viscosity(C$:T=T1;x=X2)
k_T1_Vs=Conductivity(C$:T=T1;x=X2)

cp_T2_Vs=Cp(C$:T=T2;x=X2)
rho_T2_Vs=Density(C$:T=T2;x=X2)
mu_T2_Vs=Viscosity(C$:T=T2;x=X2)
k_T2_Vs=Conductivity(C$:T=T2;x=X2)
```

➤ Programme de détermination des propriétés thermophysiques du R134a

```
"|+++++Détermination de quelques propriétés thermophysiques de R134a +++++"
"+++++Détermination de quelques propriétés thermophysiques de R134a +++++"
" Les paramètres d'état saturé: (Temperature T1,Titre X1); (Temperature T2,Titre X1); (
Temperature T1,Titre X2);(Temperature T2,Titre X2)"
C$='R134a'
T1=0[°C]
T2=10[°C]
X1=0 " Liquide saturé"
X2=1 " Vapeur saturée"
"+++++Détermination de quelques propriétés thermophysiques de R134a +++++"
"Refrigerant R134a (C$='R134a')"
" Chaleur spécifique à l'état liquide saturé à la température Ti :cp_Ti_Ls avec i=1,2"
"Chaleur spécifique à l'état vapeur saturée à la températureTi :cp_Ti_Vs avec i=1,2"
"Masse volumique à l'état liquide saturé à la température Ti :rho_Ti_Ls avec i=1,2"
"Masse volumique à l'état Ivapeur saturée à la température Ti :rho_Ti_Vs avec i=1,2"
"Conductivité thermique à l'état liquide saturé à la température Ti :K_Ti_Ls avec i=1,2"
"Conductivité thermique à l'état vapeur saturée à la température Ti :K_Ti_Vs avec i=1,2"
"Pression à la température Ti :P_Ti avec i=1,2"
"Tension superficielle à la température Ti: avec i=1,2"
"C$='R134a' désigne le R134a; on peut utiliser directement R134a dans le programme"
"+++++Détermination de quelques propriétés thermophysiques de R134a +++++"
"+++Auteur: AREDOKOU Olorounto Louis+++
"+++++Détermination de quelques propriétés thermophysiques de R134a +++++"

cp_T1_Ls=Cp(C$:T=T1;x=X1)
rho_T1_Ls=Density(C$:T=T1;x=X1)
mu_T1_Ls=Viscosity(C$:T=T1;x=X1)
P_T1=Pressure(C$:T=T1;x=X1)
k_T1_Ls=Conductivity(C$:T=T1;x=X1)
sigma_T1=SurfaceTension(C$:T=T1)

cp_T2_Ls=Cp(C$:T=T2;x=X1)
rho_T2_Ls=Density(C$:T=T2;x=X1)
mu_T2_Ls=Viscosity(C$:T=T2;x=X1)
P_T2=Pressure(C$:T=T2;x=X1)
k_T2_Ls=Conductivity(C$:T=T2;x=X1)
sigma_T2=SurfaceTension(C$:T=T2)

cp_T1_Vs=Cp(C$:T=T1;x=X2)
rho_T1_Vs=Density(C$:T=T1;x=X2)
mu_T1_Vs=Viscosity(C$:T=T1;x=X2)
k_T1_Vs=Conductivity(C$:T=T1;x=X2)

cp_T2_Vs=Cp(C$:T=T2;x=X2)
rho_T2_Vs=Density(C$:T=T2;x=X2)
mu_T2_Vs=Viscosity(C$:T=T2;x=X2)
k_T2_Vs=Conductivity(C$:T=T2;x=X2)
```

➤ Programme de détermination des propriétés thermophysiques du R404A

```
"+++++Détermination de quelques propriétés thermophysiques de R404A +++++"
"Les paramètres d'état saturé: (Temperature T1,Titre X1); (Temperature T2,Titre X1); (
Temperature T1,Titre X2);(Temperature T2,Titre X2)"
C$='R404A'
T1=0[°C]
T2=10[°C]
X1=0 " Liquide saturé"
X2=1 " Vapeur saturée"
"Refrigerant R404A (C$='R404A')"
"Chaleur spécifique à l'état liquide saturé à la température Ti :cp_Ti_Ls avec i=1,2"
"Chaleur spécifique à l'état vapeur saturée à la températureTi :cp_Ti_Vs avec i=1,2"
"Masse volumique à l'état liquide saturé à la température Ti :rho_Ti_Ls avec i=1,2"
"Masse volumique à l'état lvapeur saturée à la température Ti :rho_Ti_Vs avec i=1,2"
"Conductivité thermique à l'état liquide saturé à la température Ti :K_Ti_Ls avec i=1,2"
"Conductivité thermique à l'état vapeur saturée à la température Ti :K_Ti_Vs avec i=1,2"
"Pression à la température Ti :P_Ti avec i=1,2"
"Tension superficielle à la température Ti: avec i=1,2"
"C$='R404A' désigne le R404A; on peut utiliser directement R404A dans le programme"
"+++Auteur: AREKOKOU Olorounto Louis+++"
```

cp_T1_Ls=Cp(C\$:T=T1;x=X1)
rho_T1_Ls=Density(C\$:T=T1;x=X1)
mu_T1_Ls=Viscosity(C\$:T=T1;x=X1)
P_T1=Pressure(C\$:T=T1;x=X1)
k_T1_Ls=Conductivity(C\$:T=T1;x=X1)
sigma_T1=SurfaceTension(C\$:T=T1)

cp_T2_Ls=Cp(C\$:T=T2;x=X1)
rho_T2_Ls=Density(C\$:T=T2;x=X1)
mu_T2_Ls=Viscosity(C\$:T=T2;x=X1)
P_T2=Pressure(C\$:T=T2;x=X1)
k_T2_Ls=Conductivity(C\$:T=T2;x=X1)
sigma_T2=SurfaceTension(C\$:T=T2)

cp_T1_Vs=Cp(C\$:T=T1;x=X2)
rho_T1_Vs=Density(C\$:T=T1;x=X2)
mu_T1_Vs=Viscosity(C\$:T=T1;x=X2)
k_T1_Vs=Conductivity(C\$:T=T1;x=X2)

cp_T2_Vs=Cp(C\$:T=T2;x=X2)
rho_T2_Vs=Density(C\$:T=T2;x=X2)
mu_T2_Vs=Viscosity(C\$:T=T2;x=X2)
k_T2_Vs=Conductivity(C\$:T=T2;x=X2)

➤ Programme de détermination des propriétés thermophysiques du R717

```
!+++++Determination de quelques propriétés thermophysiques du R717 (NH3)+++++!
"+++++Determination de quelques propriétés thermophysiques du R717 (NH3)+++++!
"+++++Determination de quelques propriétés thermophysiques du R717 (NH3)+++++!
" Les paramètres d'état saturé: (Temperature T1,Titre X1); (Temperature T2,Titre X1); (
Temperature T1,Titre X2);(Temperature T2,Titre X2)"
C$='R717'
T1=0[°C]
T2=10[°C]
X1=0 " Liquide saturé"
X2=1" Vapeur saturée"
"+++++Determination de quelques propriétés thermophysiques du R717 (NH3)+++++!
"Refrigerant NH3 (C$='R717')"
" Chaleur spécifique à l'état liquide saturé à la température Ti :cp_Ti_Ls avec i=1,2"
"Chaleur spécifique à l'état vapeur saturée à la températureTi :cp_Ti_Vs avec i=1,2"
"Masse volumique à l'état liquide saturé à la température Ti :rho_Ti_Ls avec i=1,2"
"Masse volumique à l'état lvapeur saturée à la température Ti :rho_Ti_Vs avec i=1,2"
"Conductivité thermique à l'état liquide saturé à la température Ti :K_Ti_Ls avec i=1,2"
"Conductivité thermique à l'état vapeur saturée à la température Ti :K_Ti_Vs avec i=1,2"
"Pression à la température Ti :P_Ti avec i=1,2"
"Tension superficielle à la température Ti: avec i=1,2"
"C$='R717' désigne le R717; on peut utiliser directement R717 dans le programme"
"+++++Determination de quelques propriétés thermophysiques du R717 (NH3)+++++!
"+++Auteur: AREDOKOU Olorounto Louis+++!
"+++++Determination de quelques propriétés thermophysiques du R717 (NH3)+++++!

cp_T1_Ls=Cp(C$:T=T1;x=X1)
rho_T1_Ls=Density(C$:T=T1;x=X1)
mu_T1_Ls=Viscosity(C$:T=T1;x=X1)
P_T1=Pressure(C$:T=T1;x=X1)
k_T1_Ls=Conductivity(C$:T=T1;x=X1)
sigma_T1=SurfaceTension(C$:T=T1)

cp_T2_Ls=Cp(C$:T=T2;x=X1)
rho_T2_Ls=Density(C$:T=T2;x=X1)
mu_T2_Ls=Viscosity(C$:T=T2;x=X1)
P_T2=Pressure(C$:T=T2;x=X1)
k_T2_Ls=Conductivity(C$:T=T2;x=X1)
sigma_T2=SurfaceTension(C$:T=T2)

cp_T1_Vs=Cp(C$:T=T1;x=X2)
rho_T1_Vs=Density(C$:T=T1;x=X2)
mu_T1_Vs=Viscosity(C$:T=T1;x=X2)
k_T1_Vs=Conductivity(C$:T=T1;x=X2)

cp_T2_Vs=Cp(C$:T=T2;x=X2)
rho_T2_Vs=Density(C$:T=T2;x=X2)
mu_T2_Vs=Viscosity(C$:T=T2;x=X2)
k_T2_Vs=Conductivity(C$:T=T2;x=X2)
```

➤ Programme de détermination des propriétés thermophysiques du R1234yf

```

|+++++Determination de quelques propriétés thermophysiques de R1234yf ++++++
|+++++Determination de quelques propriétés thermophysiques de R1234yf ++++++
|+++++Determination de quelques propriétés thermophysiques de R1234yf ++++++
| Les paramètres d'état saturé: (Temperature T1,Titre X1); (Temperature T2,Titre X1); (
| Temperature T1,Titre X2);(Temperature T2,Titre X2)"
C$='R1234yf'
T1=0[°C]
T2=10[°C]
X1=0 " Liquide saturé"
X2=1 " Vapeur saturée"
|+++++Determination de quelques propriétés thermophysiques de R1234yf ++++++
"Refrigerant R1234yf (C$='R1234yf')"
"Chaleur spécifique à l'état liquide saturé à la température Ti :cp_Ti_Ls avec i=1,2"
"Chaleur spécifique à l'état vapeur saturée à la températureTi :cp_Ti_Vs avec i=1,2"
"Masse volumique à l'état liquide saturé à la température Ti :rho_Ti_Ls avec i=1,2"
"Masse volumique à l'état lvapeur saturée à la température Ti :rho_Ti_Vs avec i=1,2"
"Conductivité thermique à l'état liquide saturé à la température Ti :K_Ti_Ls avec i=1,2"
"Conductivité thermique à l'état vapeur saturée à la température Ti :K_Ti_Vs avec i=1,2"
"Pression à la température Ti :P_Ti avec i=1,2"
"Tension superficielle à la température Ti: avec i=1,2"
"C$ ='R1234yf' désigne le R1234yf, on peut utiliser directement R1234yf dans le
programme"
|+++++Determination de quelques propriétés thermophysiques de R1234yf ++++++
"+++Auteur: AREDOKOU Olorounto Louis+++
|+++++Determination de quelques propriétés thermophysiques de R1234yf ++++++

cp_T1_Ls=Cp(C$:T=T1;x=X1)
rho_T1_Ls=Density(C$:T=T1;x=X1)
mu_T1_Ls=Viscosity(C$:T=T1;x=X1)
P_T1=Pressure(C$:T=T1;x=X1)
k_T1_Ls=Conductivity(C$:T=T1;x=X1)
sigma_T1=SurfaceTension(C$:T=T1)

cp_T2_Ls=Cp(C$:T=T2;x=X1)
rho_T2_Ls=Density(C$:T=T2;x=X1)
mu_T2_Ls=Viscosity(C$:T=T2;x=X1)
P_T2=Pressure(C$:T=T2;x=X1)
k_T2_Ls=Conductivity(C$:T=T2;x=X1)
sigma_T2=SurfaceTension(C$:T=T2)

cp_T1_Vs=Cp(C$:T=T1;x=X2)
rho_T1_Vs=Density(C$:T=T1;x=X2)
mu_T1_Vs=Viscosity(C$:T=T1;x=X2)
k_T1_Vs=Conductivity(C$:T=T1;x=X2)

cp_T2_Vs=Cp(C$:T=T2;x=X2)
rho_T2_Vs=Density(C$:T=T2;x=X2)
mu_T2_Vs=Viscosity(C$:T=T2;x=X2)
k_T2_Vs=Conductivity(C$:T=T2;x=X2)

```

➤ Résultats obtenus après la simulation du programme

Complex Number Mode: Angular values in [degrees]

C\$ = 'R744'	$c_{pT1,Ls} = 2,542$ [kJ/kg-K]
$c_{pT1,Vs} = 1,865$ [kJ/kg-K]	$c_{pT2,Ls} = 2,998$ [kJ/kg-K]
$c_{pT2,Vs} = 2,558$ [kJ/kg-K]	$k_{T1,Ls} = 0,1087$ [W/m-K]
$k_{T1,Vs} = 0,01881$ [W/m-K]	$k_{T2,Ls} = 0,09546$ [W/m-K]
$k_{T2,Vs} = 0,02342$ [W/m-K]	$\mu_{T1,Ls} = 0,00009939$ [kg/m-s]
$\mu_{T1,Vs} = 0,00001479$ [kg/m-s]	$\mu_{T2,Ls} = 0,00008255$ [kg/m-s]
$\mu_{T2,Vs} = 0,00001606$ [kg/m-s]	$P_{T1} = 3,485$ [MPa]
$P_{T2} = 4,502$ [MPa]	$\rho_{T1,Ls} = 927,4$ [kg/m ³]
$\rho_{T1,Vs} = 97,65$ [kg/m ³]	$\rho_{T2,Ls} = 861,1$ [kg/m ³]
$\rho_{T2,Vs} = 135,2$ [kg/m ³]	$\sigma_{T1} = 0,004344$ [N/m]
$\sigma_{T2} = 0,002674$ [N/m]	$T1 = 0$ [°C]
$T2 = 10$ [°C]	$X1 = 0$
$X2 = 1$	

Complex Number Mode: Angular values in [degrees]

C\$ = 'R134a'	$c_{pT1,Ls} = 1,341$ [kJ/kg-K]
$c_{pT1,Vs} = 0,8973$ [kJ/kg-K]	$c_{pT2,Ls} = 1,37$ [kJ/kg-K]
$c_{pT2,Vs} = 0,9456$ [kJ/kg-K]	$k_{T1,Ls} = 0,09462$ [W/m-K]
$k_{T1,Vs} = 0,0121$ [W/m-K]	$k_{T2,Ls} = 0,09023$ [W/m-K]
$k_{T2,Vs} = 0,01308$ [W/m-K]	$\mu_{T1,Ls} = 0,0002655$ [kg/m-s]
$\mu_{T1,Vs} = 0,00001092$ [kg/m-s]	$\mu_{T2,Ls} = 0,0002341$ [kg/m-s]
$\mu_{T2,Vs} = 0,00001132$ [kg/m-s]	$P_{T1} = 0,293$ [MPa]
$P_{T2} = 0,4149$ [MPa]	$\rho_{T1,Ls} = 1295$ [kg/m ³]
$\rho_{T1,Vs} = 14,44$ [kg/m ³]	$\rho_{T2,Ls} = 1261$ [kg/m ³]
$\rho_{T2,Vs} = 20,24$ [kg/m ³]	$\sigma_{T1} = 0,01156$ [N/m]
$\sigma_{T2} = 0,01014$ [N/m]	$T1 = 0$ [°C]
$T2 = 10$ [°C]	$X1 = 0$
$X2 = 1$	

Complex Number Mode: Angular values in [degrees]

C\$ = 'R404A'
cpT1,Vs = 0,9988 [kJ/kg-K]
cpT2,Vs = 1,072 [kJ/kg-K]
kT1,Vs = 0,01248 [W/m-K]
kT2,Vs = 0,0136 [W/m-K]
μT1,Vs = 0,00001146 [kg/m-s]
μT2,Vs = 0,000012 [kg/m-s]
PT2 = 0,8271 [MPa]
ρT1,Vs = 30,48 [kg/m³]
ρT2,Vs = 41,69 [kg/m³]
σT2 = 0,005679 [N/m]
T2 = 10 [°C]
X2 = 1

cpT1,Ls = 1,39 [kJ/kg-K]
cpT2,Ls = 1,44 [kJ/kg-K]
kT1,Ls = 0,07664 [W/m-K]
kT2,Ls = 0,0733 [W/m-K]
μT1,Ls = 0,0001766 [kg/m-s]
μT2,Ls = 0,0001544 [kg/m-s]
PT1 = 0,6102 [MPa]
ρT1,Ls = 1150 [kg/m³]
ρT2,Ls = 1110 [kg/m³]
σT1 = 0,006847 [N/m]
T1 = 0 [°C]
X1 = 0

Complex Number Mode: Angular values in [degrees]

C\$ = 'R717'
cpT1,Vs = 2,68 [kJ/kg-K]
cpT2,Vs = 2,842 [kJ/kg-K]
kT1,Vs = 0,02337 [W/m-K]
kT2,Vs = 0,02437 [W/m-K]
μT1,Vs = 0,000009056 [kg/m-s]
μT2,Vs = 0,000009364 [kg/m-s]
PT2 = 0,6153 [MPa]
ρT1,Vs = 3,458 [kg/m³]
ρT2,Vs = 4,87 [kg/m³]
σT2 = 0,02313 [N/m]
T2 = 10 [°C]
X2 = 1

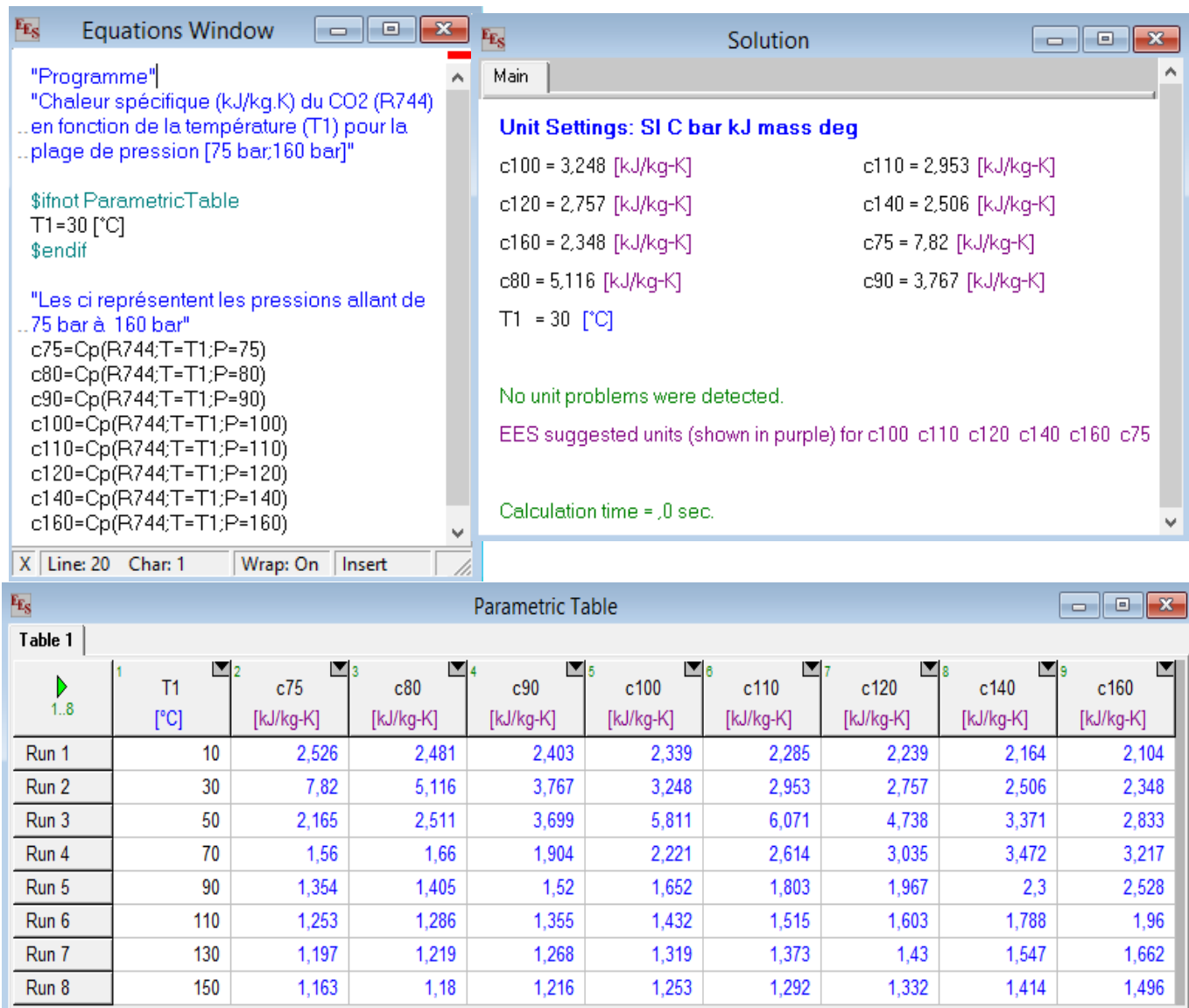
cpT1,Ls = 4,617 [kJ/kg-K]
cpT2,Ls = 4,676 [kJ/kg-K]
kT1,Ls = 0,5592 [W/m-K]
kT2,Ls = 0,5291 [W/m-K]
μT1,Ls = 0,0001701 [kg/m-s]
μT2,Ls = 0,000153 [kg/m-s]
PT1 = 0,4296 [MPa]
ρT1,Ls = 638,6 [kg/m³]
ρT2,Ls = 624,6 [kg/m³]
σT1 = 0,02546 [N/m]
T1 = 0 [°C]
X1 = 0

Complex Number Mode: Angular values in [degrees]

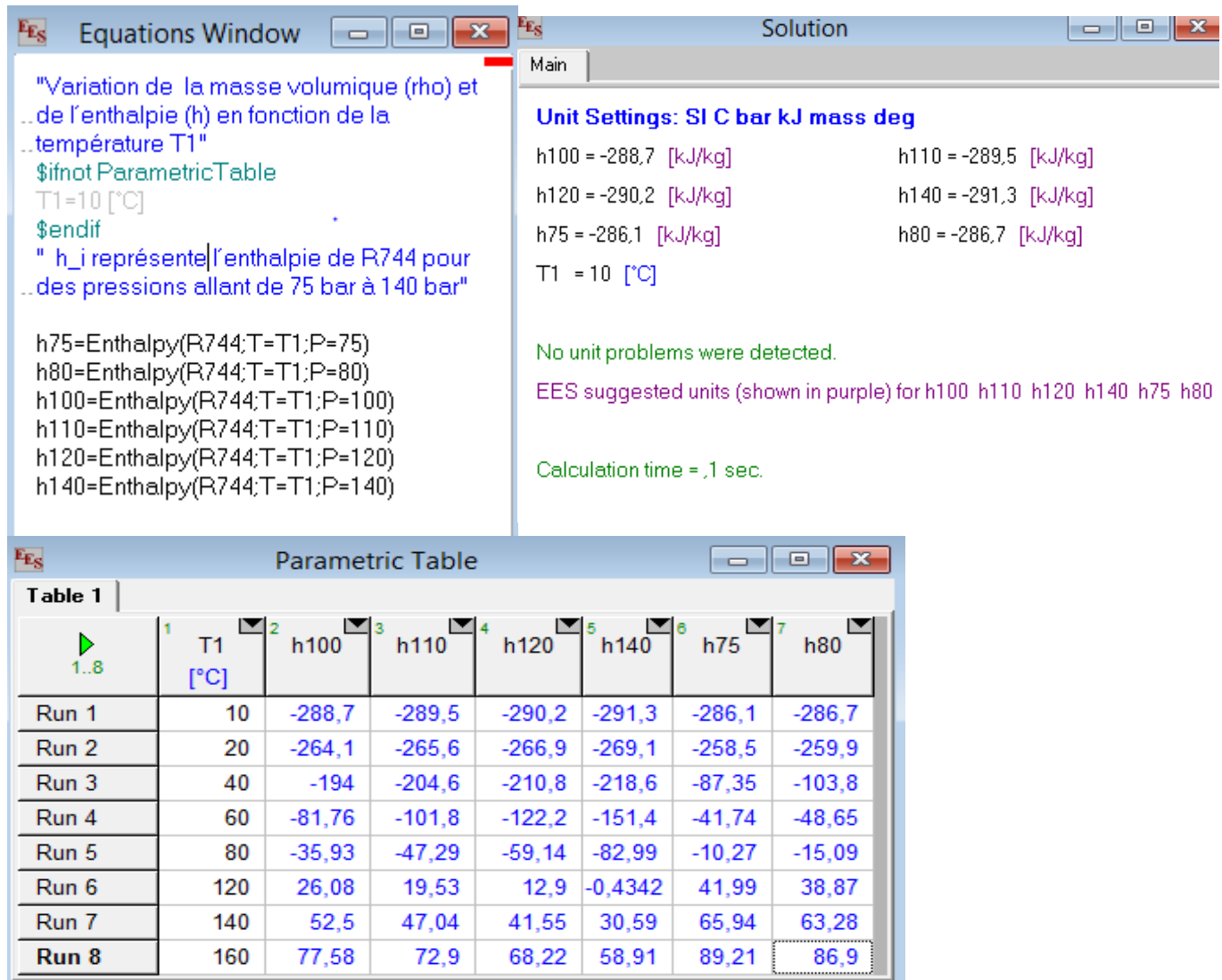
C\$ = 'R1234yf'
cPT1,Vs = 0,9264 [kJ/kg-K]
cPT2,Vs = 0,9721 [kJ/kg-K]
kT1,Vs = 0,009097 [W/m-K]
kT2,Vs = 0,009799 [W/m-K]
μT1,Vs = 0,00001102 [kg/m-s]
μT2,Vs = 0,00001148 [kg/m-s]
PT2 = 0,4375 [MPa]
ρT1,Vs = 17,69 [kg/m³]
ρT2,Vs = 24,33 [kg/m³]
σT2 = 0,008001 [N/m]
T2 = 10 [°C]
X2 = 1
cPT1,Ls = 1,263 [kJ/kg-K]
cPT2,Ls = 1,294 [kJ/kg-K]
kT1,Ls = 0,07509 [W/m-K]
kT2,Ls = 0,07133 [W/m-K]
μT1,Ls = 0,0002197 [kg/m-s]
μT2,Ls = 0,0001937 [kg/m-s]
PT1 = 0,3158 [MPa]
ρT1,Ls = 1177 [kg/m³]
ρT2,Ls = 1144 [kg/m³]
σT1 = 0,009323 [N/m]
T1 = 0 [°C]
X1 = 0

Annexe n°2

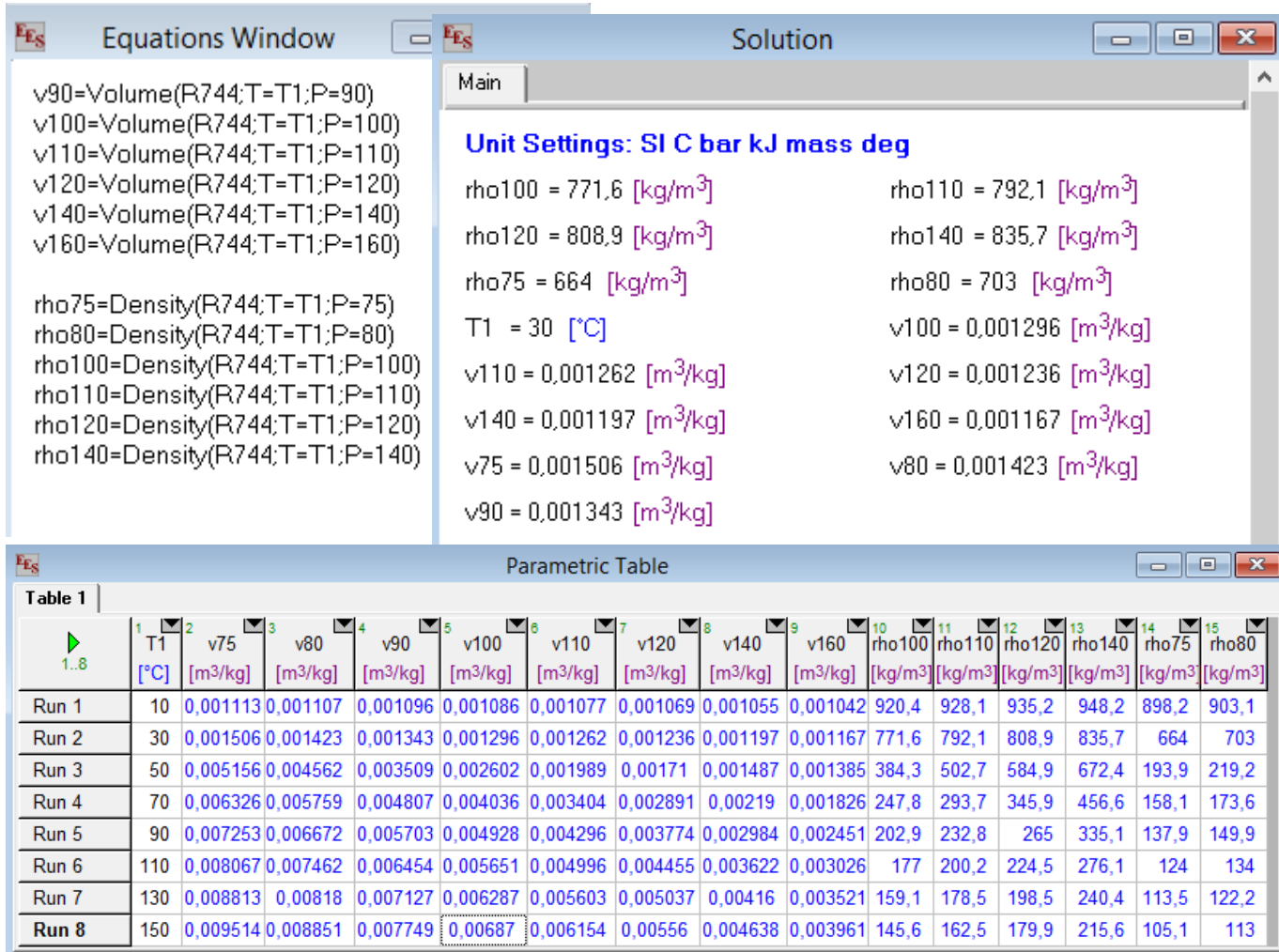
➤ **Chaleur massique de R744 en fonction de la température (Voir figure 2)**



➤ Variation de l'enthalpie en fonction de la température (voir figure 3)



- **Variation du volumique massique et de la masse volumique de R744 en fonction de la température (voir figure 4)**



➤ Variation de la conductivité de R744 en fonction de la température (voir figure 5)

Equations Window

```
"Variation de la conductivité du R744 en fonction de la température "
$ifnot ParametricTable
T1=30
$endif

c75=Conductivity(R744;T=T1;P=75)
c80=Conductivity(R744;T=T1;P=80)
c90=Conductivity(R744;T=T1;P=90)
c100=Conductivity(R744;T=T1;P=100)
c110=Conductivity(R744;T=T1;P=110)
c120=Conductivity(R744;T=T1;P=120)
c140=Conductivity(R744;T=T1;P=140)
c160=Conductivity(R744;T=T1;P=160)
```

X Line: 14 Char: 35 Wrap: On Insert

Solution

Main

Unit Settings: SI C bar kJ mass deg

c100 = 0,081 [W/m-K] c110 = 0,08441 [W/m-K]
c120 = 0,08732 [W/m-K] c140 = 0,09219 [W/m-K]
c160 = 0,09627 [W/m-K] c75 = 0,07758 [W/m-K]
c80 = 0,07707 [W/m-K] c90 = 0,07791 [W/m-K]
T1 = 30

No unit problems were detected.

EES suggested units (shown in purple) for c100 c110 c120 c140 c160 c75

Calculation time = .2 sec.

Parametric Table

Table 1

	1 T1	2 c100	3 c110	4 c120	5 c140	6 c160	7 c75	8 c80	9 c90
		[W/m-K]	[W/m-K]	[W/m-K]	[W/m-K]	[W/m-K]	[W/m-K]	[W/m-K]	[W/m-K]
Run 1	20	0,09531	0,09758	0,09966	0,1034	0,1067	0,08827	0,0899	0,09278
Run 2	40	0,07093	0,07315	0,07356	0,08047	0,0857	0,03471	0,04222	0,07066
Run 3	60	0,03914	0,04628	0,05315	0,06163	0,06626	0,02766	0,02925	0,03339
Run 4	80	0,03239	0,03534	0,03873	0,04611	0,05278	0,02705	0,02791	0,02992
Run 5	100	0,0311	0,03286	0,03483	0,03934	0,04421	0,02765	0,02824	0,02956
Run 6	140	0,03198	0,03295	0,03399	0,03632	0,0389	0,02987	0,03027	0,03109

Annexe n°3

- **Pression optimale du refroidisseur de gaz (P_{opt}) permettant de donner le coefficient de performance maximal (COP)**

Tamb	Popt [bar]	COP
25	75	2,095
26	75	2,043
27	75	1,97
28	75	1,74
29	80	1,807
30	80	1,72
31	90	1,631
32	90	1,584
33	90	1,53
34	90	1,465
35	100	1,399
36	100	1,358
37	100	1,313
38	100	1,262
39	110	1,21
40	110	1,75

- **Pression intermédiaire optimale ($P_{opt,int}$) permettant de donner le coefficient de performance maximal (COP)**

$P_{opt,int}$ [bar]	Tamb	COP
56,35	25	2,12
55,6	26	2,046
54,93	27	1,969
54,36	28	1,889
53,9	29	1,808
53,58	30	1,728
53,4	31	1,651
53,4	32	1,58
53,59	33	1,516
54	34	1,457
54,64	35	1,404
55,56	36	1,355
56,77	37	1,309
58,32	38	1,264
60,23	39	1,221
62,56	40	1,178

➤ **Coefficient de détermination (R^2)**

$$\frac{\sum_{i=1}^n (\bar{Y}_i - Y)^2}{\sum_{i=1}^n (y_i - Y)^2}$$

Où :

\bar{y} : la valeur moyenne

\bar{Y}_i : la valeur estimée par la corrélation

y_i : la valeur trouvée par l'optimisation

n : le nombre de points

➤ **Comparaison des pressions optimales $P_{opt,gc}$ et $P_{opt,int}$ du système simulé et des résultats obtenus par quelques auteurs.**

T_{amb} (°C)	Pression intermédiaire $P_{opt,int}$			Pression du refroidisseur de gaz $P_{opt,gc}$			Pression du refroidisseur de gaz $P_{opt,gc}$			Pression du refroidisseur de gaz $P_{opt,gc}$	
	Système simulé	(Wang et al. 2020)	Erreur relative (%)	Système simulé	(Wang et al. 2020)	Erreur relative (%)	Système simulé	(Santosa et al. 2018)	Erreur relative (%)	(B. Zhang et al. 2017)	Erreur relative (%)
25	56,35	48,75	13,48	75,23	76,64	1,87	75,23	70,11	6,80	73,59	2,17
28	54,36	50,26	7,54	76,32	83,57	9,49	76,32	77,13	1,06	77,46	1,493
31	53,4	51,59	3,38	86,05	90,51	5,18	86,05	84,16	2,19	82,57	4,04
34	54	52,72	2,37	94,24	97,44	3,39	94,24	91,19	3,23	89,14	5,41
37	56,77	53,67	5,46	100,5	104,4	3,88	100,5	98,22	2,26	97,45	3,03
40	62,56	54,43	12,99	110,6	111,3	0,63	110,6	105,2	4,88	107,9	2,44

Annexe n°4

- **Exergie des composants du système de réfrigération en cascade en fonction de la température de couplage et l'exergie totale du système de réfrigération en fonction de la température de couplage**

Température de couplage (°C)	Exergie [kW] au condenseur	Exergie [kW] au compresseur CO ₂	Exergie [kW] au compresseur NH ₃	Exergie [kW] au détendeur CO ₂	Exergie [kW] au détendeur NH ₃	Exergie [kW] à l'échangeur en cascade	Exergie [kW] à l'évaporateur	Exergie Totale [kW]
-25	32,25	3,55	17,04	0,9978	12,11	7,534	9,65	83,1318
-20	28,81	5,282	16,06	1,986	10,38	8,028	9,65	80,196
-15	25,86	7,015	15,05	3,363	8,81	8,755	9,65	78,503
-10	23,35	8,774	14	5,191	7,386	9,721	9,65	78,072
-5	21,24	10,59	12,92	7,558	6,103	10,94	9,65	79,001
0	19,5	12,49	11,8	10,58	4,952	12,44	9,65	81,412
5	18,09	14,53	10,63	14,44	3,93	14,28	9,65	85,55
10	17,87	15,54	6,955	21,7	2,24	17,8	19,23	101,335
15	17,55	17,5	6,055	27,75	1,673	20,57	19,23	110,328