

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur
et de la Recherche Scientifique

Université Akli Mohand Oulhadj - Bouira -

ⵖⵓⵏⵓⵏⵉⵔ ⵙⵓⵔⵉⵏⵉⵔ ⵙⵓⵔⵉⵏⵉⵔ ⵙⵓⵔⵉⵏⵉⵔ ⵙⵓⵔⵉⵏⵉⵔ ⵙⵓⵔⵉⵏⵉⵔ



جامعة البويرة

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
جامعة أكلي محمد أولحاج
- البويرة -

FACULTE DES SCIENCES ET DES SCIENCES APPLIQUEE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

Présenté pour l'obtention du Diplôme de Master en **Génie Mécanique**
Option : **Énergétique**

Thème :

Etude d'un refroidisseur à gaz pour CO₂ transcritique
à double tube concentrique

Présenté par :

Nom Prénom et Nom Prénom

Siad Hassina et Silem Wiam

Évalue le /06/2022

Par le jury composé :

Président : M^r.

Grade

Université Bouira

Encadreur : M^r. S. ABERKANE

Université Bouira

Examineurs :

M^r

Université Bouira

M^r.

Université Bouira



Remerciement

Tout d'abord, Dieu merci, qui nous a bénis Et il nous a donné la force et la patience pour terminer cela Travail.

Nous remercions nos familles qui nous ont toujours encouragés Et soutenu tout au long de nos études.

Nous adressons notre reconnaissance et nos remerciements à notre promoteur Monsieur Aberkane Sofiane, pour avoir accepté de nous guider sur le bon chemin du travail.

Nous voudrions aussi remercier très sincèrement Mr : Badache Messaoud, Ameer Khaled, Aidoun Zine , Hamza Semmari, pour avoir suivi, consulte et aidé durant ce mémoire.

De cette façon, nous apprécions profondément membres du jury d'accepter de revoir notre manuscrit et pour soulever les critiques nécessaires pour enrichir nos connaissances Et en plus de notre travail, sans parler des remerciements.

Remercier tous les enseignants qui nous ont formés. Ils ont fourni leur aide précieuse. Nous remercions également les personnes qui nous soutiennent. Nous encourageons ceux qui sont prêts ou éloignés.

Hassina

ET

Wiam

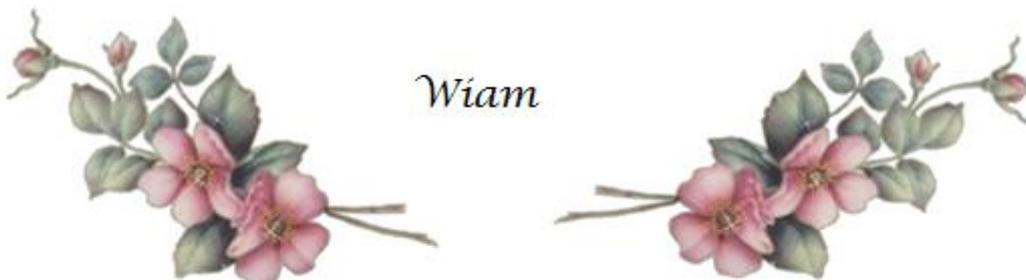




*Rien n'est aussi beau à offrir que le fruit d'un labeur qu'on dédie
du fond du cœur à ceux qu'on aime et qu'on remercie en exprimant la
gratitude et la reconnaissance durant toute notre existence
Je dédie ce modeste travail*

- *A mes très chers parents qui ont consacré toute leurs vies pour
mon éducation et mes études, je leurs souhaite tout le bonheur*
- *A mes grands parents*
- *Mon frère Kamal*
- *A mes frères Lila, Lamai, Assia et Hamada*
- *A tous mes amis*

*-En fin, je remercie mon ami mon binôme Siad Hassina qui a
contribué à la réalisation de ce modeste travail*



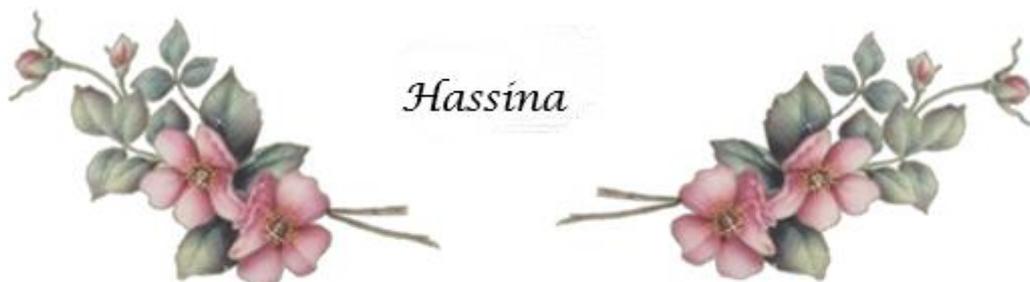


Dedicaces

*Rien n'est aussi beau à offrir que le fruit d'un labeur qu'on dédie du fond du cœur à ceux qu'on aime et qu'on remercie en exprimant la gratitude et la reconnaissance durant toute notre existence
Je dédie ce modeste travail*

- *A mes très chers parents qui ont consacré toute leurs vies pour mon éducation et mes études, je leurs souhaite tout le bonheur*
- *A mes grands parents*
- *A mes frères Rabie, Mohamed*
- *A ma sœur Sadia*
- *A tous mes amis*

-En fin, je remercie mon ami mon binôme Silem Wiam qui a contribué à la réalisation de ce modeste travail



Hassina

Introduction générale.....	1
----------------------------	---

Chapitre I : Etude bibliographie

I.1 Introduction.....	4
I.2 Histoire du dioxyde de carbone en tant que fluide frigorigène.....	4
I.3 Propriétés thermo physiques du CO ₂	7
I.3.1 Propriété sous-critique.....	9
I.3.2 Propriété super -critique	10
I.4 Les applications du CO ₂	11
I.4.1 Production d'eau chaude sanitaire.....	14
I.4.2 Climatisation automobile	15
I.5 Pompe à chaleur CO ₂	15
I.6 Les cycles thermo dynamiques d'une PAC CO ₂	16
I.6.1 Cycle subcritique.....	16
I.6.2 Cycle transcritique.....	17
I.6.3 Avantages du cycle transcritique au CO ₂	18
I.6.4 Inconvénients du Cycle transcritique au CO ₂	19
I.7 Différents configuration du RG	19
I.8 Échangeurs à doubles tubes concentrique (EDTC).....	21
I.8.1 Amélioration de l'échangeur à double tube concentrique.....	22
I.9 Conclusion	22

Chapitre II : Méthode de calcul thermique

II.1 Introduction	24
II.2 La distribution de température dans un échangeur de chaleur	24
II.3 Calcul d'un échangeur de chaleur à double tube concentrique	25
II.3.1 Principales Températures.....	25
II.3.1.1 Ecart de température dans chaque tube (chaque fluide).....	26
II.3.2 Température moyenne (contre –courant et co-courant).....	26

II.3.3 Méthode DTLM (Différence de Température Moyenne Logarithmique)	26
II.3.3.1 Cas d'un échangeur à co-courant	26
II.3.3.2 Cas d'un échangeur à contre-courant	28
II.3.4 Méthode du Nombre d'Unité de Transfert (NUT).....	28
II.3.4.1 L'efficacité d'un échangeur de chaleur	28
II.3.4.2 NUT.....	30
II.4 Coefficient d'échange de chaleur global	32
II.5 Coefficient d'échange surfacique pour des tubes	33
II.6 Corrélations refroidissement du CO ₂ supercritique	34
II.6.1 Corrélation de Dittus-Boelter.....	35
II.6.2 Corrélation de Petukhov -Popov-Kirilov	35
II.6.3 Corrélation de Krasnoshchekov et al	35
II.6.4 Corrélation de Petrov et Popov	36
II.6.5 Corrélation de Gnielinski	36
II.6.6 Corrélation de Gajar - Asadi	37
II.7 Calcul les pertes de charge	37
<u>Chapitre III : Résolution numérique</u>	
III.1 Introduction	39
III.2 Cas étudiés.....	39
III.3 Calcul de la conductance du refroidisseur de gaz (UA).....	40
III.3.1 Discrétisation en sous-échangeurs de chaleur	40
III.3.2 Modèle numérique des échangeurs de chaleur à contre-courant.....	42
III.4 Conclusion.....	42
<u>Chapitre IV : Résultats et discussions</u>	
IV.1 Introduction.....	46
IV.2 Validation du modèle	46
IV.2.1 Analyse de l'erreur	47
IV.2.2 Calcul et analyse de la conductance (UA).....	47

SOMMAIRE

IV.3 Performance du RG double tube	50
IV.4 Calcul les pertes de charges	52
IV.5 Conclusion	54
Conclusion général	56

Chapitre I : Etude bibliographie

Figure I.1 : Utilisation des réfrigérants dans le secteur maritime. [1] 4

Figure I.2: Histoire des fluides frigorigènes. [2] 6

Figure I.3: Diagramme enthalpique du CO₂. 9

Figure I.4 : Pression à saturation et $\delta P/\delta T$ en fonction de la température..... 9

Figure I.5 : $\rho_{\text{liquide}}/\rho_{\text{gaz}}$, et σ à saturation en fonction de la température..... 10

Figure I.6: Chaleur massique de différents fluides frigorigènes en fonction de la température.
..... 11

Figure I.7: Masse volumique de différents fluides frigorigènes en fonction de la température.
[11] 12

Figure I.8 : Diagramme de Mollier du CO₂ et températures pseudo-critiques..... 13

Figure I.9: Nombre adimensionnel de Prandtl en fonction de la température à pression
constante. [11] 13

Figure I.10: Profils de température lors de la génération d'ECS pour un système à
condensation..... 15

(a) et pour un refroidissement de fluide supercritique (b). [13] 15

Figure I.11: Installation au CO₂ simple. [16] 16

Figure I.12: exemple de cycle subcritique. 17

Figure I.13: Exemple de cycle transcritique. [18]..... 18

Figure I.14: Principe d'un échangeur à co-courants pour double tube. 22

Chapitre II : Méthode de calcul thermique

Figure II.1: Distribution des températures dans un échangeur mono passe à contre-courant [42].
..... 24

Figure II.2: Distribution des températures dans un échangeur mono passe à co-courant [42].
..... 25

Figure II.3 : Principales températures dans un échangeur à double tube à co-courant [42]. ... 25

Figure II.4 : Principales températures dans un échangeur à double tube à contre-courant [42].
..... 26

LISTE DES FIGURES

Figure II.5 a : L'efficacité d'un échangeur à co-courants [43].	31
Figure II.5 b : L'efficacité d'un échangeur à contre-courants [43].	31
Figure II.6: réseau de résistance thermique associé à un échangeur coaxial [42].	33

Chapitre III : Résolution numérique

Figure III.1: Schéma double tube concentrique à contre-courant (CO ₂ -H ₂ O).	39
Figure III.2 : Sous-échangeurs de chaleur.[49]	41

Chapitre IV : Résultats et discussions

Figure IV.1 : Comparaison des résultats du modèle et les résultats expérimentaux de Yun-Guang Chen [39].	46
Figure IV.2: Température de l'eau et de CO ₂ en fonction de N (Nombre de sous-échangeurs de chaleur).	48
Figure IV.3 : Évolution de L, UA, hCO ₂ et hH ₂ O en fonction de N (Nombre de sous-échangeurs de chaleur)	49
Figure IV.4 : Evolution de DLTA _X , Q _{in} , NUT et ϵ en fonction de N (Nombre de sous-échangeurs de chaleur).	50
Figure IV.2 : L'effet du rapport de débit massique et de la pression du réfrigérant sur puissance de chaleur ($t_{\text{eau, entrée}} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$).	51
Figure IV.3 : L'effet de la température de l'eau d'entrée sur la puissance thermique.	52

Chapitre I : Etude bibliographie

Tableau I.1 : Propriétés des fluides frigorigènes. [9].....	7
Tableau I.2: Caractéristiques physico-chimiques du dioxyde de carbone. [10]	8

Chapitre II : Méthode de calcul thermique**Chapitre III : Résolution numérique**

Tableau III.1: Expérimental conditions, Pitla et al. (2000).[49]	40
--	----

Chapitre IV : Résultats et discussions

Tableau VI.1 : Erreurs relatives pour les 12 cas considérés.....	47
Tableau IV.2 : Les résultats des pertes de pression de CO ₂	53
Tableau IV.3 : Les résultats des pertes de pression de l'eau.....	53

Lettres latines

cp : capacité calorifique massique ($\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$)

C: debit capacitif ($\text{J.K}^{-1}.\text{s}^{-1}$)

C : Capacités thermique (J/K)

D,d : diamètre (m)

Dh : Diamètre hydraulique (m)

di, de : Diamètres interne et externe (m)

F : facteur d'intensification

f : coefficient de frottement, fonction d'état

h : enthalpie massique (J.kg^{-1})

hi et he : Coefficient d'échange de chaleur par convection interne et externe ($\text{W/m}^2.\text{K}$)

Hp : haute pression (bar)

K : coefficient de transfert global ($\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$)

L : longueur (m)

m : masse (kg)

G : Flux massique ($\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$)

\dot{m} : débit massique (kg. s^{-1})

N : vitesse de rotation (tr.min^{-1})

U : coefficient de transfert de chaleur global ($\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$)

NUT (NTU) : Nombre d'unité de transfert (-)

Nu : Nombre de Nusselt (-)

P : pression (bar)

Pr : Nombre de Prandtl (-)

q : densité de flux de chaleur (W.m^{-2})

\dot{Q} : Puissance thermique (W)

r : Rayons (m)

Re : Nombre de Reynolds (-)

S, A : Surface d'échange (m^2)

Se et Si : Surfaces externe et interne de la paroi d'échange en (m^2)

T : température (K)

Tp: Température de paroi ($^{\circ}\text{C}$)

Te, Ts : Températures d'entrée et de sortie ($^{\circ}\text{C}$)

\dot{q}_i : taux de transfert de chaleur total (W)

$i_{H,i+1}, i_{C,i+1}$: enthalpie de la sortie côté chaud et côté froid (W/m²k)

$i_{H,i}, i_{C,i}$: enthalpie d'entrée côté chaud et côté froid (W/m²k)

\dot{m}_H, \dot{m}_C : débit massique de fluide chaud et froid (kg. s⁻¹)

$\dot{C}_{H,i}, \dot{C}_{C,i}$: les capacités thermiques des fluides chaud et froid (J/K)

$C_{H,i}, C_{C,i}$: les capacités calorifiques massiques des fluides chaud et froid (J.kg⁻¹.K⁻¹)

UA_i : la conductance (W/m² k)

W : largeur de l'échangeur de chaleur (m)

$h_{C,i}, h_{H,i}$: les coefficients locaux de transfert de chaleur côté froid et côté chaud

Δx_i : la longueur différentielle du sous-échangeur de chaleur (m)

th_m : épaisseur de plaque (m)

$K_{m,i}$: la conductivité du cuivre (W/m °C).

N : Nombre de sous-échangeurs de chaleur (-)

N_{ch} : Nombre de paires de canaux (-)

$DLTA_x$: longueur du sous-échangeur de chaleur (m)

Lettres grecques

λ : conductivité thermique (W.m⁻¹.K⁻¹)

μ : viscosité dynamique (kg.m⁻¹.s⁻¹)

ρ : masse volumique (kg.m⁻³)

ΔT : Ecart de température dans chaque tube (°C)

$\Delta T_e, \Delta T_s$: Ecart de température à l'entrée et à la sortie (°C)

ΔP : Perte de charge (Pa)

ε : efficacité thermique (%)

ν : viscosité cinématique (m²/s)

φ : Densité de flux à la paroi (W/m²)

Φ : Puissance (W)

Nombres adimensionnels

Nu : nombre de Nüsselt $Nu = \frac{hD_h}{K}$

NUT : nombre d'unité de transfert $NUT = \frac{KS}{C_{min}}$

Pr: nombre de Prandtl $Pr = \mu C_p / \lambda$

Re: nombre de Reynolds $Re = \rho v D_h / \mu$

Fluide qui circule dans tube intérieur (fluide chaud CO₂)

$$dh_h = d_i$$

$$S_h = \pi(d_i^2)$$

Régime turbulent : ($Re_h > 1e4$)

$$Nu_h = ((f/8) (Re_h - 1000) Pr_h) / (1 + 12.7(Pr_h^{(2/3)} - 1))$$

$$f = (1.8 \log_{10}(Re_h) - 1.5)^{-2}$$

Régime laminaire : ($Re_h < 2300$)

$$Nu_1 = 4.364$$

$$Nu_2 = 1.953(Re_h Pr_h dh_h / L_L)^{(1/3)}$$

$$Nu_h = (Nu_1^3 + 0.6^3 + (Nu_2 - 0.6)^3)^{(1/3)}$$

Fluide qui circule dans l'espace annulaire (fluide froid H₂O)

$$dh_c = (d_e - d_i)$$

$$S_c = \frac{\pi(d_e^2 - d_i^2)}{4}$$

Régime laminaire : $Re_c < 2300$

$$Nu_c = 4.36$$

Régime turbulent : $Re_c > 3000$

$$f = (0.79 * \log(Re_c) - 1.64)^{-2}$$

$$Nu_c = ((f/8) * (Re_c - 1000) * Pr_c) / (1 + 12.7 * (Pr_c^{(2/3)} - 1))$$

Indices

b : basse pression,

c : compression, centre, cylindrée,

cr : critique

e : entrée, eau

h : haute pression, haut

i : intérieur du tube
 is : isentropique
 m : moyen
 max : maximal
 min : minimal
 pc: pseudo critique
 s : sortie
 sc : supercritique
 t : tube
 TR : transcritique
 c : CO₂ side (Côté CO₂)
 i: ith segment; inner (segment; intérieur)
 in : inlet (entrée)
 o : outer (extérieur)
 out : outlet (sortie)
 tot : total
 w : water side (côté eau)
 Chaud : hot
 Froid : cold
 0 : initial
 1 : sortie de l'échangeur intermédiaire côté basse pression, aspiration du compresseur
 2 : refoulement du compresseur, entrée de l'échangeur haute pression
 3 : sortie de l'échangeur haute pression, entrée du détendeur
 4 : sortie du détendeur, entrée de l'évaporateur
 π : 3.14159 radians.
 c : Chaud
 f : Froid
 m : Monophasique
 p : Paroi
 c : cold
 h : hot
 1 :(fluide ou paroi) du tube interne, échangeur inférieur

2 : (fluide ou paroi) du tube intermédiaire, échangeur supérieur

3 : (fluide ou paroi) du tube externe

Exposant

0 : Etat initial

* : Forme adimensionnel

Abréviations

CFC : chlorofluorocarbure

COP : coefficient de performance

GWP : Global Warming Potential

HCFC: hydro chlorofluorocarbure

HFC: hydrofluorocarbure

ODP: Ozone Depletion Potential

ETTC: Echangeur à triple tube concentrique

EDTC : Echangeur à double tube concentrique

PAC : Pompe à chaleur

DTLM : différence de température logarithmique moyenne

Introduction Générale

Introduction générale

L'échangeur de chaleur est un appareil thermique de grande importance dans les installations thermiques et énergétiques. Les échangeurs de chaleur sont des équipements très courant dans les installations thermiques.

Il existe de nombreux types d'échangeurs de chaleur actuellement utilisés comme refroidisseur à gaz (RG) dans les pompes à chaleur au CO₂ transcritique.

L'année passée, dans le cadre de réalisation d'un projet de fin d'étude en master énergétique au niveau de notre département un travail de recherche a été mené par Ihaddadene Hania et Sadoun Cylia à sur une nouvelle configuration de RG, à partir desquels des modèles théoriques basés sur les équations différentielles ordinaires de deuxième ordre, la méthode de Différence de Température Logarithmique Moyenne (DTLM) et la méthode de Nombre d'Unité de Transfert (NUT) ont été développés du RG double tube et triple tube concentrique. Dans une première phase de ce projet, les modèles ont été testé/validé et ont permis de déterminer le dimensionnement et les performances du RG utilisant une solution alimentaire liquide et l'eau comme fluides de travail.

En raison de la forte variation et la non linéarité des propriétés thermo physiques du CO₂ qui changent radicalement au cours du processus de refroidissement les deux modèles précédemment développés ne peuvent être utilisés pour ce réfrigérant.

Dans la phase 2, les objectifs du projet sont :

- Développement de deux modèles numériques amélioré du RG à triple tube et double tube concentrique utilisant comme réfrigérant le CO₂.
- Comparaison des performances du RG-CO₂ triple tube avec ceux du RG-CO₂ double tube concentrique.

Le présent travail concerne le développement d'un modèle numérique amélioré du RG double tube concentrique utilisant le CO₂ comme réfrigérant. Le modèle développé est par la suite validé avec des mesures expérimentales obtenues de la littérature.

Ce travail s'articule autour de quatre chapitres, le premier chapitre est une synthèse bibliographique qui résume des généralités sur le dioxyde de carbone en tant que fluide frigorigène. Ce chapitre porte également sur les propriétés thermo physiques et quelques applications du CO₂, ainsi que les inconvénients et les avantages du cycle au CO₂ transcritique. Puis, nous avons présenté la pompe à chaleur au CO₂ et les différentes configurations de refroidisseur à gaz, avec une description générale de l'échangeur à double tube concentrique.

Au deuxième chapitre nous avons présenté les méthodes de calculs thermiques DTLM et NUT, ainsi que les corrélations utilisées pour refroidir le CO₂ transcritique.

Le troisième chapitre reprisant la résolution numérique.

Le quatrième chapitre résume les plus importants résultats portant sur le dimensionnement et l'étude des performances des échangeurs de chaleur. Une comparaison des résultats obtenus avec les résultats expérimentaux de Yun-Guang Chen est présentée. Les résultats sont obtenus à l'aide d'un programme sous le logiciel Matlab.

Enfin, le travail se termine par une conclusion générale et des perspectives.

CHAPITRE I

Etude bibliographie

I.1 Introduction

Dans ce chapitre on présente une recherche bibliographique sur le CO₂ comme fluide frigorigène, des généralités sur l'échangeur à double tube concentrique avec ces méthodes de calcul, qui sera affectée à être utilisé dans une pompe à chaleur pour chauffer l'eau, et aussi on a décrit les méthodes, de calculs les plus utilisées car elles sont subordonnées à la bonne connaissance du type de l'échangeur.

I.2 Histoire du dioxyde de carbone en tant que fluide frigorigène

Le dioxyde de carbone (dioxyde de carbone ou CO₂ ou R744) est une substance naturelle utilisée comme premier fluide frigorigène dans l'histoire de la réfrigération. Il a été largement utilisé au début du XXe siècle, en particulier dans les équipements de réfrigération marine. Ce fluide a été le principal frigorigène des années 1950 aux années 1960, comme le montre la figure I.1

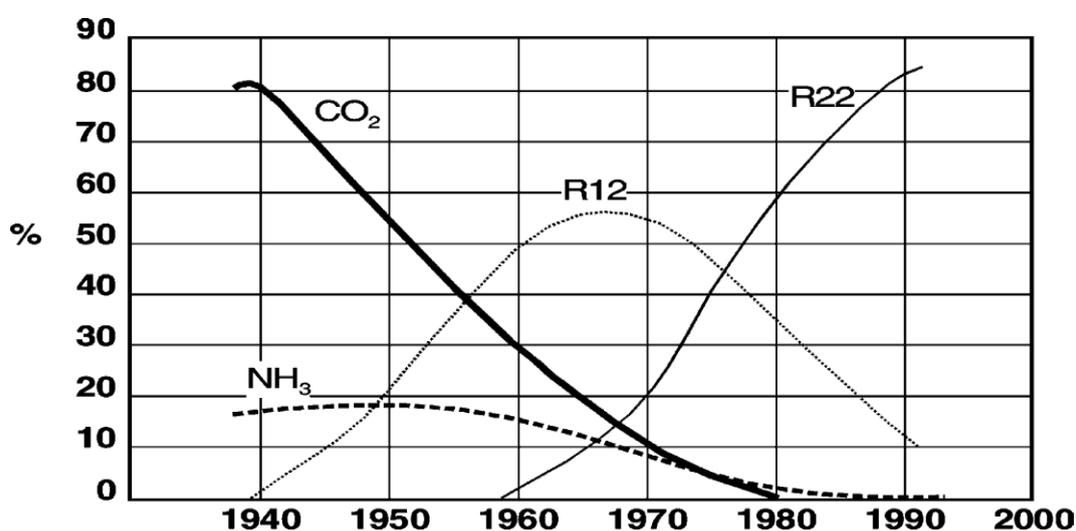


Figure I.1 : Utilisation des réfrigérants dans le secteur maritime. [1]

Alexander Twinings semble être le premier à proposer l'utilisation du dioxyde de carbone comme réfrigérant dans un brevet anglais déposé en 1850, mais le premier système n'a été mis en œuvre par l'American SC qu'à la fin de 1860. Lowe a reçu un brevet anglais en 1867. En Europe, Carl Linde a construit la première machine à CO₂ en 1881. L'Allemand Franz Windhausen a amélioré cette technologie et obtenu un brevet en 1886. Aux États-Unis, le CO₂ est utilisé comme réfrigérant dans le système de réfrigération aux environs de 1890, puis dans le système de climatisation aux environs des années 1900 [1].

Le dioxyde de soufre est hautement toxique. L'ammoniac est également hautement toxique. Par rapport à ces deux fluides frigorigènes, le CO₂ n'est ni toxique ni inflammable, ce qui fait du CO₂ une priorité plus élevée dans les domaines maritime et résidentiel. À la fin des années 1930, le développement d'une nouvelle substance synthétique CFC (chlorofluorocarbure) à faible toxicité et basse pression de fonctionnement et la réticence des fabricants de systèmes CO₂ à améliorer et moderniser la conception de ces systèmes étaient à l'origine de la régression de l'utilisation du CO₂, ce fluide n'était plus utilisé dans les années 1950 avec l'arrivée des frigorigènes halocarbures qui étaient sûrs, non toxiques et plus efficaces [2].

En 1974, deux scientifiques américains Mario Molina (prix Nobel pour ses recherches sur le « trou » de la couche d'ozone) et F. Sherwood Rowland ont proposé pour la première fois la théorie de l'appauvrissement de la couche d'ozone sous l'influence des CFC [3]. Bien que cette hypothèse soit impopulaire, il a été prouvé en 1985 que la couche d'ozone diminuait au-dessus de l'Antarctique. Cette hypothèse a été confirmée. Même si ce phénomène n'a pas été pleinement expliqué, la communauté internationale a réagi rapidement. Par conséquent, la Convention de Vienne de 1986 et l'Accord de Montréal de 1987 restreignaient et interdisaient la production et la consommation de CFC. [4].

En ce qui concerne l'environnement, une autre caractéristique du fluide frigorigène doit être considérée. En effet, les actions environnementales ne se limitent pas au potentiel de destruction de la couche d'ozone en raison de la présence de chlore dans les CFC et HCFC, mais pas non plus au potentiel de réchauffement climatique dû à l'effet de serre GWP (Global Warming Potential). Par conséquent, le protocole de Kyoto (1997), qui n'a pas été ratifié par tous les pays industrialisés, vise à arrêter l'utilisation des hydrofluorocarbures (HFC), comme le R134a, à partir de 2008, car ils contribuent à l'effet de serre [5].

Cette situation a conduit à une augmentation de l'utilisation d'anciens fluides frigorigènes tels que l'ammoniac et les hydrocarbures. Bien que ces fluides frigorigènes ne soient pas nocifs pour l'environnement, ils peuvent présenter un certain degré de risque en raison de leur inflammabilité et / ou toxicité. En conséquence, le professeur Gustav Lorenzen a proposé le dioxyde de carbone (un réfrigérant précédemment utilisé dans la réfrigération industrielle et marine) comme réfrigérant alternatif en 1990. Cette année-là, il a demandé un brevet pour le système de dioxyde de carbone, qui peut être exécuté selon le cycle. La haute pression est contrôlée par le détendeur. En 1992, il présente les résultats expérimentaux d'un système de climatisation automobile fonctionnant au CO₂ après le premier cycle transcritique [6].

Afin de réduire la consommation d'énergie et les émissions de gaz à effet de serre, le développement de pompes à chaleur à eau chaude à haut rendement utilisant des fluides frigorigènes naturels a récemment été soutenu par les industriels (Denso, Sanyo, Panasonic, Daikin, Hitachi, Mitsubishi Electric, Sanden, Corona, Toshiba, Carrier et Matsushita Electric) ont fabriqué de nombreuses pompes à chaleur qui utilisent le CO₂ comme réfrigérant pour les applications résidentielles. Ces dernières années, ce système est devenu populaire au Japon. [7] La figure I.2 donne un aperçu sur l'évolution des fluides utilisés dans le domaine du froid.

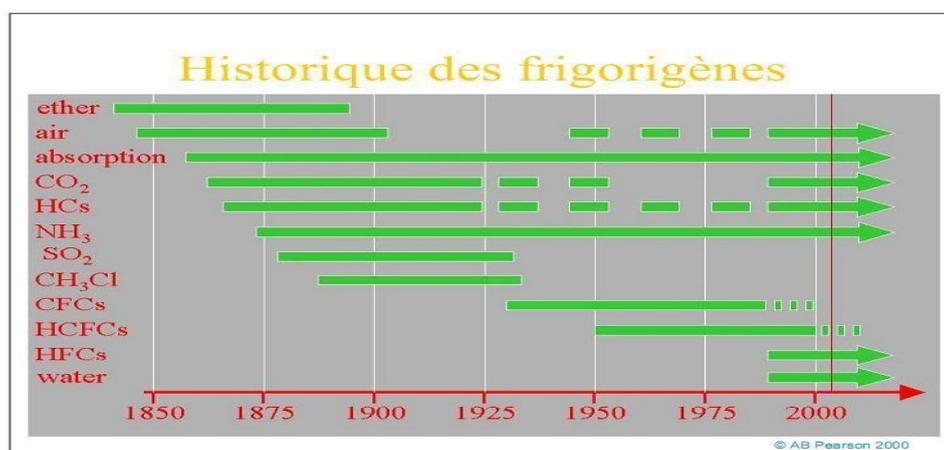


Figure I.2: Histoire des fluides frigorigènes. [2]

Contrairement aux CFC et aux HCFC, le CO₂ a un ODP nul et un GWP négligeable. Quant aux HFC, leur ODP est nul et leur GWP peut aller de quelques dizaines dans le cas du R290 à plusieurs milliers pour le R143a. Concernant la sécurité, parmi les "anciens" frigorigènes, seul le CO₂ peut rivaliser avec les HFC, non inflammables. Si le CO₂ a un impact important sur le réchauffement de la planète (environ 63 % de l'incidence totale des gaz à effet de serre), c'est en raison des quantités importantes de CO₂ émises par un grand nombre d'applications industrielles. Cependant, à l'inverse des HFC, son GWP est négligeable quand il est utilisé comme frigorigène. Ainsi, sans incidence dommageable pour l'environnement et sûre, l'utilisation du CO₂ comme fluide frigorigène présente un intérêt majeur [8].

Frigorigène	R12	R22	R134a	R290	NH ₃	CO ₂
Fluid naturel	Non	Non	Non	Oui	Oui	Oui
ODP	0.82	0.055	0	0	0	0
GWP	8100	1500	1300	20	<1	1
Temperature critique (°C)	112.0	96.2	101.2	96.7	132.3	31.1
Pression critique (Bar)	41.4	49.9	40.6	42.5	110.27	73.8
Inflammabilité	Non	Non	Non	Oui	Non	Non
Toxicité	Non	Non	Non	Non	Oui	Non
Cout relatif au R12	1.0	1.0	4.0	0.3	0.2	0.1
Puissance volumique relative au R12	1	1.6	1	1.4	1.6	8.4

Tableau I.1 : Propriétés des fluides frigorigènes. [9]

I.3 Propriétés thermo physiques du CO₂

Pour mieux connaître le CO₂ en tant que fluide frigorigène, on donne ci-après quelques propriétés thermo physiques de ce fluide et celles d'autres réfrigérants plus classiques.

Le tableau I.2 présente certaines des propriétés physique et chimique du dioxyde de carbone. À partir de sa structure moléculaire, certaines caractéristiques macroscopiques peuvent être expliquées :

- Le CO₂ représente le degré ultime d'oxydation du carbone, c'est une molécule assez stable et relativement inerte chimiquement.
- C'est un gaz acide légèrement soluble dans l'eau.
- Il peut être corrosif en présence de vapeur d'eau.

Dioxyde de carbone ou Gaz carbonique Anhybride carbonique	CO ₂ O = C = O
Etat a pression et température ordinaires	Gaz incolore et inodore
Masse molaire (g.mol ⁻¹)	44 ,01
Taille (nm)	0,35-0,51
Masse volumique sous 1 atm a : 0 °C.... (kg.m ⁻³) 20°C.... (kg.m ⁻³)	1 ,977 1 ,87
Viscosité à -78°C.... (Pa.s)	7.10 ⁻⁵
Température de sublimation (°C)	-78.5
Température de fusion (°C)	-57
Chaleur latente de fusion ... (kj.kg ⁻¹)	196.33
Température critique (°C)	31.06
Pression critique (MPa)	7.4
Température au point triple (°C)	-56.6
Pression au point triple (bar)	5.185
Solubilité dans l'eau à 25 °C (g.l ⁻¹)	1.45
Solubilité dans l'éthanol à 20 °C.... (g.l ⁻¹)	2.964
Saveur	Piquante

Tableau I.2 : Caractéristiques physico-chimiques du dioxyde de carbone. [10]

La principale particularité du CO₂ est d'avoir une faible température critique, 31,1 °C et une pression critique relativement élevée 73,8 bars comme le montre la figure I.3.

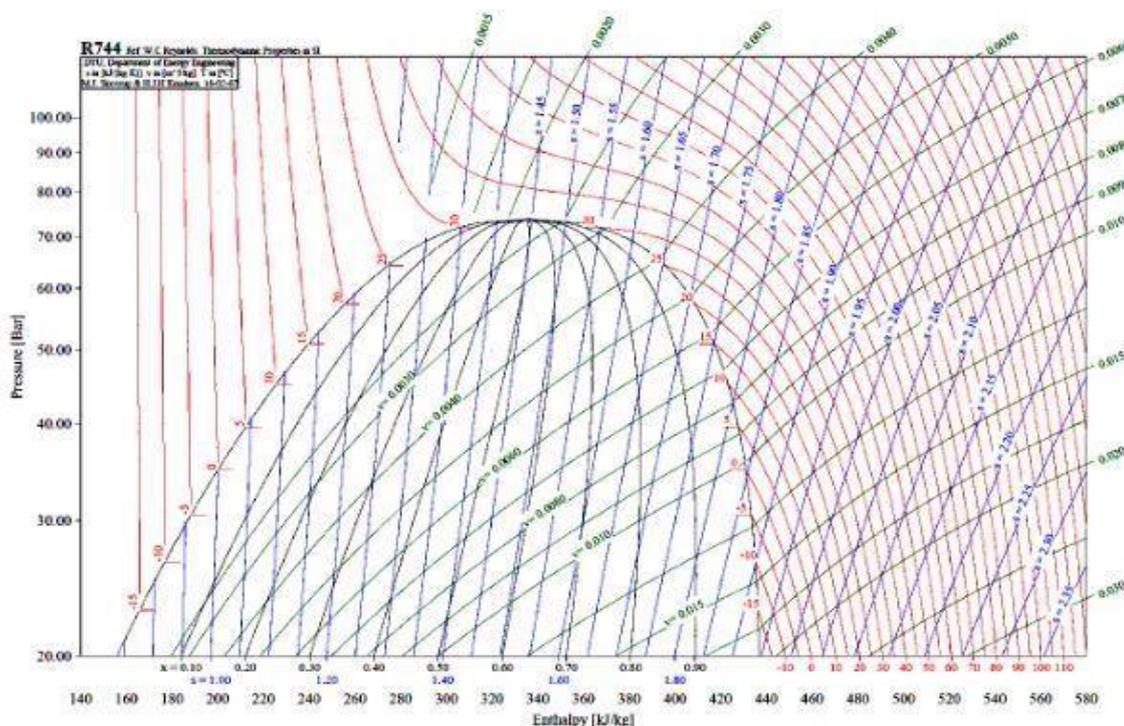


Figure I.3: Diagramme enthalpique du CO₂.

I.3.1 Propriété (condition) sous-critique

Au-dessous du point critique, les pressions à saturation et leur inclinaison en fonction de la température sont nettement plus élevées qu’avec d’autres fluides frigorigènes. Cela signifie comme l’indique la Figure I.4, que le glissement de température associé à une chute de pression est faible. Par conséquent, des écoulements à vitesses massiques plus élevées sont possibles, améliorant les échanges thermiques tout en ayant une très faible influence sur la consommation du compresseur.

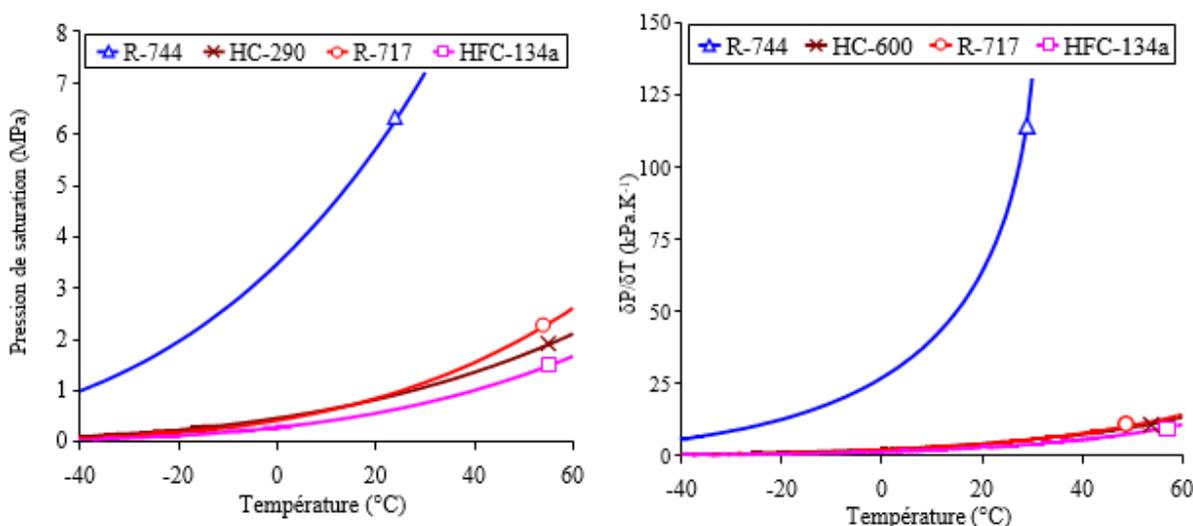


Figure I.4 : Pression à saturation et $\delta P/\delta T$ en fonction de la température [11].

D'autres grandeurs, telles que les masses volumiques des deux phases et la tension superficielle de vapeur, sont à prendre en considération lors de l'ébullition. Comme l'indique la Figure (I.5) le rapport des masses volumiques liquide et gazeuse augmente lorsque la température diminue et est le plus faible avec le CO₂. Ce rapport influence l'écoulement dans l'évaporateur car les vitesses varient peu tout au long de l'échangeur et le mélange diphasique est mieux réparti à l'entrée de l'évaporateur du fait de sa meilleure homogénéité.[11]

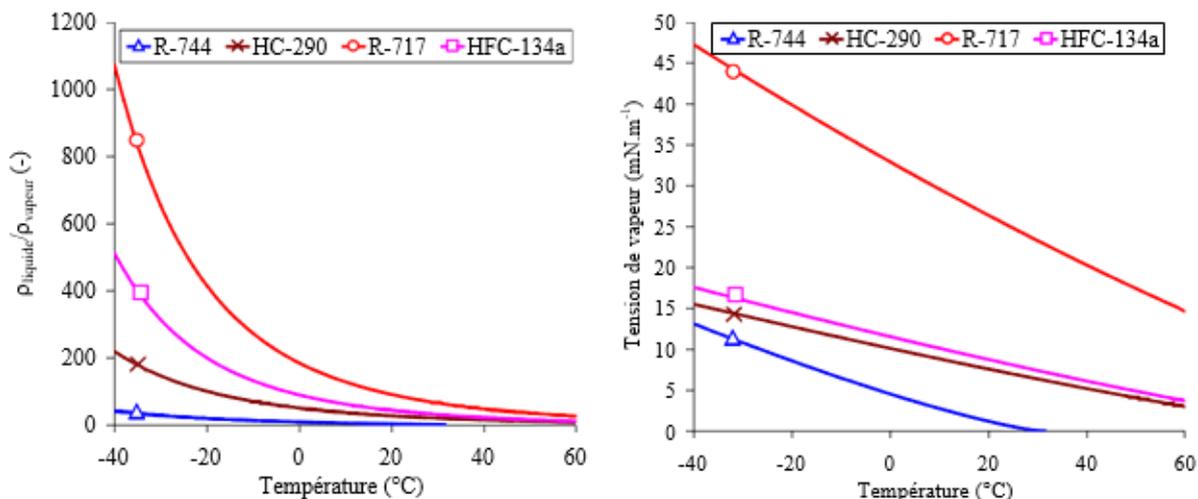


Figure I.5 : $\rho_{\text{liquide}}/\rho_{\text{gaz}}$, et σ à saturation en fonction de la température [11].

La tension superficielle de vapeur qui est également une grandeur importante lors de l'évaporation d'un fluide est représentée dans la Figure (I.5). Comme la tension superficielle du CO₂ est nettement inférieure aux autres fluides, la chaleur nécessaire à la nucléation et à la croissance des bulles est plus faible. C'est pour cette raison que les transferts thermiques sont améliorés avec le dioxyde de carbone (Kwang et al.2007). La raison est que la contribution de la nucléation dans l'échange thermique global est prépondérante par rapport à la convection.

I.3.2 Propriété (condition) super -critique

Dans le domaine super-critique, les propriétés du CO₂ subissent de très fortes variations sans qu'il y ait de changement de phase. On remarque sur la Figure I.6 que la capacité thermique massique du CO₂ passe de valeurs typiques de gaz, pour les températures élevées, à des valeurs typiques de liquide, pour les températures faibles. Alors que la chaleur massique du CO₂ est infinie au point critique, elle diminue à des pressions plus élevées et on observe le pic à des températures plus importantes. [11]

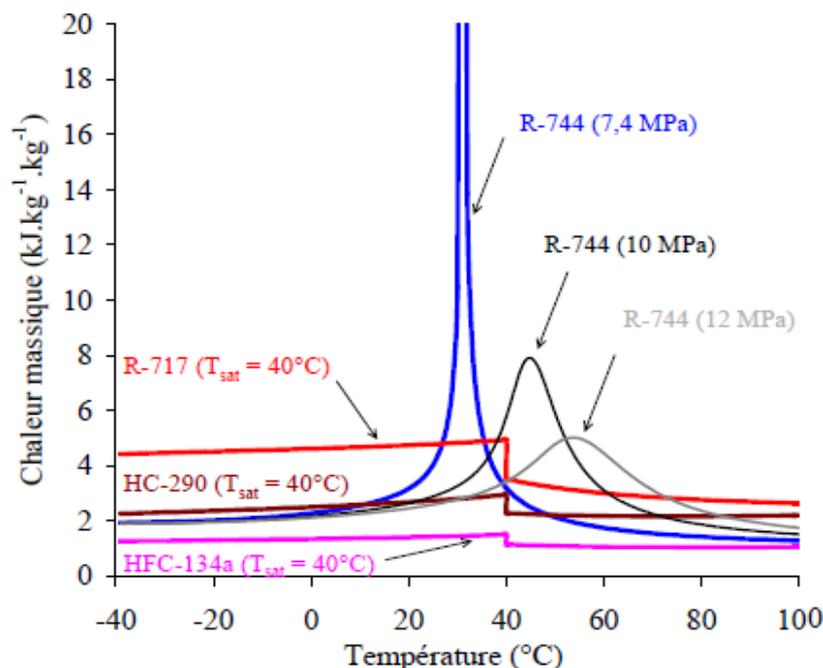


Figure I.6: Chaleur massique de différents fluides frigorigènes en fonction de la température [11].

La masse volumique du CO_2 , Figure (I.7) varie également de manière importante au passage des mêmes températures que précédemment. Si à basse température ses valeurs sont comprises entre celles du R-717 (et HC-290) et du HFC-134a, elles sont nettement supérieures pour les fortes températures. A mesure que la pression augmente, la transition s'affaiblit et les variations se font moins brusques et moins marquées.

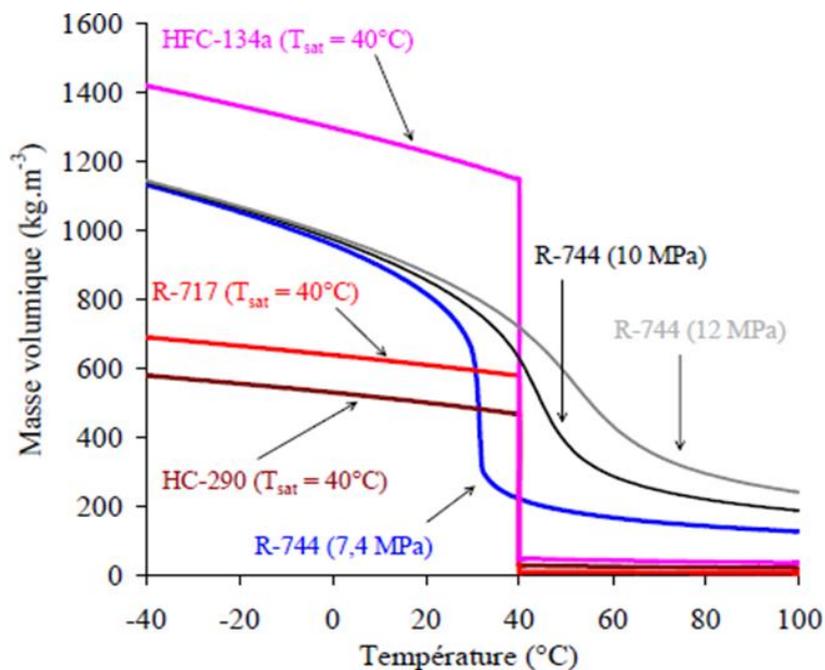


Figure I.7: Masse volumique de différents fluides frigorigènes en fonction de la température. [11]

La Figure (I.8) représente le diagramme de Mollier du CO₂. La courbe verte qui part du point critique représente l'évolution de la température pseudo-critique avec la pression.

Ces températures sont le siège de ces évolutions rapides des propriétés avec la température lors d'évolution isobarique.

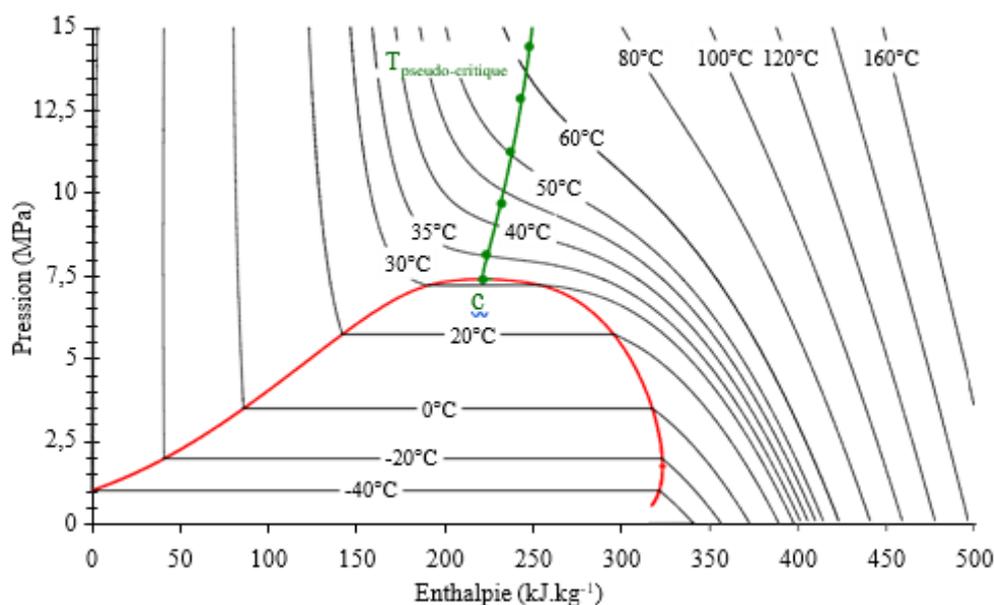


Figure I.8 : Diagramme de Mollier du CO₂ et températures pseudo-critiques [11].

Pour une pression donnée, la température pseudo-critique est la température pour laquelle la capacité thermique massique est maximale. Les propriétés de transport subissent également ces variations. A pression supercritique constante, l'évolution de la conductivité thermique est linéaire dans la zone liquide. Puis elle varie fortement au voisinage de la température pseudo-critique pour reprendre une évolution linéaire à des températures plus élevées. Ces variations sont comparables à un pseudo-changement de phase. Les coefficients d'échange convectifs des fluides frigorigènes sont déduits de corrélation du nombre de Nusselt qui dépend de la configuration de l'écoulement (nombre de Reynolds) et des propriétés intrinsèques des fluides (nombre de Prandtl). La Figure I.9 qui représente les nombres de Prandtl de différents fluides montre que le dioxyde de carbone possède des propriétés de transport plus favorables aux transferts thermiques que l'ensemble des autres fluides [11].

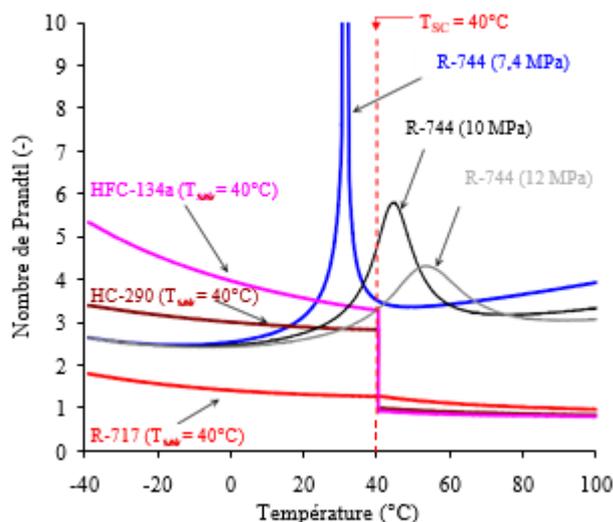


Figure I.9: Nombre adimensionnel de Prandtl en fonction de la température à pression constante.

Lors du refroidissement transcritique du CO_2 jusqu'à une température de source chaude de 40°C , le nombre de Prandtl du CO_2 est trois fois supérieur à ceux du propane de l'ammoniac et du HFC134a. A 40°C , il est même supérieur aux Prandtl de ces mêmes fluides déterminés avec les propriétés d'un liquide saturé. Ces propriétés permettent d'avoir de meilleurs échanges thermiques au refroidisseur de gaz, coté fluide frigorigène.

I.4 Les applications du CO_2

Comme vu précédemment le CO_2 possède un point critique bas en température 31°C et haut en pression 73 bar. Si la haute pression est inférieure ou supérieure à la pression critique, les cycles sont dits respectivement subcritiques ou transcritiques.

Les installations au CO_2 fonctionnant en cycle subcritique sont utilisés depuis longtemps dans la réfrigération basse température (-25°C à -40°C) des systèmes de réfrigération en cascade des industries ou des supermarchés. La partie haute température des cascades utilise souvent l'ammoniac, les HFC R-134a R-410a ou R-404a comme fluide frigorigène. Pour ce type d'utilisation les conditions de températures de condensation doivent rester en dessous du point critique c'est à dire 31°C .

Enfin, les installations frigorifiques fonctionnant en cycle transcritique sont principalement les centrales frigorifiques moyennes températures et les pompes à chaleur.

I.4.1 Production d'eau chaude sanitaire

Pour des applications de plus hautes températures, le cycle thermodynamique au CO_2 devient transcritique. Cela signifie que la haute pression du cycle est supérieure à la pression critique. Le fluide est dit supercritique et la condensation n'existe plus ici. Le transfert de chaleur ne s'opère pas à température constante, mais avec une variation importante de température. L'échangeur haute pression n'est plus appelé « condenseur », mais « refroidisseur de gaz ». L'application commune qui dispose de la plus grande variation de température est la production d'Eau Chaude Sanitaire (ECS). En général, l'eau courante est distribuée à une température d'environ $10\text{ }^\circ\text{C}$ et est chauffée typiquement à $65\text{ }^\circ\text{C}$. Dans un refroidisseur de gaz à contrecourant, le refroidissement du CO_2 supercritique permet de chauffer l'eau de $10\text{ }^\circ\text{C}$ à $65\text{ }^\circ\text{C}$ en une seule passe, via le contrôle de la puissance de la pompe à chaleur et du débit d'eau. Les profils de température du CO_2 et de l'eau, proches l'un de l'autre, sont visibles sur le diagramme ci-dessous. Dans le cas d'un fluide se condensant, les écarts de températures moyens entre le fluide frigorigène et l'eau seraient supérieurs à ceux que l'on peut obtenir avec le CO_2 supercritique. Ainsi le transfert thermique à l'échangeur haute température de la pompe à chaleur est plus efficace.

L'étude réalisée par Hwang et Radermacher [12] a permis de comparer les performances de deux PAC eau / eau (HCFC-22 et CO_2) destinées à produire de l'eau chaude à $60\text{ }^\circ\text{C}$. La modélisation et les expériences indiquent, que le coefficient de performance optimal du CO_2 est 10 % supérieur à celui du HCFC-22 quelle que soit la température extérieure. Ceci s'explique par des faibles pincements aux échangeurs, 3-4 K pour un évaporateur à air et moins encore pour un refroidisseur de gaz.

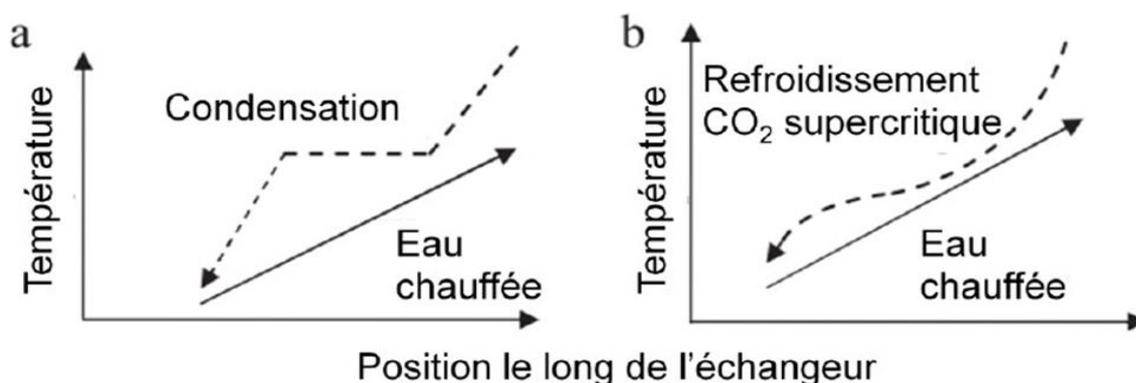


Figure I.10: Profils de température lors de la génération d'ECS pour un système à condensation

(a) et pour un refroidissement de fluide supercritique (b). [13]

Ces systèmes sont un véritable succès commercial au Japon, où ils sont appelés « ECOCUTE ». Ces « chauffe-eau écologiques » sont subventionnés au Japon depuis 2002, où la production d'eau chaude sanitaire représente environ un tiers de la consommation énergétique des bâtiments. Entre 2002 et 2010, un peu plus de 2 millions d'unités y ont été installées, permettant alors de réduire leurs émissions de CO₂ d'environ 27% dans le secteur résidentiel.

I.4.2 Climatisation automobile

En climatisation automobile, encore dominée par l'utilisation du R-134a (en régression suite aux mesures luttant contre le réchauffement climatique), le CO₂ prend une place de plus en plus importante. Le projet européen RACE a été le premier programme de développement expérimental qui a conclu que le CO₂ pouvait être une solution viable. Les constructeurs et équipementiers automobiles ont ensuite initié différents programmes pour développer des échangeurs micro-canaux et des compresseurs au CO₂ dont a également profité une nouvelle génération de climatiseur au HFC-134a. Pettersen et Neska [14] ont comparé deux prototypes au CO₂ à un système avancé au HFC-134a. Les auteurs ont conclu que généralement pour les températures extérieures inférieures à 35 °C, la solution au CO₂ est meilleure que celle au HFC-134a. Tamura et al. [15] ont établi un prototype de climatisation des véhicules pour le chauffage et le refroidissement fonctionnant suivant un cycle transcritique au CO₂. Pour le refroidissement les COP pour le CO₂ et le R134a sont égaux, mais pour le mode chauffage le système au CO₂ a donné un COP plus élevé que le système au R134a.

I.5 Pompe à chaleur CO₂

Si les cycles de fonctionnement avec des fluides classiques et avec le gaz carbonique ne sont pas tout à fait identiques. Les transformations et les composants des deux types d'installation ne diffèrent que faiblement. En effet les machines au CO₂ (Figure I.13) sont constituées essentiellement :

- D'un compresseur pour comprimer le fluide de la pression d'évaporation 1 à la pression 2 qui règne à l'amont de l'échangeur de chaleur avec la source chaude
- D'un refroidisseur de CO₂ supercritique (échangeur haute pression), pour assurer les échanges thermiques avec la source chaude entre 2 et 3. Ce refroidisseur devient un condenseur dans le cas où la pression de refoulement n'excède pas la pression critique

- D'un détendeur pour passer de la haute pression, à la pression des échanges thermiques avec la source froide. Dans ce cas un détendeur thermostatique est indispensable pour protéger le compresseur des coups de liquide
- D'un évaporateur pour assurer les échanges thermiques avec la source froide. Dans des conditions extrêmes l'évaporateur peut fonctionner comme un réchauffeur sans changement de phase. C'est le cas lorsque la température du fluide à la source froide dépasse la température critique. [16]

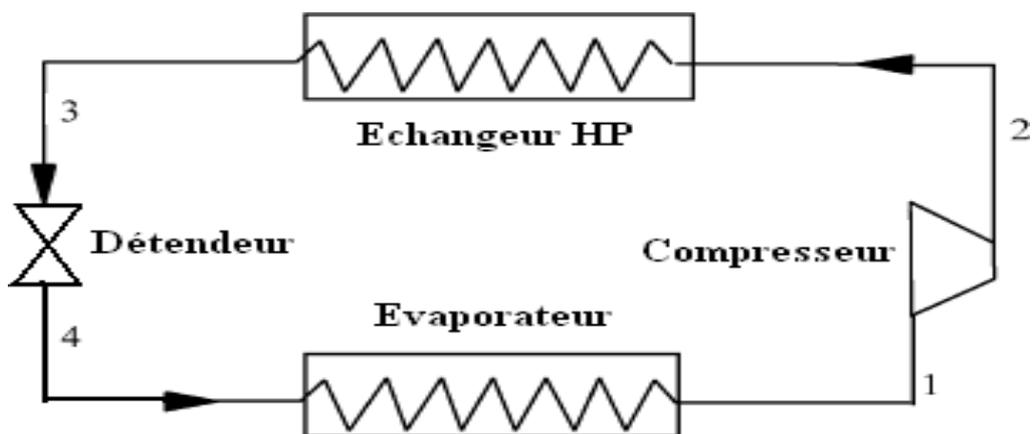


Figure I.11: Installation au CO₂ simple. [16]

I.6 Les cycles thermo dynamiques d'une PAC CO₂

I.6.1 Cycle subcritique

Le CO₂ subit une compression avant de se condenser dans un échangeur HP pour des températures comprises entre 0°C et 10°C. Le fluide cède ainsi sa chaleur à la source chaude à une température inférieure à sa température critique. Il subit un changement de phase. Puis le fluide se détend avant de s'évaporer à des températures comprises entre -40°C et -10°C. Ce cycle, classique, avec condensation, est appelé cycle subcritique et est représenté dans le diagramme enthalpique P- H de la figure I.14 ci-dessous [17] :

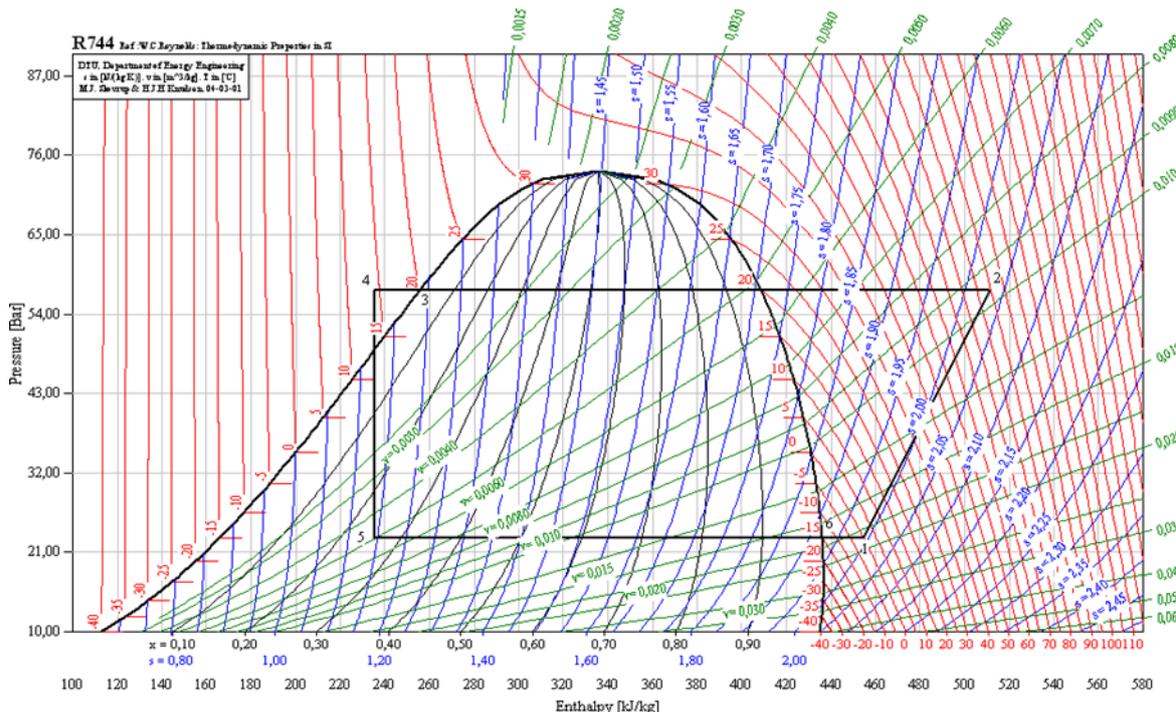


Figure I.12: exemple de cycle subcritique.

I.6.2 Cycle transcritique

Ainsi, comme expliqué précédemment, la température critique du CO₂ étant faible et compte tenu des moyens naturels de refroidissement dont on dispose, la température au condenseur reste de manière générale, supérieure à cette température, et il est difficile de condenser le CO₂. Ainsi, sauf à bénéficier d'un médium de refroidissement suffisamment froid, il y a peu de chance de voir le CO₂ suivre un cycle subcritique. Par contre un tel cycle peut être utilisée dans les installations de production de froid (systèmes en cascade, bi-étagés et autres configurations).

Si l'on considère une température d'entrée au détendeur plus conforme à la réalité autour de 30 ou 35 °C. Le frigorigène se trouve alors au-dessus du point critique et la pression de refoulement du compresseur (haute pression) n'est plus liée à la température et doit être choisie indépendamment de celle-ci. On parle alors de cycle transcritique. [18]

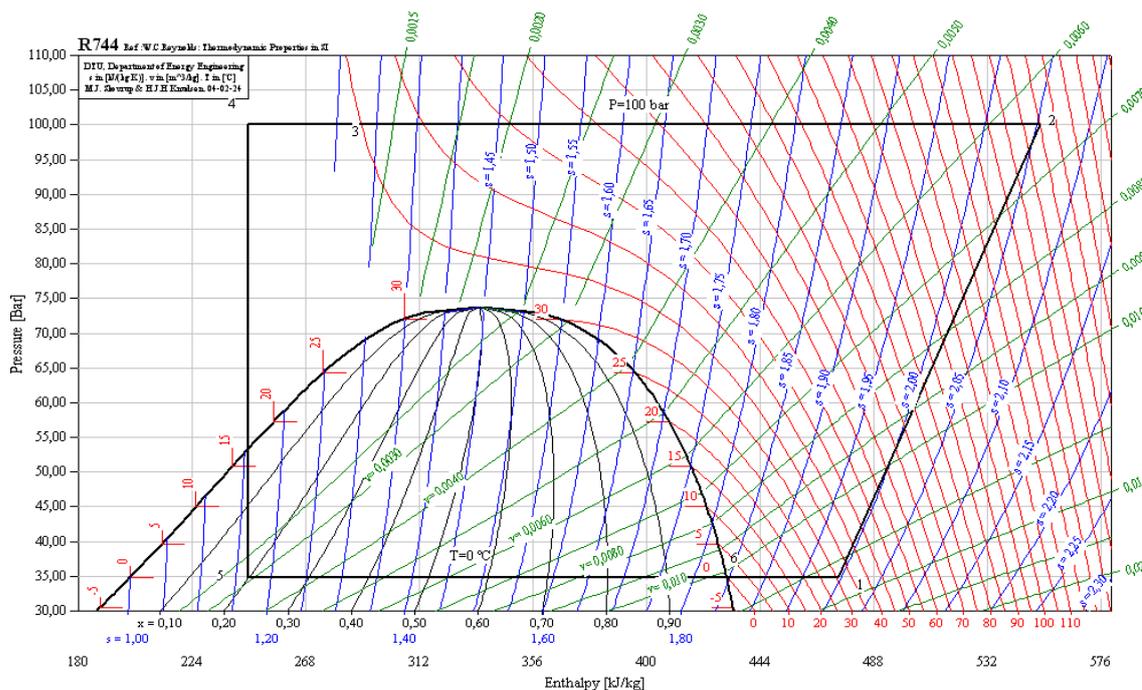


Figure I.13: Exemple de cycle transcritique. [18]

I.6.3 Avantages du cycle transcritique au CO₂

Avec le cycle transcritique, la pression et la température du refroidisseur de gaz ne sont pas liées alors qu'elles le sont dans la zone subcritique où deux phases cohabitent. Alors que la pression au refoulement a une influence importante sur le travail et l'efficacité du compresseur, il est possible d'obtenir des températures élevées avec une puissance de compression raisonnable. C'est pourquoi l'usage du CO₂ dans des pompes à chaleur, par exemple pour produire de l'eau à 90°C, peut constituer une perspective très intéressante. Dans ce cas, la « source chaude », qu'est l'eau à chauffer, a une température qui doit évoluer de la température de réseau (en générale inférieure à 20°C) à une température supérieure à 60°C. Le glissement de température du fluide frigorigène est alors adapté au glissement de température de la source, ce qui réduit les irréversibilités. La pression élevée de la vapeur à l'aspiration conduit non seulement à un rapport de pressions faible (et ainsi à une bonne efficacité du compresseur), mais aussi à des coefficients de transfert élevés et à une influence réduite des pertes de charge. Ainsi, en dépit de la faible efficacité théorique du cycle transcritique, le cycle frigorifique transcritique au CO₂ peut entrer en compétition avec le cycle à compression de vapeur utilisé avec d'autres fluides frigorigènes. [19] Un autre avantage du cycle transcritique au CO₂ cité par Hwang et Radermacher [20] tient à la forte puissance volumétrique qu'engendre le CO₂, du fait des pressions de travail élevées qu'il requiert, permettant ainsi l'usage de composants de petite taille et de conduites de faible diamètre. Par ailleurs, le fait qu'il ne soit nécessaire ni de le

récupérer, ni de le recycler (à l'inverse des HFC), signifie que l'usage du CO₂ est très intéressant là où les infrastructures sont inexistantes ou trop coûteuses, comme dans les pays en développement. [21]

I.6.4 Inconvénients du Cycle transcritique au CO₂

Il convient cependant de noter que cette pression de travail élevée qui caractérise le cycle, nécessite le développement de composants de conception nouvelle, à la fois plus petits et plus résistants. Comme la source chaude est souvent à une température peu variable, les forts écarts thermiques enregistrés entre le fluide à chauffer et le fluide frigorigène dans l'échangeur HP conduisent à de fortes irréversibilités de transfert et contribuent à détériorer l'efficacité de ce type de machine. [22] D'après des études qui ont été menées par plusieurs auteurs sur les PAC CO₂ ont trouvé que :

- L'inconvénient majeur d'un système transcritique à CO₂ (R744) se situe dans la faible COP et la capacité de refroidissement réduite. [23]
- Le dispositif de détente du CO₂ contribue de manière significative aux irréversibilités du système. [24]
- Les irréversibilités dans le refroidisseur de gaz, sont considérées comme les responsables de la diminution du COP du système au CO₂.

I.7 Différents configuration du RG

Les études concernant les pompes à chaleur au gaz carbonique sont souvent accompagnées de plusieurs modèles. Certains étudient le fonctionnement des installations complètes, d'autres étudient seulement le fonctionnement de l'un de ses composants indépendamment du reste de l'installation. Particulièrement, l'organe qui distingue les machines à CO₂ des machines classiques, l'échangeur à haute pression (refroidisseur de gaz), a été le plus étudié.

Dans les PAC CO₂ transcritique, le rejet de chaleur se produit à une température et une pression supercritique, et le COP optimal du système dépend des caractéristiques supercritiques du CO₂ dans le refroidisseur de gaz. Un grand nombre d'études expérimentales et numériques peuvent être trouvées dans la littérature, ces études analysent les caractéristiques de transfert de chaleur du CO₂ supercritique (scCO₂) dans différentes géométries et configurations. Cette partie abordera les différents types d'échangeurs de chaleur utilisés en tant que refroidisseur à gaz et leurs impacts sur les performances des PAC.

Liao et al. [25] Ont analysé expérimentalement les performances de transfert de chaleur du (scCO₂) dans un tube droit horizontal et incliné. Les résultats montrent qu'en raison de l'augmentation de la capacité thermique massique du CO₂, le coefficient de transfert e chaleur (CTH) atteint le maximum près de la région pseudo-critique. De plus, le CTH augmente lorsque la température est supérieure à la température critique pour les écoulements horizontaux et verticaux. Dans une étude similaire, Dang et al [26] ont recommandé de modifier la corrélation de Gnielinski pour prédire le CTH de scCO₂ dans un tube droit, en tenant compte de l'influence du débit massique, du flux de chaleur et du diamètre du tube sur le CTH. Ils ont constaté que l'augmentation du débit massique améliore le CTH de scCO₂, mais le flux de chaleur et le diamètre du tube dépendent de la variation dans la direction radiale des propriétés du scCO₂. Les études sur l'échangeur de chaleur double tubes circulaires horizontaux ont montré que le HTC de scCO₂ est une combinaison de convection libre et forcée en raison de l'effet de flottabilité proche du voisinage pseudo-critique.[27][28][29]

Les échangeurs de chaleur à tubes enroulés en spirale améliorent le CTH de scCO₂ par rapport aux échangeurs de chaleur à tubes droits [30][31]

Les simulations du refroidisseur à gaz à tube à ailettes a indiqué que les caractéristiques du champ d'écoulement et de transfert de chaleur dépendent de la configuration des ailettes une ailette rainurée a un CTH plus élevé que une ailette continue pour le côté air et le côté réfrigérant, ce qui améliore le rejet de chaleur [32]. Li et al. [33] ont développé un refroidisseur de gaz a micro- canaux à ailettes intégrées à faible cout dans lequel les ailettes et les tubes plats sont intégrés sur une seule plaque d'aluminium pour éliminer la résistance de contact due au soudage, améliorant ainsi le CTH. Ils ont rapporté que la configuration des ailettes et des microcanaux peut éviter une mauvaise distribution cotée air et peut être plus performante a des vitesses d'air plus élevées.

Yang et al. [34] Ont analysé un refroidisseur à gaz à tubes multi-torsadés, dans lequel des échangeurs double tubes de cuivre à contre-courant ont été utilisés comme refroidisseur à gaz. Dans la configuration de ces échangeurs, les tubes internes sont torsadés ensemble et montées à l'intérieur d'un tube plus grand. Les résultats théoriques et expérimentaux montrent que plus que le nombre de tubes interne augmentent, plus la température de l'eau de sortie est élevée, mais en même temps la perte de charge augmente fortement. Kim et al [35] ont développé un refroidisseur de gaz à contre-courant multitube composé de petits tubes parallèles regroupés à l'intérieur d'un tube plus grand pour une PAC géothermique. Dans cette configuration, le CO₂

et l'eau s'écoulent en sens inverse pour assurer un transfert de chaleur maximal. Qi et al [36] ont utilisé un refroidisseur à gaz double tubes de cuire à contre-courant, ils ont montré que La pression de rejet de chaleur optimale a été largement influencée par la température de sortie du réfrigérant du refroidisseur à gaz. Yu et al [37] ont décrit un modèle d'un échangeur de chaleur double tubes applicable pour le CO₂ supercritique et l'eau, où l'eau s'écoulant dans l'anneau et le CO₂ s'écoulant dans le tube.

La compacité du refroidisseur à gaz est un autre objectif clé de la recherche récente, qui peut être obtenue en réduisant la charge de réfrigérant et la taille du tube, en faisant varier le débit d'air et en tenant compte du type d'ailette. Marcinichen et al [38] ont étudié numériquement ces facteurs pour réduire la taille d'un refroidisseur à gaz existant utilisé dans un distributeur automatique de boissons. Ils ont découvert que le refroidisseur de gaz existant était surdimensionné d'un facteur deux et qu'une conception plus compacte pouvait être réalisée en augmentant le débit volumétrique d'air et en remplaçant une ailette simple par une ailette ondulée. Dans le cas d'un refroidisseur de gaz sous-dimensionné, un « point de pincement » peut se produire en raison de la forte variation non linéaire de la capacité thermique spécifique du CO₂. Une valeur élevée du point de pincement indique des pertes thermiques élevées dans le l'échangeur dues à l'irréversibilité. Chen et al [39] ont analysé l'occurrence du point de pincement dans une PAC au CO₂ refroidie à l'eau en utilisant la méthode de différence de Température Logarithmique Moyenne (DTLM) et ont constaté que le refroidisseur de gaz était sousdimensionné de 30 à 40 %. Yin et al [40] ont développé et étudié un modèle de refroidisseur de gaz compact en utilisant une approche par éléments finis où le refroidisseur de gaz à micro-canaux consistait en trois passes de 13, 11 et 10 tubes. Ils ont découvert qu'un nombre croissant de passes dans le refroidisseur de gaz pourrait améliorer les performances, mais la conception à trois passes est la meilleure car il n'y a pas beaucoup de différence entre un refroidisseur de gaz à cinq passes et à trois passes concernant l'enthalpie de sortie du CO₂.

I.8 Échangeurs à doubles tubes concentrique (EDTC)

Les échangeurs de chaleur tubulaires à doubles tubes consistent généralement en deux tuyaux concentriques dont le tuyau interne peut être sans ou avec ailettes. Un fluide circule dans le tuyau intérieur et l'autre fluide dans l'espace entre les deux tuyaux dans la direction contraire pour une plus haute performance par unité de surface de contact. C'est probablement le plus simple des échangeurs envisageables. La distribution des écoulements est simple et le nettoyage peut facilement être fait en désassemblant l'échangeur. C'est également un excellent échangeur si un ou les deux fluides sont à haute pression, car le coût des tuyaux est beaucoup moindre

qu'un réservoir ayant un grand diamètre. Ces échangeurs sont généralement utilisés pour de petites applications ayant une surface d'échange de chaleur moins de 50 m^2 , car leur coût par unité de surface est élevé. Par contre, ils présentent les inconvénients suivants :

- Risque de fuites aux raccords.
- Flexion du tube intérieur si la longueur est importante.
- Surface d'échange faible pour le volume global de l'appareil par suite du rayon minimal des coudes reliant les longueurs droites des tubes.

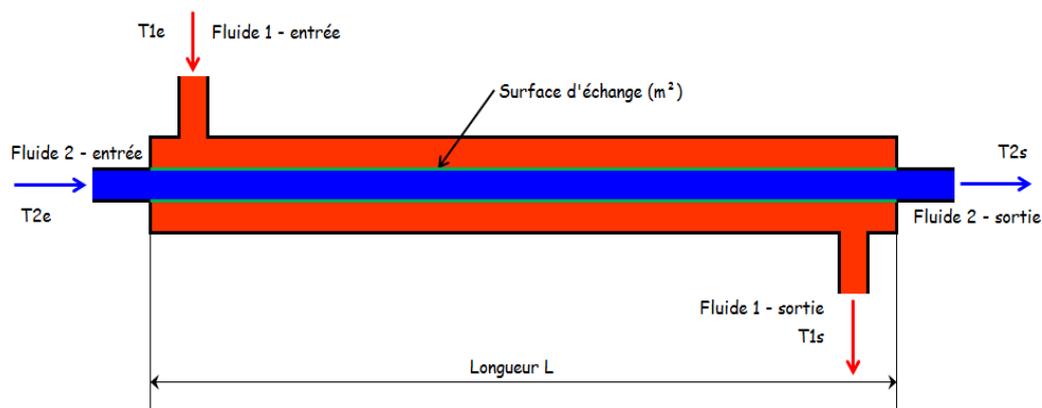


Figure I.14: Principe d'un échangeur à co-courants pour double tube.

I.8.1 Amélioration de l'échangeur à double tube concentrique

Il est important d'améliorer l'efficacité et la compacité des échangeurs de chaleur à double tube dont on se sert dans différents secteurs tels que l'industrie laitière, alimentaire, boissons et pharmaceutique. Une version modifiée de l'échangeur de chaleur à double tube est analysée pour couvrir ses insuffisances et améliorer ses performances. Cette version est l'échangeur de chaleur à triple tube concentrique. L'échangeur de chaleur à triple tube améliore le taux de transfert de chaleur grâce à un passage d'écoulement additionnel et une surface de transfert de chaleur plus importante par unité de longueur

I.9 Conclusion

Depuis que Lorenzen a proposé l'utilisation du dioxyde de carbone comme un réfrigérant alternatif en 1990, et -grâce aux avantages du CO_2 , de nombreux chercheurs essayent de l'utiliser dans des installations intéressantes comme la climatisation automobile. Nous avons passé en revue quelques notions fondamentales sur le type d'échangeur de chaleur double concentrique.

Chapitre II

Méthode de calcul thermique

II.1 Introduction

Pour l'étude d'un échangeur de chaleur, on cherche le plus souvent pour une puissance d'échange thermique donnée, à caractériser tous les paramètres qui le définissent c'est-à-dire sa surface d'échange, les matériaux utilisés, le diamètre des tubes...l'intérêt économique étant le facteur prépondérant, on cherchera à fabriquer des échangeurs avec le moins de surface d'échange thermique (réduction du coût d'investissement) et de perte de charge possible (réduction du coût d'exploitation). Pour ce faire, des techniques de calcul des performances globales de l'échangeur ont été développées. Les phénomènes physiques propres aux échangeurs étant complexes, ces calculs sont approximatifs basés sur des hypothèses plus ou moins vérifiées. Deux méthodes existent :

- La moyenne logarithmique de la différence de température "DTLM".
- Nombre d'unités de transferts "NUT".

II.2 La distribution de température dans un échangeur de chaleur

Le transfert de chaleur du fluide chaud vers le fluide froid cause un changement de température de l'un ou des deux fluides circulant dans l'échangeur de chaleur [41]. Dans tous les cas la différence de température entre les fluides chaud et froid varie avec la position le long de l'échangeur de chaleur. Les figures suivantes présentent un schéma des configurations contre-courant et co-courant.

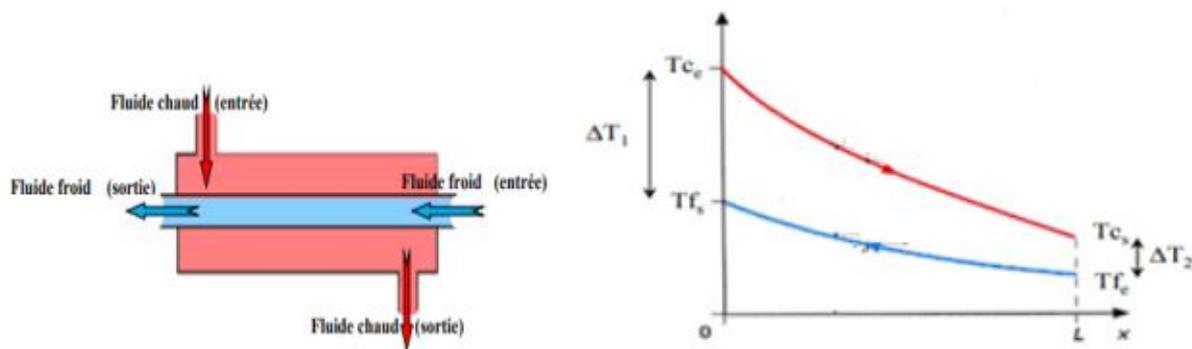


Figure II.1: Distribution des températures dans un échangeur mono passe à contre-courant [42].

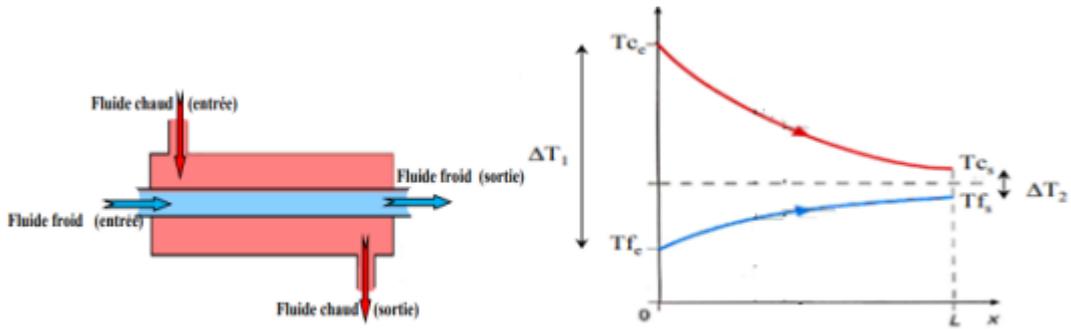


Figure II.2: Distribution des températures dans un échangeur mono passe à co-courant [42]

II.3 Calcul d'un échangeur de chaleur à double tube concentrique

Dans cette partie, on cite les températures et les performances caractéristiques d'un échangeur à double tube concentrique. La performance d'un échangeur est évaluée à partir des trois nombres adimensionnels suivants : le rapport des capacités calorifiques, le nombre d'unité de transfert et l'efficacité de l'échangeur.

II.3.1 Principales Températures

Les principales températures nécessaires pour le dimensionnement d'un échangeur de chaleur à double tube concentrique sont schématisées sur les figures (II.3 et II.4).

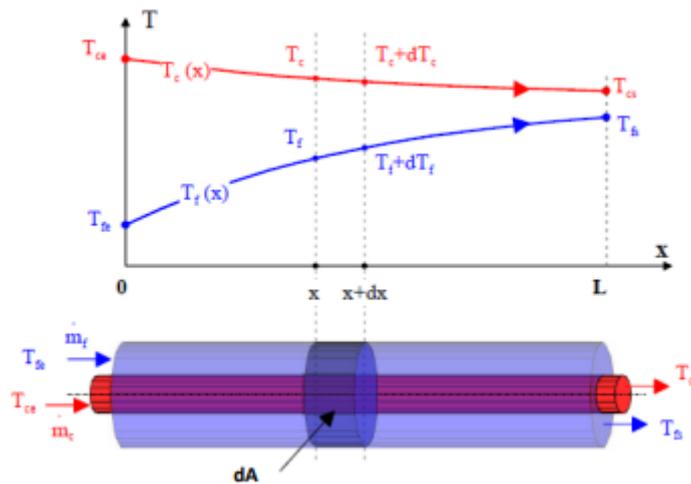


Figure II.3 : Principales températures dans un échangeur à double tube à co-courant [42].

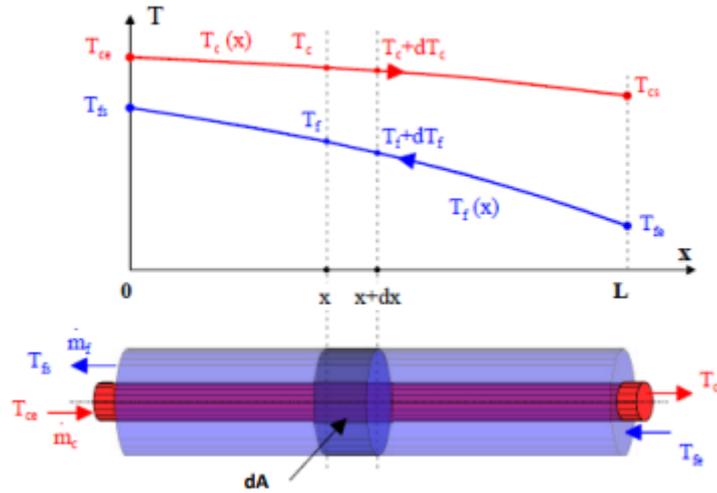


Figure II.4 : Principales températures dans un échangeur à double tube à contre-courant [42].

Avec :

T_{ce} et T_{fe} : températures d'entrée des deux fluides (chaud et froid).

T_{cs} et T_{fs} : températures de sortie des deux fluides utilisés.

II.3.1.1 Ecart de température dans chaque tube (chaque fluide)

Les différences de températures de chaque fluide (chaque tube) sont définies par [43] :

Circulation (co-courant) :

$$\Delta T_1 = T_{ce} - T_{fe} \quad \text{et} \quad \Delta T_2 = T_{cs} - T_{fs} \quad \text{(II.1)}$$

Circulation (contre-courant) :

$$\Delta T_1 = T_{ce} - T_{fs} \quad \text{et} \quad \Delta T_2 = T_{cs} - T_{fe} \quad \text{(II.2)}$$

II.3.2 Température moyenne (contre-courant et co-courant)

Dans un échangeur de chaleur, chaque fluide possède une température moyenne. Elle est calculée pour chaque fluide par [43] :

$$T_{m1} = \frac{T_{ce} + T_{cs}}{2} \quad \text{(II.3)}$$

$$T_{m2} = \frac{T_{fe} + T_{fs}}{2} \quad \text{(II.4)}$$

II.3.3 Méthode DTLM (Différence de Température Moyenne Logarithmique)

II.3.3.1 Cas d'un échangeur à co-courant

Considérons un élément de surface dA appartenant à la surface d'échange d'un échangeur simple passe à co-courant figure (II.3). [42]

Le flux de chaleur échangé entre les deux fluides à travers la surface dA est :

$$d\varphi = U dA (T_c - T_f) \quad (\text{II.5})$$

D'autre part, le flux de chaleur perdu par le fluide chaud est donné par :

$$d\varphi_c = -\dot{m}_c C_{p_c} dT_c \quad (\text{II.6a})$$

Avec :

$d\varphi_c$: Le flux de chaleur perdu par le fluide chaud.

C_{p_c} : La chaleur massique du fluide chaud.

dT_c : La variation élémentaire de la température du fluide chaud ($dT_c < 0$) voir la figure (II.3).

De même pour le fluide froid le flux de chaleur gagné est donné par :

$$d\varphi_f = \dot{m}_f C_{p_f} dT_f \quad (\text{II.6b})$$

Avec :

$d\varphi$: Le flux de chaleur gagné par le fluide froid.

C_{p_f} : La chaleur massique du fluide froid.

dT_f : La variation élémentaire de la température du fluide froid ($dT_f > 0$) voir la figure (II.3).

A partir des équations (III.6a) et (III.6b), nous avons [42] :

$$dT_c = -\frac{d\varphi}{\dot{m}_c C_{p_c}} \quad (\text{II.7a})$$

$$dT_f = \frac{d\varphi}{\dot{m}_f C_{p_f}} \quad (\text{II.7b})$$

Donc :

$$dT_c - dT_f = -\frac{d\varphi}{\dot{m}_c C_{p_c}} - \frac{d\varphi}{\dot{m}_f C_{p_f}} \quad (\text{II.8})$$

Remplaçant le flux de chaleur par sa valeur, on aura :

$$\frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f} = -U dA \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right) \quad (\text{II.9})$$

Puisque les chaleurs massiques des deux fluides sont constantes et le coefficient d'échange global est de même, intégrant entre l'entrée et la sortie (e et s).

$$\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} = U dA \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right) \quad (\text{II.10})$$

A partir des relations (III.6a) et (III.6b), on remplace le produit du débit massique et la chaleur massique en fonction du flux de chaleur des deux fluides, on obtient :

$$\ln\left(\frac{T_{cs}-T_{fs}}{T_{ce}-T_{fe}}\right) = U dA \left(\frac{T_{cs}-T_{ce}+T_{fe}-T_{fs}}{\varphi}\right) \quad (\text{II.11})$$

$$\ln\left(\frac{T_{ce}-T_{fe}}{T_{cs}-T_{fs}}\right) = U dA \left(\frac{T_{cs}-T_{fe}-T_{ce}+T_{fs}}{\varphi}\right) \quad (\text{II.12})$$

Donc, le flux de chaleur est donné par la relation suivante :

$$\Phi = U dA \frac{[(T_{cs}-T_{fe})-(T_{ce}-T_{fs})]}{\ln\left[\frac{T_{cs}-T_{fe}}{T_{ce}-T_{fs}}\right]} \quad (\text{II.13})$$

1 et 2 sont des indices d'entrée et de sortie de l'échangeur. Nous aurons :

$$\Phi = UA DILM \quad (\text{II.14})$$

Avec :

$$DTLM = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (\text{II.15a})$$

Ou ΔT_1 et ΔT_2 la différence de température à l'entrée et à la sortie, voir l'équation (II.1).

II.3.3.2 Cas d'un échangeur à contre-courant

De la même façon que le Co-courant figure (II.4) on trouve que l'équation (II.14). [42]

Avec :

$$DTLM = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (\text{II.15b})$$

Ou ΔT_1 et ΔT_2 la différence de température à l'entrée et à la sortie, voir l'équation (II.2).

II.3.4 Méthode du Nombre d'Unité de Transfert (NUT)

La méthode de DTLM est basée sur la connaissance des températures des deux fluides aux extrémités de l'échangeur de chaleur (entrée et sortie). Comme on n'a pas souvent accès à ces températures, il serait intéressant de pouvoir évaluer l'échange thermique entre les deux fluides en partant des températures à l'entrée de l'échangeur uniquement. Ceci est envisageable en utilisant la méthode NUT (Nombre d'Unité de Transfert) qui sera exposée ci-après.

II.3.4.1 L'efficacité d'un échangeur de chaleur

Elle est définie comme le rapport de la puissance thermique réellement échangée à la puissance d'échange maximum théoriquement possible avec les mêmes conditions d'entrée des fluides dans l'échangeur (mêmes fluides, débits et températures d'entrée). [43]

$$\varepsilon = \frac{\text{flux réel échangé}}{\text{flux maximum possible}} \quad (\text{II.16a})$$

$$\varepsilon = \frac{\Phi_{reel}}{(\Phi_{max})_{min}} \quad (\text{II.16b})$$

$$\Phi_{reel} = \dot{m}_c C p_c (T_{ce} - T_{cs}) \quad (\text{II.17a})$$

$$\Phi_{reel} = \dot{m}_f C p_f (T_{fs} - T_{fe}) \quad (\text{II.17b})$$

$$\Phi_{max} = C_{min} (T_{ce} - T_{fe}) \quad (\text{II.18})$$

Ou « C » le rapport de capacités calorifiques est pris tel que $0 \leq C \leq 1$.

Suivant le cas du fluide qui commande le transfert, Les expressions des rapports des capacités calorifiques sont données par :

$$C = \min(C_f, C_c) / \max(C_f, C_c) \quad (\text{II.19})$$

Avec :

$$C_f = \dot{m}_f C p_f \quad (\text{II.20})$$

$$C_c = \dot{m}_c C p_c \quad (\text{II.21})$$

L'efficacité d'un échangeur peut être exprimée à partir des températures de deux façons différentes

$$\varepsilon = \frac{\Phi_{reel}}{\Phi_{max}} \rightarrow \begin{cases} \varepsilon = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}} & \text{Si } C_c < C_f \\ \varepsilon = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fs}} & \text{Si } C_c > C_f \end{cases} \quad (\text{II.22})$$

Remarque :

- ✓ Les deux définitions sont équivalentes lorsque $C_c = C_f$.
- ✓ Par définition ε est un nombre adimensionnel $0 \leq \varepsilon \leq 1$.
- ✓ L'efficacité ε dépend de la géométrie de l'échangeur de chaleur et le type de l'écoulement (co-courant, contre-courant).

II.3.4.1.1 Corrélations utilisées pour déterminer l'efficacité de l'échangeur par la méthode NUT

Pour contre-courant

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1-c)]}{1+c} \quad (\text{II.23})$$

Rapport de capacités $c = \frac{C_{min}}{C_{max}}$

Si $c = 1$

$$\varepsilon = \frac{NUT}{1+NUT} \quad (\text{II.24})$$

Pour co-courant

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1+c)]}{1+c} \quad (\text{II.25})$$

Une passe coté calandre-multiple de 2 passes coté tubes (2, 4, ...)

$$\varepsilon = \frac{2}{1+c+\sqrt{1+c^2}} \frac{1+\exp[-NUT\sqrt{1+c^2}]}{1-\exp[-NUT\sqrt{1+c^2}]} \quad (\text{II.26})$$

Courant croisé, aucun fluide n'est brassé

$$\varepsilon = 1 - \exp\left\{\frac{NUT^{0.22}}{c} [\exp(-cNUT^{0.78}) - 1]\right\} \quad (\text{II.27})$$

Courant croisé, seul le fluide à C_{min} brassé

$$\varepsilon = 1 - \exp\left\{-\frac{1}{c} [1 - \exp(-cNUT)]\right\} \quad (\text{II.28})$$

Courant croisé, seul le fluide à C_{max} brassé

$$\varepsilon = \frac{1}{c} (1 - \exp\{-c[1 - \exp(-NUT)]\}) \quad (\text{II.29})$$

Pour tous les échangeurs, $c = 0$

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NUT) \quad (\text{II.30})$$

II.3.4.2 NUT

C'est un groupement adimensionnel, appelé nombre d'unité de transfert en abrégé NUT, et il représente le pouvoir d'échange de l'appareil.

$$NUT = \frac{US}{C_{min}} \quad (\text{II.31})$$

Des abaques fournissent l'efficacité à partir du NUT et du rapport C_{min} / C_{max} ont été dressés pour la plupart de configurations courantes d'écoulements.

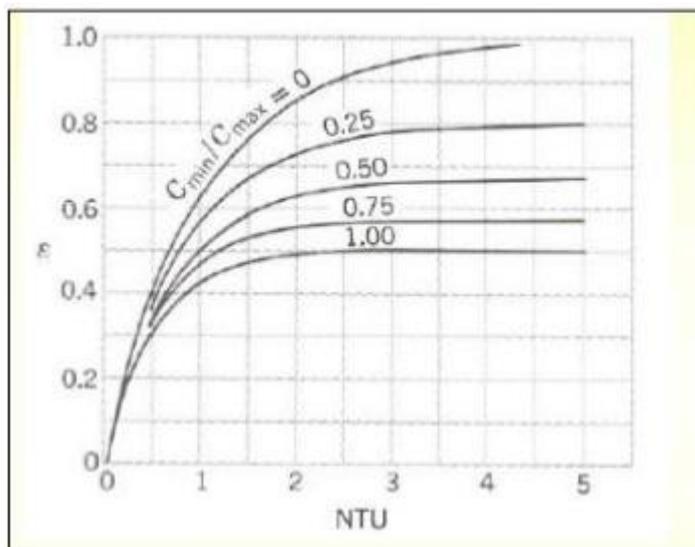


Figure II.5 a : L'efficacité d'un échangeur à co-courants [43].

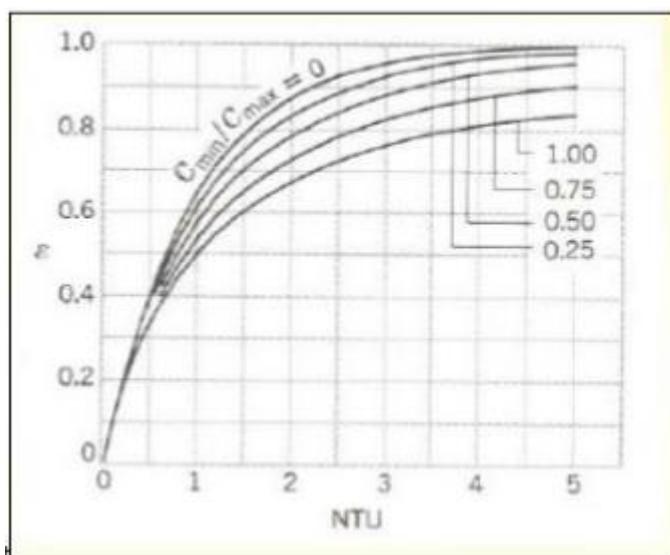


Figure II.5 b : L'efficacité d'un échangeur à contre-courants [43].

Ainsi la méthode de calcul d'un échangeur par la méthode NUT revient à évaluer dans l'ordre :

- U le coefficient d'échange global.
- C_c , C_f et C_{min} / C_{max} .
- ϵ à partir des abaques du type $\epsilon=f(NUT, C_{min} / C_{max}$ configuration).
- Φ à partir de l'équation (II.22).

II.3.4.2.1 Corrélations utilisées pour déterminer NUT pour les différents échangeurs de chaleur

Pour contre-courant

$$NUT = \frac{1}{c-1} \ln\left(\frac{\varepsilon-1}{\varepsilon c-1}\right) \quad (\text{II.32})$$

Si $c = 1$

$$NUT = \frac{\varepsilon}{1-\varepsilon} \quad (\text{II.33})$$

Pour co-courant

$$NUT = -\frac{\ln[1-\varepsilon(1+C)]}{1+C} \quad (\text{II.34})$$

Une passe coté calandre-multiple de 2 passes coté tubes (2, 4, ...)

$$NUT = -\frac{1}{\sqrt{1+c^2}} \ln\left(\frac{2/\varepsilon-1-c-\sqrt{1+c^2}}{2/\varepsilon-1-c+\sqrt{1+c^2}}\right) \quad (\text{II.35})$$

Courant croisé, seul le fluide à C_{\min} brassé

$$NUT = -\frac{1}{c} \ln[c \ln(1-\varepsilon) + 1] \quad (\text{II.36})$$

Courant croisé, seul le fluide à C_{\max} brassé

$$NUT = -\ln\left[1 + \frac{1}{c} \ln(1-c\varepsilon)\right] \quad (\text{II.37})$$

Pour tous les échangeurs, $c = 0$

$$NUT = -\ln(1-\varepsilon) \quad (\text{II.38})$$

II.4 Coefficient d'échange de chaleur global

Le coefficient global U pour tout échangeur de chaleur, est une fonction des coefficients de convection internes et externes, des résistances de l'encrassement et la résistance des tubes. Comme montré dans le cas de l'analyse thermique d'un cylindre (figure II.6), le flux de chaleur à travers le réseau est donné par :

$$Q = \frac{T_i - T_e}{\frac{1}{h_i A} + \frac{\ln(r_e/r_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_e A}} \quad (\text{II.39a})$$

Donc, on aura :

$$Q = \frac{T_i - T_e}{R} \quad (\text{II.39b})$$

Avec R : la résistance totale au transfert dépendante du type de transfert de chaleur et du système concerné

- Pour le cas d'une convection : $R = \frac{1}{hA}$

- Pour le cas d'une conduction dans un cylindre (échangeur à tube) : $R_{paroi} = \frac{\ln(r_e/r_i)}{2\pi kL}$
- Pour le cas d'une conduction dans une plaque (solide) : $R = \frac{e}{kA}$

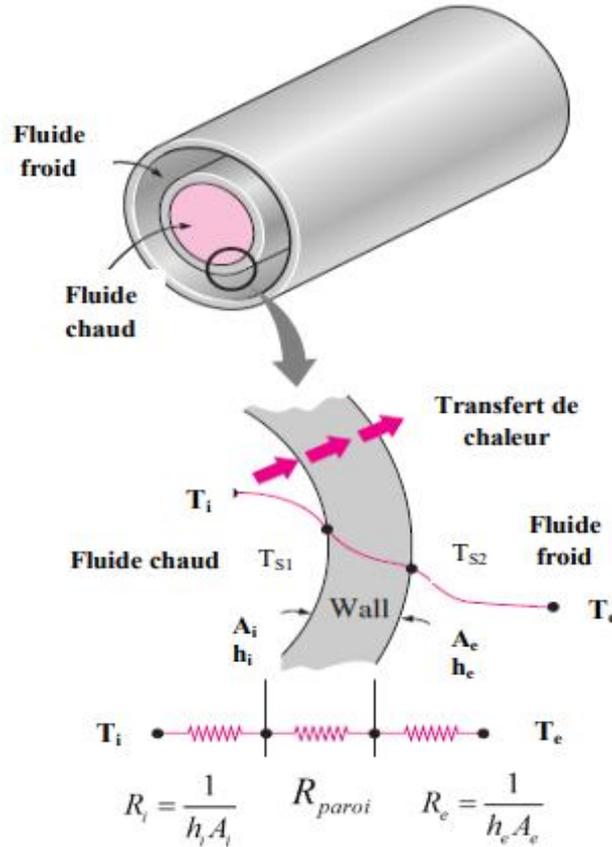


Figure II.6: réseau de résistance thermique associé à un échangeur coaxial [42].

Selon la figure (II.6) la somme des résistances en série donne :

$$R = R_i + R_{paroi} + R_e = \frac{1}{h_i A} + \frac{\ln(r_e/r_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_e A} \tag{II.40}$$

Le flux de chaleur peut être aussi exprimé en fonction du coefficient global noté U :

$$\Phi = U A \Delta T = \frac{\Delta T}{R} \tag{II.41}$$

Alors le coefficient d'échange global U s'écrit sous la forme :

$$U = \frac{1}{RA} \tag{II.42}$$

II.5 Coefficient d'échange surfacique pour des tubes

Le coefficient de transfert de chaleur convectif h_j du fluide j est calculé en fonction du nombre de Nusselt Nu, de la conductivité thermique du fluide k_j et du diamètre hydraulique D_h :

$$h_j = \frac{Nu_j K_j}{D_h} \quad (\text{II.43})$$

Pour le calcul de h_i (coefficient d'échange de chaleur par convection interne) du fluide chaud.

$$h_i = \frac{Nu_h K_h}{D_{h_h}} \quad (\text{II.44a})$$

Pour le calcul de h_e (coefficient d'échange de chaleur par convection externe) du fluide froid.

$$h_e = \frac{Nu_c K_c}{D_{h_c}} \quad (\text{II.44b})$$

Où $D_h = D_o - D_i$ pour un espace annulaire entre deux parois cylindriques (intérieure et extérieure). Ensuite, les coefficients de convection moyens sont déterminés grâce aux corrélations de la littérature.

Pour un écoulement laminaire à convection forcée ($Re \leq 2300$), les corrélations de Martin sont utilisées à la fois pour l'annulaire intermédiaire et pour l'annulaire extérieur :

$$\diamond \text{ Tube intérieur : } \quad Nu = 4.364 \quad (\text{II.45})$$

$$\diamond \text{ Annulaire intermédiaire : } \quad Nu = 3.66 + \left[4 - \frac{0.102}{(D_i/D_o)+0.02} \right] (D_i/D_o)^{0.04} \quad (\text{II.46})$$

$$\diamond \text{ Annulaire extérieur : } \quad Nu = 3,66 + 1,2(D_i/D_o)^{-0.8} \quad (\text{II.47})$$

Pour les écoulements turbulents et transitoires à convection forcée ($Re > 2300$), la corrélation de Colburn est utilisée pour le tube intérieur et les corrélations de Monrad et Pelton (citées par Pierre Peigné et al et par Garcia-Valladares sont utilisées pour l'espace annulaire :

$$\diamond \text{ Tube intérieur : } \quad Nu = 0.023 Re^{4/5} Pr^{1/3} \quad (\text{II.48})$$

$$\diamond \text{ Annulaire intermédiaire : } \quad Nu = 0.020 Re^{4/5} Pr^{1/3} (D_o/D_i)^{0,53} \quad (\text{II.49})$$

$$\diamond \text{ Annulaire extérieur : } \quad Nu = 0.027 Re^{4/5} Pr^{1/3} \quad (\text{II.50})$$

II.6 Corrélations pour le refroidissement du CO₂ supercritique

Les premières études des transferts thermiques et des pertes de charge dans le domaine supercritique ont été réalisées par une équipe de chercheurs russe (Petukhov, Popov, Krasnoshchekov, Kuraeva...) au cours des années 1960. Les calculs théoriques du coefficient de transfert de chaleur au sein d'un écoulement supercritique turbulent dans des tubes refroidis par de l'eau sont réalisés en résolvant un système d'équations différentielles, constitués des équations de conservation de la masse, de l'énergie et du bilan de la quantité de mouvement (K. Hasimoto, 2002) [44].

II.6.1 Corrélation de Dittus-Boelter

La corrélation de Dittus-Boelter est valable pour des écoulements monophasiques sans grandes variations des propriétés thermodynamiques. Bourke et al. 1970 (P.J. Bourke, 1970) [45] ont effectué une estimation du coefficient de transfert en utilisant la corrélation de Dittus-Boelter (II.51). Ils montrent que les résultats obtenus par cette corrélation ne suivent pas les valeurs expérimentales. Elle donne des valeurs inférieures aux valeurs expérimentales. Cependant cette corrélation est adoptée par Lee et Howell, 2003 (BRUCH, 2006) [50] et [Wei et al. 2002] pour le calcul du coefficient de transfert d'un écoulement de CO₂ supercritique.

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.3} \quad (\text{II.51})$$

II.6.2 Corrélation de Petukhov -Popov-Kirilov

Un grand nombre de corrélations qui représentent les phénomènes de transferts en fluide supercritique se basent sur l'équation de Petukhov-Popov-Kirilov (II.52) pour le calcul du nombre de Nusselt Nu_p (S.S. Pitla, 1998) (D. Robinson, 1998) [46][47].

$$Nu_p = \frac{\frac{f}{8} Re Pr}{B+C \sqrt{\frac{f}{8} (Pr^{2/3}-1)}} \quad (\text{II.52})$$

Avec : $B = 1.07$, $C = 12.7$ et f le coefficient de frottement calculé selon l'équation (II.53)

$$f = (\alpha \log_{10} Re - b)^{-2} \quad (\text{II.53})$$

Avec : $a = 1.82$, $b = 1.64$

II.6.3 Corrélation de Krasnoshchekov et al

Krasnoshchekov et al. [(S.S. Pitla, 1998) (D. Robinson, 1998)] [46][47] se sont basés sur leur étude expérimentale de 1970 pour voir l'influence de la variation des propriétés physiques au cours du refroidissement du CO₂ dans le domaine supercritique. En corrigeant la corrélation de Petukhov-Popov-Kirilov, Krasnoshchekov et al ont constaté une amélioration des résultats calculés.

$$Nu = Nu_p \left(\frac{\rho_t}{\rho_c}\right)^m \left(\frac{\overline{c_p}}{c_{p_t}}\right)^n \quad (\text{II.54})$$

Nu_p est calculé selon l'équation (II.52) ρ_t et ρ_c ont respectivement la masse volumique du CO₂ à la température de paroi et à la température du fluide au centre du tube, c_{p_t} la capacité thermique du fluide à la température du tube, $\overline{c_p}$ est la moyenne de la capacité thermique massique calculée selon l'équation (II.55)

$$\overline{Cp} = \frac{h_c - h_t}{T_c - T_t} \quad (\text{II.55})$$

$m = 0.3$ et n dépend de la température du fluide à la paroi, au centre du tube et de la température pseudo critique T_{pc} qui correspond au maximum de la capacité calorifique du CO_2 pour une pression supercritique donnée.

$$n = 0.4 \quad \text{pour } \frac{T_t}{T_{pc}} < 1 \text{ ou } \frac{T_c}{T_p} \geq 1.2 \quad (\text{II.56a})$$

$$n = 0.4 + 0.18 \left(\frac{T_c}{T_{pc}} + 1 \right) \quad \text{pour } \frac{T_c}{T_{pc}} < 1 \leq \frac{T_t}{T_{pc}} \quad (\text{II.56b})$$

$$n = 0.4 + 0.18 \left(\frac{T_c}{T_{pc}} - 1 \right) \left(1 - 5 \frac{T_c}{T_{pc}} \right) \quad \text{pour } \frac{T_t}{T_{pc}} \geq 1 \text{ et } 1 < \frac{T_c}{T_{pc}} < 1.2 \quad (\text{II.56c})$$

II.6.4 Corrélation de Petrov et Popov

Petrov et Popov 1985 (BRUCH, 2006) [48] ont développé un nouveau modèle de transferts thermiques des fluides supercritiques dans des tubes horizontaux et verticaux en se basant sur les résultats expérimentaux de Krasnoshchekov et al. et de Petukhov-Popov-Kirilov pour proposer une corrélation découlant de l'équation (II.57)

$$Nu = Nu_p \left(1 - m \frac{q}{\rho u} \right) \left(\frac{\overline{Cp}}{Cp_t} \right)^n \quad (\text{II.57})$$

Où u est la vitesse moyenne débitante du fluide, q est la densité de flux de chaleur calculée à partir d'un bilan sur le fluide qui refroidit le CO_2 , $m = 0.01$, en $\text{kg} \cdot \text{J}^{-1}$ tandis que n est calculée selon :

$$n = 0.66 - k \left(\frac{q}{\rho u} \right) \quad \text{pour } \frac{\overline{Cp}}{Cp_t} \leq 1 \quad (\text{II.58a})$$

$$n = 0.9 - k \left(\frac{q}{\rho u} \right) \quad \text{pour } \frac{\overline{Cp}}{Cp_t} > 1 \quad (\text{II.58b})$$

$$k = 4 \cdot 10^{-1} \text{ et } \frac{q}{\rho u} \text{ en } \text{j} \cdot \text{kg}^{-1}$$

II.6.5 Corrélation de Gnielinski

Gnielinski a réalisé en 1976 des modifications du calcul du nombre de Nusselt proposé par Petukhov-Popov-Kirilov [Olson, 2000] (BRUCH, 2006) [48]. Il propose la corrélation suivante et une modification du coefficient de frottement [Hashimoto et Saikawa, 1997] [43] et (J. Yin, 2001) [49].

$$Nu_G = \frac{\frac{f}{2}(Re-A)Pr}{1+B\sqrt{\frac{f}{2}}(Pr^{2/3}-1)} \left(1 - \left(\frac{D}{L} \right)^{2/3} \right) \quad (\text{II.59})$$

L est la longueur du tube, $A = 1000$; $B = 12.7$ et f le coefficient de frottement calculé selon Karman-Nukuradse :

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = \alpha \log(Re\sqrt{f}) - b \quad (\text{II.60})$$

$$\alpha = 4.0 \text{ et } b = 0.4$$

Par la suite, Pettersen et al. [Pettersen et al. 2000, b] ont utilisé la corrélation de Colebrook-White (II.60) dans la corrélation de Gnielinski.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log\left(\frac{\alpha}{Re\sqrt{f}} + \frac{b\varepsilon}{D}\right) \quad (\text{II.61})$$

$\alpha = 2.51$; $b = 0.27$; ε est la rugosité du tube.

II.6.6 Corrélation de Gajar - Asadi

Gajar et Asadi ont proposé en 1986 une corrélation proche de la corrélation de Dittus-Boelter [Olson, 1999][48]. Ces auteurs ont modifié cette corrélation en tenant compte de la variation du rapport entre la masse volumique et les capacités calorifiques relatives à la température du fluide au centre et à la paroi du tube, ainsi que du rapport entre le diamètre et la longueur du tube.

$$Nu = 0.025Re^{0.8}Pr^{0.417} \left(\frac{f_t}{f_c}\right)^m \left(\frac{\overline{c_p}}{c_{p,c}}\right)^n \left(1 + \left(\frac{D}{L}\right)^{2/3}\right) \quad (\text{II.62})$$

m et n ont les mêmes valeurs que dans l'équation de Krasnoshchekov (II.54)

II.7 Calcul les pertes de charges

Les pertes de charge de fluide frigorigène et d'eau sont calculées à l'aide de la corrélation de Blasius (Incropera et DeWitt, 1996) [39].

$$\Delta P = f \frac{LG^2}{d_i 2\rho} \quad (\text{II.63})$$

Avec :

$$f = 0.316Re^{-0.25} \quad \text{Pour } Re \leq 2 \times 10^4 \quad (\text{II.64a})$$

$$f = 0.184Re^{-0.2} \quad \text{Pour } Re > 2 \times 10^4 \quad (\text{II.64b})$$

Chapitre III

Résolution numérique

III.1 Introduction

Pour répondre à l'objectif de cette étude, une modélisation et sa validation a été choisie. La modélisation est basée sur la discrétisation de l'échangeur en N sous-échangeurs de chaleur (méthode référence). Douze cas expérimentaux Pitla et al. (2000) [39] sont utilisés pour valider les résultats du modèle dans les conditions d'opération typiques des échangeurs double tubes concentrique au CO₂. L'approche numérique proposé convient pour le CO₂ présentant de forte variation de ces propriétés avec la température.

III.2 Cas étudiés

Le modèle de simulation a d'abord été validé par les données expérimentales fournies par Pitla et al. (2000) [39]. Le refroidisseur à gaz contre-courant utilisé est un échangeur de chaleur à double tube avec un tube intérieur pour le réfrigérant de diamètre intérieur de 4,72 mm et de diamètre extérieur de 6,35 mm. Pour le tube d'eau extérieur (l'espace annulaire) le diamètre intérieur est de 15,748 mm et le diamètre extérieur est de 19,05 mm. La longueur des tubes du refroidisseur de gaz et de 7,2 m pour le 3^{eme} cas et 12,9 m pour les autres cas. Le tableau (III.1) présente plus de détails sur les conditions de test. Dans la référence (Pitla et al., 2000). On utilise CoolProp pour calculer les propriétés thermo physiques de l'eau et du dioxyde de carbone (CO₂).

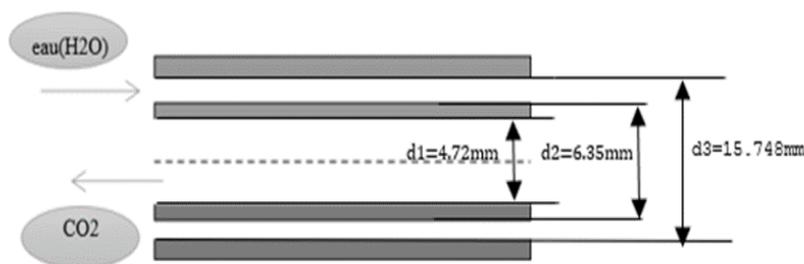


Figure III.1: Schéma double tube concentrique à contre-courant (CO₂-H₂O).

Numéro de cas	$T_{CO_2}(^{\circ}C)$	$P_{CO_2}(MPa)$	$\dot{m}_{CO_2}(\frac{kg}{s})$	$T_{H_2O}(^{\circ}C)$	$\dot{m}_{eau}(\frac{kg}{s})$
1	121.2	9.4388	0.01963	21.65	0.04011
2	126.0	11.19	0.0274	24.1	0.040497
3	73.6	13.3274	0.02043	35.99	0.12914
4	123.5	10.797	0.02862	19.32	0.084087
5	107.2	8.1081	0.0198	24.1	0.0455
6	123.4	8.9763	0.02996	22.26	0.067864
7	118.3	7.791	0.02123	22.26	0.066434
8	115.8	8.6045	0.03436	18.91	0.084087
9	114.9	8.7562	0.03638	18.73	0.065091
10	113.4	9.5008	0.03825	15.89	0.109052
11	90.07	12.1691	0.03657	15.89	0.09472
12	101.6	13.4239	0.03866	15.96	0.09458

Tableau III.1: Expérimental conditions, Pitla et al. (2000).[49]

III.3 Calcul de la conductance du refroidisseur de gaz (UA)

Les formules de calcul couramment utilisées de DTLM et UA sont partant de l'hypothèse que les fluides caloporteurs ont une chaleur spécifique constante. Cependant, ceux-ci ne peuvent pas être appliqués aux processus de refroidissement de gaz CO₂ supercritique, dans lequel de capacité change de manière significative. Ainsi, l'utilisation de la méthode DTLM sur la longueur totale de l'échangeur peut conduire à une erreur importante. Dans cette situation, l'UA devrait être calculé à partir de sa définition (Shah et Sekulic, 2003) [39].

III.3.1 Discrétisation en sous-échangeurs de chaleur

Une méthode alternative pour obtenir une solution numérique à un problème d'échangeur de chaleur consiste à diviser l'échangeur de chaleur en sous-échangeurs de chaleur. Il peut être vrai que les hypothèses sous-jacentes aux solutions ϵ -NTU ne sont pas valables lorsqu'elles sont appliquées à l'ensemble de l'échangeur de chaleur (en raison, par exemple, de changements importants des propriétés). Cependant, les solutions ϵ -NTU deviennent plus valides pour les petits sous-échangeurs de chaleur. Par conséquent, un modèle de l'échangeur de chaleur efficace en termes de calcul peut être obtenu en appliquant les solutions ϵ -NTU à chaque sous-échangeur de chaleur et en exigeant que les conditions aux limites associées à chaque sous-échangeur de

chaleur soient les mêmes. Associés à chaque sous-échangeur de chaleur soient cohérents avec les sous-échangeurs de chaleur adjacents. La procédure générale est la suivante [49].

- Supposons une température de sortie d'un côté ; en utilisant cette température de sortie, calculer le taux de transfert de chaleur total dans l'échangeur de chaleur
- Divisez l'échangeur de chaleur en sous-échangeurs de chaleur ; chaque sous-échangeur de chaleur se voit attribuer un taux égal de transfert de chaleur
- Réaliser des bilans énergétiques afin de déterminer les températures d'entrée et de sortie de chaque sous-échangeur
- Appliquer des solutions ε -NTU afin de déterminer la conductance qui doit être attribuée à chaque sous-échangeur de chaleur.
- En fonction de la conductance et des conditions de fonctionnement locales, déterminez la taille physique de chaque sous-échangeur de chaleur
- Faites varier la température de sortie supposée (à partir de l'étape 1) jusqu'à ce que la taille physique totale (ou conductance) de l'échangeur de chaleur corresponde à la taille physique réelle (ou conductance) de l'échangeur de chaleur.

Ce processus est illustré à la fois pour une configuration à flux parallèle et à contre-courant.

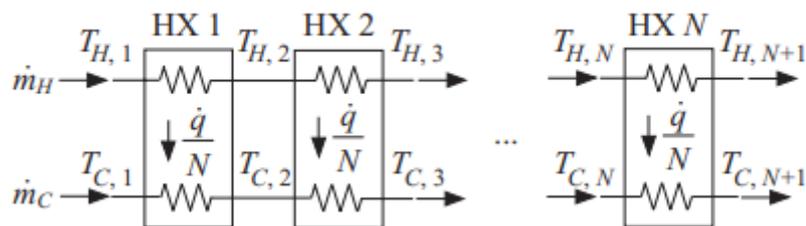


Figure III.2 : Sous-échangeurs de chaleur.[49]

Le taux de transfert de chaleur total est calculé sur la base de la température de sortie supposée du côté chaud en réalisant un bilan énergétique sur le fluide côté chaud :

$$\dot{q} = \dot{m}_H (i_{H,in} - i_{H,out}) \quad (\text{III.1})$$

Où $i_{H,in}$ et $i_{H,out}$ sont les enthalpies spécifiques d'entrée et de sortie du fluide côté chaud, respectivement, calculés à l'aide de l'outil calcul de propriétés thermodynamiques et de transport des fluides open source (Coolprop).

L'échangeur de chaleur est divisé en N sous-échangeurs de chaleur, la température des fluides des côtés chaud et froid entrant et sortant de chaque sous-échangeur de chaleur (voir Figure III.2) sont $\dot{q} = \dot{m}_H(i_{H,in} - i_{H,out})$ obtenu par un bilan énergétique. Le taux total de transfert de chaleur dans l'échangeur de chaleur augmente à mesure que vous vous déplacez de gauche à droite dans la Figure III.2, y compris plus de sous-chaleur échangeurs [49].

$$\dot{q}_i = \frac{\dot{q}}{N} (i - 1) \quad \text{Pour } i=1\dots(N+1) \quad (\text{III.2})$$

III.3.2 Modèle numérique des échangeurs de chaleur à contre-courant

Le côté chaud de chacun des sous-échangeurs de chaleur :

$$i_{H,i+1} = i_{H,i} - \frac{\dot{q}}{N\dot{m}_H} \quad \text{Pour } i=1\dots N \quad (\text{III.3})$$

Un bilan énergétique côté froid fournit l'enthalpie sortant côté froid de chacun des sous-échangeurs :

$$i_{C,i+1} = i_{C,i} - \frac{\dot{q}}{N\dot{m}_C} \quad \text{Pour } i=1\dots N \quad (\text{III.4})$$

La solution ε -NTU peut être appliquée individuellement à chacun des sous-échangeurs de chaleur. Les taux de capacité du côté chaud et du côté froid dans chaque sous-échangeur de chaleur sont définis comme [49] :

$$\dot{C}_{H,i} = \dot{m}_H c_{H,i} \quad \text{Pour } i=1\dots N \quad (\text{III.5})$$

$$\dot{C}_{C,i} = \dot{m}_C c_{C,i} \quad \text{Pour } i=1\dots N \quad (\text{III.6})$$

Où $c_{H,i}$ et $c_{C,i}$ sont les capacités thermiques spécifiques des fluides chaud et froid, respectivement. La capacité calorifique spécifique du fluide à haute pression n'est pas constante dans tout l'échangeur de chaleur. Cependant, la capacité thermique spécifique peut être considérée comme étant approximativement constante dans chaque sous-échangeur de chaleur car la plage de température couverte par chaque sous-échangeur de chaleur est petite. La valeur de c_H et c_C utilisée dans les équations. (III.7) et (III.8) doivent être une valeur moyenne pour le sous-échangeur de chaleur. La valeur moyenne la plus appropriée de la capacité calorifique

spécifique est le rapport entre la variation d'enthalpie et la variation de température subie par le fluide [49].

$$\dot{C}_{H,i} = \dot{m}_H \frac{(i_{H,i} - i_{H,i+1})}{(T_{H,i} - T_{H,i+1})} \quad \text{Pour } i=1 \dots N \quad (\text{III.7})$$

$(T_{H,i} - T_{H,i+1})$: moyenne spécifique capacité thermique.

$$\dot{C}_{C,i} = \dot{m}_C \frac{(i_{C,i} - i_{C,i+1})}{(T_{C,i} - T_{C,i+1})} \quad \text{Pour } i=1 \dots N \quad (\text{III.8})$$

L'efficacité de chaque sous-échangeur de chaleur est calculée. Le taux réel de transfert de chaleur dans chaque sous-échangeur de chaleur est connu (\dot{q}/N) et le taux de transfert de chaleur maximal possible est le produit du minimum de $C_{h,i}$ et $C_{c,i}$ et de la différence de température maximale :

$$\varepsilon_i = \frac{\dot{q}/N}{\text{MIN}(\dot{C}_{C,i}, \dot{C}_{H,i})(T_{H,i} - T_{C,i})} \quad \text{Pour } i=1 \dots N \quad (\text{III.9})$$

La conductance de chacun des sous-échangeurs de chaleur peut être traduite en sa taille physique en fonction de la géométrie et des conditions de fonctionnement.

Chaque sous-échangeur de chaleur correspond à une certaine petite longueur de l'échangeur de chaleur à plaques global. La conductance d'un sous-échangeur de chaleur individuel est donnée par :

$$UA_i = \text{NUT}(i) C_{\min}(i) \quad \text{Pour } i=1 \dots N \quad (\text{III.10})$$

Où $h_{c,i}$ et $h_{h,i}$ sont les coefficients locaux de transfert de chaleur côté froid et côté chaud dans sous-échangeur de chaleur, $k_{m,i}$ est la conductivité du tube d'acier à l'intérieur du sous-échangeur de chaleur est égale à 50 W/m °C.

Δx_i est la longueur différentielle du sous-échangeur de chaleur. L'équation (III.10) doit être résolue afin de déterminer la distance physique, x_i qu'occupe chaque sous- échangeur de chaleur [49].

$$\Delta x_i = \frac{UA_i}{2WN_{ch}} \left(\frac{1}{h_{c,i}} + \frac{t h_m}{K_{m,i}} + \frac{1}{h_{h,i}} \right) \quad \text{Pour } i=1 \dots N \quad (\text{III.11})$$

Le premier sous-échangeur de chaleur commence à $x_1 = 0.01$:

La position finale de chaque sous-échangeur de chaleur :

$$x_{i+1} = x_i + \Delta x_i \quad (\text{III.12})$$

III.4 Conclusion

Le calcul et la conception du refroidisseur à gaz CO₂ sont compliqués et différents des échangeurs de chaleur conventionnels parce que les propriétés thermo physiques du CO₂ ont des variations importantes dans la région supercritique, en particulier à proximité de la région pseudo-critique. Les formules de calcul couramment utilisées de la méthode LMTD et UA sont partant de l'hypothèse que les fluides caloporteurs ont une chaleur spécifique constante. Cependant, ceux-ci ne peuvent pas être appliqués aux processus de refroidissement à gaz CO₂ supercritique, pour résoudre ce problème la méthode numérique utilisée consiste à diviser l'échangeur de chaleur en plusieurs sous-échangeurs de chaleur.

Chapitre IV

Résultats et discussions

IV.1 Introduction

Dans ce travail, on a étudié deux types de problèmes couramment rencontrés dans l'analyse des échangeurs de chaleur, l'un concernant les calculs de performance et l'autre concernant le dimensionnement. Du CO_2 est considéré comme le fluide chaud dans le tube intérieur, et de l'eau comme fluide froid dans l'espace annulaire.

Les différents résultats présentés dans ce chapitre ont été réalisés à l'aide d'un programme de calculs d'échangeur à double tube concentrique contre-courant. Développé sous le logiciel Matlab

Les résultats trouvés ont été validés avec les valeurs expérimentales de Yun-Guang Chen [39].

IV.2 Validation du modèle

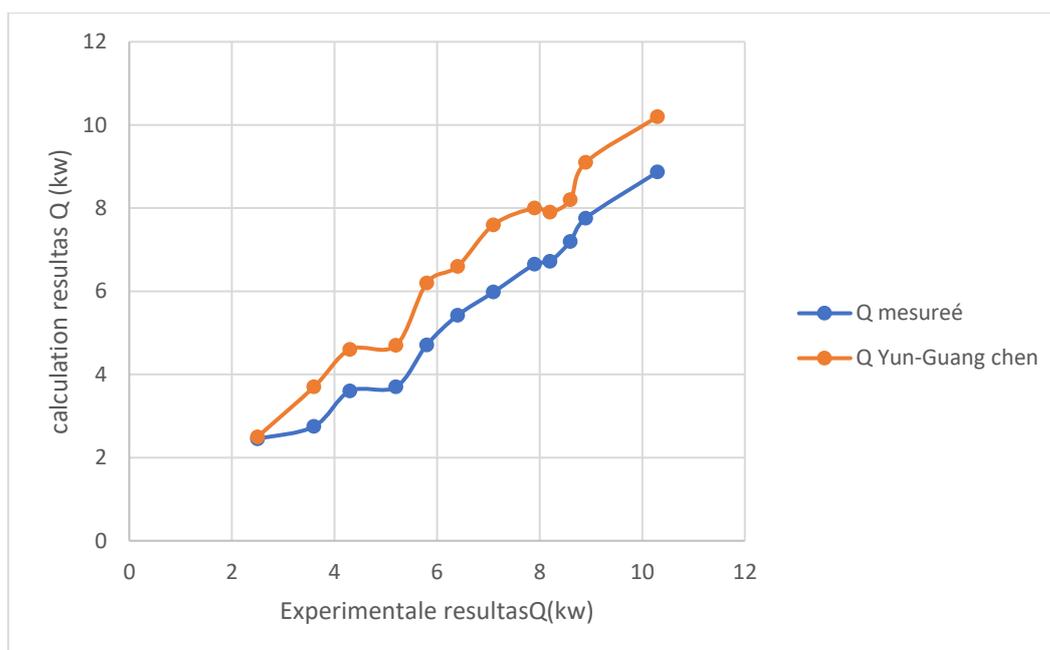


Figure IV.1 : Comparaison des résultats du modèle et les résultats expérimentaux de Yun-Guang Chen [39].

Des simulations numériques ont été réalisées correspondant aux conditions de 12 essais expérimentaux décrit en détail dans le chapitre précédent. Dans chaque cas, la température d'entrée et dioxyde de carbone mesurée et la température de sortie d'eau mesurée ont été fournies comme entrées du modèle numérique. Les données expérimentales et les prédictions numériques du taux de transfert de chaleur ont été comparées pour chaque essai et illustrés dans

la figure (IV.1). Dans l'ensemble, il y a un bon accord entre les résultats du modèle et les résultats expérimentaux. Une quantification de la différence est réalisée via l'étude de l'erreur ci-dessous.

IV.2.1 Analyse de l'erreur

L'erreur relative est le quotient de l'erreur absolue à la valeur exacte.

$$\Delta Q = \left| \frac{Q_{exp} - Q_{cal}}{Q_{exp}} \right| \times 100 \quad (\text{IV.1})$$

Avec

Q_{exp} : la valeur expérimentale exacte de la même grandeur.

Q_{cal} : la valeur calculée de la grandeur.

	Cas 1	Cas 2	Cas 3	Cas 4	Cas 5	Cas 6	Cas 7	Cas 8	Cas 9	Cas 10	Cas 11	Cas 12
Q_{cal} (Kw)	3.6	4.71	2.46	6.72	2.75	5.42	3.7	6.65	5.98	8.87	7.2	7.76
Q_{exp_yuan} (Kw)	4.25	5.6	2.55	8.3	3.55	6.2	5.0	7.75	7.1	10.25	8.6	8.8
ΔQ (%)	15.3	16	3.5	19	22.5	12.6	26	14.2	16	13.5	16	12

Tableau VI.1 : Erreurs relatives pour les 12 cas considérés.

L'analyse d'erreur menée utilisant les 12 cas étudiés montre un l'écart maximal et de 26% rencontré pour le cas 7 qui a une pression la plus faible parmi les 12 essais étudiés et représente la pression la proche du point critique.

IV.2.2 Calcul et analyse de la conductance (UA)

Pour le refroidisseur à gaz transcritique CO₂, en raison de la forte non-linéarité T-Q, il est nécessaire d'utiliser une méthode alternative qui consiste à diviser l'échangeur de chaleur en sous-échangeurs de chaleur pour obtenir une solution numérique à un problème d'échangeur avec une modification importante des propriétés des fluides utilisés, pour calculer les performances de l'échangeur de chaleur. Mais il n'est pas pratique pour les ingénieurs d'utiliser cette méthode dans la conception préliminaire des échangeurs de chaleur. Par conséquent, il est nécessaire d'évaluer les erreurs lorsque la méthode LMTD est utilisée pour déterminer UA ou la surface d'échange.

Les différentes figures présentées en bas sont tracé en fonction de nombre de sous échangeurs de chaleur utilisés, nous avons tracé les profils de Nombre d'Unité de Transfert (NUT), la distribution des température chaude et froide de long de l'échangeur (T_h et T_c), la conductance (UA), le coefficient d'échange de chaleur par convection du CO_2 et de l'eau, flux de chaleur (Q_{in}), l'efficacité (ϵ), longueur du sous-échangeur de chaleur (DLTA_x), et la longueur différentielle du sous-échangeur de chaleur (Δx).

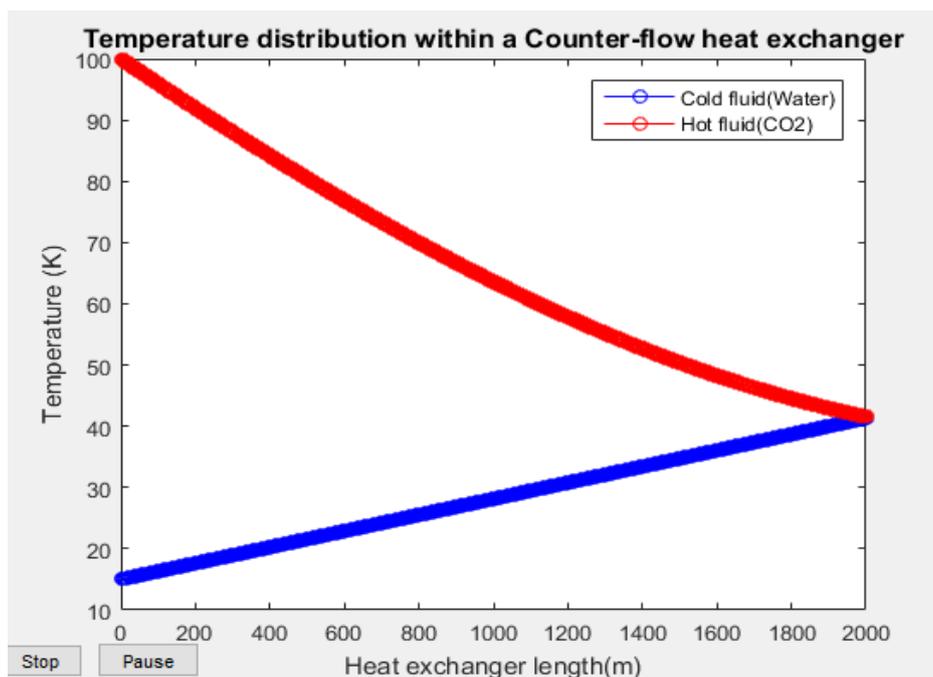


Figure IV.2: Température de l'eau et de CO_2 en fonction de N (Nombre de sous-échangeurs de chaleur).

La figure IV.2 illustre la répartition de la température dans le refroidisseur à gaz. Avec toute solution numérique, il est nécessaire de s'assurer qu'un nombre suffisant d'étapes d'intégration sont utilisées. Dans un problème d'échangeur de chaleur, une erreur numérique apparaîtra comme un déséquilibre énergétique ; c'est-à-dire que la variation de l'enthalpie du flux chaud ne sera pas exactement égale à la variation de l'enthalpie du flux froid. Ce déséquilibre énergétique est une excellente figure de critère à utiliser lors de l'évaluation de la convergence numérique.

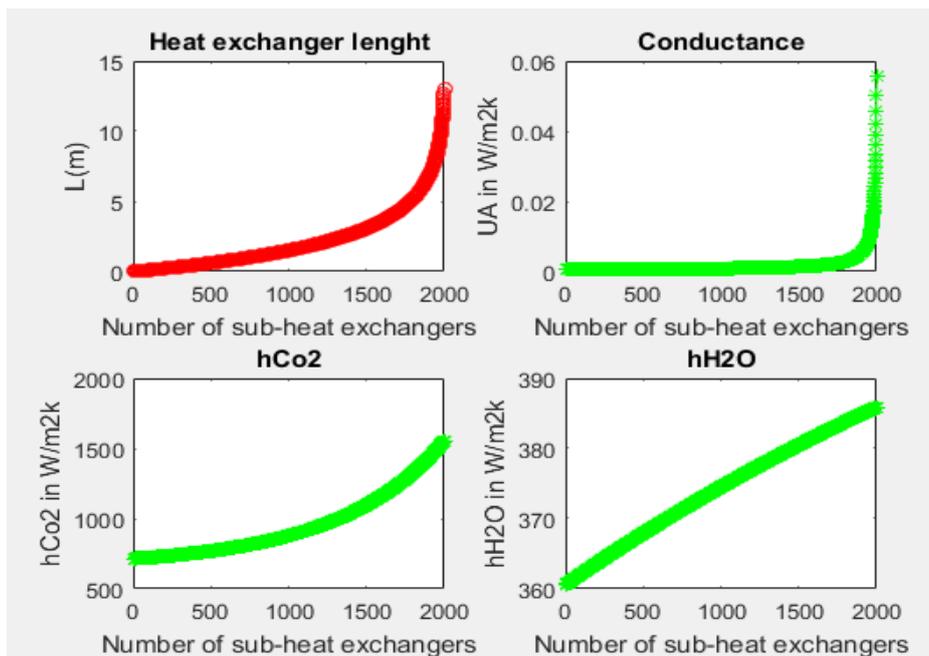


Figure IV.3 : Évolution de L, UA, h_{CO_2} et h_{H_2O} en fonction de N (Nombre de sous-échangeurs de chaleur)

Le figure IV.3 présente l'évolution du L, UA_{in} , et le coefficient d'échange de chaleur par convection (h_{CO_2} et h_{H_2O}) en fonction de N. On voit que la variation de la longueur augment petit à petit jusqu'à atteindre la valeur finale à $N=2000$, aussi l'évolution de la conductance est nul et stable à partir de $N=2000$ la conductance est prise égale à $0.059 \text{ W/m}^2\text{K}$.

L'évolution du coefficient d'échange de chaleur par convection en fonction de nombre de sous-échangeurs de chaleur, on note une augmentation du coefficient d'échange thermique du CO_2 et atteignant son maximum, mais cela est dû à l'effet d'entrée. On peut expliquer cela d'une part la faible vitesse de l'écoulement. Le fluide met beaucoup de temps à parcourir le tube : on obtient un temps de chauffage élevé qu'à grande vitesse : le temps de chauffage est court. Et d'autre part à grande vitesse, la turbulence est plus élevée et cela permet de promouvoir l'échange convectif du fluide. Donc le maximum de coefficient d'échange de chaleur par convection est plus grand en grand vitesse qu'à petite vitesse.

Le coefficient d'échange convectif de l'eau, augmente également de manière presque linéaire.

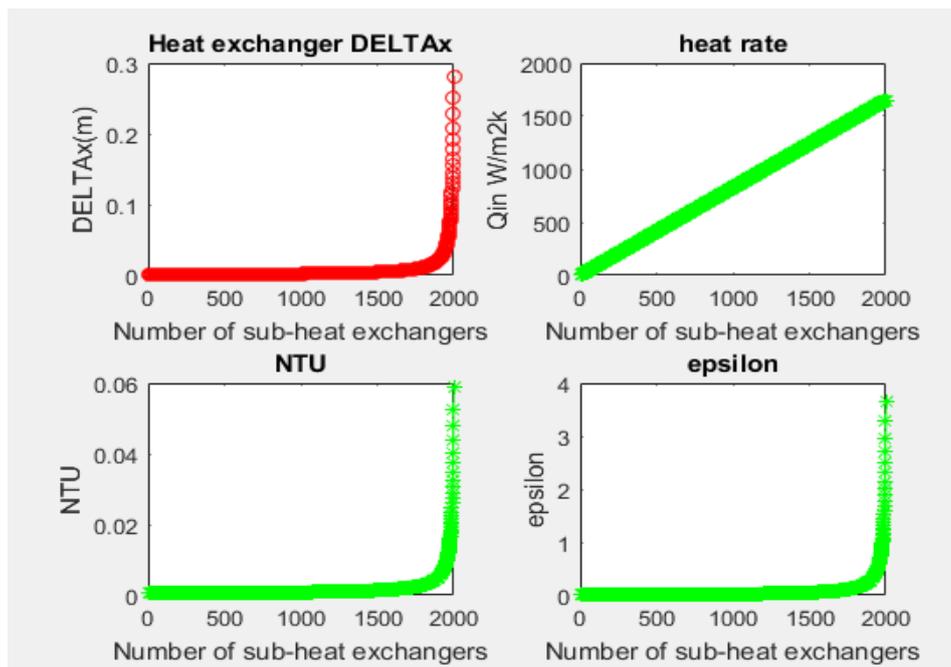


Figure IV.4 : Evolution de Δx , Q_{in} , NUT et ϵ en fonction de N (Nombre de sous-échangeurs de chaleur).

À partir de la figure ci-dessus représentant l'évolution du nombre d'Unité de Transfert (NUT), flux de chaleur (Q_{in}), l'efficacité (ϵ), et différente de la longueur (Δx). On remarque que le flux de chaleur est croissant de manière linéaire, aussi on voit que les variations des Δx , NUT et ϵ à partir de $N=2000$ chaque variation elle prendre la valeur totale.

IV.3 Performance du RG double tube

Après validation par rapport aux données expérimentales, le modèle numérique a ensuite été utilisé pour analyser l'influence des paramètres de fonctionnement tels que la pression d'entrée du CO_2 , le débit massique et la température d'entrée de l'eau sur le taux de transfert de chaleur du RG.

A titre d'exemple pour illustrer l'analyse suivante, des simulations numériques ont été réalisées pour un RG double tube transcritique CO_2 avec les dimensions suivantes : un diamètre intérieur de 8,88 mm et un diamètre extérieur de 15,88 mm pour le tube intérieur et un diamètre intérieur de 23 mm et un diamètre extérieur de 25,4 mm pour le tube extérieur. La longueur des tubes du RG est de 13 m. Le réfrigérant CO_2 s'écoule à l'intérieur du tube intérieur tandis que l'eau chauffée s'écoule à travers l'espace annulaire entre les deux tubes. Le débit massique de CO_2 est de 0,015 kg/s et la température d'entrée du CO_2 est de 100 °C.

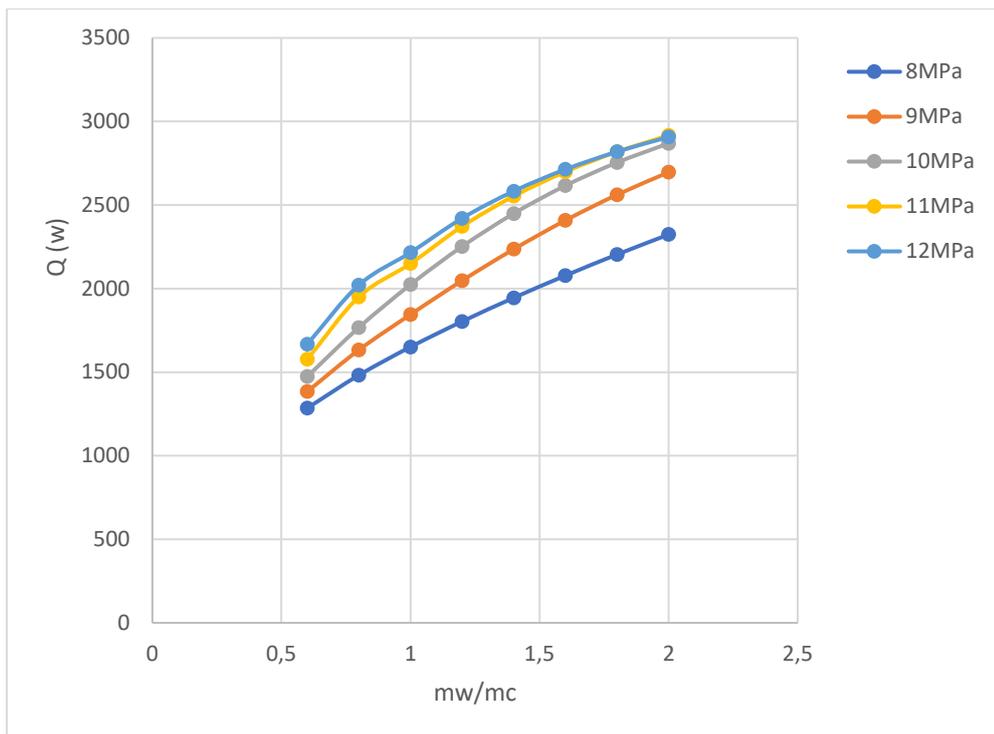


Figure IV.2 : L'effet du rapport de débit massique et de la pression du réfrigérant sur puissance de chaleur ($t_{\text{eau, entrée}} = 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$).

La figure IV.2 montre l'effet de l'augmentation du rapport de débit massique sous différentes pressions d'entrée de CO_2 sur la puissance de chaleur échangée dans le RG.

Nous remarquons que la puissance thermique échangée augmente généralement avec l'augmentation de rapport du débit massique ($m_{\text{eau}}/m_{\text{CO}_2}$) pour toutes les pressions d'entrée de réfrigérant. Nous constatons aussi qu'avec l'augmentation de la pression d'entrée du CO_2 loin de la pression critique la puissance thermique augmente.

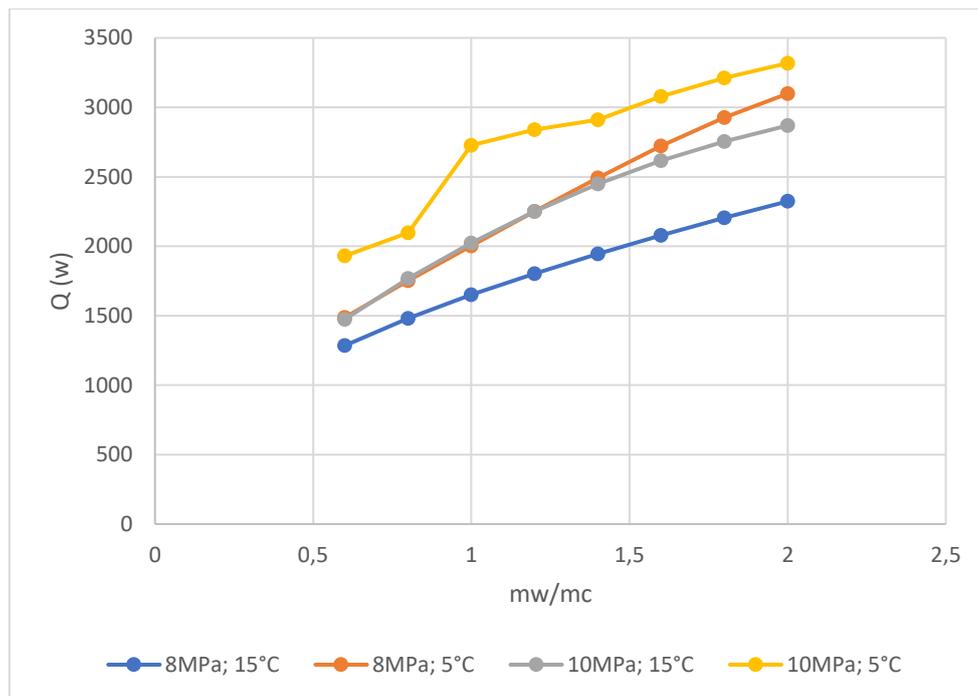


Figure IV.3 : L'effet de la température de l'eau d'entrée sur la puissance thermique.

L'influence de la température de l'entrée de l'eau sur la puissance thermique est illustrée dans la figure (IV.3) pour deux valeurs différentes de pression de CO_2 .

Pour une pression fixe de CO_2 , la diminution de la température de l'entrée de l'eau entraîne une augmentation de la puissance thermique échangée tout en augmentant le rapport du débit de l'eau sur le débit du CO_2 .

Lorsque la pression d'entrée de CO_2 augmente à 10 MPa, les variations sont similaires à la pression de 8MPa, mais l'écart devient moins important pour différentes températures d'entrée de l'eau.

IV.4 Calcul les pertes de charges

La chute de pression du dioxyde de carbone et de l'eau à travers le refroidisseur de gaz double tube sont évaluées à l'aide de la corrélation de Blasius défini dans l'équation (II.63). Les résultats trouvés pour les pertes de pression et les pressions à la sortie du RG de chaque fluide pour les 12 cas sont illustrés dans les tableaux au-dessous.

Après l'analyse des résultats des tableaux IV.2 et IV.3, nous constatons qu'en dépit des pressions très élevées utilisées dans les refroidisseurs à gaz pour CO_2 transcritique, la chute de pression du CO_2 est très faible. Il convient de mentionner que la perte de charge pour le réfrigérant CO_2 est relativement insignifiante par rapport aux autres fluides frigorigènes, ce qui

conduit à une réduction de l'énergie consommée par le compresseur dans les pompes à chaleur qui fonctionnent avec le CO₂.

	$\Delta P_{h_{CO_2}}$ (Pa)	$P_{CO_2_{exit}}$ (Pa)
Cas 1	5350.8	9.3637×10^6
Cas 2	9884.3	11.064×10^6
Cas 3	2972.8	13.299×10^6
Cas 4	14998	10.687×10^6
Cas 5	14388	8.0089×10^6
Cas 6	6717.6	8.8012×10^6
Cas 7	6167.3	7.6831×10^6
Cas 8	4595.6	8.3908×10^6
Cas 9	11254	8.4950×10^6
Cas 10	12129	9.3021×10^6
Cas 11	25559	12.024×10^6
Cas 12	27667	13.266×10^6

Tableau IV.2 : Les résultats des pertes de pression de CO₂.

	$\Delta P_{c_{eau}}$ (Pa)	$P_{eau_{exit}}$ (Pa)
Cas 1	116.5129	99941
Cas 2	120.6651	99964
Cas 3	653.1044	95529
Cas 4	843.3557	96175
Cas 5	284.0366	99575
Cas 6	160.0795	97830
Cas 7	235.9600	97363
Cas 8	140.7634	96145
Cas 9	165.9411	98057
Cas 10	612.2727	93285
Cas 11	1256.8	94847
Cas 12	1221.9	94919

Tableau IV.3 : Les résultats des pertes de pression de l'eau.

IV.5 Conclusion

Les différents résultats numériques trouvés à l'aide du logiciel Matlab sont présentés dans ce chapitre. En premier lieu nous avons validé notre modèle numérique appliqué au RG transcritique CO₂ à double tube contre les valeurs expérimentales obtenues par Yun-Guang Chen [39]. Par la suite, nous avons étudié les performances du RG en fonction des différents paramètres de fonctionnement tels que les pressions d'entrées du CO₂ et de l'eau et à la fin nous avons calculé des pertes de pression dans le RG.

Conclusion Générale

Conclusion générale

Cette étude vient dans le but de compléter le projet lancé l'année passée qui consiste à l'étude d'un refroidisseur à gaz (RG) pour CO₂ transcritique à triple tube concentrique.

Cette nouvelle configuration d'échangeur est destinée à être utilisée dans un cycle de pompe à chaleur au CO₂ transcritique (PAC-CO₂) pour chauffer l'eau. Ainsi, les conditions utilisées dans cette étude sont celles de cette application.

Avant de passer à l'étude du RG triple tube, dans le présent travail nous nous sommes intéressés aux RG pour CO₂ transcritique à double tube concentrique. Cette étude numérique est menée afin de valider le modèle numérique choisi pour ce type de problème et d'étudier aussi les performances des paramètres de fonctionnement sur cet échangeur de chaleur.

Des résultats satisfaisants ont été trouvés et validés avec le travail de Yun-Guang Chen (2016), les différents résultats ont montré l'effet et l'influence de quelques paramètres sur les performances du RG comme la pression d'entrée du CO₂ et de l'eau, la température de l'entrée et les différentes valeurs de rapport du débit (eau/ CO₂). Les résultats montrent aussi l'intérêt de l'utilisation du CO₂ comme fluide frigorigène car les pertes de pression occasionnées par ce réfrigérant sont très faibles.

A la fin nous considérons ce travail comme une base solide pour atteindre l'objectif principal qui est d'étudier un refroidisseur à gaz triple tube pour CO₂ transcritique et montrer ses avantages par rapport à l'utilisation d'un RG à double tube dans une PAC – CO₂.

- [1] CW, Kim MH. Pettersen J. Bullard. Fundamental process and system design issues in CO2 vapeur compression systems. progress in energy and combustion science. 2004. pp. 30.119-74.
- [2] F., Pearson S. Frigorigènes : passé, présent, futur. Bulletin International du Froid. 2004.
- [3] A, Bruch. Caractérisation des transferts de chaleur convectifs d'un écoulement refroidi de dioxyde de carbone supercritique. Université Joseph Fourier : s.n., 2006.
- [4] en, Ducoulombier M. Ébullition convective du dioxyde de carbone – étude expérimentale. Ébullition convective du dioxyde de carbone – étude expérimentale en micro-canal. Institut National des Sciences Appliquées de Lyon : s.n., 2010.
- [5] I., Guitari. Etude expérimentale et modélisation d'une pompe à chaleur fonctionnant au CO2. Institut national des sciences appliquées. Lyon : s.n., 2005.
- [6] 15è note d'information sur les frigorigènes. L'utilisation du CO2 comme frigorigène. IIF IIR. commission B1.B2 with E1.E2. Purdue University.USA : s.n., 2000.
- [7] Review on CO2 heat pump water heater for residential use in Japan. Renewable and Sustainable Energy Reviews. CC., Zhang JF. Qin Y. Wang. Japan : s.n., 2015. pp. 50.383–91.
- [8] Amélioration de l'efficacité des machines frigorifiques au co2 à l'aide d'un ejecteur. (.a).2009.p.07., Bouziane. Université M'hamed Bougara de Boumerdes : s.n., 2009. p. 07.
- [9] Research on the behaviour of refrigeration compressors using CO2 as the refrigerant. International Compressor Engineering Conference, Purdue, KRUSE, H., SÜSS, J. 1996. pp. Vol. 1.p. 223-228.
- [10] Etude comparative des performances simulées d'une thermofrigopompe au R-134 et au CO2. Paul Byrne, Jacques Mirel, Yves Lenat. Ibpsa France : s.n., 2006.
- [11] Toubanc, C. CNAM, 2009. Français. tel-00465986. Amélioration du cycle trans-critique au CO2 par une compression refroidie : évaluations numérique et expérimentale. Energie électrique. Conservatoire national des arts et metiers. 2009. Français. tel-00465986.
- [12] Experimental evaluation of CO2 water heater, Proc. 3rd IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Hwang Y., Radermacher R., 1998. pp. p 368-375.
- [13] Austin, Brian T., and K. Sumathy. Transcritical Carbon Dioxide Heat Pump Systems: A Review. Renewable and Sustainable Energy Reviews 15 (8). Elsevier Ltd. 2011. pp. 4013–29.

- [14] Pettersen J., Neska P. Consequences of the Newest Improvements in R-744 Systems Automotive, Présentation au SAE Alternative Refrigerant Systems Symposium,. Phoenix (USA): s.n., 2003. p. 21.
- [15] Experimental study on automotive cooling and heating air conditioning system using CO₂ as a refrigerant. international journal of refrigeration. F., Tamura T.Yakumaru Y.Nishiwaki. 28.1302-7, 2005.
- [16] Abdelkader, Bouziane. Amélioration de l'efficacité des machines frigorifiques au co₂ à l'aide d'un ejecteur. 2009. p. 15.
- [17] German., Pacheco Vazquez. CONCEPTION ET CARACTERISATION D'UNE INSTALLATION FRIGORIFIQUE EN CYCLE MONO-ETAGE FONCTIONNANT AU CO₂. 2004. p. 14.
- [18] German, Pacheco Vazquez. CONCEPTION ET CARACTERISATION D'UNE INSTALLATION FRIGORIFIQUE EN CYCLE MONO-ETAGE FONCTIONNANT AU CO₂. 2004. p. 15.
- [19] (a), Bouziane. Amélioration de l'efficacité des machines frigorifiques au co₂ à l'aide d'un ejecteur 2009. pp. 19-20. Références Bibliographiques 58 20. Hwang, Y et Radermacher, R. Theoretic
- [20] Hwang, Y et Radermacher, R. Theoretical Evaluation of Carbon Dioxide Refrigeration Cycle. HVAC&R Research. 1998. pp. 4:3, 245-263.
- [21] G., LORENTZEN. Revival of carbon dioxide as a refrigerant. Int J Refrig. 1994.
- [22] R. CABELLO, D. SANCHEZ, R. LLOPIS, E. TORRELLA. Experimental evaluation of the energy efficiency of a CO₂ refrigerating plant working in transcritical conditions. Applied Thermal Engineering. 2007.
- [23] LALLEMAND., ANDRÉ. Convertisseur thermomécanique, Conversion de l'énergie. Cycles générateurs. Technique de l'ingénieur.
- [24] J.S. BROWN, Y. KIM, P.A. DOMANSKI. Evaluation of carbon dioxide as R-22 substitute for residential air-conditioning ASHRAE Trans 108 (Part 2). 2002. pp. 954-964.

- [25] Liao, S.M. et Zhao, T.S. An experimental investigation of convection heat transfer to supercritical carbon dioxide in miniature tubes. *Int. J. Heat Mass Transf.* 2002. pp. 45, 5025–5034.
- [26] Dang, C. et Hihara, E. In-tube cooling heat transfer of supercritical carbon dioxide. Part 1. Experimental measurement. *Int. J. Refrig.* 2004. pp. 27, 736–747.
- [27] Du, Z., Lin, W. et Gu. A. Numerical investigation of cooling heat transfer to supercritical CO₂ in a horizontal circular tube. *J. Supercrit. Fluids.* 2010. pp. 55, 116–121.
- [28] Ma, T, et al., et al. An experimental study on heat transfer between supercritical carbon dioxide and water near the pseudo-critical temperature in a double pipe heat exchanger. *Int. J. Heat Mass Transf.* 2016. pp. 93, 379–387. .
- [29]. Purohit, N., et al., et al. Assessment of Alumina Nanofluid as a Coolant in Double Pipe Gas Cooler for Trans-critical CO₂ Refrigeration Cycle. *Energy Procedia.* 2017. pp. 109, 219–226.
- [30] Naphon, P. et Wongwises, S. A review of flow and heat transfer characteristics in curved tubes. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 2006. pp. 10, 463–490.
- [31] Yang, D., et al., et al. An Experimental and Numerical Study of Helix Tube Gas Cooler for SuperCritical Carbon Dioxide. *J. Chem. Eng. Jpn.* 2017. pp. 50, 900–908.
- [32] Santosa, I.D.M.C., et al., et al. Investigations into air and refrigerant side heat transfer coefficients of finned-tube CO₂ gas coolers. *Int. J. Heat Mass Transf.* 2017. pp. 107, 168–180.
- [33] Li, J., et al., et al. Experimental and numerical study of an integrated fin and micro-channel gas cooler for a CO₂ automotive air-conditioning. *Appl. Therm. Eng.* 2017. pp. 116, 636–647.
- [34] Yang, Y., et al., et al. Study of multi-twisted-tube gas cooler for CO₂ heat pump water heaters. *Appl. Therm. Eng.* 2016. pp. 102, 204–212.
- [35] Kim, Y.J. et Chang, K.-S. Development of a thermodynamic performance-analysis program for CO₂ geothermal heat pump system. *J. Ind. Eng. Chem.* 2013. pp. 19, 1827–1837.
- [36] Qi, P.C., et al., et al. Experimental investigation of the optimal heat rejection pressure for a transcritical CO₂ heat pump water heater. *Appl. Therm. Eng.* 2013. pp. 56, 120–125.
- [37] Yu, P.Y., et al., et al. Performance of a tube-in-tube CO₂ gas cooler. *Int. J. Refrig.* 2012. pp. 35, 2033–2038.

- [38] Marcinichen, J.B., Thome, J.R. et Pereira, R.H. Working fluid charge reduction. Part II: Supercritical CO₂ gas cooler designed for light commercial appliances. *Int. J. Refrig.* 2016. pp. 65, 273–286.
- [39] Chen, Y.-G. Pinch point analysis and design considerations of CO₂ gas cooler for heat pump water heaters. *Int. J. Refrig.* 2016. pp. 69, 136–146.
- [40] Yin, J.M., Bullard, C.W. et Hrnjak, P.S. R-744 gas cooler model development and validation. *Int. J. Refrig.* 2001. pp. 24, 692–701.
- [41] N.BELLEL. Les échangeurs de chaleur, cours 1ère post de graduation Université Mentouri Constantine, Algérie 2007-2008.
- [42] S.Abarkane , cours chapitre II coefficient d'échange global - méthode DTLM . Faculté des sciences et des sciences Appliquées, Département de Génie Mécanique, énergétique, Master 2. Université Akli Mohand Oulhadj (Bouira) 2021/2022 pp 1-2.
- [43] IFP. Training ingénieur en sécurité industrielle. Matériel thermique. Technique des échangeurs de chaleur enspm formation industrielle. Ifp training.
- [44] K. Hasimoto, M. T. (2002). Direct numerical simulation on the near wall heat transfer of carbon dioxide. Guangzhou, China: Proceedings of the IIR/IIF Conference.
- [45] P.J. Bourke, D. P. (1970). Forced convective heat transfer to turbulent CO₂ in the supercritical region (Vol. 20 (3)). *International Journal of Heat and Mass Transfer*.
- [46] S.S. Pitla, D. R. (1998). Ramadhyani, Heat transfer from supercritical carbon dioxide in tube flow (Vol. 4 (3)). A critical review, *International Journal of HVAC&R Research*.
- [47] D. Robinson, E. G. (1998). Efficiencies of transcritical CO₂ cycles with and without expansion turbine (Vol. 21 (7)). *International Journal of Refrigeration*.
- [48] BRUCH, A. (2006). OPTIMISATION DES COMPOSANTS ECHANGEURS DANS LES MACHINES FRIGORIFIQUES FONCTIONNANT AU DIOXYDE DE CARBONE. Grenoble: Université Joseph Fourie.
- [49] J.Yin, C. B. (2001). R744 gas cooler model development and validation, (Vol. 24). *International Journal of Refrigeration*.
- [50] splite _ Nellis, _Klein_Heat_Transfer__2008-888-902, pp.897-902

Résumé

Le projet concerne l'étude d'un refroidisseur à gaz (RG) pour CO₂ transcritique à double tube concentrique. Cette nouvelle configuration de refroidisseur à gaz est destinée à être utilisée dans un cycle de pompe à chaleur au CO₂ transcritique (PAC-CO₂) pour chauffer l'eau. Ainsi, les conditions utilisées dans cette étude sont celles de cette application. Toutefois, l'étude focalisera essentiellement sur les performances du RG, sans considérations des autres aspects du cycle de la PAC.

Le but de cette étude est de montrer l'éventuel avantage d'utiliser un échangeur à double tube concentrique comme RG au CO₂ transcritique, ainsi que de mettre en lumière toutes contraintes liées à cette configuration.

Mots Clés: Refroidisseur à gaz à double tube concentrique, cycle transcritique, Pompe à chaleur – CO₂.

Abstract

The project concerns the study of a gas cooler (RG) for transcritical CO₂ with double concentric tube. This new gas cooler configuration is intended to be used in a transcritical CO₂ (PAC-CO₂) heat pump cycle to heat water. Thus, the conditions used in this study are those of this application. However, the study will focus primarily on the performance of the GR, without consideration of other aspects of the CAP cycle.

The aim of this study is to show the possible advantage of using a double concentric tube exchanger as RG transcritical CO₂, as well as to highlight any constraints related to this configuration.

Keywords: Concentric double tube gas chiller, transcritical cycle, Heat pump – CO₂.

الخلاصة

يتعلق المشروع بدراسة مبرد غاز (RG) لثاني أكسيد الكربون عبر الحرج مع أنبوب مزدوج متحدة المركز. هذا التكوين الجديد لمبرد الغاز مخصص للاستخدام في دورة مضخة حرارية عبر الحرج (PAC-CO₂) لتسخين المياه.

وبالتالي، فإن الشروط المستخدمة في هذه الدراسة هي تلك الخاصة بهذا التطبيق. ومع ذلك، ستركز الدراسة في المقام الأول على أداء الموارد الوراثية، دون النظر في الجوانب الأخرى لدورة CAP. الغرض من هذه الدراسة هو إظهار الميزة المحتملة لاستخدام مبادل حراري مزدوج الأنبوب متحد المركز باعتباره CO₂ RG عبر الحرج، وكذلك لتسليط الضوء على أي قيود تتعلق بهذا التكوين.

الكلمات المفتاحية: مبرد غاز ثنائي الأنبوب متحد المركز ، دورة حرجة ، مضخة حرارية - ثاني أكسيد الكربون.