

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
Université M'hamed BOUGARA de Boumerdes

Faculté des Sciences de l'Ingénieur

École Doctorale en Énergétique et Développement Durable



Mémoire présenté en vue de l'obtention du diplôme de Magister

OPTION

Systemes Énergétiques Avancés

Amélioration de l'efficacité des machines frigorifiques au CO₂ à l'aide d'un éjecteur

Présenté par : **Abdelkader BOUZIANE**

Soutenu le : 27/ 06 /2009

Examineurs :

Jacques LEGRAND	Professeur	Univ-Nantes	Président
Abdelkrim LIAZID	Professeur	ENSET/ Oran	Examineur
Mourad BALISTROU	Maître de conférences/A	UMBB/Boumerdes	Examineur
Mohand TAZEROUT	Professeur	EMNantes /France	Examineur
Philippe HABERSCHILL	Maître de conférences	CETHIL-Lyon	Directeur de mémoire
Latra BOUMARAF	Maître de conférences	Univ-Annaba	Co-directeur

Année Universitaire 2008/2009

ملخص

يعد ثاني أكسيد الكربون من المركبات العضوية التي تستعمل كسوائل مبردة في مختلف التطبيقات الصناعية كالتكييف. إن الدورات التي تستعمل هذا المركب تتميز بمردود ضعيف واستطاعة متواضعة نظرا لانخفاض درجة حرارته الحرجة (31.7 °م). وللرفع من مردودية و استطاعة هذه الدورات نقترح في هذه الدراسة إضافة مكون جديد ما يسمى باللاتينية .

(Éjecteur)

قمنا في الشطر الأول من البحث بدراسة نظرية للمكون الجديد من خلال نمذجته بالاستعانة بقوانين الانحفاظ المختلفة (الطاقة, المادة و كمية الحركة) . وكذلك لحساب خصائص ثاني أكسيد الكربون في مختلف أطوار النمذجة استعنا بالبرنامج (REFPROP).

الشطر الثاني من البحث يشتمل على دراسة تجريبية تضمنت صنع المكون وتركيبه في الدورة الموجودة في المختبر سلفا, النتائج التطبيقية المتحصل عليها سوف تستعمل للمقارنة بينها وبين النتائج المتحصل عليها من النمذجة الموضوعية

RÉSUMÉ

Le cycle transcritique au CO₂ muni d'un détendeur à éjecteur est proposé pour réduire les pertes du processus de détente du cycle transcritique de base au CO₂. Dans le présent travail, dans un premier temps, un modèle à mélange à pression constante est développé pour l'éjecteur afin d'effectuer une analyse thermodynamique du cycle transcritique au CO₂ muni d'un éjecteur. Ce modèle est basé sur les équations de conservation de la masse, d'énergie et de la quantité de mouvement. Les caractéristiques thermodynamiques ont été déterminées par l'intermédiaire du REFPROP. Cette modélisation a permis de simuler la variation des paramètres de fonctionnement du cycle à la suite de sollicitations réalisées sur les variables d'entrée : températures des sources, pression de refoulement du compresseur et facteur d'entraînement. En second temps, l'éjecteur a été fabriqué et incorporé à l'installation existante. Les résultats expérimentaux seront utilisés pour valider le modèle développé.

Mots clef : Dioxyde de carbone ; Modélisation ; Cycle transcritique ; Ejecteur.

ABSTRACT

An ejector expansion transcritical CO₂ refrigeration cycle is proposed to improve the performance of the basic transcritical CO₂ cycle by reducing the expansion process losses. In the present work, we have developed at the first time a constant pressure mixing model for the ejector to perform the thermodynamic analysis of the transcritical CO₂ cycle. This model is based on conservation equations of mass, energy and momentum. The thermodynamic characteristics were determined from REFPROP. This modelling made it possible to simulate the variation of the relative performance of the cycle following requests carried out on the inlet parameters such as sources temperatures, discharge pressure of compressor and entrainment ration. In a second time, the ejector was manufactured and incorporated into the existing installation. Experimental results will be used to validate the developed model.

Keywords: Carbon dioxide; Modelling; Transcritical cycle; Ejector.

AVANT-PROPOS

Ce travail a été effectué au Centre de Thermique de Lyon (CETHIL), de l'INSA, dans le cadre d'une convention CETHIL / ECOLE DES MINES DE NANTES avec un cofinancement d'INSAVALOR. Je remercie vivement tous ceux qui m'ont fait confiance en me proposant ce travail.

Je tiens à remercier mes tuteurs de stage Monsieur Philippe HABERSCHILL, Mademoiselle Latra BOUMARAF et Monsieur Ahmed BENSAFI, pour l'accueil chaleureux qu'ils m'ont réservé. Je les remercie pour la qualité et l'efficacité de leurs conseils durant toutes les étapes d'élaboration de mon travail. Leur générosité et leur gentillesse ont rendu cette période de stage inoubliable tant humainement que techniquement.

J'adresse également mes vifs remerciements aux personnels du CETHIL qui ont contribué de près ou de loin à la réussite de ce travail.

SOMMAIRE

NOMENCLATURE	<u>1</u>
INTRODUCTION GÉNÉRALE	3
1 ANALYSE PRÉLIMINAIRE ET SYNTHÈSE BIBLIOGRAPHIQUE.....	4
1.1 Introduction	5
1.2 Historique.....	5
1.3 Sources de CO₂	8
1.4 Caractéristiques physico-chimique du dioxyde de carbone	8
1.5 Cycle de fonctionnement d'une machine au CO₂.....	12
1.6 Transferts thermiques	13
1.6.1 Refroidissement du CO ₂	14
1.6.2 Ébullition du CO ₂	14
1.6.3 Condensation du CO ₂ au voisinage du point critique	14
1.7 Conception des machines au CO₂	15
1.8 Pression de fonctionnement optimale dans les installations au CO₂	16
1.9 Recherches sur les machines au CO₂.....	18
1.10 Avantages du cycle transcritique au CO₂	19
1.11 Inconvénients du cycle transcritique au CO₂	20
1.12 Amélioration du cycle transcritique à CO₂.....	23
1.13 Conclusion.....	27
2 ÉTUDE DU CYCLE TRANSCRITIQUE AU CO₂ MUNI D'UN DÉTENDEUR Á ÉJECTEUR.....	28
2.1 Introduction	29
2.2 Généralités sur les éjecteurs	30
2.2.1 Principaux paramètres constitutifs	31

2.2.2	Historique et différents domaines d'applications des éjecteurs	32
2.3	Dimensionnement d'un éjecteur	37
2.3.1	Dimensionnement d'un éjecteur pour une machine d'une puissance de 10 kW....	39
2.3.2	Hypothèses de calcul.....	40
2.3.3	Equations utilisées dans le modèle	40
2.3.3.A	Extrait du logiciel REFPROP.....	41
2.3.3.B	Equations générales	41
2.3.4	Organigramme de la modélisation	43
2.4	Résultats et discussion.....	48
2.4.1	Performances de la machine frigorifique munie d'un détendeur à éjecteur.....	49
2.4.2	Evaluation de l'amélioration du COP de la machine munie d'un détendeur à éjecteur avec celui de la machine de base.....	50
2.5	Conclusion.....	52
3	ÉTUDE EXPÉRIMENTAL	53
3.1	Introduction	54
3.2	Description du banc d'essais	54
3.2.1	Banc d'essais sans éjecteur (avant modifications)	54
3.2.1.1	Circuit du CO ₂	55
3.2.1.2	Circuit d'air	56
3.2.1.1	Circuit d'eau.....	57
3.2.2	Banc d'essais avec éjecteur (après modifications).....	57
3.2.2.1	Fonctionnement en mode classique (sans éjecteur)	58
3.2.1.1	Fonctionnement avec éjecteur.....	58
3.2.3	Description de l'éjecteur	59
3.3	Instrumentation.....	61
3.3.1	Mesures sur le circuit du CO ₂	61

3.3.2 Mesures sur le circuit d'air.....	62
3.3.3 Mesures sur le circuit d'eau	62
3.3.4 Acquisition des données.....	63
CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES.....	64
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....	66

NOMENCLATURE

Lettres latines

a : vitesse du son (m/s)

C : constante empirique de l'équation 1.4

D, d : diamètre (m)

h : enthalpie massique (J/kg)

K : constante empirique de l'équation 1.4

L : Longueur (m)

M : nombre de Mach

\dot{m} : débit massique (kg/s)

P : pression (bar)

\dot{Q}_E : puissance frigorifique (W)

R_c : rapport de compression

s : entropie (J/kg.k)

T : température (K)

U : taux d'entraînement

V : vitesse (m/s)

W : travail (J)

x : titre en vapeur du mélange diphasique

Lettres grecques

λ : conductivité thermique (W/m².K)

μ : viscosité dynamique (kg/m.s)

η : rendement

ρ : masse volumique (kg/m³)

Nombres adimensionnels

Pr : nombre de Prandtl $Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda}$

Indices

a : aire d'une surface

c : compresseur

cal : calculé

e : entrée, eau

is : isentropique

opt : optimale

l : phase liquide

s : sortie

sat : saturation

P : primaire

S : secondaire

C : col

v : vapeur

Sigles

CFC: chlorofluorocarbure

COP: coefficient de performance

GWP: Global Warning Potential

HCFC: hydrochlorofluorocarbure

HFC: hydrofluorocarbure

ODP: Ozone Depletion Potential

INTRODUCTION

Le présent travail concerne l'étude du cycle transcritique au CO₂ muni d'un détendeur à éjecteur. Le premier chapitre, pour l'essentiel, est une synthèse bibliographique qui résume les travaux numériques et expérimentaux réalisés sur des installations entières fonctionnant au CO₂, ou sur certains éléments. Cette synthèse porte également sur les propriétés du CO₂, inconvénients et avantages des cycles au CO₂ transcritique et quelques pistes d'amélioration de l'efficacité énergétique de ces cycles. Parmi les pistes d'amélioration l'utilisation d'un détendeur à éjecteur constitue une solution prometteuse.

Au deuxième chapitre nous faisons une description générale des cycles au CO₂ transcritique muni d'un éjecteur, en portant une attention spéciale à l'éjecteur, l'élément fondamental du système. Un modèle de comportement de CO₂ transcritique en écoulement diphasique dans l'éjecteur est présenté aussi dans ce chapitre. Ce modèle qui permet le dimensionnement de l'éjecteur, est celui dit à « mélange à pression constante », basé sur les bilans de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie. Le facteur d'entraînement de l'éjecteur et ses paramètres géométriques essentiels sont déterminés, le modèle donne également des informations sur la nature des écoulements et permet de chiffrer l'avantage du système sur un autre système plus classique.

Dans le troisième chapitre nous décrivons le prototype expérimental qui est mise à notre disposition, et les modifications apportées pour la détermination des performances de la machine dans le cas de l'utilisation de l'éjecteur comme organe de détente.

1 ANALYSE PRELIMINAIRE ET SYNTHESE BIBLIOGRAPHIQUE

1.1 Introduction

L'industrie des machines frigorifiques et les pompes à chaleur, poussée par les gouvernements, a aujourd'hui le devoir de trouver des remèdes aux maux modernes. Elle y parviendra en développant de nouveaux fluides frigorigènes et des équipements toujours plus efficaces.

Les fluides frigorigènes sont les substances qui évoluent dans les circuits des systèmes frigorifiques à compression en produisant du froid grâce aux phénomènes endothermiques mis en œuvre par les transformations thermodynamiques qu'ils subissent, généralement la vaporisation dans l'évaporateur d'une machine frigorifique. Les pompes à chaleur utilisent, elles aussi, des substances semblables pour la production de chaleur par l'utilisation d'un phénomène exothermique, le plus souvent la liquéfaction de vapeurs dans un condenseur.

Pour bien choisir un fluide frigorigène en vue d'une application déterminée, on doit considérer :

- des critères thermodynamiques : puisque les systèmes frigorifiques relèvent précisément des lois de la thermodynamique ;
- des critères de sécurité : sécurité des personnes et des biens en cas de dégagement intempestif du frigorigène dans l'atmosphère;
- des critères d'action sur l'environnement : actuellement très importants puisqu'ils ont imposé l'abandon de certains fluides frigorigènes;
- des critères techniques : ils influent sur la faisabilité et la fiabilité du système frigorifique et sur les interactions entre le fluides frigorigènes et les composants de ce système
- des critères économiques : toujours présents au cœur des problèmes techniques.

Suite aux nouvelles restrictions concernant les fluides de synthèse, le CO₂ apparaît aujourd'hui comme une alternative prometteuse tant dans les applications de climatisation que dans les applications de chauffage et de production d'eau chaude.

1.2 Historique

Suivant son état, le gaz carbonique présente différentes applications : il sert, sous forme gazeuse, à carbonater les boissons et à créer des couches isolantes dans l'agroalimentaire ou

la mécanique. Le CO₂ liquide est utilisé comme fluide frigorigène, neige carbonique ou agent propulseur. À l'état solide, il est appelé carboglace ou glace sèche et sert au décapage cryogénique, à la conservation de denrées périssables... Depuis quelques années, il est utilisé pour effectuer des extractions (cafés, arômes...) solide – fluide supercritique.

Le dioxyde de carbone a été découvert, en 1638, par le médecin belge Jan Baptist Van Helmont. Vers 1750, il est étudié par Joseph Black, chimiste et physicien écossais. Joseph Priestley, pasteur anglais, isole le gaz carbonique en 1766 et c'est en 1776 que le chimiste français Antoine Laurent de Lavoisier met en évidence la production du CO₂ lors de la combustion du carbone en présence d'oxygène.

Le premier brevet mentionnant le CO₂ comme fluide frigorigène apparaît en 1850 (Alexander Twining), mais, le premier système n'a pas été construit avant la fin des années 1860. En Europe, la première machine a été fabriquée en 1881. La première installation au CO₂ à deux étages a été créée par Hall (compagnie J. & E. Hall) en 1889 et son principal secteur d'application était le secteur maritime.

A partir de l'année 1930, et l'invention des fluides de synthèse on a commencé à utiliser de plus en plus des fluides du type CFC c'est la raison pour laquelle l'utilisation de CO₂ comme fluide frigorigène est devenue moins courantes compte tenu des problèmes suivants que pose son utilisation :

- problèmes de stockage du CO₂, nécessitant des réservoirs résistants à de hautes pressions ;
- avec le CO₂ comme fluide frigorigène, les hautes pressions de fonctionnement entraînent des fuites provoquant une diminution de l'efficacité de la machine.

Le développement de substances réfrigérantes suit le perfectionnement des équipements. Outre l'ammoniac, plusieurs substances ont été développées au fil des ans. Dès 1973, la réfrigération occupe une partie de l'actualité scientifique et politique, on rapporte la présence dans l'atmosphère de CFC qui endommage la couche d'ozone. Le Protocole de Montréal a établi un calendrier de retrait des CFC et de leurs substituts, les HCFC Leurs successeurs, les HFC épargnent la couche d'ozone, mais ce sont des gaz à effet de serre (GES). Ils deviennent la cible du Protocole de Kyoto.

L'industrie examine d'autres candidats, des réfrigérants naturels comme l'ammoniac et les hydrocarbures qui, bien que non nocifs pour l'environnement, peuvent présenter un certain

degré de risque en raison de leur inflammabilité et/ou de leur toxicité. De ce fait, Le dioxyde de carbone est réapparu comme un éventuel substitut des fluides frigorigènes de la famille des hydrofluorocarbures en 1989, et Les premiers résultats majeurs ont été publiés par Lorentzen et Pettersen au colloque de l'IIF en Norvège de 1992. Ultérieurement, des recherches importantes ont été lancées dans des universités aux Etats-Unis et en Asie.

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 centaines dans le cas du HFC32 à plusieurs milliers pour le HFC143a, inflammable, et le R125, non inflammable.

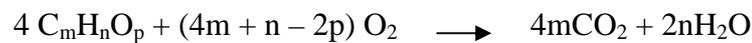
Concernant la sécurité, parmi les "anciens" frigorigènes, seul le CO₂ peut rivaliser avec les HFC, non inflammables. Si le CO₂ a un impact important sur le réchauffement de la planète (environ 63 % de l'incidence totale des gaz à effet de serre), c'est en raison des quantités importantes de CO₂ émises 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. Le *tableau 1.1* compare les propriétés du CO₂ avec celles d'autres frigorigènes

Réfrigérants les plus utilisés	R-12	R-22	R-134a	NH ₃ R-717	C ₃ H ₈ R-290	CO ₂ R-744
Famille	CFC	HCFC	HFC	Fluide inorganique	HC	Fluide inorganique
Substance naturelle	Non	Non	Non	Oui	Oui	Oui
Masse molaire (g/mol)	120,92	86,48	102,03	17,03	44,10	44,01
Capacité volumique de réfrigération à 0°C (kJ/m ³)	2740	4344	2860	4360	3870	22600
ODP	1	0.05	0	0	0	0
GWP (100 ans)	7100	1500	1200	0	0	1
Inflammabilité	Non inflammable	Non inflammable	Non inflammable	Faiblement inflammable	Inflammable	Non inflammable
Toxicité	Faible	Faible	Faible	Haute	Faible	Faible
Estimation de prix relatif	1	1	3-5	0,2	0,1	0,1

Tableau 1.1: Caractéristiques de quelques fluides frigorigènes

1.3 Sources de CO₂

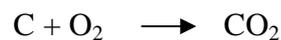
La principale source de CO₂ est l'oxydation de la matière organique sous toutes ses formes ou de composés inorganiques comme les charbons. C'est un produit fatal de cette transformation, c'est-à-dire que thermodynamiquement le plus stable, il reste le produit ultime de réaction. Cette oxydation peut être due à un effet thermique (combustion, incinération), chimique (réaction avec un oxydant) ou biologique (biodégradation principalement par des micro organismes aérobies). En effet, toute matière organique, définie par une formule brute de type C_mH_nO_p, réagit pour donner du dioxyde de carbone et de l'eau suivant une réaction générale de la forme :



Si la matière organique comprend des hétéroatomes (azote, soufre, chlore...), les réactions (simplifiées dans les équations suivantes) conduisent à la production de composés multiples plus ou moins polluants :



Dans le cas de la matière minérale carbonée, on obtient une réaction qui peut être symbolisée par :



1.4 Caractéristiques physico-chimiques du dioxyde de carbone

Le *tableau 1.2* regroupe quelques caractéristiques physico-chimiques du dioxyde de carbone. A partir de sa structure moléculaire, certaines propriétés macroscopiques peuvent être énoncées :

- 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 Gaz carbonique Anhydride carbonique	CO ₂ O = C = O
Etat à pression et température ordinaires	Gaz incolore et inodore
Masse molaire(g · mol ⁻¹)	44,01
Tailles(nm)	0,35 – 0,51
Masse volumique sous 1 atm à :	
0 °C(kg · m ⁻³)	1,977
20 °C(kg · m ⁻³)	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

Tableau1.2: Caractéristiques physico-chimiques du dioxyde de carbone [1]

Pour mieux connaître le CO₂ en tant que fluide frigorigène, on donne ci-après quelques propriétés thermophysiques de ce fluide et celles d'autres réfrigérants plus classiques. Comparé aux autres frigorigènes, sa principale particularité est d'avoir une faible température critique, 31,1°C et une pression critique relativement élevée : 73,8 bar (*Figure 1.1*)

Sur la figure 1.2 on remarque que, pour une température donnée, le CO₂ a une pression de saturation beaucoup plus élevée que celles des autres fluides. De même, à température identique, le CO₂ a une masse volumique plus grande, ce qui lui donne une capacité volumique plus importante. Ainsi les installations fonctionnant avec ce fluide sont beaucoup plus compactes que celle utilisant des fluides comme le R-410a, le R-717, le R407, le R-22, le R-290, le R-134a, ou le R-12.

Compte tenu de la température habituelle des sources chaudes pour les pompes à chaleur, les machines au CO₂ fonctionnent partiellement en régime supercritique. Or dans ce

domaine, le CO_2 subit des grandes variations de propriétés thermodynamiques et de transport sans pour autant avoir un changement de phase marqué. Sur la *Figure 1.3* est représentée la variation de la conductivité thermique λ en fonction de la température pour des pressions variant entre 70 et 140 bar.

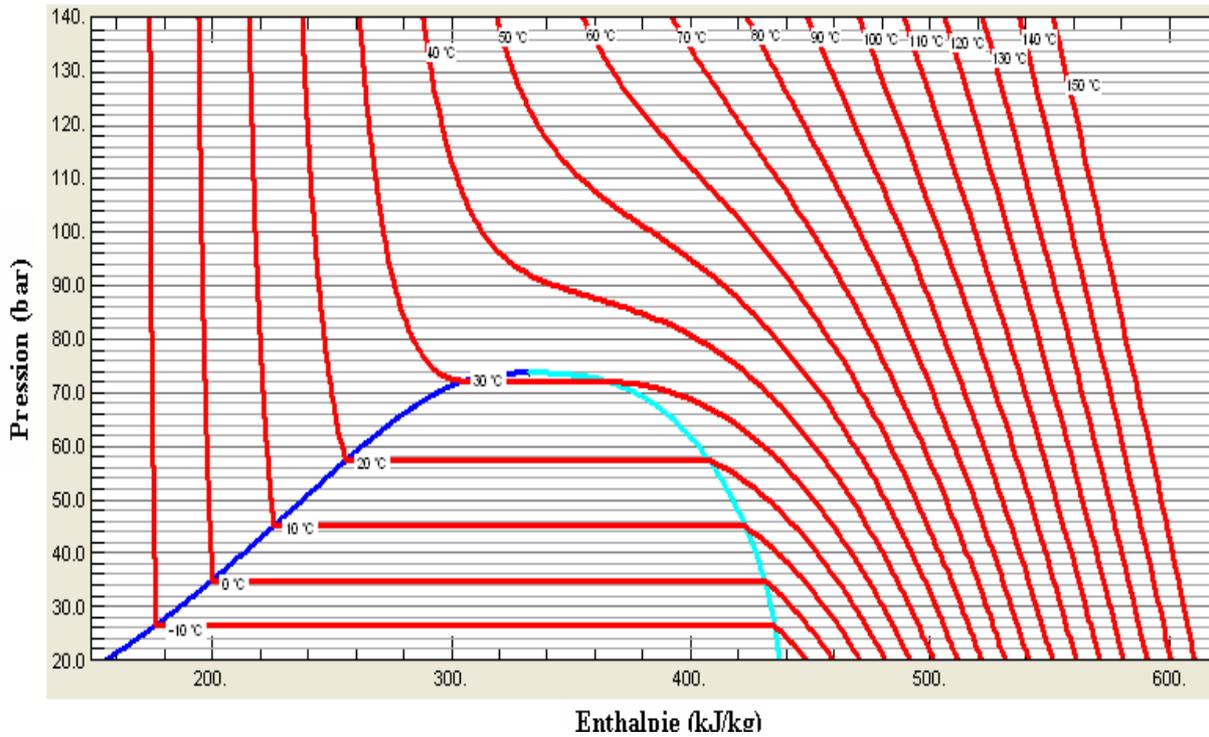


Figure 1.1: Diagramme enthalpique du CO_2

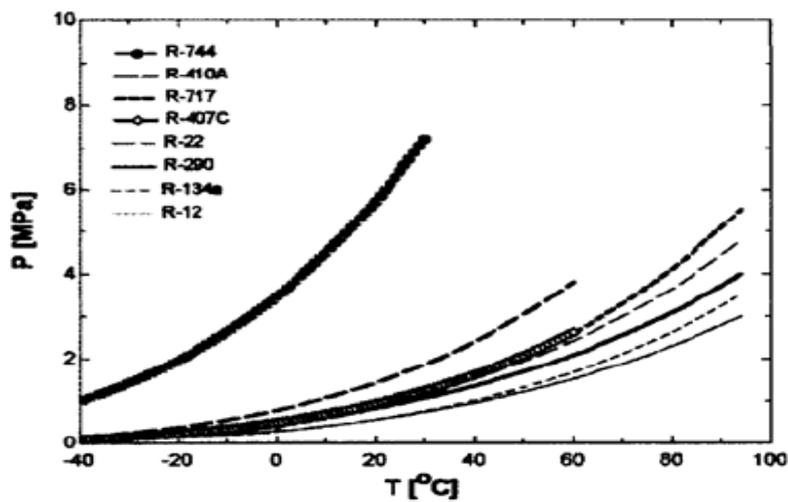


Figure 1.2: Pression de vapeur saturante pour différents fluides frigorigènes

On note qu'à pression constante, λ suit une variation quasi linéaire pour des températures sous critiques (état liquide). Elle varie fortement au voisinage de la température supercritique (pseudo changement de phase) pour des pressions proches de la pression critique et reprend une variation linéaire de pente plus faible (état de vapeur) pour des températures plus élevées. De plus, dans tout le domaine représenté, la conductivité thermique du CO_2 est plus grande que celle des autres fluides.

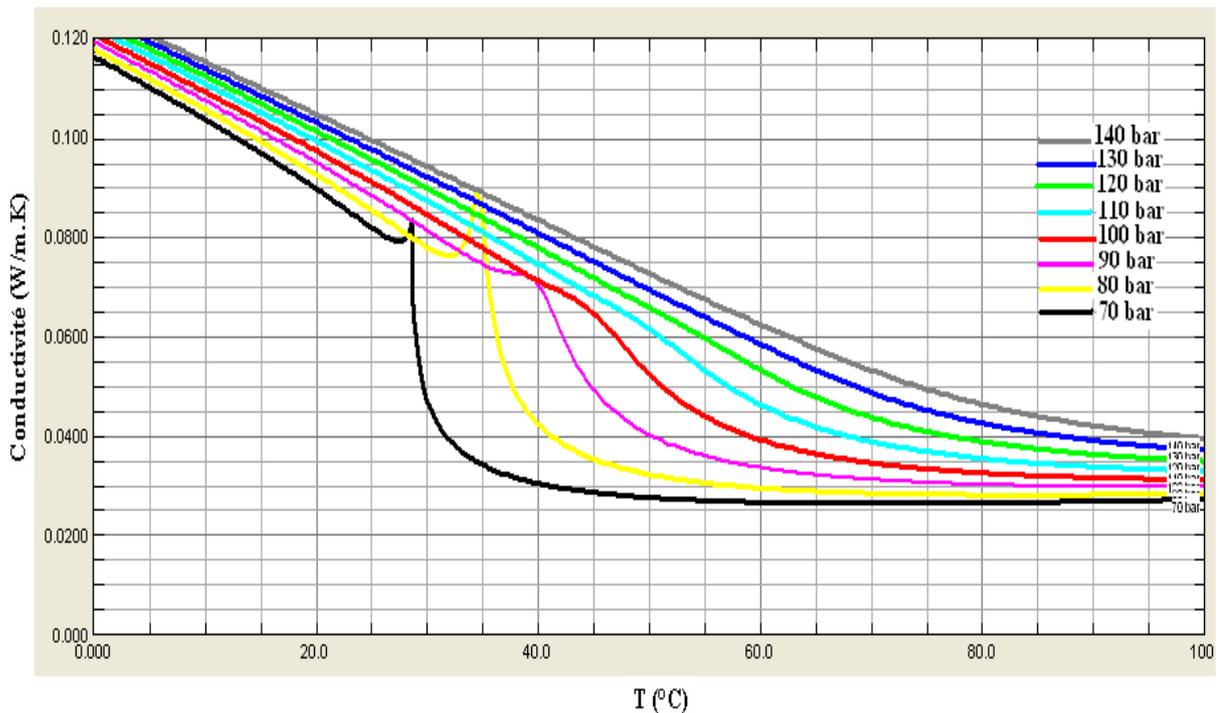


Figure 1.3: Variation de la conductivité thermique du CO_2

Le nombre de Prandtl est un paramètre important dont dépend le coefficient de transfert de chaleur. Or le nombre de Prandtl augmente avec la pression pour des températures supérieures à 333,75 K (60 °C), dans le domaine supercritique (Figure 1.4), ce qui donne une variation très forte du coefficient de transfert de chaleur avec la température et la pression.

De ces paramètres, on peut conclure que le CO_2 présente des propriétés de transport et de transfert qui conduisent à avoir de bons coefficients d'échanges thermiques. Ainsi, toutes choses étant égales par ailleurs les irréversibilités de transfert liées à l'emploi de ce fluide devraient être relativement faibles. C'est pour cette raison que les pompes à chaleur fonctionnant au CO_2 peuvent avoir de meilleures performances que celles utilisant les autres fluides frigorigènes. Comme on le verra ultérieurement, il faut cependant que la source chaude (ou fluide caloporteur) présente un glissement de température conséquent pour bénéficier de cet avantage.

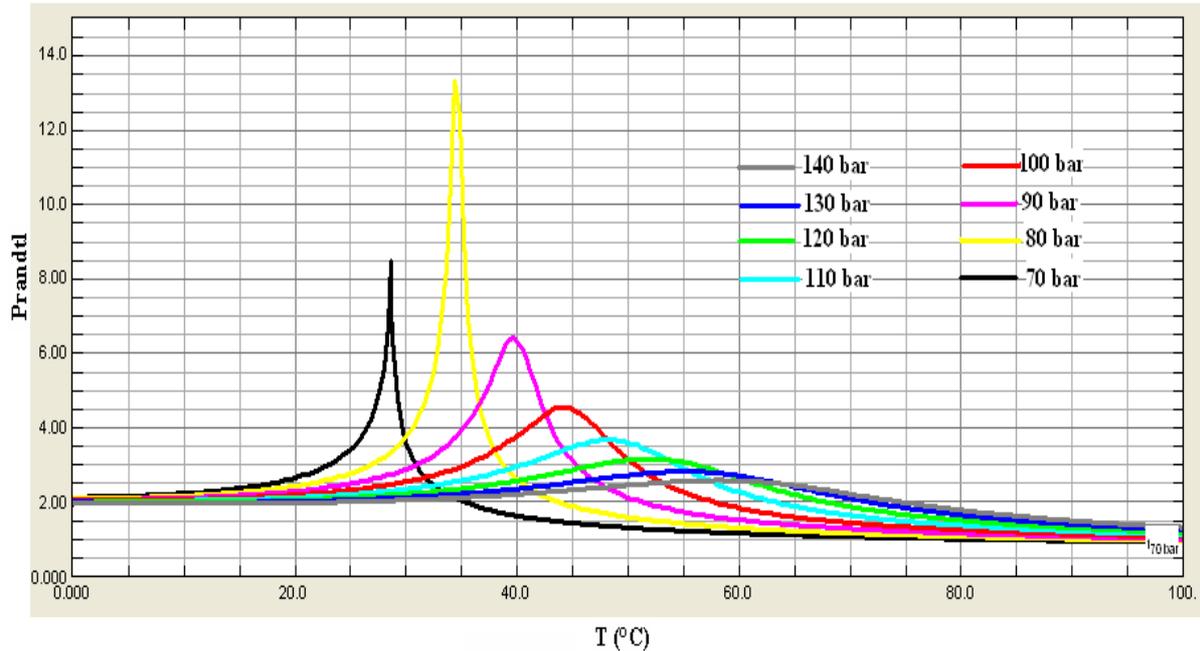


Figure 1.4: Variation du nombre de Prandtl du CO_2

1.5 Cycle de fonctionnement d'une machine au CO_2

Dans les machines classiques, les transferts thermiques avec la source chaude se font avec changement de phase, par condensation du fluide frigorigène. Dans ces conditions, la variance du fluide diphasique vaut 1. A une température donnée de la source chaude, correspond une pression de fonctionnement qui est la pression de saturation à une température voisine de celle de la source chaude (aux écarts de températures près nécessaires aux échanges thermiques). De ce fait, ces machines ne présentent pas de problèmes de régulation de la pression de refoulement ; celle-ci est imposée par la température de la source chaude. Pour les machines au CO_2 , si la température de sortie de l'échangeur haute pression est supérieure à la température critique, comme c'est le cas pour la plupart des conditions de fonctionnement (*Figure 1.5*), les transferts thermiques avec la source chaude se font à une pression supercritique. Un tel cycle fonctionnant de part et d'autre du point critique est dit transcritique. Dans le domaine supercritique, le CO_2 est monophasique, sa variance vaut 2; pour une température donnée de la source chaude, les transferts thermiques peuvent s'effectuer à des pressions variables.

Dans un cycle transcritique et pour des pressions proches de la pression critique, l'enthalpie massique à la sortie de l'échangeur haute pression (point 3 sur la *Figure 1.5*) varie

beaucoup en fonction de la température, mais aussi en fonction de la pression. Ceci est dû à la forme non verticale dite en *S* des isothermes dans le domaine supercritique. Une légère variation de la haute pression, pour la même température au point 3, engendre une grande variation de l'enthalpie massique. Dans ces conditions, la quantité de chaleur échangée avec la source chaude augmente avec la pression de refoulement. Cette augmentation est très importante au voisinage du point d'inflexion des isothermes, tandis que la variation du travail de compression massique suit une variation quasi linéaire. Le coefficient de performance (COP), défini comme étant le rapport entre la quantité de chaleur massique échangée avec la source chaude et le travail de compression massique (équation 1.1) présente une valeur maximale en fonction de la pression qui dépend de la température de sortie de l'échangeur haute pression.

$$COP = \frac{h_2 - h_3}{w} \quad (1.1)$$

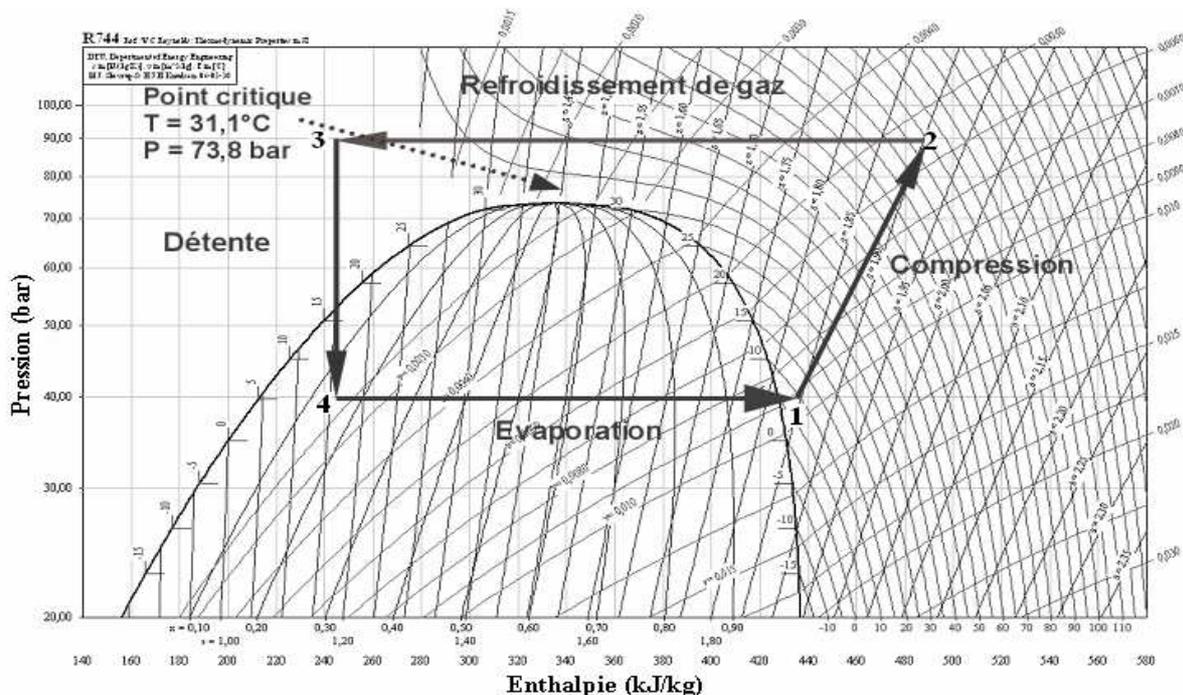


Figure 1.5: Cycle transcritique du CO₂ dans un diagramme (P, h)

1.6 Transferts thermiques

Dans les conditions de fonctionnement des machines frigorifiques, la masse volumique de la vapeur de CO₂ est de 8 à 12 fois plus grande que celle des fluides classique. Ainsi les installations au CO₂ ont une grande puissance volumique (5 à 8 fois plus grande que celle des installations classiques). Cette caractéristique a permis de développer des échangeurs de

chaleur à tubes de petits diamètres. Ainsi, les échangeurs peuvent être à micro-tubes (diamètre inférieur à 1mm) particulièrement compacts, utilisés dans les installations de petite puissance telles que les climatiseurs d'automobiles (Adams et al (1998) [2], Kim et Bullard (2002) [3], Kulkarni et Bullard (2002) [4], Rieberer et al. (2002) [5], Pettersen et al. (2000), a [6] et Pettersen et al. (2000), b [7]).

La plupart des articles qui traitent des transferts thermiques et des pertes de pression dans les écoulements de CO₂ s'intéressent aussi au refroidissement de ce gaz dans le domaine supercritique ou à l'ébullition. Les articles consacrés à la condensation du CO₂ sont très rares, bien que certaines installations au R744 fonctionnent en régime sous critique pour de faibles températures de la source chaude (Gu et al. (2002) [8]).

1.6.1 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 russes (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 constitué des équations de conservation de la masse, de l'énergie et du bilan de la quantité de mouvement (Hashimoto et al. (2002) [9]).

1.6.2 Ébullition du CO₂

Dans la littérature, plusieurs publications traitent des transferts thermiques au cours de la vaporisation du CO₂. En générale, au cours des transferts avec la source froide dans une pompe à chaleur fonctionnant au gaz carbonique, la pression d'évaporation est de l'ordre de 25 à 40 bar. Dans ces conditions le fluide ne subit pas les mêmes transformations que dans le cas d'une évaporation à basse pression. En effet, les propriétés thermodynamiques telles que la masse volumique, la capacité calorifique, ne subissent pas de grandes variations au cours de l'évaporation. Ceci a nécessité le développement de corrélations spécifiques pour ces conditions.

1.6.3 Condensation du CO₂ au voisinage du point critique

Les travaux réalisés sur les transferts thermiques pour des écoulements de CO₂ sont effectués essentiellement pour le refroidissement dans le domaine supercritique ou

l'ébullition. Rares sont les travaux qui traitent de la condensation du CO_2 . Cependant, l'emploi du CO_2 dans le circuit basse température d'une installation à deux étages est attractive (Gu et al. (2002) [8]). Pour ce mode de fonctionnement la température de la source chaude est inférieure à la température critique et les transferts thermiques se font en condensation.

Jang et Hrnjak (2002) [10] ont été les premiers à présenter des résultats expérimentaux des transferts en condensation du CO_2 dans un tube horizontale lisse à basses températures.

1.7 Conception des machines au CO_2

Bien que les cycles de fonctionnement avec des fluides classiques et avec le gaz carbonique ne sont pas tout à fait identiques, es transformations et les composants des deux types d'installation ne diffèrent que faiblement. En effet les machines au CO_2 (Figure 1.6) 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 CO_2 supercritique (échangeur haute pression), pour assurer les échanges thermiques avec la sources chaude entre 2 et 3. Ce refroidisseur devient un condenseur dans le cas ou la pression de refoulement n'excède pas la pression critique ;
- D'un détendeur pour laminer le fluide de la haute pression, à la pression des échanges thermiques avec la source froide.
- D'un évaporateur pour assurer les échanges thermiques avec la source froide.

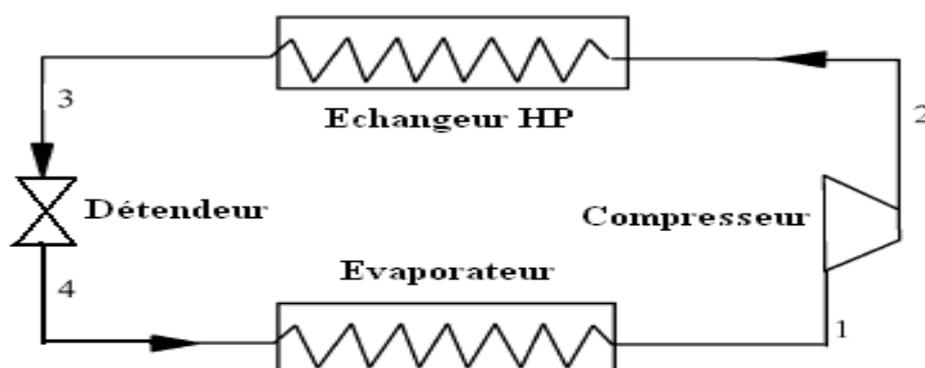


Figure 1.6: Installation au CO_2 simple

1.8 Pression de fonctionnement optimale dans les installations au CO₂

Dans les installations au gaz carbonique, les échanges avec la source chaude se font souvent sans changement de phase, à des températures et des pressions supérieures aux valeurs critiques (31,1 °C, 74,8 bar). Dans ce domaine, le fluide est bivalent. La pression et la température sont indépendantes. La figure 1.7 montre l'effet de la pression sur le travail de compression, la puissance frigorifique et le COP. La variation du coefficient d'effet frigorifique résulte directement des variations du travail de compression et de la puissance frigorifique. On observe un maximum autour de 96 bar pour ces conditions de fonctionnement avec une décroissance faible au-delà de cette valeur optimale.

Liao et al (2000) [11] ont recherché une relation semi-empirique donnant la valeur de ce maximum en se référant au cycle simple de fonctionnement d'une pompe à chaleur. La relation entre le COP du cycle et le rendement isentropique peut s'écrire comme suit :

$$COP = \eta_{is} \frac{h_B - h_C}{h_{B,is} - h_A} \quad (1.2)$$

Où η_{is} est le rendement isentropique calculé selon l'équation (1.2), h_A l'enthalpie massique à l'aspiration, $h_{B,is}$ l'enthalpie au refoulement pour une compression isentropique, h_c l'enthalpie massique à l'entrée du détendeur et h_B l'enthalpie massique à l'entrée de l'échangeur haute pression (Figure 1.7)

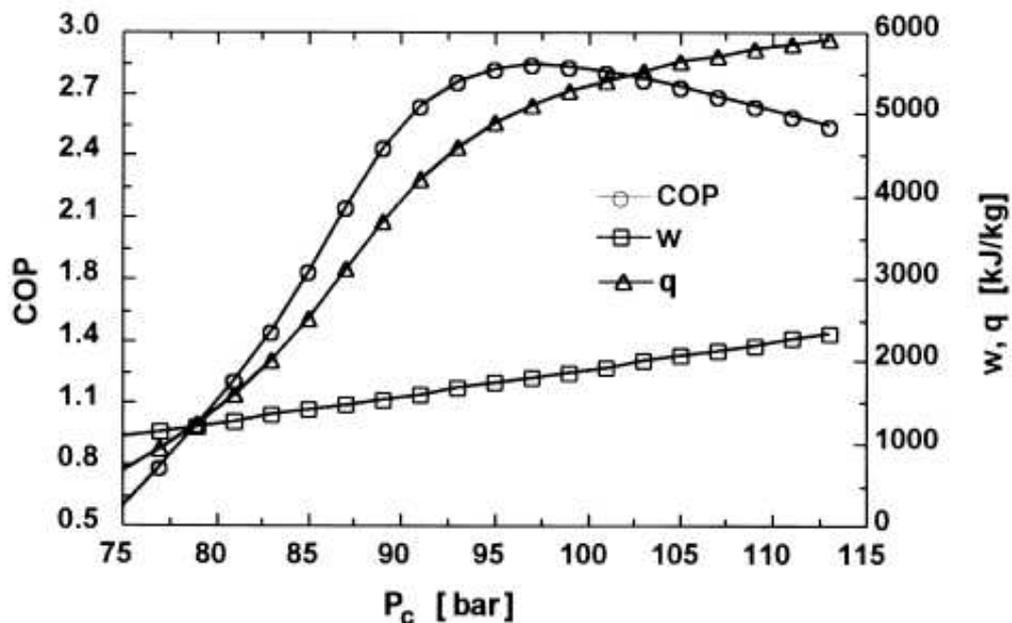


Figure 1.7 : Evolution des performances de l'installation en fonction de la pression de refoulement [11]

$$\eta_{is} = C - K \left(\frac{P1}{P2} \right) = C \left(1 - \left(\frac{K}{C} \right) \left(\frac{P1}{P2} \right) \right) \quad (1.3)$$

Avec $C=1,003$ et $K= 0,121$

Les auteurs ont effectué une étude paramétrique pour une température d'évaporation variant entre -10 et -20, une température de refoulement variant entre 30 et 60 °C, une pression de refoulement variant entre 71 et 120 bar. A partir de cette étude ils ont établi la corrélation suivante :

$$P_{op} = \frac{a + b T_D - c \frac{K}{C}}{1 + \alpha T_D + \beta \frac{K}{C}} T_C - \frac{d + e T_D - f \frac{K}{C}}{1 + \gamma T_D + \delta \frac{K}{C}} \quad (1.4)$$

P_{opt} en bar, T_C et T_D sont respectivement la température du CO₂ à la sortie de l'échangeur haute pression et la température d'évaporation en °C, $d = 8,7946$, $f = 105,45$ en bar, $a = 2,7572$, $c = 3,072$, $e = 0,02605$ en bar .K⁻¹, $b = 0,1304$ en bar .K⁻², $\alpha = 0,0538$ et $\gamma = 0,5163$ en K⁻¹, $\beta = 0,1606$ et $\delta = 0,2212$.

Kauf (1999) [12] a étudié analytiquement le cycle d'une pompe à chaleur au CO₂ sans échangeur intermédiaire. Il s'est basé sur la corrélation de Liao et al [11] (équation 1.4), pour déterminer la pression optimale. Les résultats donnés dans cette publication sont obtenus par un modèle de simulation en régime statique dans lequel l'auteur a introduit cette équation, pour le contrôle de la haute pression. Malgré cela, le COP obtenu est légèrement inférieur à celui donné par les équations.

En pratique ce genre de régulation est difficile à réaliser, puisque le contrôle se fait à partir de plusieurs paramètres de fonctionnement et qu'il doit y avoir un boîtier électronique pour analyser ces paramètres, calculer la pression optimale et donner les consignes.

La méthode graphique d'Inokuty (*Figure 1.8*) peut être utilisée pour déterminer la pression optimale. Cette méthode est applicable à un cycle théorique (sans pertes de pression dans les échangeurs, compression isentropique et réversible, détente isenthalpique). Dans un diagramme enthalpique, le COP maximum est atteint lorsque les droites SC et $B_{is}R$ qui représente les tangentes à l'isotherme à la sortie de l'échangeur haute pression (repéré C) et à l'isentropie à la sortie du compresseur (repéré B_{is}) se croisent en un point X dont l'enthalpie est la même que celle d'aspiration du compresseur (repéré W). Sur la *Figure 1.17*, la haute

pression est supérieure à la pression optimale. Cette méthode graphique a l'inconvénient de ne pas prendre en compte l'influence du rendement isentropique du compresseur.

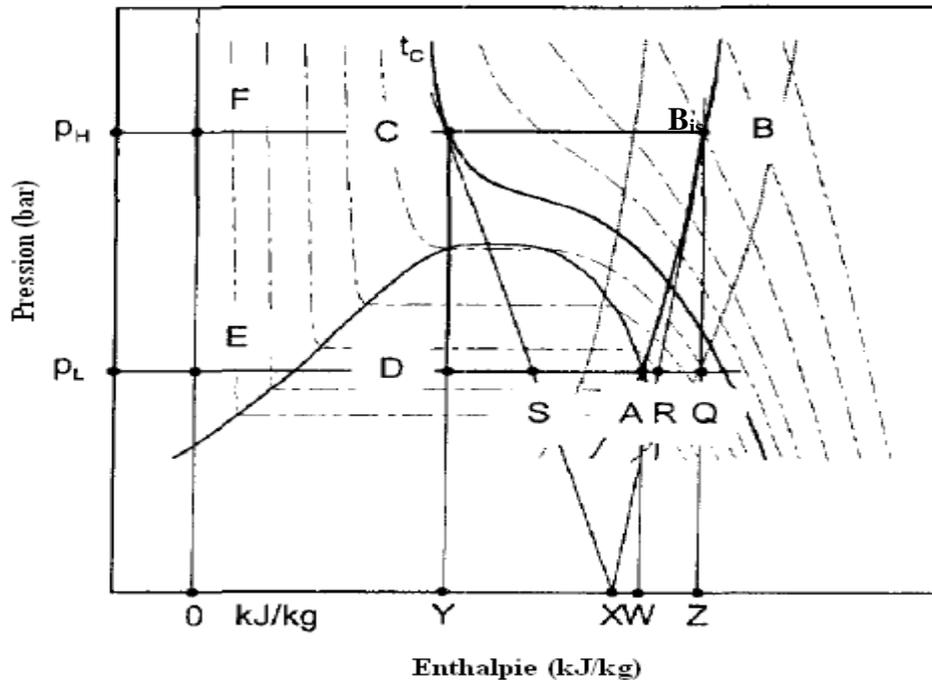


Figure 1.8 : Détermination graphique de la haute pression optimale [12]

1.9 Recherches sur les machines au CO₂

Au cours des années récentes, de nombreux auteurs se sont intéressés aux machines à CO₂, tant sur le plan expérimental que sur le plan théorique. Lorentzen et Peterson (1993) [13] ont construit un prototype de cycle transcritique à CO₂ comme fluide frigorigène et ils l'ont comparé avec celles fonctionnent avec R-12 et R-134a comme fluides frigorigènes, ils ont trouvé que le cycle à CO₂ est fortement concurrentiel en termes de coût, de poids et de dimensions. Ainsi dès 1994, Lorentzen a montré l'intérêt d'utiliser les installations au CO₂ transcritique par une production simultanée d'eau chaude sanitaire et de froid industriel [14]. Plus tard, Hwang et Radermacher (1998) [15] ont mis au point un prototype de pompe à chaleur au CO₂ eau/eau fonctionnant avec un compresseur hermétique pour élever la température d'une eau chaude sanitaire de 13° à 60°C. Les résultats montrent que le COP de la pompe à chaleur transcritique est de l'ordre de 10% supérieur à celui du R22. Giannavola et al (2000) [16] ont réalisée une comparaison entre un système de conditionnement d'air fonctionnant au CO₂ et un autre au R134a, dans cette étude, les auteurs donnent la variation du rendement isentropique du compresseur en fonction du taux de compression.

Richer et al (2000) [17] effectuent une comparaison avec du R410A et mettent en évidence les meilleures performances de la pompe à chaleur fonctionnant au CO₂ surtout à basse température de source froide. Dans le cas d'une machine destinée à la réfrigération à une température de l'ordre de 0°C et à partir d'une modélisation validée expérimentalement, Rigola et al (2004) [18] concluent à des performances semblables avec du CO₂ ou du R134a. Petter Neksa (2000) [19] a étudié une pompe à chaleur utilisant le dioxyde de carbone comme fluide frigorigène, Ce chercheur a confirmé que le CO₂ est un frigorigène attrayant, qui permet de remplacer des frigorigènes synthétiques, à condition d'adapter les calculs et la conception du système pour le CO₂.

R. Cabello et al (2007) [20] ont fait une évaluation expérimentale de l'efficacité énergétique d'une installation frigorifique utilise le CO₂ comme fluide frigorigène travail dans des conditions transcritiques. Les résultats montrent que la température du fluide frigorigène à la sortie du refroidisseur de gaz et la température d'évaporation influent sur la pression optimale du refroidisseur de gaz, les chercheurs ont recommandé d'utiliser un système précis pour contrôler cette pression au niveau du refroidisseur de gaz, par ce qu'une petite erreur de pression engendre une forte réduction de l'efficacité du système.

Il reste à savoir si le CO₂ est bien adapté aux systèmes de conditionnement d'air et de pompes à chaleur, et aux applications du froid. Ses propriétés thermodynamiques le distinguent des autres frigorigènes.

1.10 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 réduites 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.

Un autre avantage du cycle transcritique au CO₂ cité par Hwang et Radermacher (1998) [15] 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 recyclé (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.

1.11 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 T_M peu variable, les forts écarts thermiques enregistrés entre le fluide «source» et le fluide frigorigène dans l'échangeur «chaud» conduisent à de fortes irréversibilités de transfert et contribuent à détériorer l'efficacité de ce type de machine [21].

Lorentzen (1983) [22] a précisé que l'inconvénient majeur d'un système transcritique à CO₂ (R744) se situe dans le faible COP et la capacité de refroidissement réduite.

Robinson et Groll (1998) [23] ont constaté que le processus isenthalpique de la détente dans un cycle de réfrigération transcritique au CO₂ est un contribuant important à l'irréversibilité de cycle.

Brown et al (2002) [24] ont présenté une évaluation du carbone dioxyde comme un fluide frigorigène de remplacement du R22 pour les applications de conditionnement d'air. Les performances du CO₂ et du R22 dans les applications de conditionnement d'air ont été comparées théoriquement en utilisant une compression de la vapeur semi théorique et un modèle de cycle transcritique. Ils ont constaté que le système au R22 a un COP sensiblement

meilleure que le système au CO_2 quand des échangeurs de chaleur équivalents sont utilisés dans les deux systèmes.

Une analyse de la génération d'entropie d'une machine au CO_2 a montré que le plus haut niveau d'irréversibilité se produit dans le dispositif de détente du CO_2 , et que les irréversibilités dans le refroidisseur de gaz, sont considérées comme les responsables de la diminution du COP du système à CO_2 . De tels résultats sont confirmés par Amir Fartaj et al (2003) [25] qui ont fait une analyse du cycle transcritique au CO_2 basée sur la deuxième loi de la thermodynamique. Dans cette étude, les auteurs recherchent les composants du cycle qui influencent les performances du système transcritique au CO_2 destiné à la réfrigération. Un tel système avec son diagramme représentatif est donné par les Figures 1.8 et 1.9

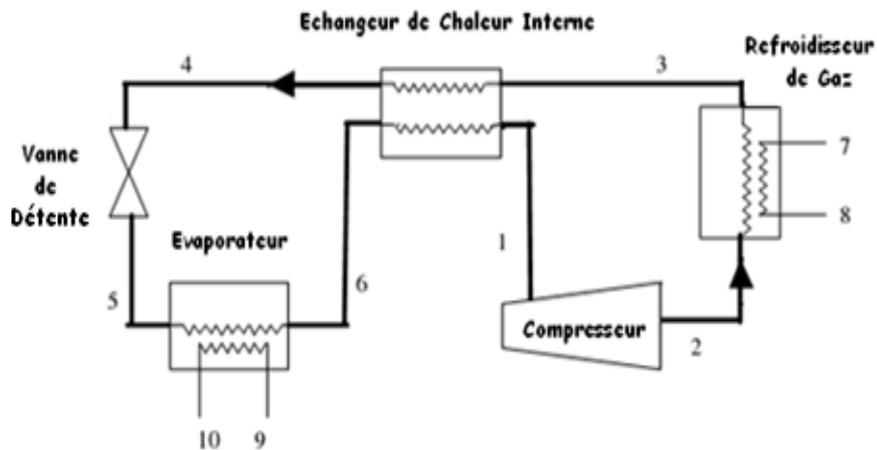


Figure 1.9: Cycle de réfrigération au CO_2 [25]

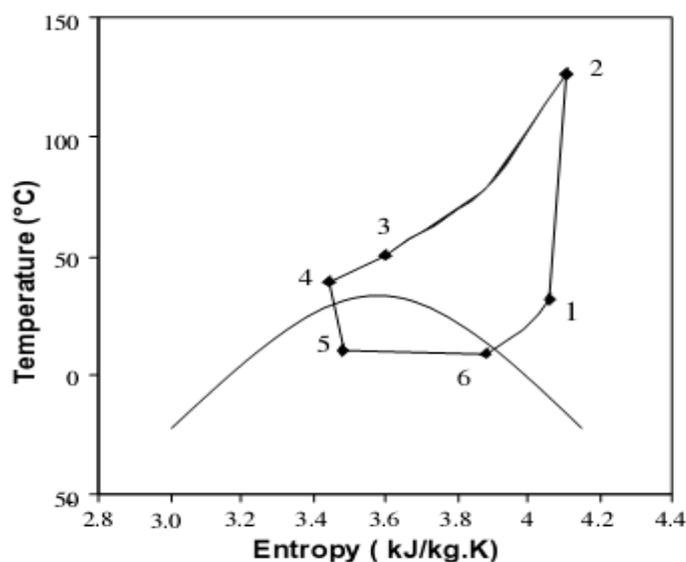


Figure 1.10: cycle de réfrigération de CO_2 sur le diagramme d'état $T-s$ [25]

L'analyse indique que les pertes exergetiques se produisent essentiellement au niveau du compresseur, de refroidisseur de gaz et de la vanne de détente comme montent les tableaux 1.3 et 1.4

Composant	Exergé fournie (kW)	Exergé récupérée (kW)	Exergé perdue (kW)	Efficacité exergetique (%)
Compresseur	2.926	2.370	0.556	81.0
Refroidisseur de gaz	1.755	1.211	0.544	69.0
Vanne de détente	8.185	7.698	0.488	94.0
Evaporateur	0.584	0.097	0.487	16.6
Echangeur de chaleur interne	0.315	0.091	0.224	28.9
Système	3.510	1.211	2.299	34.5

Tableau 1.3 : Analyse exergetique du cycle transcritique au CO₂ [25]

Composant	Entropie fournie (kJ/kgK)	Entropie récupéré (kJ/kgK)	Augmentation d'entropie (kJ/kgK)	Contribution (%)
Compresseur	4.10525	4.05889	0.04636	26.5
Refroidisseur de gaz	0.54924	0.50918	0.04406	25.2
Vanne de détente	3.48226	3.44201	0.04065	23.2
Evaporateur	0.39343	0.37437	0.01906	10.9
Echangeur de chaleur interne	7.50090	7.48220	0.01870	10.7
Système	0.54924	0.37437	0.17487	100.0

Tableau 1.4 : Analyse entropique du cycle transcritique au CO₂ [25]

J. Sarkar et al (2004) [26] ont fait une analyse exergetique du cycle transcritique à CO₂ d'une pompe à chaleur. Les auteurs trouvent que sauf l'échangeur de chaleur interne, tous les composants du cycle participent à l'irréversibilité du système. A la différence du système

conventionnel, le dispositif de détente contribue de manière significative à l'irréversibilité du système.

1.12 Amélioration du cycle transcritique à CO₂

Parmi les inconvénients cités du cycle transcritique, les pertes dues au processus de détente sont les plus souvent citées par les chercheurs comme une source d'amélioration de l'efficacité du cycle transcritique au CO₂.

Robinson et Groll (1998) [23] ont étudié le rendement d'un cycle avec ou sans turbine de détente. Ils estiment qu'il faut éviter d'utiliser un tel système avec un échangeur de chaleur interne dans un cycle à CO₂, car l'énergie de la détente à des températures basses est assez faible.

Heyl et al (1998) [27] ont proposé une unité à pistons libres détenteur - compresseur Pour récupérer les pertes du processus de détente. Cependant, l'exécution du concept exige un cycle de réfrigération à deux étages et des dispositifs de commande d'écoulement très complexes.

Li et al (2000) [28] ont effectué une analyse thermodynamique des différents dispositifs de détente pour le cycle transcritique au CO₂. Un dispositif de détente à tube vortex est proposé pour récupérer les pertes de la détente. En supposant la détente idéal, l'augmentation maximum du COP à l'aide d'un tube vortex de tout appareil de détente, est de 37% comparé a celle utilisant un processus isenthalpique de détente.

Jun Lan Yang et al (2003) [29] ont fait une comparaison entre le cycle transcritique au CO₂ avec détenteur et le cycle sans détenteur basée sur l'analyse exergetique. Ils ont trouvé que dans le cycle classique (sans détenteur) les pertes exergetiques se produisent au niveau de la vanne de détente et représentent 38% des pertes globales du système, et dans l'autre cycle, le refroidisseur de gaz et le compresseur sont les principaux sources d'irréversibilités du système avec respectivement 38% et 35% de l'irréversibilité globale du système. Les auteurs trouvent que le COP et l'efficacité exergetique du cycle transcritique muni d'un détenteur sont respectivement 33% et 30%, en moyen plus grands que ceux du cycle transcritique de base (figure 1.11).

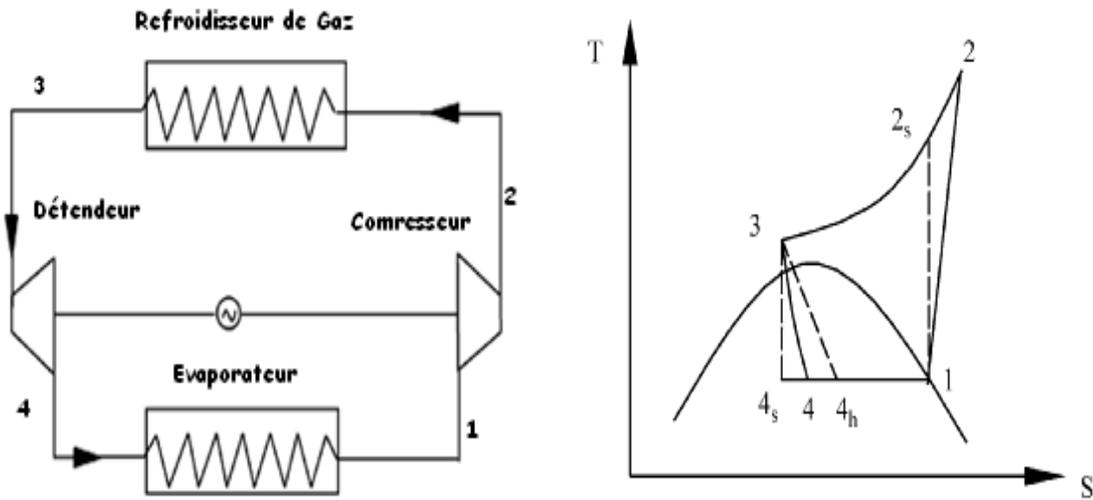


Figure 1.11 : Cycle transcritique au CO₂ avec détendeur [29]

Pour réduire les pertes liées au rejet de chaleur du refroidisseur de gaz ayant un grand ΔT , la température de refoulement du compresseur peut être réduite par une compression multi étagée avec refroidissement intermédiaire (Figure 1.12). Le refroidissement intermédiaire réduit le volume du gaz au deuxième étage du compresseur, réduisant ainsi le travail requis.

En réduisant les différentiels de pression interne, la compression bi étagée permet également l'utilisation de compresseurs rotatifs, et pourraient augmenter le COP du cycle par rapport au cycle classique de l'ordre de 25% comme cela a été prouvé par Alberto Cavallini et al (2005) [30].

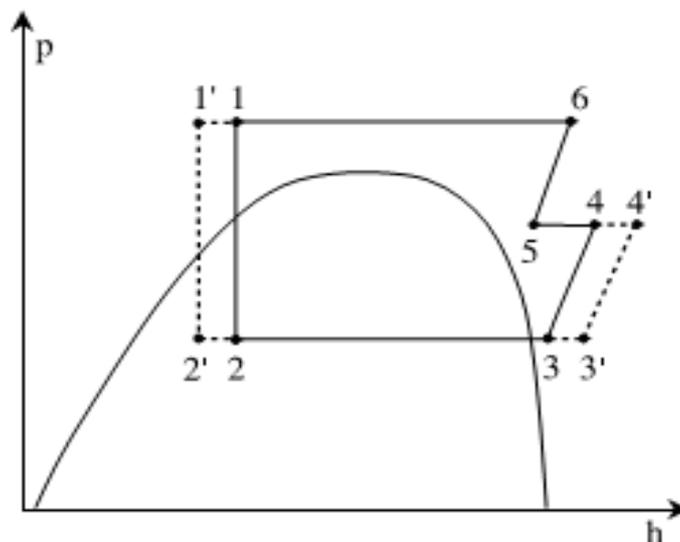


Figure 1.12: Représentation du cycle transcritique au CO₂ biétagé sur diagramme (p-h) [30]

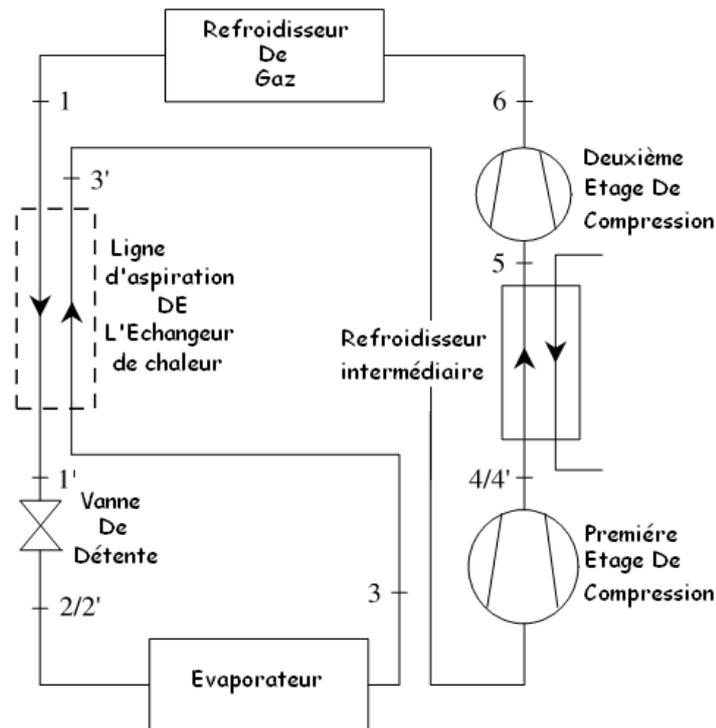


Figure 1.13: Schéma du cycle transcritique au CO₂ biétagé [30]

Ciro Aprea et Angelo Maiorino (2007) [31] ont fait une évaluation expérimentale des systèmes frigorifiques au CO₂ transcritique utilisant un échangeur de chaleur interne, ils ont trouvé que le COP de ce type de cycle est meilleur que le cycle sans échangeur interne (Tableau I.4)

T _{ae} (°C)	COP sans ECI	COP avec ECI	ΔCOP (%)
25	1,91	2,11	10,47
30	1,65	1,82	10,30
35	1,40	1,50	7,14
40	1,11	1,20	8,11

Tableau 1.5 : Amélioration du COP en utilisant l'ECI [31]

ECI : Echangeur de Chaleur Interne. **T_{ae}** : Température de l'air extérieur.

Une autre piste d'amélioration du cycle transcritique au CO₂, est l'utilisation d'un éjecteur en tant qu'organe de détente. Le cycle transcritique au CO₂ muni d'un détendeur à éjecteur a été proposé pour la première fois par Kornhauser (1990) [32] (Figure 1.14) pour réduire les pertes du processus de détente du cycle transcritique de base au CO₂, ce cycle est montré dans un diagramme (P-h) sur la Figure 1.15.

Eckhard A. Groll et Daqing Li (2004) [33] ont constaté que le cycle avec 'un détendeur à éjecteur améliore le coefficient de performance (COP) de plus de 16 % comparé à celui du cycle de base pour des applications typiques de conditionnement d'air.

La société japonaise 'Denso' (2004) [34] a fait des expériences sur le cycle transcritique au CO₂ muni d'un détendeur à éjecteur destinée à la climatisation des véhicules, les expériences montrent que le coefficient de performance de ce type du cycle est 25 % supérieur à celui du cycle conventionnel au CO₂ transcritique.

Jian-qiang Deng et al (2006) [35] ont fait la comparaison des COP de trois cycles de réfrigération qui sont respectivement: le cycle de réfrigération transcritique au CO₂ utilisant un éjecteur comme détendeur, le cycle de réfrigération conventionnel à compression mécanique de vapeur et le cycle de réfrigération avec un échangeur de chaleur interne, ils ont constaté que le COP du système de réfrigération transcritique au CO₂ muni d'un détendeur à éjecteur, est supérieur aux autres cycles, avec une amélioration de plus de 18,6 % par rapport au système avec échangeur de chaleur interne, et de plus de 22 % par rapport au système conventionnel. L'analyse exergétique montre que le cycle muni d'un détendeur à éjecteur réduit les pertes de laminage.

Stefan Elbel et Pega Hrnjak (2007) [36] ont comparé lors d'une étude expérimentale les performances d'un cycle transcritique au R744 (CO₂) avec une vanne de détente avec celles d'un cycle transcritique au CO₂ muni d'un détendeur à éjecteur. Ils ont trouvé que ce dernier introduit une amélioration du cycle transcritique conventionnel de l'ordre de 8 % pour la capacité de refroidissement et 7 % pour le COP. Les expériences montrent que l'éjecteur peut récupérer jusqu'à 14,5 % des pertes de laminage.

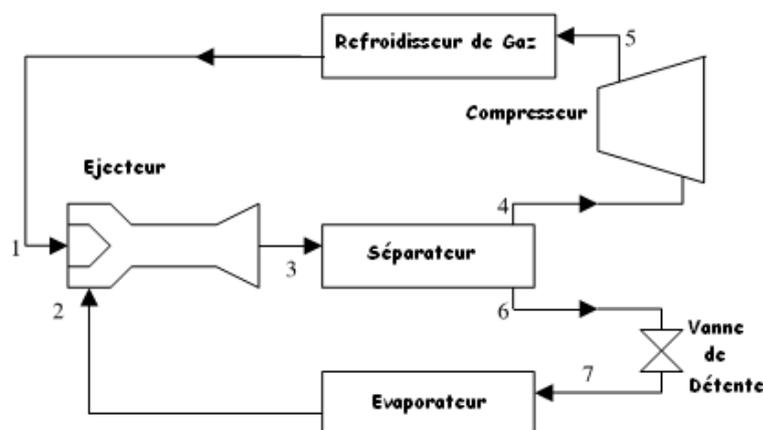


Figure 1.14: schéma du cycle de réfrigération d'un détendeur à éjecteur

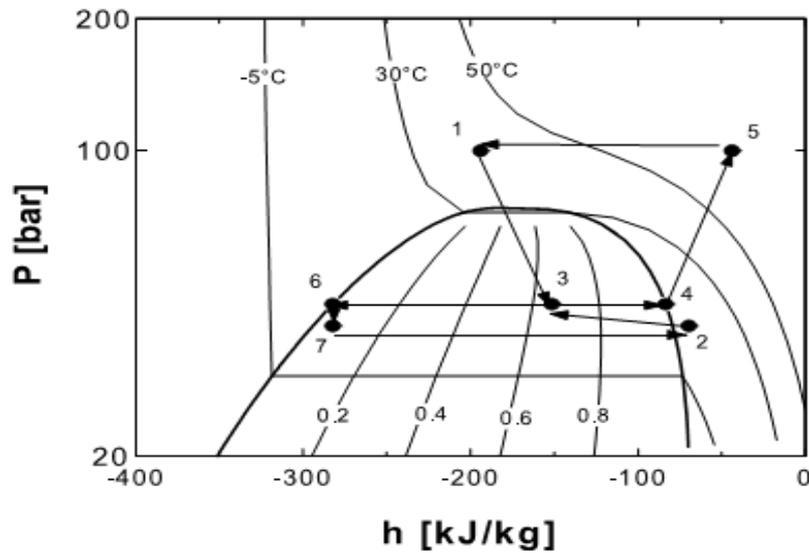


Figure 1.15: Cycle de réfrigération d'un détenteur à éjecteur dans un diagramme P-h

1.13 Conclusion

Cette analyse bibliographique est une illustration de l'état de l'art concernant l'historique, les études expérimentales et théoriques ainsi que les avancées technologiques réalisées dans le domaine d'application des machines thermiques au CO_2 , elle nous amène à conclure que ces machines ont l'avantage, d'une part, d'un impact négligeable sur l'environnement, d'autre part, de meilleures performances si la régulation est bien adaptée. Pour que ce fluide acquière la reconnaissance qu'il mérite que fluide actif dans la technologie frigorifique, d'autres études sont nécessaires pour développer des composants adaptés à ce fluide, et intégrer d'autres organes qui permettent d'augmenter l'efficacité énergétique du cycle à CO_2 , par la diminution des irréversibilités produites par le cycle.

L'utilisation d'un éjecteur en tant qu'organe de détente constitue une solution prometteuse. Cet élément permet d'augmenter la pression du frigorigène aspiré par le compresseur à l'aide de la récupération d'une partie de l'énergie de détente du CO_2 .

2 ÉTUDE DU CYCLE TRANSCRITIQUE AU CO₂ MUNI D'UN DÉTENDEUR À ÉJECTEUR

2.1 Introduction

Un système au CO₂ transcritique avec éjecteur est illustré sur la *Figure 2.1*. Il comporte les composants suivants : Compresseur, Refroidisseur de gaz, Evaporateur, Vanne ou bien dispositif de détente, Séparateur, et un Éjecteur, le cycle a été proposé pour la première fois par Kornhauser (1990).

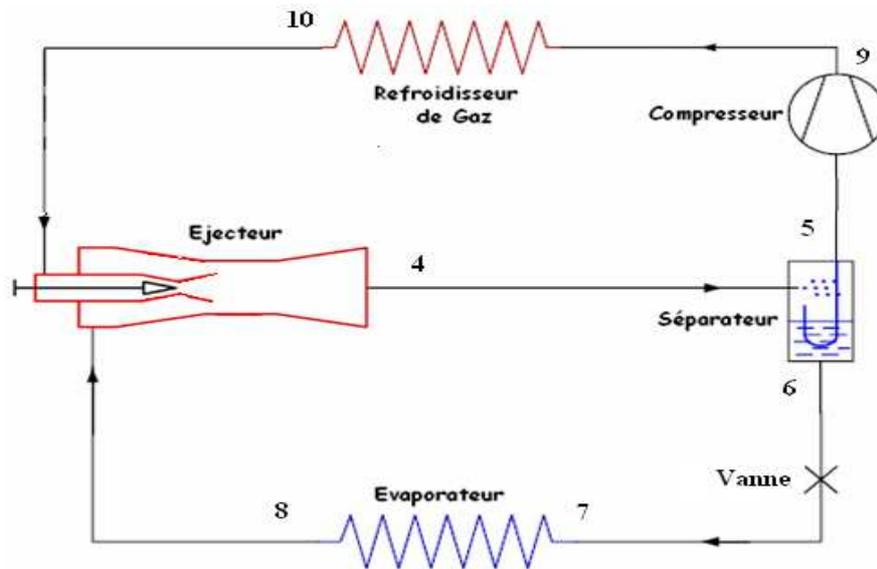


Figure 2.1 : Cycle transcritique à éjecteur

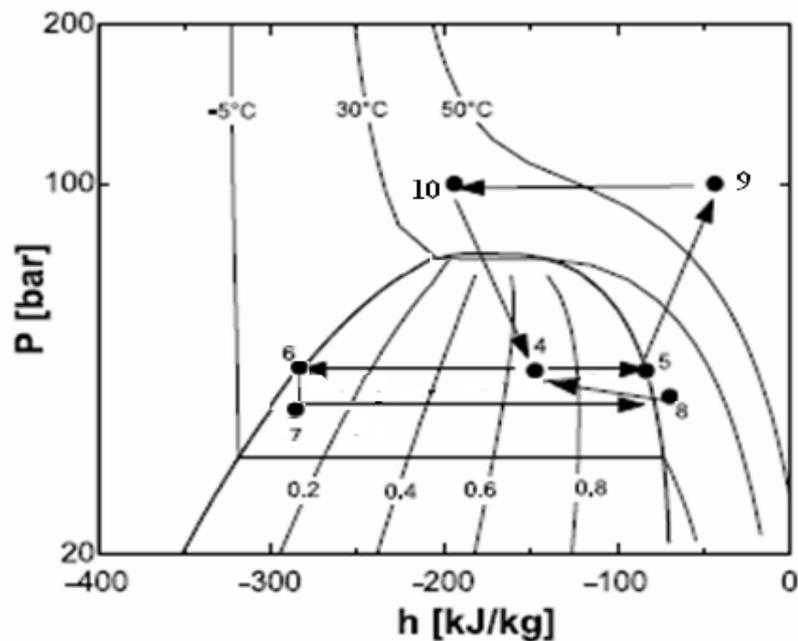


Figure 2.2: Représentation du cycle transcritique d'une machine frigorifique à CO₂ muni d'un détendeur à éjecteur dans un diagramme (P, h)

Le principe de fonctionnement du cycle transcritique muni d'un détendeur à éjecteur est le suivant : Le dioxyde de carbone sous forme de vapeur subcritique (*Figure 2.2*) pénètre dans le compresseur à la pression P_4 dans l'état 5 ou il est comprimé jusqu'à la pression P_9 . Le CO₂ à l'état surcritique ainsi obtenu est refroidi dans le refroidisseur jusqu'à la température correspondant à l'état 10. Ceci constitue le jet moteur (P) qui pénètre dans la tuyère primaire de l'éjecteur (*Figure 2.3*) avec les caractéristiques de stagnation T_{P0} et P_{P0} confondues avec celles de l'état (10), puis subit une détente dans cette tuyère. A la sortie, le fluide primaire, à vitesse supersonique, entraîne le fluide secondaire (S) provenant de l'évaporateur avec la température et la pression de l'état de stagnation (T_{S0} , P_{S0}) supposées confondues avec celles de l'état (8). Les flux primaire P1 et secondaire S1 se mélangent ensuite dans la chambre de mélange. Une première augmentation de la pression due à la formation d'une onde de choc droite, a lieu dans la partie cylindrique de la chambre de mélange suivie d'une seconde due à la compression dans le diffuseur. A la sortie de l'éjecteur, le mélange est dans l'état diphasique (4). La vapeur saturante dans l'état (5) est aspirée par le compresseur alors que le liquide saturé dans l'état (6) traverse un détendeur avant de pénétrer dans l'évaporateur pour produire l'effet frigorifique escompté.

2.2 Généralités sur les éjecteurs

Les éjecteurs, appelés également appareils à jet ou encore trompes, sont des appareils statiques destinés à aspirer, comprimer ou mélanger des gaz, des vapeurs, des liquides et parfois des solides dispersés grâce à la détente d'un fluide primaire moteur. Celui-ci peut être gazeux, en régime subsonique ou supersonique, ou liquide, en régime incompressible, et apporte l'énergie nécessaire à l'entraînement du fluide secondaire.

Un éjecteur (*Figure 2.3*) reçoit en entrée deux fluides généralement gazeux, mais qui peuvent aussi être liquides ou diphasiques :

- le fluide à haute pression, appelé fluide moteur ou primaire ;
- le fluide à basse pression, appelé fluide secondaire ou aspiré.

Le fluide moteur est accéléré dans un convergent-divergent, créant une baisse de pression dans la zone de mélange, ce qui a pour effet d'aspirer le fluide secondaire. Les deux fluides sont alors mélangés et une onde de choc peut prendre place dans la zone suivante (Col sur la *Figure 2.3*). Il en résulte une augmentation de la pression du mélange et une baisse de sa vitesse, qui devient subsonique. Le diffuseur permet de convertir la vitesse résiduelle en augmentation de pression.

L'éjecteur réalise ainsi une compression du fluide secondaire au prix d'une baisse d'enthalpie du fluide primaire.

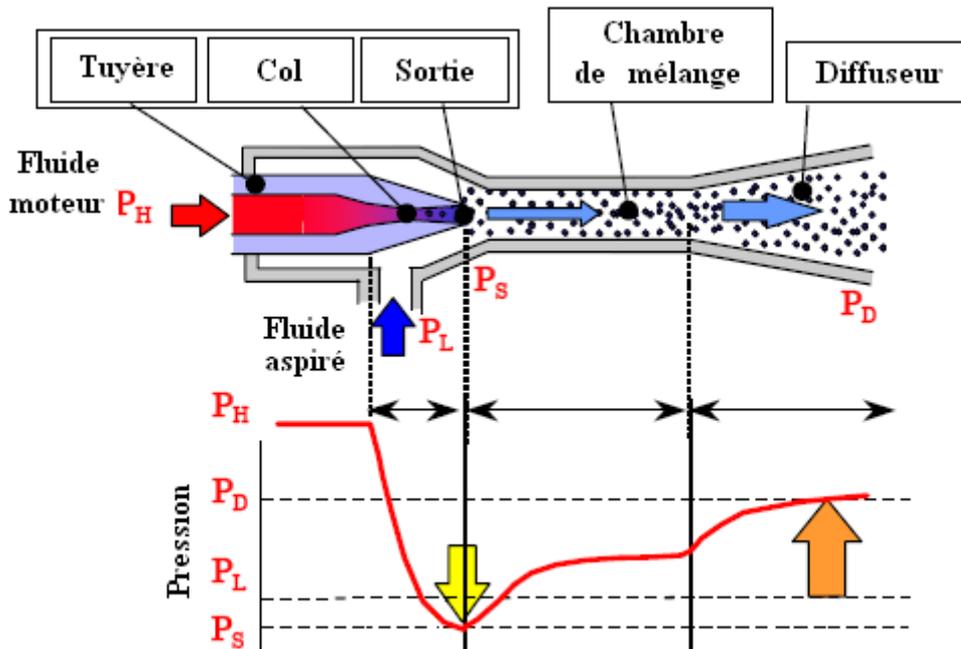


Figure 2.3: Coupe d'un éjecteur et évolution de pression

2.2.1 Principaux paramètres constitutifs

- La section du col de la tuyère primaire, simplement convergente ou convergente - divergente, est bien sûr l'un des principaux paramètres puisqu'elle est liée au débit de fluide dont on dispose pour faire fonctionner l'éjecteur.
- Le rapport diamètre du mélangeur/diamètre de sortie de la tuyère primaire (dans le même plan) est un paramètre important si l'on sait que l'éjecteur fonctionne de façon optimale lorsque la pression statique des deux flux est la même dans la section de sortie.
- La longueur du mélangeur cylindrique ou convergent-divergent est un paramètre plus difficile à bien cerner. Il doit bien sûr être suffisamment long pour obtenir un mélange satisfaisant des deux flux mais pas trop pour éviter des pertes inutiles ; le rapport longueur / diamètre peut varier de 10 à 20 (suivant les cas).
- En ce qui concerne le second col séparant le mélangeur convergent du diffuseur il est préférable qu'il s'étende sur une longueur un peu inférieure au diamètre plutôt que de constituer un simple minimum local de section.

- Quant au diffuseur final, il doit être adapté à la pression de refoulement désirée et respecter l'angle d'ouverture classique β qui assure un bon rendement de diffusion.

2.2.2 Historique et différents domaines d'applications des éjecteurs

En 1838 le français PELLETAN prit un brevet pour comprimer avec un éjecteur de la vapeur d'eau au moyen d'un jet de vapeur vive [38].

En 1858 Giffard a inventé un éjecteur à condensation, cette invention a trouvé une solution au problème de l'alimentation en eau liquide pour réapprovisionner les réservoirs des chaudières à vapeur, cet inconvénient pourrait être surmonté avec l'utilisation d'un éjecteur, par ce que la vapeur motrice nécessaire pour le pompage de l'eau liquide était également disponible lors de l'arrêt, Giffard a utilisé un éjecteur à tuyère motrice de type convergente, pour que le fluide moteur à la sortie de la tuyère primaire sera supersonique.

En 1864 Giffard a utilisé un éjecteur avec un diffuseur à petite pente, par ce qu'il a constaté que l'éjecteur qui a une grande pente au niveau du diffuseur engendre une forte turbulence. L'éjecteur de Giffard est montré dans la figure suivante :

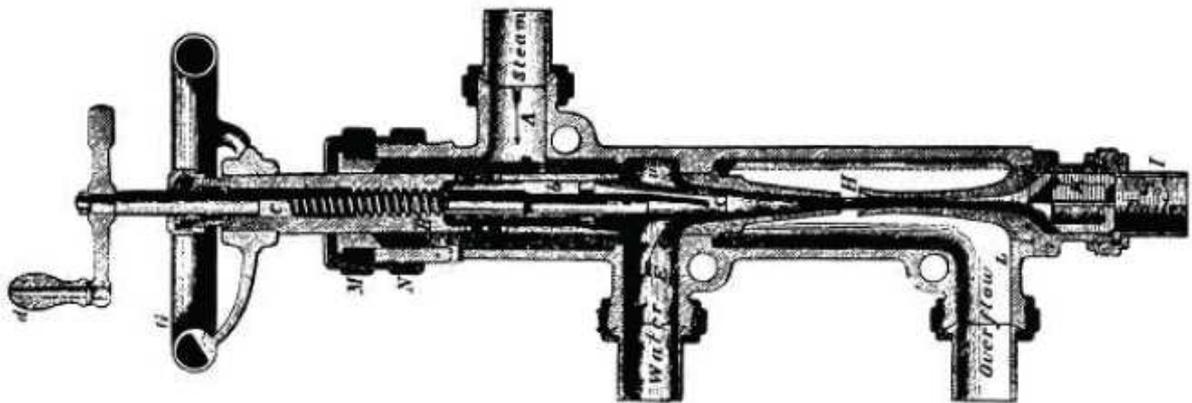


Figure 2.4 : Ejecteur d'Henri Giffard [39]

Les tuyères motrice de type Convergent- divergent n'ont été introduit qu'en 1869 par un ingénieur nommé Schau. En outre, dans le cas de l'éjecteur de Giffard, la condensation de la vapeur dans la chambre de mélange engendre un vide à la suite d'une brusque augmentation de la densité.

L'idée d'un système frigorifique utilisant un éjecteur comme compresseur et de l'eau comme fluide frigorigène a été brevetée au début du 20^{ème} siècle par l'anglais Charles

PARSONS et mise en pratique par LEBLAN en 1910, en utilisant un cycle ouvert de thermo-compression [40], puisque la vapeur était largement disponible à ce moment là, les systèmes de réfrigération à jet de vapeur sont devenus populaires dans la climatisation des grands bâtiments et wagons de chemin de fer. La conception relativement simple et la facilité d'entretien a fait de l'éjecteur le dispositif de pompage préféré quand une fiabilité élevée est exigée. PARSONS a utilisé l'éjecteur pour éliminer les gaz non condensables dans les condenseurs de vapeurs en utilisant les capacités d'éjection du vide. En 1929, Emile GUARINI a déposé un brevet pour un nouveau cycle frigorifique fermé à évaporation utilisant un éjecteur comme aspirateur de la boucle secondaire et thermo-compresseur [38].

C'est dans les années 30 que le système reçoit de nombreuses applications dans le domaine industriel et dans celui de la climatisation en utilisant de l'eau comme fluide de travail. Cependant l'utilisation de l'eau avait l'inconvénient de ne pas pouvoir produire de températures en dessous de 0 °C et d'avoir des faibles performances. Ainsi des substances plus volatiles ont été utilisées (l'ammoniac, le chlorure de méthyle, le dioxyde de soufre et même le mercure) [41]. Cependant l'ensemble des résultats parfois contradictoires, n'a pas permis de clarifier la situation concernant l'optimisation du système du pont de vue thermodynamique. Ce sont finalement les travaux de CAVALLINI [42] et PALIWODA [40] qui, grâce à des analyses intégrant notamment les niveaux de températures des sources, la géométrie de l'éjecteur et la qualité du fluide de travail, ont permis d'atteindre une meilleure compréhension du système.

Dans les années 80 du siècle écoulé, bien que l'intérêt pour l'utilisation des sources d'énergie renouvelable ait diminué considérablement, ce qui risquait d'affecter le développement de la réfrigération par éjecto-compression, les travaux ne sont pas arrêtés. Ainsi, CHOU [43] réalise une étude théorique et expérimentale d'une machine utilisant du R11. Son travail théorique avait pour but la définition des dimensions nécessaire pour aboutir à la réalisation d'un éjecteur optimal. HUANG et al. [44] ont fait une étude expérimentale d'un système frigorifique à éjecto-compression en faisant spécialement attention à la dynamique de l'écoulement du fluide secondaire à l'entrée de la chambre de mélange, qui selon HWANG joue un rôle très important sur les performances du système.

L.T.LU [45] a fait une étude très complète d'une machine frigorifique à éjecto-compression utilisant le R11. Il a montré d'un point de vue théorique et expérimental, que les performances optimales du système sont atteintes quand l'éjecteur fonctionne en régime de transition, appelé aussi régime supersonique saturé. Son étude a également permis de

déterminer la géométrie optimale de l'éjecteur, notamment le rapport géométrique Φ en fonction des températures du fluide frigorigène.

Beithou et Aybar (2000) [46] ont employés un éjecteur eau-vapeur pour fournir l'eau de refroidissement des réacteurs nucléaire. L'éjecteur est montré dans la figure suivante :

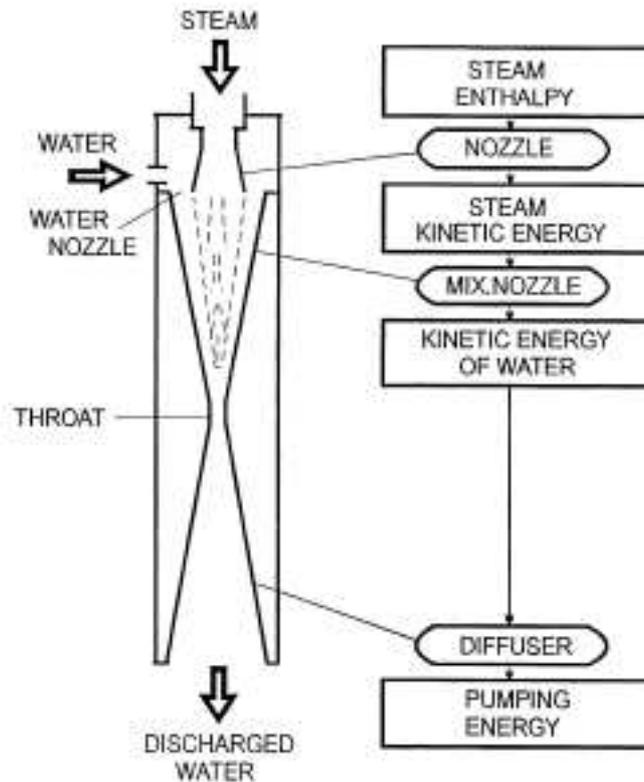


Figure 2.5 : Ejecteur Vapeur-eau [46]

Elgozali et al (2002) [47] ont étudié un réacteur gaz-liquide avec un éjecteur, dans cette application l'éjecteur a été employé pour améliorer le mélangeage des deux jets des deux fluides, la partie qui comporte l'éjecteur du schéma de principe de l'installation est montré dans la Figure 2.6.

Bartosiewicz et al (2005) [48] ont utilisés des éjecteurs multi-étagés pour réduire la pression dans une chambre d'essai aérospatiale, à fin de simuler l'altitude aérospatiale, ces équipements représentent les plus grands éjecteurs qui n'ont jamais été construits, comme montre la Figure 2.7.

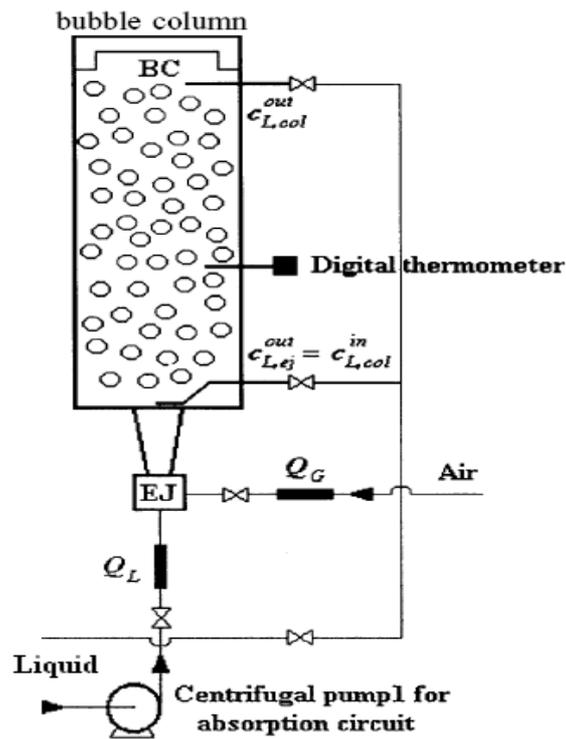


Figure 2.6 : Schéma d'un éjecteur gaz – liquide [47]

Bartosiewicz et al (2005) [48] ont mentionnés l'utilisation d'éjecteur dans des systèmes de propulsion d'avion, ils ont constatés l'augmentation de la poussée et la diminution de la signature thermique des gaz d'échappement, le système utilisé est montré dans la *Figure 2.8*



Figure 2.7 : Ejecteur multi-étagé utilisé pour créer les conditions à haute altitude [48]

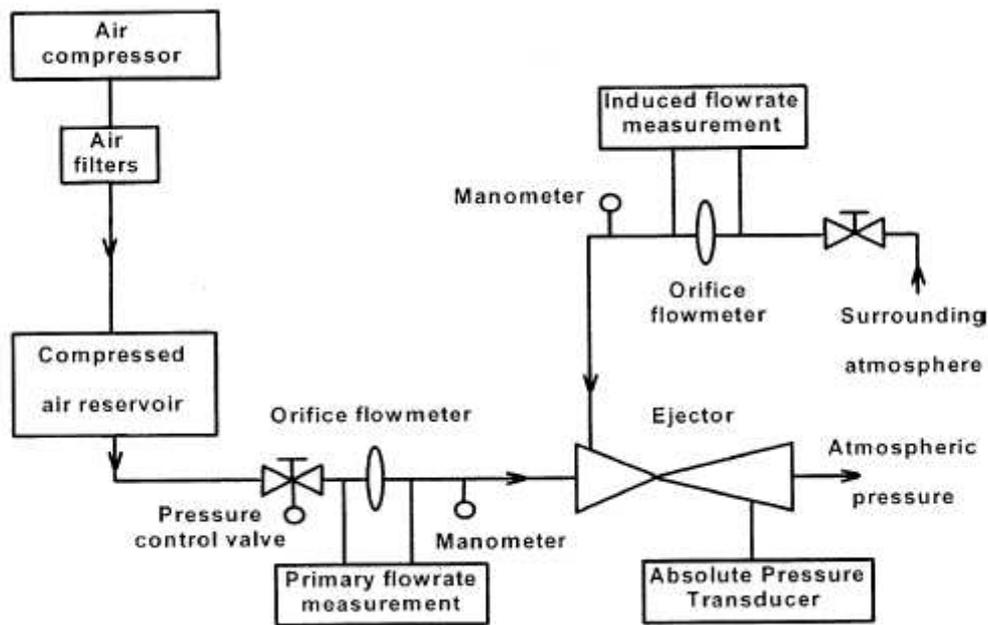


Figure 2.8 : système de propulsion d'avion muni d'un éjecteur [48]

2.3 Dimensionnement d'un éjecteur

Parmi les premiers modèles d'éjecteurs celui présenté par Keenan et Neuman (1942), est utilisé pour analyser les éjecteurs à air. Ce modèle unidimensionnel est basé sur la dynamique des gaz idéales aussi bien que sur les principes de conservation de la masse, de l'énergie et de la quantité de mouvement, ce modèle ne prend pas en considération les pertes thermiques et celles par frottements. Cette approche exclu la section du diffuseur et fournit seulement des solutions pour des éjecteurs avec des chambres de mélanges à section constante. Plus tard le modèle théorique a été prolongé par Keenan et al (1950) pour inclure la chambre de mélange à pression constante et la section du diffuseur. En 1958 Stoeker a suggéré une méthode itérative pour la conception de l'éjecteur, il a utilisé dans son analyse l'intersection des lignes des écoulements de Fanno et Rayleigh pour trouver les propriétés de la vapeur dans la zone de choc. Munday et Bagster (1977) ont proposé une nouvelle théorie d'éjecteur qui incorpore les effets de choc lors de l'entraînement du fluide aspiré. En 1990 Kornhauser a présenté un modèle itérative unidimensionnel pour les systèmes à R12 muni d'un éjecteur, il a montré une amélioration théorique du COP jusqu'à 21 % au-dessus du cycle conventionnel avec une vanne de détente.

Eames et al (1995) ont prolongé le dernier model pour inclure les irréversibilités liées à la tuyère primaire, à la chambre de mélange et au diffuseur. Leur analyse est basée sur l'application des principes de conservation de la masse, de l'énergie et du bilan de la quantité de mouvement.

Cependant, il n'y a aucun modèle établi pour faire une analyse ou concevoir un dispositif pour les éjecteurs avec écoulement diphasique, en raison de la complexité de ce type d'écoulement diphasique.

Ces dernières années de nombreux travaux théoriques et expérimentaux ont été réalisés sur les éjecteurs supersoniques. Ils avaient pour but : l'étude de l'écoulement dans l'éjecteur, la recherche d'une géométrie optimale, la détermination du taux d'entraînement U, du rendement isentropique.

Praitoon et al (2007) [49] ont étudiés l'effet de la variation des diamètres des éjecteurs sur les performances du cycle frigorifique muni d'un éjecteur. Ils ont trouvé qu'un diamètre de 0,8 mm au col de la tuyère primaire produit un faible débit du fluide primaire, et une vaporisation importante du fluide du système, ce qui engendre une augmentation de la puissance frigorifique.

Latra Boumaraf et al (2008) [50] ont présenté un modèle de comportement de l'ammoniac (R717) en écoulement diphasique dans l'éjecteur d'une machine tritherme destinée à la climatisation, le modèle développé par les auteurs est celui de mélange à pression constante, basé sur les bilans de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie.

Satoshi Akagi et al (2008) [51] ont étudié une pompe à chaleur au CO₂ transcritique, les auteurs ont cherchés l'influence des paramètres géométriques de l'éjecteur sur la pression à la sortie de l'éjecteur (pression récupérée). Ils ont trouvés d'un coté que l'utilisation d'une tuyère primaire avec un diamètre de 0,82 mm au col, et une longueur de la chambre de mélange de 20 mm, permet d'atteindre la pression maximale à la sortie de l'éjecteur quelque soit le diamètre de la chambre. D'un autre coté ils ont mentionnés que l'utilisation d'un éjecteur à section constante est préférable à l'éjecteur à pression constante dans le cas de la pompe à chaleur utilisant le CO₂ comme fluide de travail.

Fang et Groll (2008) [52] ont développé un modèle de simulation détaillé d'un cycle transcritique au CO₂ muni d'un éjecteur. Ils ont étudié l'effet de la géométrie de l'éjecteur sur les performances du cycle, ils ont trouvés que la pression à la sortie du diffuseur augmente rapidement et puis lentement en fonction du rapport des diamètres du diffuseur $D_d \setminus D_m$, comme le montre la *Figure 2.9*.

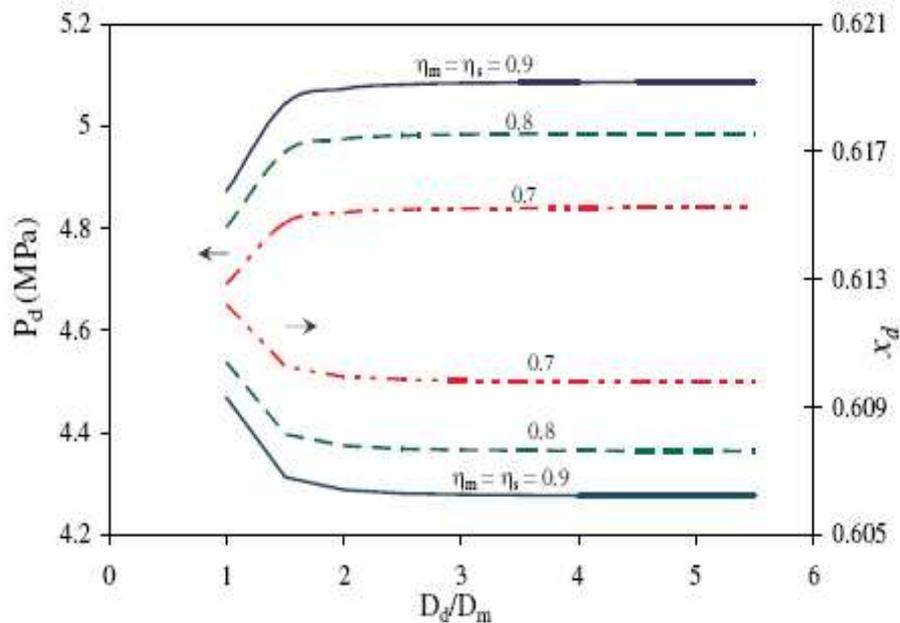


Figure 2.9 : Variation de la pression et du titre à la sortie de l'éjecteur en fonction du rapport des diamètres du diffuseur [52]

$$(P_i = 9,5 \text{ MPa}, T_i = 313,15 \text{ K}, P_s = 3,969 \text{ MPa}, \Phi = 0,3, D_t = 2 \text{ mm}, D_m = 4 \text{ mm})$$

Les auteurs ont mentionnés aussi que le rapport entre la pression d'entrée de la tuyère primaire et la pression d'aspiration du fluide secondaire augmente avec la diminution du diamètre de sortie de la tuyère primaire.

Groll et Liu (2008) [53] ont fait une étude théorique et expérimentale d'un cycle transcritique au CO₂ muni d'un éjecteur. Ils ont trouvé que le COP et la puissance frigorifique augmentent avec l'augmentation du diamètre de sortie de la tuyère primaire de l'éjecteur dans la gamme de 2,5 mm à 2,9 mm, et il atteint ses valeurs maximales pour des diamètres de la chambre de mélange égales à 4,27mm, 4,155mm, et 4,1mm, pour des températures de sortie de refroidisseur de gaz égales respectivement aux 27,8 °C, 32,2 °C, 37,8 °C.

L. Boumaraf et al (2009) [54] ont fait une analyse théorique d'un cycle frigorifique transcritique à CO₂ utilisant un éjecteur comme organe principale de détente, ils ont déterminés les caractéristiques géométriques de l'éjecteur et les performances du cycle à partir d'une modélisation basée sur un mélange à section constante. Ils ont trouvé que pour des conditions d'utilisation en climatisation, l'emploi d'un éjecteur permettrait d'améliorer le COP de 50 % au moins.

2.3.1 Dimensionnement d'un éjecteur pour une machine d'une puissance de 10 kW

Le but de première partie de cette étude est de dimensionner un éjecteur afin de l'incorporer dans un cycle à CO₂ d'une puissance de 10 kW, ce dernier va servir de détendeur principal. Pour cela un modèle de fonctionnement monodimensionnel de type « mélange à pression constante », basé sur les principes de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie.

Par ailleurs, les caractéristiques thermodynamiques tels que l'enthalpie, l'entropie, la masse volumique ou le volume massique du fluide frigorigène en phase liquide et en phase vapeur sont déterminées par l'intermédiaire du logiciel commerciale REFPROP.

Un schéma d'un éjecteur à écoulement diphasique est montré sur la *Figure 2.10*. L'éjecteur schématisé constitué de deux tuyères : la première formée d'un convergent et d'un divergent appelée « tuyère motrice »; la deuxième, dite tuyère secondaire, est formée d'une partie convergente, d'une partie cylindrique appelée chambre de mélange et d'un diffuseur.

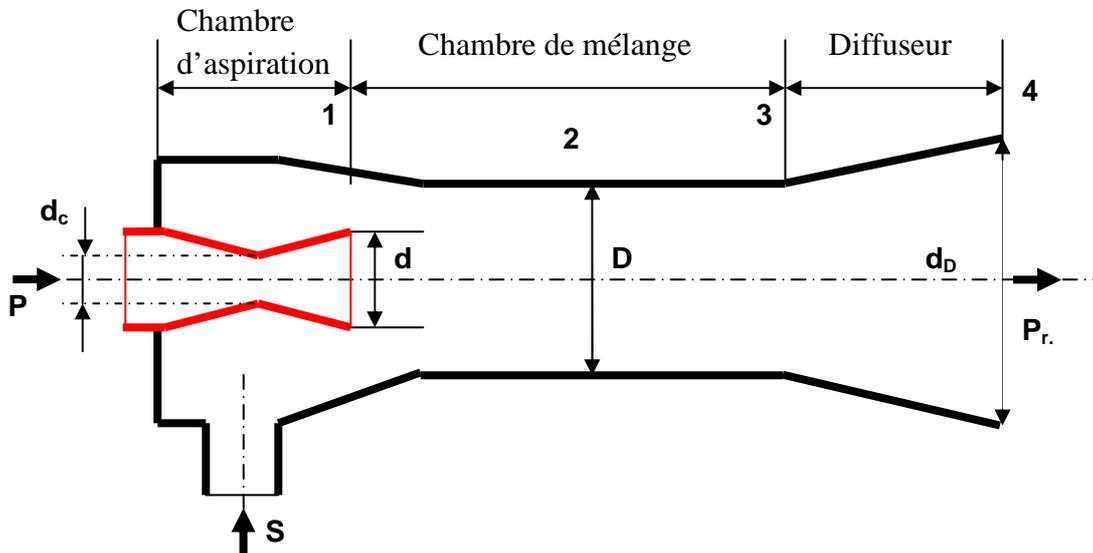


Figure 2.10. Schéma d'un éjecteur à écoulement

2.3.2 Hypothèses de calcul

Le modèle théorique du cycle transcritique à CO₂ munie d'un détendeur à éjecteur, suppose :

- des chutes des pressions dans le refroidisseur de gaz, dans l'évaporateur et dans les différentes canalisations négligeables ;
- pas de pertes thermiques à l'environnement du système ;
- La vapeur et le liquide dans le séparateur liquide-vapeur saturés.
- Le flux à travers la vanne de détente isenthalpique.
- Un rendement isentropique du compresseur de 0,75.
- L'écoulement dans l'éjecteur homogène et unidimensionnel ;
- Le mélange des jets primaire et secondaire à pression constante entre les plans 1 et 2 (*Figure 2.10*). En régime sonique (optimal) cette pression est égale à celle atteinte au col du fluide secondaire (plan 1) (nombre de Mach égale 1) avant son mélange avec le fluide primaire.
- Les rendements de détente du fluide moteur dans la tuyère primaire et celle du fluide secondaire ainsi que celle de la compression du mélange dans le diffuseur sont égales respectivement à 0,95, 0,98 et 0,85.
- Une onde de choc droite est supposée avoir lieu dans la chambre de mélange entre les plans 2 et 3 (voir *Figure 2.10*).
- Le fluide est considéré comme réel.

2.3.3 Equations utilisées dans le modèle

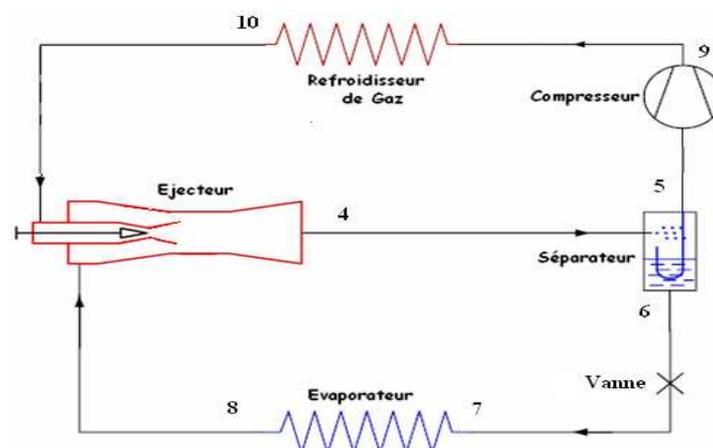


Figure 2.11 : Cycle transcritique à éjecteur

A. Extrait du logiciel REFPROP

Le fluide primaire se détend dans le convergent de la tuyère primaire jusqu'à atteindre une vitesse sonique. Les caractéristiques de l'écoulement le long de l'éjecteur sont déterminées à partir des équations suivantes moyennant le logiciel REFPROP

- $h = f(P, s)$ (2.1)

- $h = f(P, T)$ (2.2)

- $s = f(T, P)$ (2.3)

- $s = f(P, h)$ (2.4)

- $\rho = f(h, P)$ (2.5)

- $x = f(h, P)$ (2.6)

- $P = f(h, s)$ (2.7)

B. Equations générales

- Rendement isentropique de détente :

- $\eta_{is} = \frac{h_e - h_s}{h_e - h_{s,is}}$ (2.8)

- Rendement isentropique de compression :

- $\eta_{is} = \frac{h_{s,is} - h_e}{h_s - h_e}$

(2.9)

- Surchauffe au niveau de l'évaporateur :

- $T_{S0} = T_{sE} = (T_E + SUE)$ (2.10)

- En appliquant l'équation de conservation de l'énergie, on peut calculer la vitesse de l'écoulement (équation de Zeuner) :

- $V = \sqrt{2(h_e - h_s)}$ (2.11)

Pour un volume de contrôle donné, (e) correspond à l'entrée du volume de contrôle et (s) la sortie.

- La vitesse du son est calculée à l'aide de l'équation suivante :

- $a = \sqrt{(\Delta P / \Delta \rho)_{is}}$ (2.12)

- On en déduit alors, l'aire d'une section :

- $A = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot V}$ (2.13)

- le débit du flux secondaire \dot{m}_s est déterminé pour une puissance frigorifique fixe de 10 kW :

$$\bullet \quad \dot{m}_s = \frac{\dot{Q}_E}{(h_8 - h_7)} \quad (2.14)$$

Où h_7 et h_8 sont respectivement les enthalpies à l'entrée et à la sortie de l'évaporateur (Figure 2.11)

- Le nombre de Mach est calculé à l'aide de l'équation suivante :

$$\bullet \quad M = \frac{V}{\sqrt{(\Delta P / \Delta \rho)_{is}}} \quad (2.15)$$

- Le taux d'entraînement est donné par l'équation suivante :

$$\bullet \quad U = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \quad (2.16)$$

- Le coefficient de performance est calculé à l'aide de l'équation suivante :

$$\bullet \quad COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{m}_p (h_9 - h_5)} \quad (2.17)$$

Où h_5 et h_9 sont respectivement les enthalpies à l'aspiration et au refoulement du compresseur (Figure 2.11).

- Bilan de masse :

$$\bullet \quad \dot{m} = \dot{m}_p + \dot{m}_s = \rho_e A_e V_e = \rho_s A_s V_s \quad (2.18)$$

En adoptant le modèle de mélange à pression constante et en appliquant les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie entre les plans 1 et 2, on peut déterminer la vitesse V_2 , l'enthalpie h_2 , la masse volumique ρ_2 et l'aire de la section du tube cylindrique A_2 à partir des équations suivantes :

- Bilan de masse :

$$\bullet \quad \dot{m} = \dot{m}_s + \dot{m}_p \quad (2.19)$$

- Bilan de quantité de mouvement :

$$\bullet \quad V_2 (\dot{m}_p + \dot{m}_s) + A_1 (P_2 - P_1) = V_{p1} \dot{m}_p + \dot{m}_s V_{s1} \quad (2.20)$$

- Bilan d'énergie :

$$\bullet \quad h_2 \dot{m}_2 + 1/2 \dot{m}_2 V_2^2 = h_{p1} \dot{m}_p + 1/2 \dot{m}_p V_{p1}^2 + h_{s1} \dot{m}_s + 1/2 \dot{m}_s V_{s1}^2 \quad (2.21)$$

Le mélange au plan 2 étant supersonique, une onde de choc droite est supposée avoir lieu entre les plans 2(e) et 3(s). La vitesse V_3 , l'enthalpie h_3 , sont calculées à l'aide des équations suivantes :

- Bilan de quantité de mouvement :

$$\bullet \quad \dot{m} V_e + P_e A_e = \dot{m} V_s + P_s A_s \quad (2.22)$$

- Bilan d'énergie :

$$\bullet \quad h_e + 1/2 V_e^2 = h_s + 1/2 V_s^2 \quad (2.23)$$

- Taux d'entraînement:

$$\bullet \quad x_4 = \frac{1}{1+U} \quad (2.24)$$

Application de l'équation conservation de l'énergie entre les entrées et la sortie de l'éjecteur donne :

- L'enthalpie à la sortie du l'éjecteur (sortie de l'éjecteur) :

$$\bullet \quad h_4 = \frac{h_{0P} + U * h_{0S}}{1+U} \quad (2.25)$$

2.3.4 Organigramme du modèle:

L'organigramme de la *Figure 2.12* résume les différentes étapes de résolution du système d'équations donné ci-dessus. Un programme en langage FORTRAN incluant le logiciel commercial REFPROP de calcul des caractéristiques thermodynamiques du CO₂ a été développé pour dimensionner un éjecteur fonctionnant en régime sonique optimal servant de détendeur d'une machine frigorifique d'une puissance de 10 kW, pour un rapport de compression $R_C=1,3$, une température et une surchauffe à l'évaporateur fixées respectivement à 5 et 0°C et une température en sortie du refroidisseur de gaz égale à 40 °C et ce pour différentes valeurs de la pression de refoulement du compresseur.

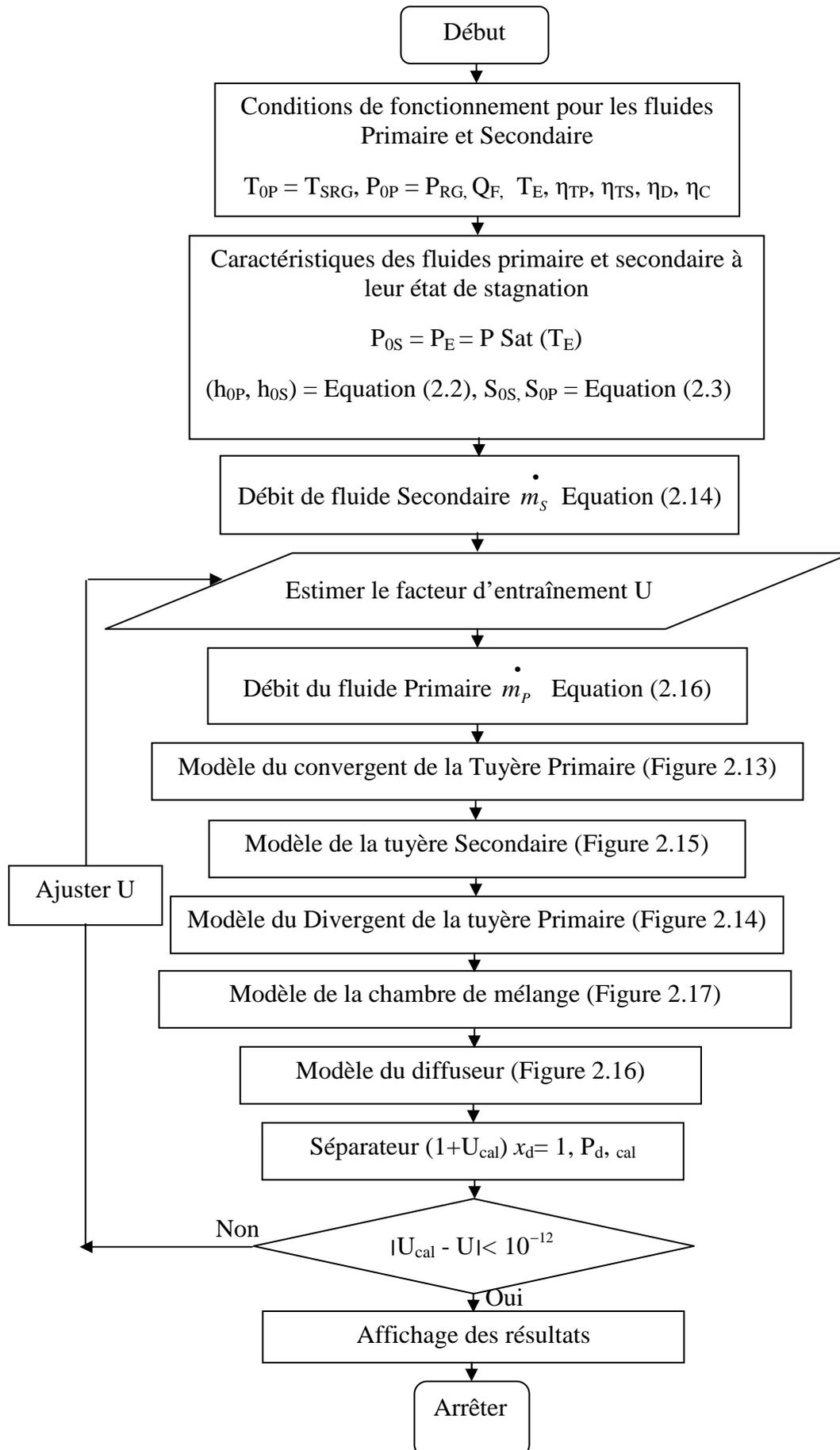


Figure 2.12. Organigramme du modèle

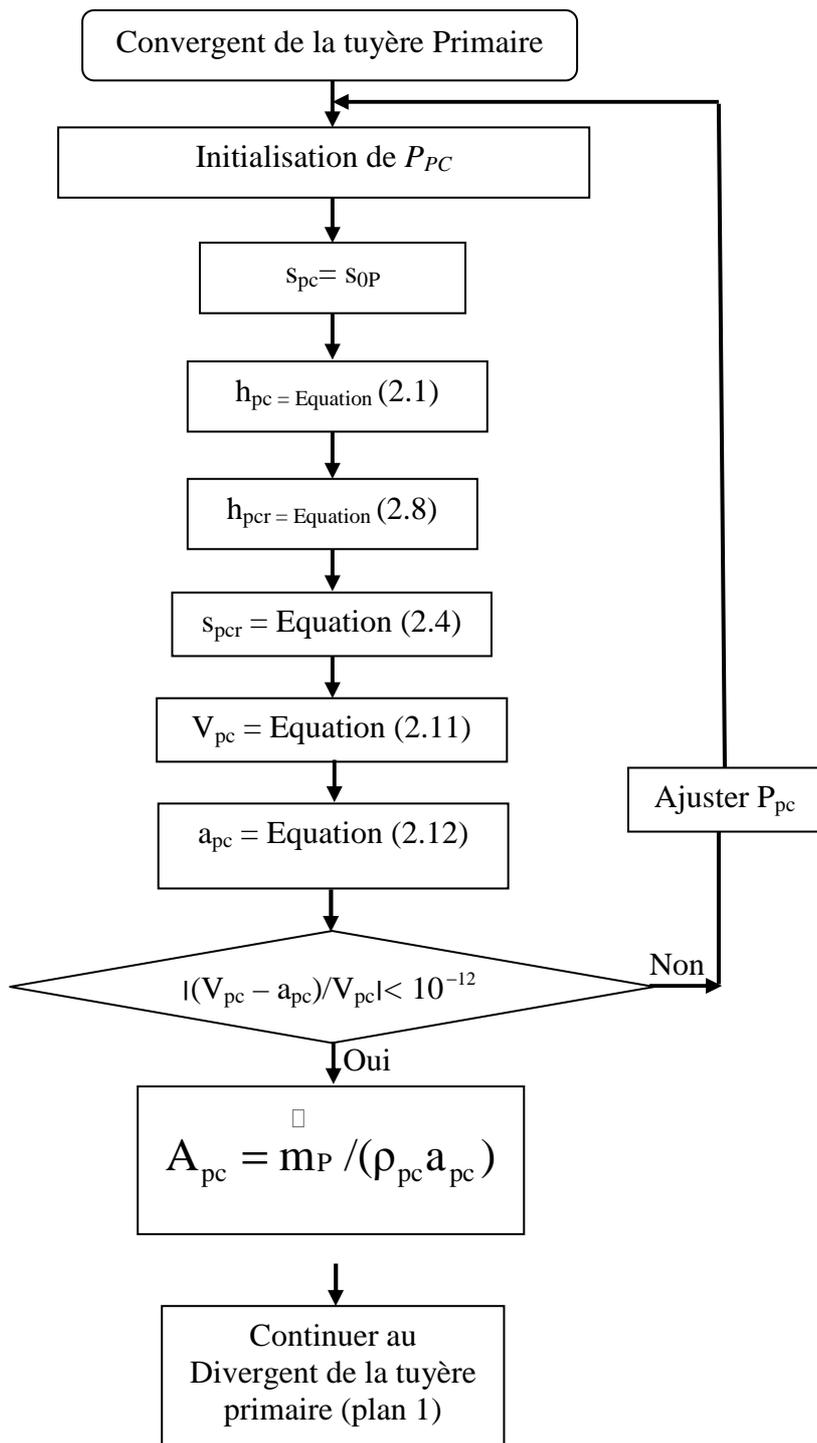


Figure 2.13. Modèle du Convergent de la tuyère primaire

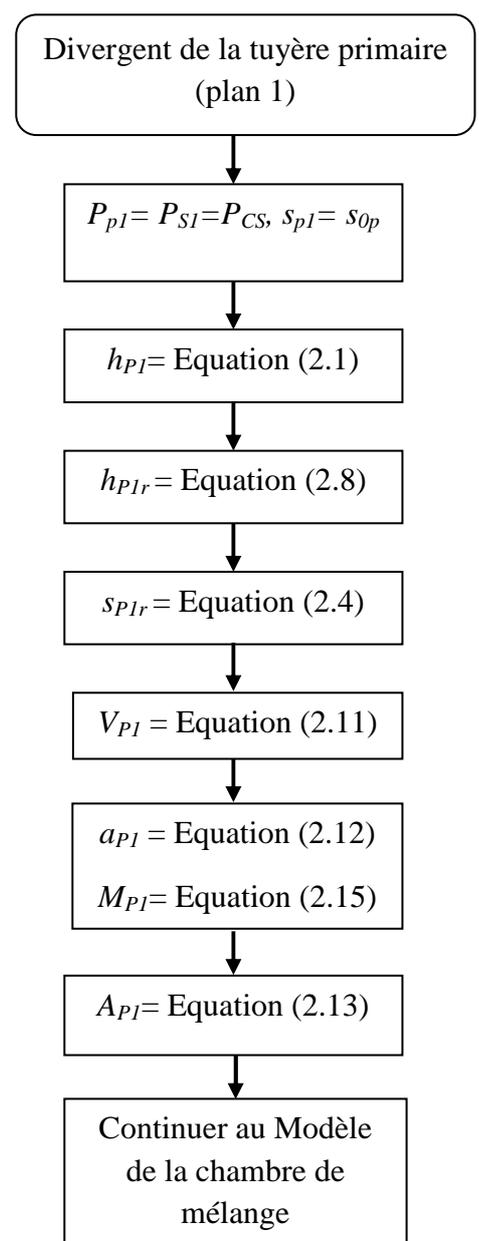


Figure 2.14. Modèle du Divergent de la tuyère primaire

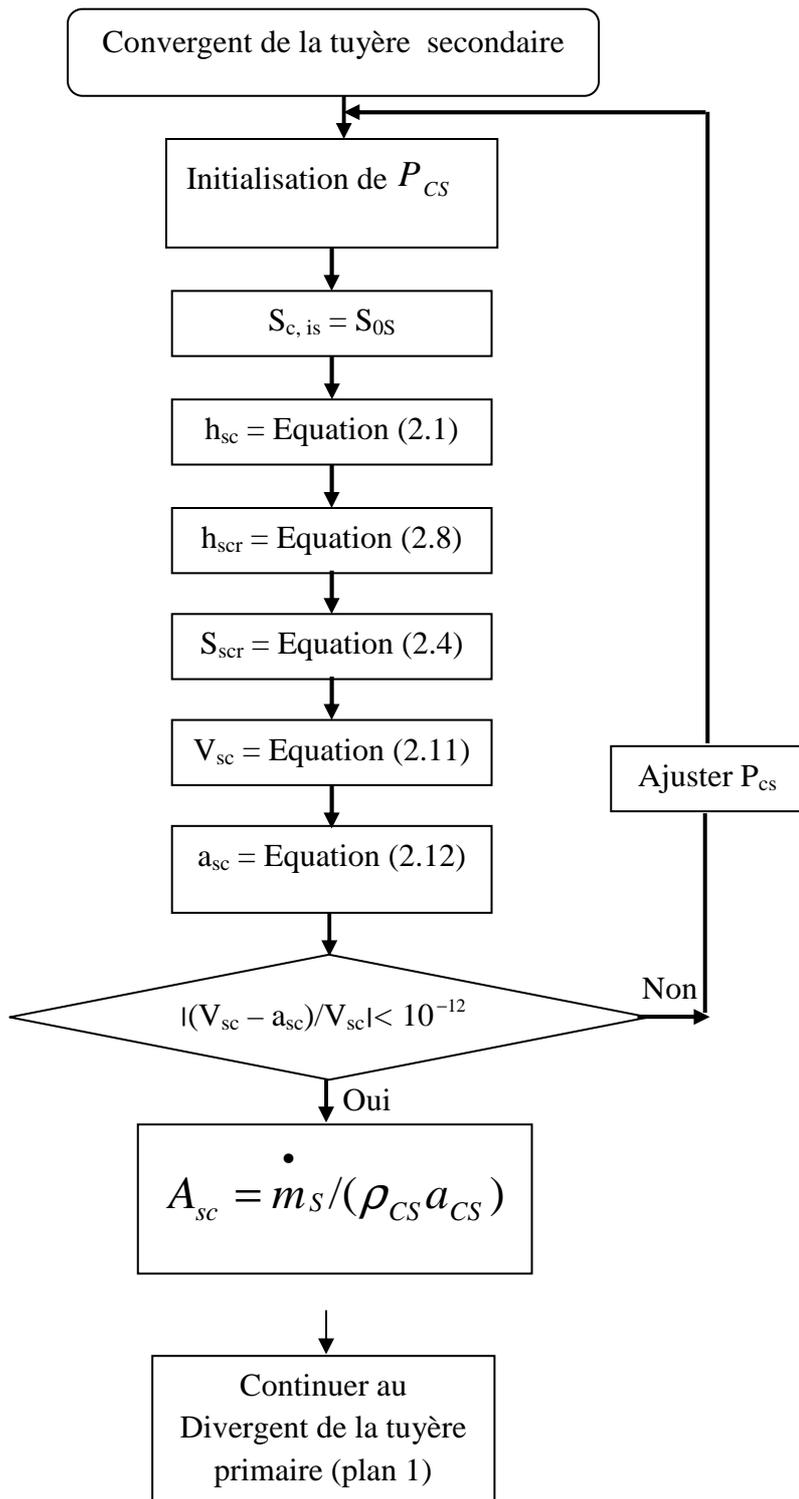


Figure 2.15: Modèle de la tuyère Secondaire

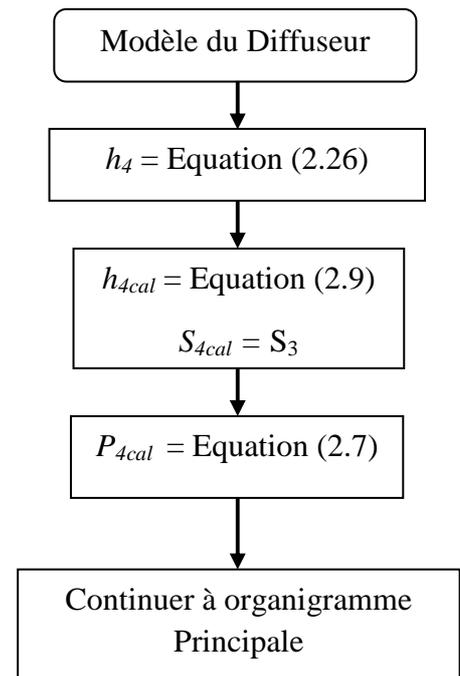


Figure 2.16. Modèle du Diffuseur

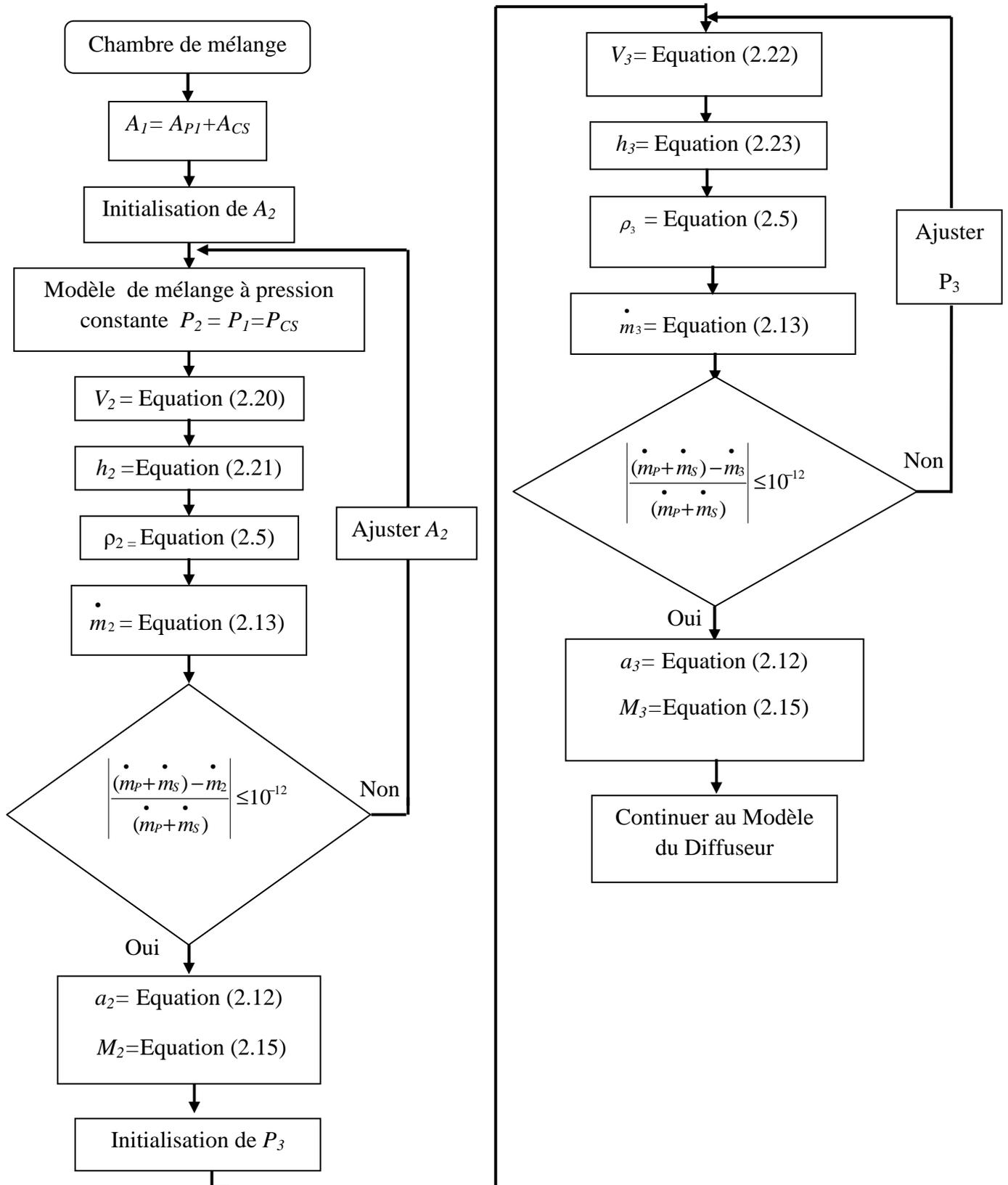


Figure 2.17. Modèle de la chambre de mélange

2.4 Résultats et discussions

Les résultats sont représentés sous forme de courbes. Les figures 2.20 à 2.22 montrent respectivement les variations du facteur d'entraînement U , l'aire de la section de mélange A_2 et celle du col de la tuyère primaire A_p^* ainsi que leur rapport Φ .

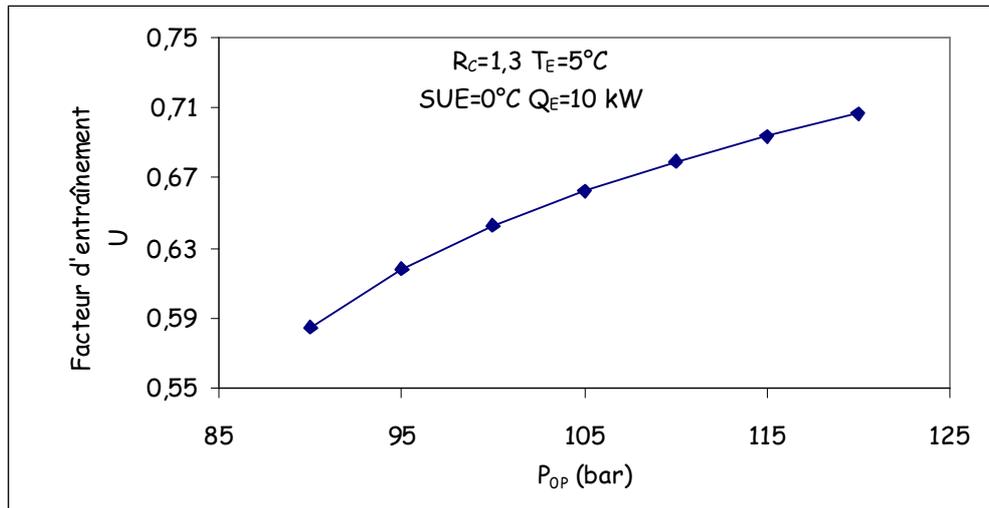


Figure 2.18: Variation du facteur d'entraînement U en fonction de la pression de refoulement du compresseur

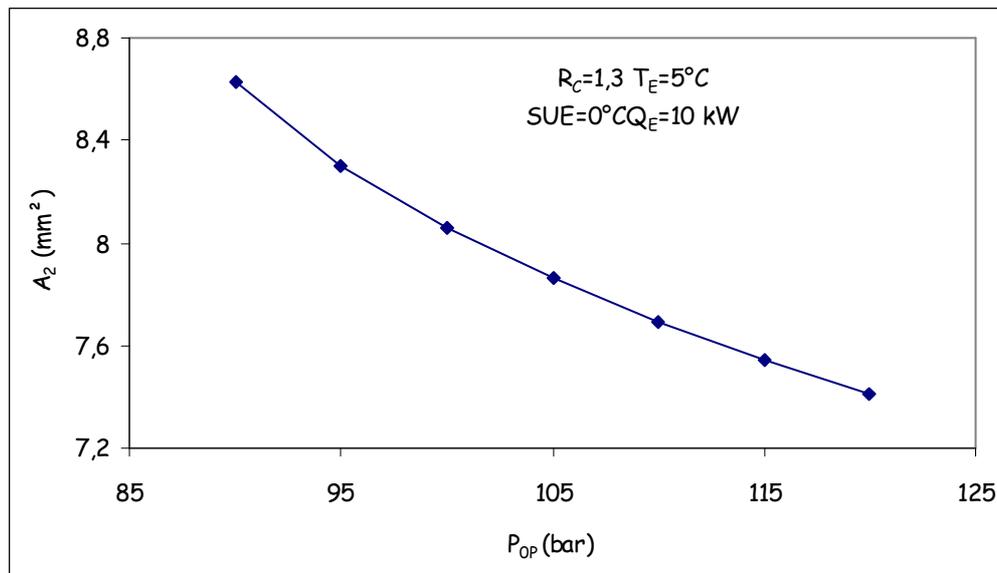


Figure 2.19 : Variation de la section de mélange en fonction de la pression de refoulement compresseur

On constate une augmentation du facteur d'entraînement U avec la pression du fluide primaire à l'entrée de la tuyère motrice (pression de refoulement du compresseur), ceci implique une diminution du débit primaire (débit secondaire constant) et par conséquent une diminution des sections de passage de la tuyère primaire et celle de mélange de la tuyère secondaire.

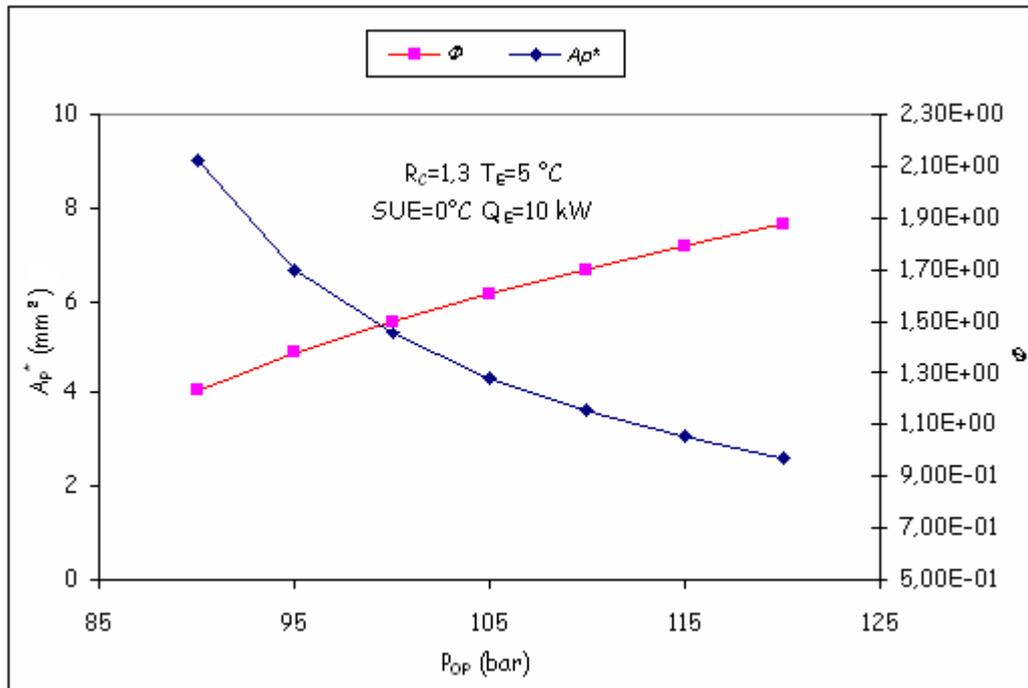


Figure 2.20: Variation de la section du col de la tuyère primaire et du rapport de sections Φ de l'éjecteur en fonction de la pression de refoulement du compresseur.

2.4.1 Performances de la machine frigorifique munie d'un détendeur à éjecteur

Les figures 2.21 représente la variation du COP de la machine en fonction de la pression du refroidisseur de gaz dans les mêmes conditions de fonctionnement que l'éjecteur citées précédemment.

On constate que le COP de la machine diminue avec la pression de sortie du refroidisseur du gaz ceci s'explique par le fait que la puissance frigorifique étant fixée à 10 kW, la puissance du compresseur augmente avec P_{OP} ce qui entraîne une diminution du COP .

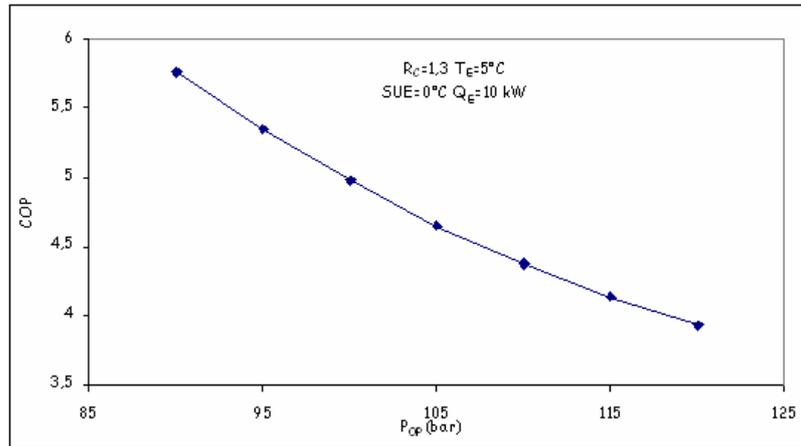


Figure 2.21 : Variation du coefficient de performance de la machine transcritique à CO₂ munie d'un détendeur à éjecteur en fonction de la pression de refoulement du compresseur

2.4.2 Evaluation de l'amélioration de la COP de la machine munie d'un détendeur à éjecteur avec celui de la machine de base

Afin d'évaluer l'amélioration apportée à la machine frigorifique transcritique à CO₂ dans laquelle l'éjecteur dimensionné précédemment est incorporé, le COP de cette dernière est comparé à celui de la machine frigorifique transcritique de base COP_b pour la même puissance frigorifique de 10 kW.

Le coefficient de performance de la machine de base est défini par :

$$COP_b = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{W}_{comp,b}} \quad (2.27)$$

Où $\dot{W}_{comp,b}$ est la puissance du compresseur de la machine de base définie par :

$$\dot{W}_{comp,b} = \dot{m}_b * (h_{9,b} - h_8) \quad (2.28)$$

Avec \dot{m}_b est le débit massique du frigorigène CO₂ qui circule dans la machine de base.

$$h_8 = h_{SE} = f(T_E + SUE, P_E) \quad (2.29)$$

$h_{9,b}$ est l'enthalpie à la sortie du compresseur dans la machine frigorifique de base calculée à l'aide des équations suivantes :

$$S_{9,b,is} = S_{SE} \quad (2.30)$$

Où $S_{SE} = f(T_E + SUE, P_E)$

$$h_{9,b,is} = f(S_{9,b,is}, P_{OP}) \quad (2.31)$$

L'enthalpie réelle à la sortie du compresseur dans le cycle transcritique de base est calculée comme suit :

$$\eta_{comp} = \frac{h_{9,b,is} - h_{SE}}{h_{9,b} - h_{SE}} \quad (2.32)$$

Les figures Figure 2.22 et Figure 2.23 représentent respectivement les variations du COP_b de la machine de base et celle de l'amélioration du COP de la machine frigorifique transcritique à CO₂ munie d'un détendeur à éjecteur par rapport à ce dernier en fonction de la pression de refoulement du compresseur dans les conditions de fonctionnement optimal de l'éjecteur (conditions de dimensionnement) et ce pour la même puissance frigorifique de 10 kW.

On constate que le COP_b comme le COP de la machine transcritique à CO₂ munie d'un détendeur à éjecteur diminue avec P_{OP} (voir Figure 2.22). De même l'amélioration COP/COP_b décroît avec la pression de refoulement du compresseur. En effet elle de l'ordre de 1,87 pour 90 bar, 1,72 pour 100 bar et elle chute jusqu'à 1,56 pour 120 bar.

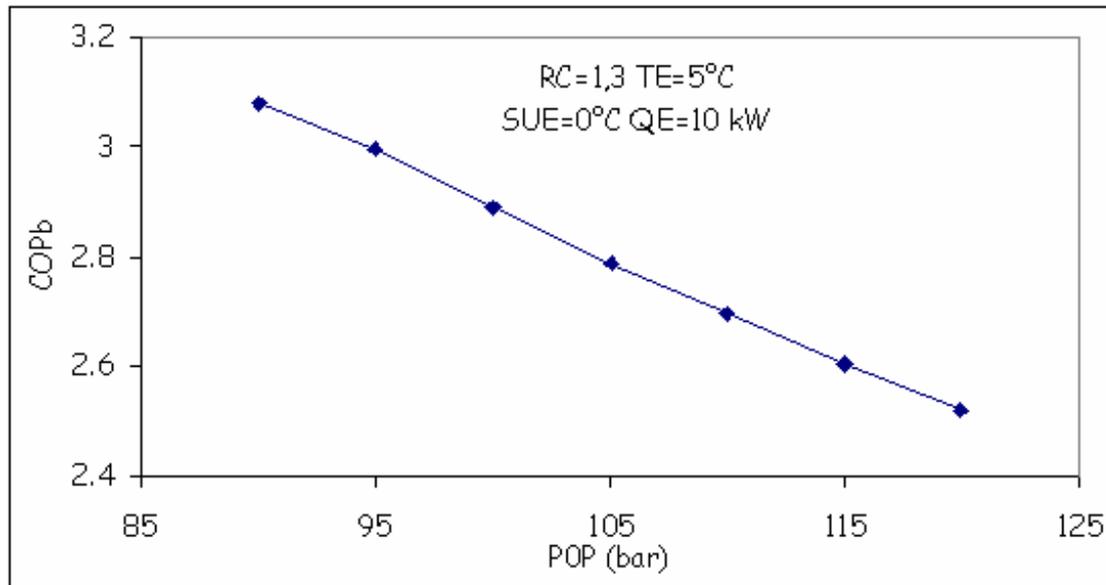


Figure 2.22: Variation du COP de la machine de base en fonction de la pression de refoulement du compresseur

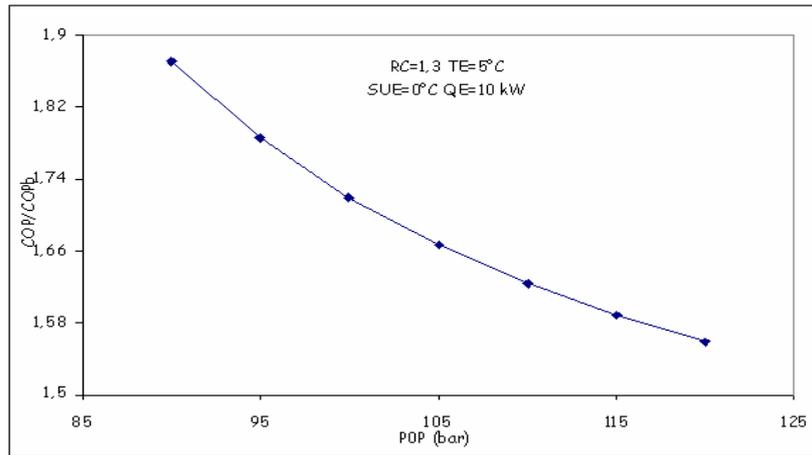


Figure 2.23: Variation de l'amélioration du COP de la machine muni d'un éjecteur par rapport à celui de la machine de base

2.5 Conclusion

Une analyse théorique d'un cycle transcritique à CO₂ utilisant un éjecteur comme organe principale de détente a été présentée. Pour un fonctionnement optimal de l'éjecteur, ses caractéristiques géométriques, son facteur d'entraînement et le coefficient de performance du cycle sont déterminés à partir d'une modélisation basée sur un mélange à pression constante. Par ailleurs, pour un rapport de compression de l'éjecteur fixé, l'effet de la pression de refoulement du compresseur sur les performances du système a été examiné. L'analyse donne également des informations intéressantes sur la nature des écoulements et permet de chiffrer l'avantage du cycle sur un cycle plus classique. On note ainsi que, pour des conditions d'utilisation en climatisation par exemple, l'emploi de l'éjecteur améliore le COP de 50 % au moins (100 bar de pression maximum et 1,4 de taux de compression).

Concernant les géométries de l'éjecteur, la modélisation donne les différentes dimensions de l'éjecteur, ces dernières sont les suivantes :

- Diamètre du col de la tuyère primaire : $d_c = 1,72$ mm
- Diamètre de sortie de la tuyère primaire : $d_s = 2,4$ mm
- Longueur du divergent de la tuyère primaire : $L_p = 4,2$ mm
- Diamètre de la chambre de mélange : $d_m = 3,4$ mm
- Longueur de la chambre de mélange : $L_m = 2,5$ mm
- Diamètre du diffuseur : $d_d = 6,7$ mm
- Longueur du diffuseur : $L_d = 19$ mm

3 ÉTUDE EXPÉRIMENTALE

3.1 Introduction

Ce chapitre est consacré à l'étude expérimentale d'une pompe à chaleur air/eau muni d'un détendeur à éjecteur et utilisant le gaz carbonique comme fluide frigorigifique. Elle est réalisée à l'aide d'un banc d'essais conçu pour l'analyse en régime permanent et en régime transitoire du comportement de l'installation entière et de chacun de ses composants indépendamment les uns des autres.

Ce banc d'essais est instrumenté de telle sorte que les mesures des paramètres de fonctionnement à l'entrée et à la sortie de chaque élément puissent être enregistrées. L'étude, permet, d'une part, d'analyser le fonctionnement globale d'une telle installation, d'autre part, de tester les performances de l'installation avec et sans éjecteur pour voir l'apport de l'éjecteur sur les performances de la machine. Les mesures enregistrées servent ensuite à la validation du modèle développé.

3.2 Description du banc d'essais

3.2.1 Banc d'essais sans éjecteur (avant les modifications)

L'installation initiale est composée de trois circuits indépendants les uns des autres. Le premier est le circuit du CO₂. Le second est un circuit annexe d'eau. Le troisième est un circuit d'air (*Figure 3.1*).

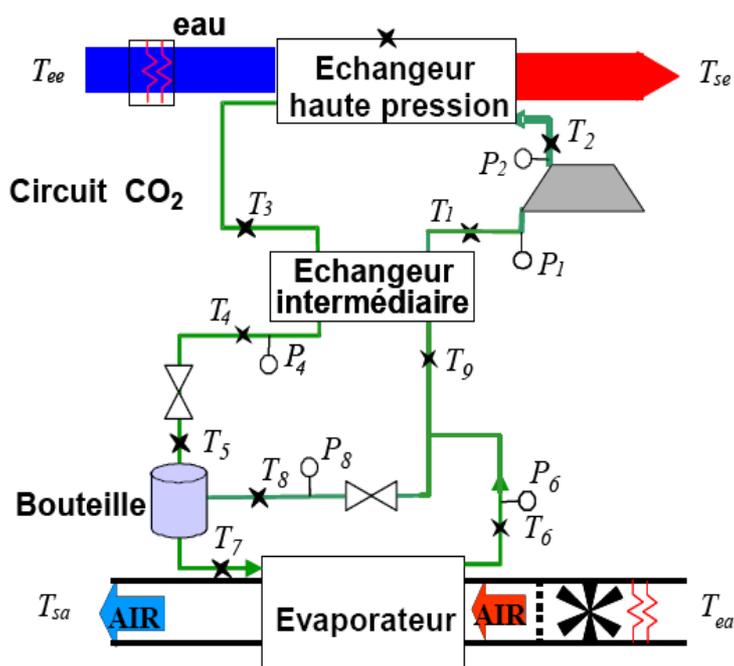


Figure 3.1 : Schéma de l'installation initiale

3.2.1.1 Circuit du CO₂

Le circuit du CO₂ qui constitue la pompe à chaleur elle-même est représenté sur la *Figure 3.2*. Il est constitué de plusieurs éléments reliés les uns aux autres par des tubes et des flexibles pour assurer la circulation du CO₂ d'un élément à l'autre. Ce circuit est constitué essentiellement :

- D'un compresseur ouvert à pistons à 2 cylindres, Bock FK-CO₂, dont la cylindrée est de 110 cm³ et la vitesse de rotation de 500 à 2500 tr/min. Ce compresseur ouvert est entraîné par un moteur électrique associé à une alimentation à fréquence variable de 10 à 100 Hz ;
- D'échangeur haute pression.
- D'un échangeur intermédiaire qui permet de réaliser à la fois la surchauffe du CO₂ vapeur dans le circuit BP et le sous-refroidissement du CO₂ liquide dans le circuit HP. Il est constitué de deux tubes concentriques de diamètres 12,7 et 6,35 mm d'une longueur de 0,76 m ;
- d'une vanne de détente manuelle ;
- D'un évaporateur est constitué de 6 échangeurs en parallèle côté CO₂ et côté air constitués de 2 rangs quinconces de 6 tubes chacun ;
- D'une bouteille de séparation des phases.

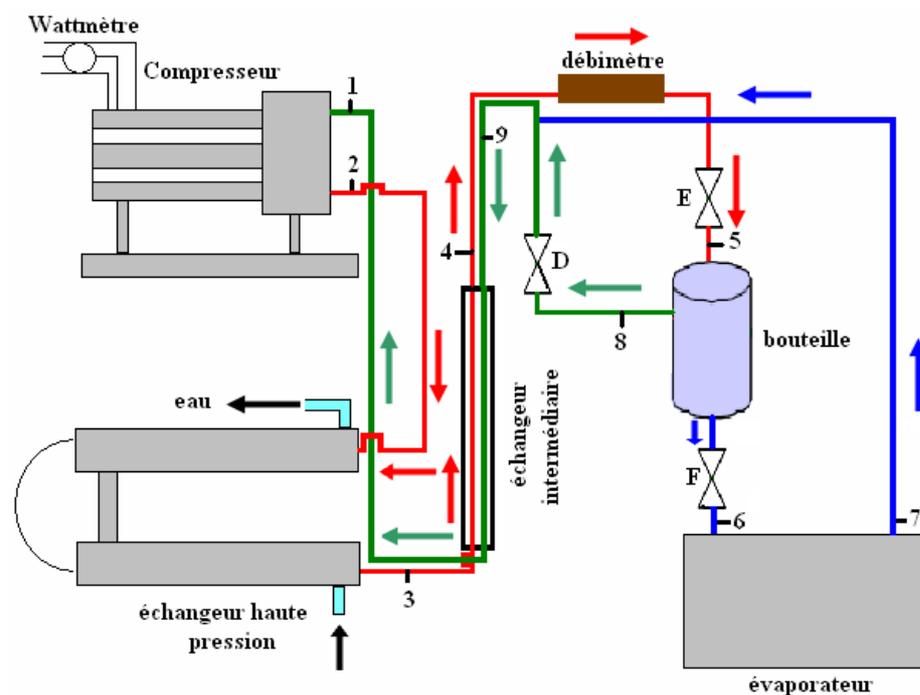


Figure 3.2 : Schéma du circuit CO₂

3.2.1.1 Circuit d'air

Le circuit d'air est constitué d'une gaine de ventilation bouclée sur une chambre froide (*Figure 3.3*). Pour simuler les variations climatiques auxquels sont exposés les évaporateurs des pompes à chaleur, la vitesse, la température et l'hygrométrie de l'air en amont de l'évaporateur sont contrôlés. Ce circuit est constitué essentiellement :

- de gaines isolées par une couche de laine de verre pour minimiser les transferts thermiques avec l'extérieur ;
- d'une chambre froide avec sa machine frigorifique (1) qui permet, d'une part, d'accélérer la descente en température au démarrage de l'installation, d'autre part, de compenser les pertes thermiques avec l'extérieur ;
- de deux ventilateurs (2) qui assurent la circulation de l'air dans chacune des gaines amont de la boucle ;
- de deux volets (3) à fermeture variable, en aval des ventilateurs, pour contrôler la vitesse de l'air fixée à $2,5 \text{ m s}^{-1}$;
- de deux batteries de résistances chauffantes (4), d'une puissance nominale de 18 kW, dont l'alimentation électrique est commandée par une mesure de la température (7) de l'air en amont de l'évaporateur (8) ;
- d'un injecteur de vapeur d'eau (5) pour humidifier l'air, commandé par une mesure de l'hygrométrie (6).

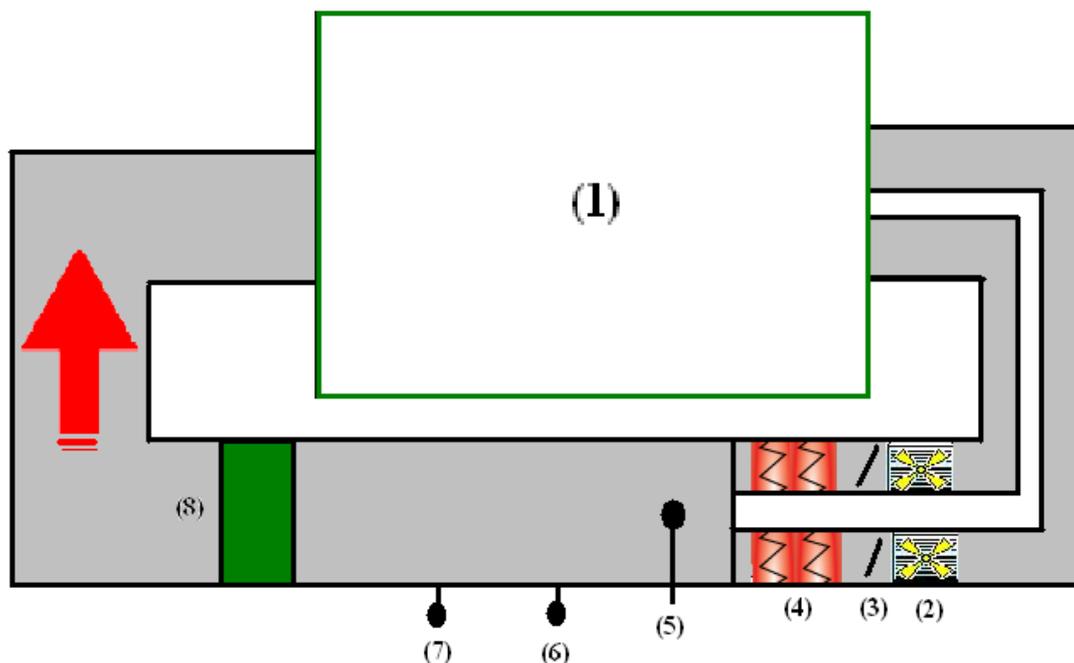


Figure 3.3 : Schéma du circuit d'air (source froide)

3.2.1.1 Circuit d'eau

Au cours des essais en régime permanent, l'échangeur haute pression est alimenté par de l'eau à température et débit constant. Pour mieux contrôler ces deux paramètres au cours du fonctionnement de l'installation, une boucle dotée d'un système de contrôle de la température est installée (Figure 3.4). Cette boucle est constituée essentiellement :

- d'une pompe (1) pour assurer la circulation de l'eau ;
- d'une vanne manuelle (2) de réglage du débit ;
- d'une résistance chauffante (3) commandée par un système de régulation de la température de l'eau à l'entrée de l'échangeur haute pression ;
- d'un ballon de stockage avec un trop-plein (6) pour assurer l'évacuation de l'eau de refroidissement et augmenter l'inertie thermique du système ;
- d'un débitmètre électromagnétique (5) pour mesurer le débit d'eau ;
- d'une sonde à résistance de platine (8) et d'un système de régulation qui commande la résistance chauffante afin de maintenir une température constante à l'entrée de l'échangeur haute pression.

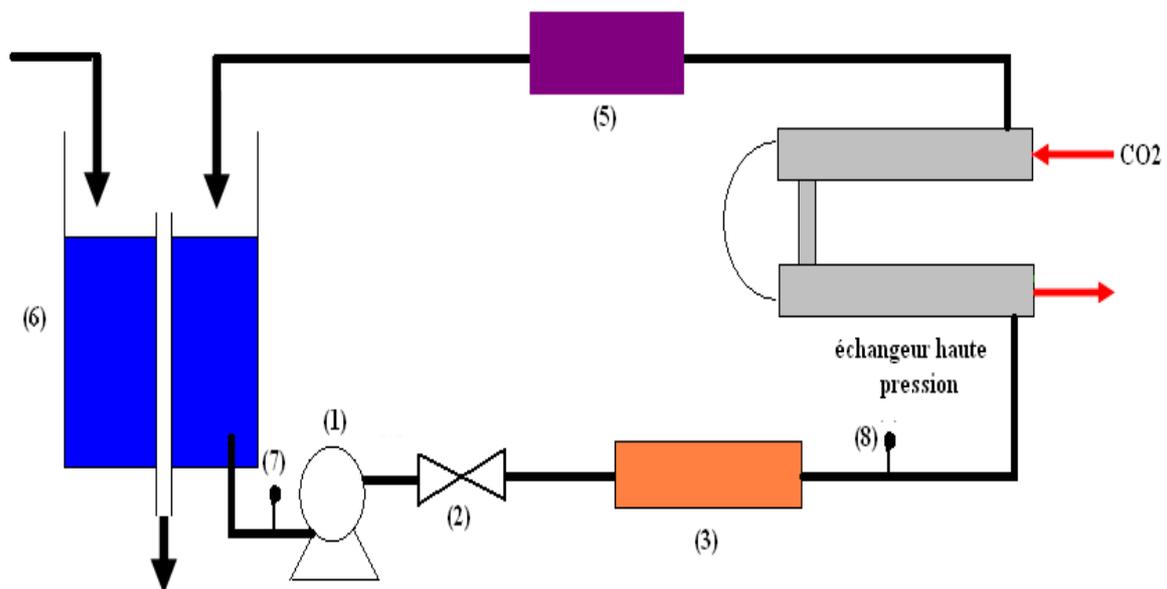


Figure 3.4 : Schéma du circuit d'eau (source chaude)

3.2.2 Banc d'essais avec éjecteur (après modification) :

Pour tester les performances de la machine décrit ci-dessus des modifications sont apportées sur le circuit CO_2 par l'incorporation d'un éjecteur, le nouveau circuit permet de travailler avec et sans éjecteur pour pouvoir comparer les performances de la machine dans les deux cas. Pour cette raison on a ajouté un jeu de vannes avec l'éjecteur pour pouvoir l'isoler (Figure 3.5).

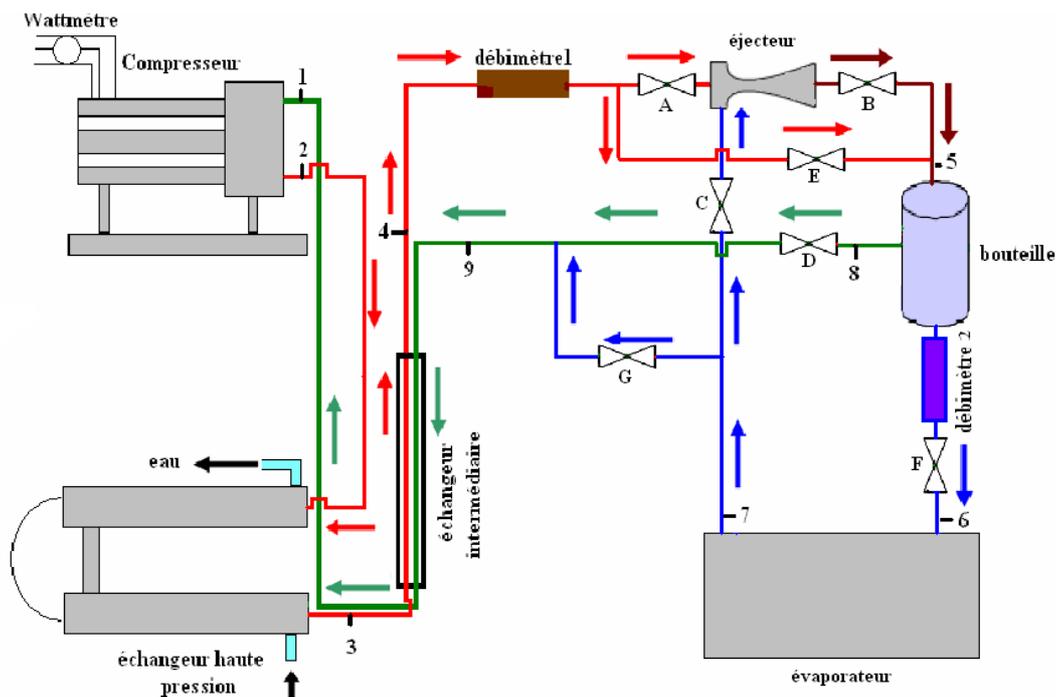


Figure 3.5 : Schéma du circuit CO_2 après les modifications

3.2.2.1 Fonctionnement en mode classique (sans éjecteur)

Les vannes (A, B, C) sont fermées, le fluide provenant de l'échangeur haute pression entre dans l'échangeur intermédiaire puis dans la bouteille après le débitmètre 1, le liquide récupéré dans la bouteille entre dans l'évaporateur, la vapeur à la sortie de l'évaporateur va se mélanger avec la vapeur sous tirée de la bouteille (point 8) au travers de la vanne de réglage D puis le mélange traverse l'échangeur intermédiaire, avant d'être aspiré par le compresseur.

3.2.2.2 Fonctionnement avec éjecteur

Les vannes (A, B, C) sont ouvertes et la vanne (E) est fermée, Le CO_2 supercritique à la sortie de l'échangeur intermédiaire est détendu dans l'éjecteur, ce qui lui permet d'entraîner la vapeur provenant de l'évaporateur, et de la recomprimer légèrement. Le mélange diphasique en sortie de l'éjecteur est séparé dans la bouteille, le liquide est envoyé dans l'évaporateur au

travers de la vanne F, la vapeur est aspiré par le compresseur au travers de l'échangeur intermédiaire.

3.2.3 Description de l'éjecteur

L'éjecteur (*Figures 3.6 à 3.9*) est l'élément essentiel du circuit modifié. Spécialement calculé et construit pour cet usage dans notre laboratoire, il est composé d'une tuyère primaire avec son support, d'une tuyère secondaire, d'un mélangeur et un écrou de blocage. L'ensemble de l'éjecteur, construit en laiton, est composé de Cinq pièces différentes assurant la modularité et l'interchangeabilité. Le filetage entre l'écrou de blocage et la tuyère secondaire d'une part, et le contact coulissant entre le support de la tuyère primaire et la tuyère secondaire d'autre part, permettent de réaliser le déplacement axial de la tuyère primaire et aussi de faire varier la position de la tuyère primaire par rapport au mélangeur.

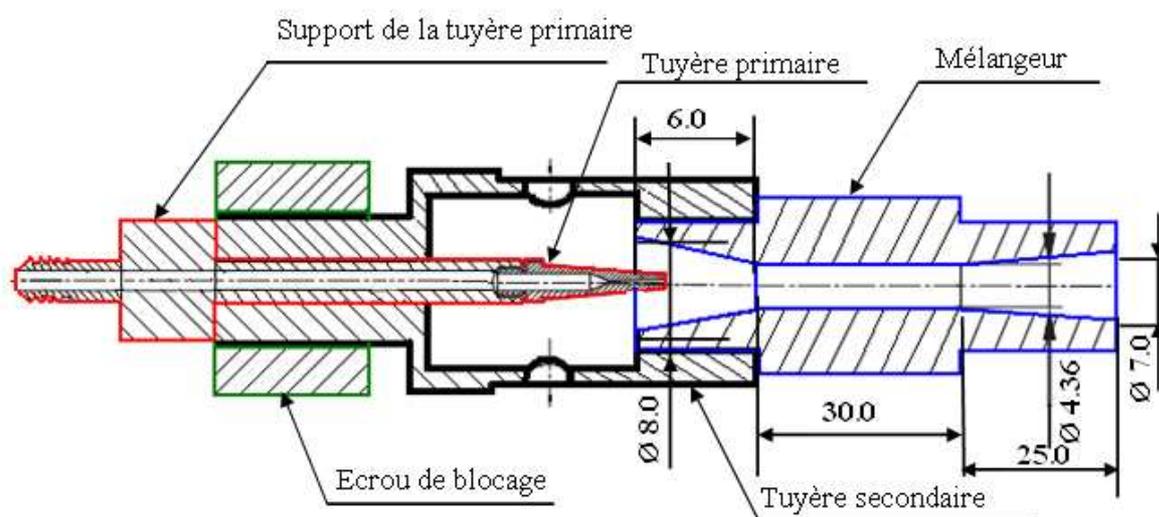


Figure 3.6 : Dessin d'ensemble de l'éjecteur modélisé

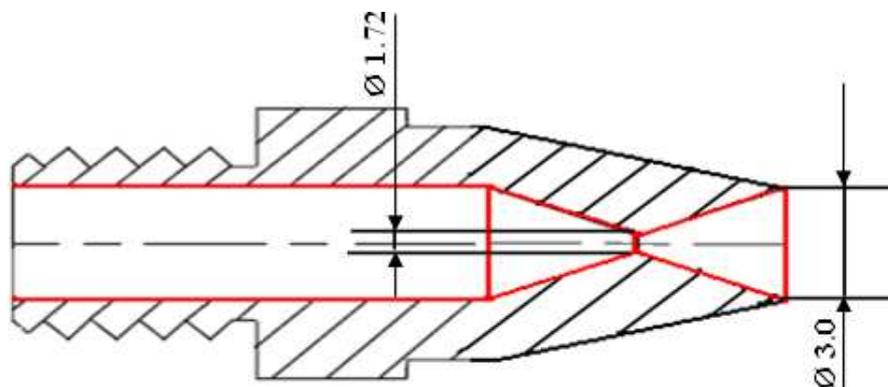


Figure 3.7 : Tuyère primaire (buse)

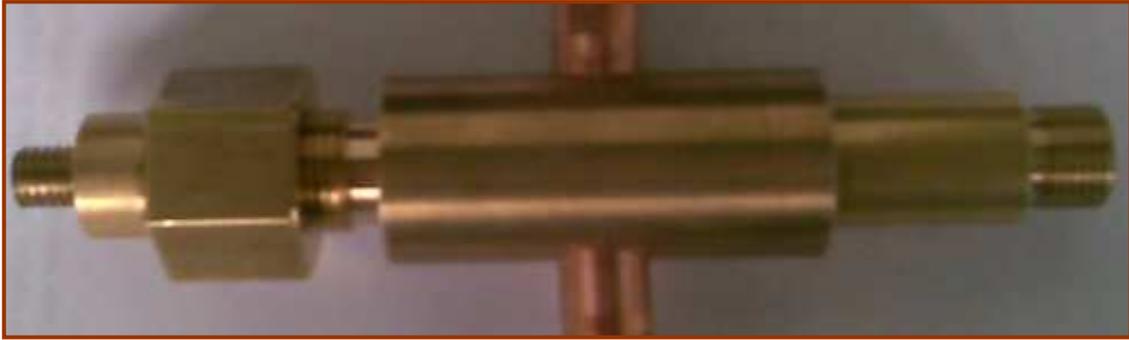


Figure 3.8 : Photo de l'éjecteur fabriqué

<p>Tuyère primaire avec son support avant le montage</p>	
<p>Tuyère primaire avec son support après le montage</p>	
<p>Tuyère secondaire</p>	<p>Ecrou de blocage</p>
<p>Mélangeur</p>	

Figure 3.9: Principaux éléments constructifs de l'éjecteur fabriqué

3.3 Instrumentation :

Pour analyser le fonctionnement de l'installation, plusieurs mesures de températures, de pression et de débit sont implantées sur le circuit du CO₂ et les deux circuits annexes.

3.3.1 Mesures sur le circuit du CO₂

Le circuit du CO₂ est instrumenté de telle sorte qu'on puisse faire des enregistrements des mesures à l'entrée et à la sortie de chacun de ses éléments. En effet, 9 thermocouples du type K sont introduits au centre des tubes de l'installation et brasés pour assurer l'étanchéité du système. Des prises de pression sont également installées pour mesurer la pression aux différents points du cycle.

Les mesures sont centralisées sur un enregistreur dont le numéro de voie, la mesure, la nature du signal analysé et les unités sont présentées dans le tableau 3.1.

Symbole	Variable mesurée	Unité	signal
ΔP_{bp}	Pression différentielle coté de la basse pression	bar	20 mA
ΔP_{hp}	Pression différentielle coté de la haute pression	bar	20 mA
P_1	Pression d'aspiration	bar	20 mA
P_2	Pression de refoulement	bar	20 mA
ΔP_{ej}	Pression différentielle coté éjecteur	bar	20 mA
$T1$	Température à l'aspiration	°C	mV
$T2$	Température au refoulement	°C	mV
$T3$	Température à la sortie du refroidisseur de gaz	°C	mV
$T4$	Température à la sortie de l'échangeur intermédiaire coté haute pression	°C	mV
$T5$	Température à l'entrée de la bouteille	°C	mV
$T6$	Température à l'entrée de l'évaporateur	°C	mV

$T7$	Température à la sortie de l'évaporateur	°C	mV
$T8$	Température à la sortie de la bouteille	°C	mV
$T9$	Température à l'entrée de l'échangeur intermédiaire coté basse pression	°C	mV
\dot{m}_p	Débit massique du fluide primaire du CO ₂	Kg.s ⁻¹	20 mA
\dot{m}_s	Débit massique du fluide secondaire du CO ₂	Kg.s ⁻¹	20 mA
\dot{W}	Puissance électrique du compresseur	W	20 mA

Tableau 3.1 : Mesures enregistrées sur le circuit de la pompe à chaleur

3.3.2 Mesures sur le circuit d'air

Conformément aux normes d'instrumentation des batteries à air, quatre lignes, chacune de six thermocouples connectés en parallèle, permettent de relever des températures moyennes à l'entrée et à la sortie de l'évaporateur pour deux hauteurs dans la gaine. Ainsi, deux lignes de mesures sont placées horizontalement à 45 cm en amont de l'évaporateur, les deux autres lignes sont disposées de la même façon en aval de l'évaporateur. La mesure du débit est faite grâce à un annubar placé au centre de la gaine de ventilation loin de l'évaporateur dans une zone d'écoulement stabilisé. Une mesure d'humidité est réalisée à l'amont de l'évaporateur au même niveau que la sonde à résistance de platine utilisée pour la régulation de la température de l'air. Les différentes mesures sur le circuit d'air sont mentionnées dans le *Tableau 3.2*

Symbole	Variable mesurée	Unité	Signal
T_{eab}	Température à l'amont de l'évaporateur, en bas	°C	mV
T_{eah}	Température à l'amont de l'évaporateur, en haut	°C	mV
T_{sab}	Température à l'aval de l'évaporateur, en bas	°C	mV

T_{sah}	Température à l'aval de l'évaporateur, en haut	°C	mV
T_{amb}	Température ambiante	°C	mV
χ	Hygrométrie relative	%	20 mA

Tableau 3.2 : Mesures enregistrées sur le circuit d'air

3.3.3 Mesures sur le circuit d'eau

Trois mesures sont effectuées sur le circuit d'eau : la température de l'eau à l'entrée et à la sortie de l'échangeur haute pression et le débit volumique d'eau dans la boucle. Les mesures de température faites par deux sondes Pt 100, tandis que le débit massique est mesuré par un débitmètre magnétique. Le *Tableau 3.3* résume les mesures effectuées sur le circuit d'eau.

Symbole	Variable mesurée	Unité	Signal
T_{ee}	Température d'entrée d'eau	°C	Ω
T_{se}	Température de sortie d'eau	°C	Ω
\dot{m}_e	Débit volumique d'eau	$m^3 \cdot s^{-1}$	20 mA

Tableau 3.3 : Mesures enregistrées sur le circuit d'eau

3.3.4 Acquisition des données

On a utilisé un multimètre digital KEITHLEY 2701 (*Figure 3.9*), Pour faire l'acquisition des données. Toutes les mesures sont montées sur la carte électronique (*Figure 3.10*) qui vient avec le KEITLEY.



Figure 3.9 : KEITHLEY 2701 pour l'acquisition de données

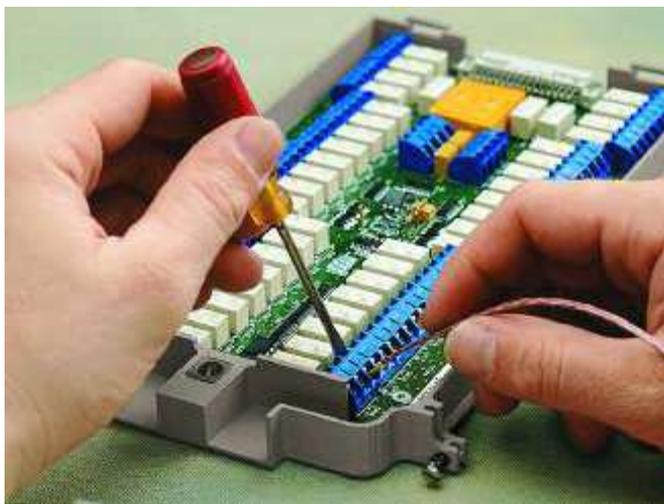


Figure 3.10 : Carte électronique utilisée

CONCLUSION ET PERSPECTIVES

L'objectif de ce travail était d'incorporer un éjecteur à un cycle transcritique au CO₂ afin d'améliorer son efficacité.

Au début une analyse théorique d'un cycle transcritique à CO₂ utilisant un éjecteur comme organe principale de détente a été réalisée. Cette analyse théorique a consisté à développer un modèle unidimensionnel pour un fonctionnement optimal de l'éjecteur basée sur un mélange à pression constante. Le modèle développé a permis de calculer les caractéristiques géométriques et le facteur d'entraînement de l'éjecteur ainsi que le coefficient de performance du cycle.

Par ailleurs, pour un rapport de compression de l'éjecteur fixé, l'effet de la pression de refoulement du compresseur sur les performances du système a été examiné. L'analyse donne également des informations intéressantes sur la nature des écoulements et permet de chiffrer l'avantage du cycle sur un cycle plus classique qui peut atteindre.

Après cette analyse théorique, on a développé un banc d'essais. Le banc d'essais existant a subi plusieurs modifications telles que l'installation de l'éjecteur, des vannes afin d'isoler l'éjecteur quand on veut travailler dans le mode sans éjecteur, l'introduction des thermocouples dans le circuit pour faire des mesures directes de la température du CO₂, l'installation d'un débitmètre en amont de l'évaporateur pour permettre des mesures du débit massique du fluide secondaire et d'un capteur de pression différentielle pour donner le gain en pression produit par l'éjecteur. L'acquisition de toutes les mesures a été automatisée.

En raison de difficultés et de retard dans la réalisation, nous n'avons pas pu obtenir de résultats expérimentaux. Les résultats donnés par la modélisation restent à se valider par des mesures sur le banc d'essais développé.

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] **PAUL BYRNE, JACQUES MIREL, YVES LENAT.** Etude comparative des performances simulées d'une thermofrigopompe au R-134 et au CO₂, IBPSA FRANCE 2006 à La Réunion.
- [2] **PIERRE LE CLOIREC.** CO₂ (dioxyde de carbone). Technique de l'ingénieur, Thème : Environnement, Base : Environnement, Rubrique : AIR
- [3] **ADAMS, T. M., ABDELKHALIK, S. I., JETER, S. M., QURESHI, Z.H.** An experimental investigation of single-phase forced convection in micro channels. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1998, Vol. 4, P. 851-857.
- [4] **KIM, M., BULLARD, C.W.** Development of a micro channel evaporator model for a CO₂ air-conditioning system. Energy 2002, Vol.26, p. 931-848.
- [5] **KULKARINI, T., BULLARD, C.W.** Optimizing effectiveness pf R744 micro-channel evaporators. IIR-IIF, Commission B1, B2, E1 and E2, Guangzhon, china, 2002, p. 248-254.
- [6] **RIEBERER, R., MITTRMAYR, K., HALOZAN, H.** CO₂ heat pipe for heat pumps. IIR-IIF, Commission B1, B2, E1 and E2, Guangzhon, china, 2002, p. 200-207.
- [7] **PETTERSEN, J., RIEBERER, R., LEISTER, A.** Heat transfer and pressure drop characteristics of supercritical carbon dioxide in micro channel tubes. IIR-IIF, Commission B1, B2, E1 and E2, Purdue University, USA, 2000, P. 315-323.
- [8] **PETTERSEN, J., RIEBERER, MUNKEJORD, S.T.** Heat transfer and pressure drop characteristics of evaporating carbon dioxide in micro channel tubes. IIR-IIF, Commission B1, B2, E1 and E2, Purdue University, USA, 2000, P. 324-332.
- [9] **GU, Z., LIU, H., LI, Y.** CO₂ two stage refrigeration system with low evaporation temperature, - 56, 6°C. IIR-IIF, Commission B1, B2, E1 and E2, Guangzhon, china, 2002, p. 310-314.
- [10] **HASHIMOTO, K., TANAHASHI, M., TOMITA, M.** Direct numerical simulation on the near wall heat transfer of carbon dioxide. IIR-IIF, Commission B1, B2, E1 and E2, Guangzhon, china, 2002, p. 122-130.
- [11] **JANG, J., HRANJAK, P.S.** Condensation of carbon dioxide at low temperatures. IIR-IIF, Commission B1, B2, E1 and E2, Guangzhon, china, 2002, p. 64-74.

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [12] **LIA, S. M., ZHAO, T.S., JAKOBSAN, A.** A correlation of optimal heat rejection pressures in transcritical carbon dioxide cycles. *Applied Thermal Engineering*, 2000, Vol. 20, p.831-841.
- [13] **KAUF, F.** Determination of the optimum high-pressure for the transcritical CO₂ refrigeration cycles. *International Journal of Thermal Sciences*, 1999, Vol. 38, p. 325-330.
- [14] **LORENTZEN G, PETERSEN J.** A new, efficient and environmentally benign system for car air conditioning. *Int J Refrig.* (1993).
- [15] **LORENTZEN G.** Revival of carbon dioxide as a refrigerant. *Int J Refrig* 1994;
- [16] **Y. HWANG, R, RADERMACHER,** Theoretical evaluation of carbon dioxide refrigeration cycle, *Int. J. HVAC&R Res.* 4 (1998) 245-264.
- [17] **M.S. GIANNAVOLA, R. MURPHY, J.M. YIN, M.H. KIM, C.W. BULLARD, P.S. HRNJAK,** Experimental Comparison of R134a and Transcritical CO₂ Mobile Heat Pump and A/C Systems and the Feasibility of a Transcritical CO₂ Heat Pump for Sport Utility Vehicle, IIF-IIR, Commission B1, B2withE1, E2, Purdue University, USA, (2000).
- [18] **M.R. RICHTER, S.M. SONG, J.M. YIN, M.H. KIM, C.W. BULLARD, P.S. HRNJAK,** Transcritical CO₂ Heat Pump for Residential Application, IIF-IIR, Commission B1, B2 with E1, E2, Purdue University, USA, (2000).
- [19] **J. RIGOLA, G. RAUSH, N. ABLANQUE,** Comparative analysis of R134a subcritical cycle vs CO₂ transcritical cycle: numerical study and experimental comparison, in: *Proceedings of the Sixth IIF-IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids*, Glasgow, UK, (2004).
- [20] **PETTER NEKSA,** CO₂ heat pump systems. *Int J Refrig* (2000) 421-427.
- [21] **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).
- [22] **ANDRÉ LALLEMAND,** Convertisseur thermomécanique, Conversion de l'énergie. Cycle générateurs. *Technique de l'ingénieur.*

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [23] **LORENTZEN, G.**, 1983. Throttling – the internal hemorrhage of the refrigeration process. *Proc. Inst. Refrigeration* 80, 39-47.
- [24] **D.M. ROBINSON, E.A. GROLL**, Efficiencies of transcritical CO₂ cycles with and without an expansion turbine, *IntJRefrig*21 (7) (1998) 577–589.
- [25] **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) 954–964.
- [26] **AMIR FARTAJ, DAVID S.-K. TING, WENDY W. YANG**, Second law analysis of the transcritical CO₂ refrigeration cycle. *Energy Conversion & Management* (2003) 2269-2281.
- [27] **J. SARKAR, SOUVIK BHATTACHARYYA, M. RAM GOPAL**, Transcritical CO₂ heat pump systems: exergy analysis including heat transfer and fluid flow effects. *Energy Conversion & Management* (2004) 2053-2067.
- [28] **P. HEYL, W.E. KRAUS, H. QUACK**, EXPANDER-compressor for a more efficient use of CO₂ as refrigerant. *Natural working fluids; IIR Gustav Lorentzen conference, Oslo, Norway; 1998*, p.240–248.
- [29] **D. LI, J.S. BAEK, E.A. GROLL, P.B. LAWLESS**, Thermodynamic analysis of vortex tube and work output expansion devices for the transcritical carbon dioxide cycle. *Fourth IIR-Gustav Lorentzen conference on natural working fluids at Purdue, Purdue University, USA; 2000*, p. 433–440.
- [30] **JUN LAN YANG, YI TAI MA, MIN XIA LI, HAI QING GUAN**, Exergy analysis of transcritical carbon dioxide refrigeration cycle with an expander. *ENERGY* (2003) 1162-1175.
- [31] **ALBERTO CAVALLINI, LUCA CECCHINATO, MARCO CORRADI, EZIO FORNASIERI, CLAUDIO ZILIO**, Two-stage transcritical carbon dioxide cycle optimisation : A theoretical and experimental analysis. *Int J Refrig* (2005) 1274-1283.
- [32] **CIRO APREA, ANGELO MAIORINO**, An experimental evaluation of the transcritical CO₂ refrigerator performances using an internal heat exchanger. *Int J Refrig* (2007).

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [33] **A.A. KORNHAUSER**, The use of an ejector as a refrigerant expander. Proceedings of the 1990 USNC/IIR—Purdue refrigeration conference, Purdue University, West Lafayette, IN, USA; 1990, p. 10–19.
- [34] **DAQING LI, ECKHARD A. GROLL**, Transcritical CO₂ refrigeration cycle with ejector-expansion device, *Int J Refrig* (2005) 766-773.
- [35] **H. YUHALA, J. WANG, ET AL.**, Denso Corporation in Japan, Private Communication, Tsinghua University in Beijing, China, 2004.
- [36] **JIAN-QIANG DENG, PEI-XUE JIANG, TAO LU, WEI LU**, Particular characteristics of transcritical CO₂ refrigeration cycle with an ejector, *Applied Thermal Engineering* (2006) 381-388.
- [37] **STEFAN ELBEL, PEGA HRNJAK**, Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation, *Int J Refrig* (2007) 411-422.
- [38] Le nouveau cycle frigorifique fermé Guarini à évaporation et compression par l'emploi de l'éjecteur comme aspirateur et thermo-compresseur- Association Française du Froid. *Revue Générale du Froid*, 1929, Vol. 10, N°3, p. 81-91.
- [39] **KRANAKIS E.F.**, 1982, The french connection : Giffard's injector and the nature of heat, *Technol Cult*, Vol. 23, pp. 3-38.
- [40] **PALIWODA, A.** Experimental study on low-grade heat and solar energy operated halocarbon vapor-jet refrigeration systems. *Bulletin de l'institut International du froid*, 1968, N°4, p. 1003-1035.
- [41] **WHITNEY, L.F.** The mercury ejector refrigerator. *Refrigerating Engineering*, September 1932, Vol.26, p. 143. 146.
- [42] **CAVALLINI, A., LOVISON, G. et TRAPANESE, G.** Experimental research on a fluorinated hydrocarbon jet refrigerant plant. XII Congrès International du Froid, Madrid, 1967, p. 1225-1237.
- [43] **CHOU, S.K.** Le froid solaire par éjecteur. Thèse de Docteur Ingénieur : Ecole nationale des Arts et Métiers, Paris, 1980, 121p.

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [44] **HUANG, B. J., JIANG, C.B. et HU, F. L.** Ejector performance characteristics and design analysis of jet refrigeration system. Transactions of the ASME, juillet 1985, Vol. 107, p. 792-802.
- [45] **LU, L. T.** Etudes théorique et expérimentale de la production de froid par machine tritherme à éjecteur de fluide frigorigène. Thèse de Doctorat : Institut National Poly technique de Grenoble, 1986, 237p.
- [46] **BEITHOU N., AYBAR H. S.,** A mathematical model for steam-driven jet pump, Int J Multiphase Flow, 2000, Vol. 26, pp. 1609-1619.
- [47] **ELGOZALI A., LINEK V., FIALOVÁ M., WEIN O., ZAHRADNI K J.,** Influence of viscosity and surface tension performance of gas-liquid contactors with ejector type gas distributor, Chem Eng Sci, 2002, Vol. 57, pp. 2987-2994.
- [48] **BARTOSIEWICZ Y., AIDOUN Z., DESEVAUX P., MECADIER Y.,** Numerical and experimental investigations on supersonic ejectors, 2005, Int J Heat and Fluid Flow, Vol. 26, pp. 56-70.
- [49] **PRAITON CHAIWONGSA., SOMACHI WONGWISES,** Effect of throat diameters of the ejector on the performance of the refrigeration cycle using a two-phase ejector as an expansion device, Int J of Refrigeration, 2007, 20-22 May 2008, Vol. 30, pp. 601-608.
- [50] **LATRA BOUMARAF., RACHEDI KHADRAOUI., PHILIPPE HABERSCHILL., ANDRÈ LALLEMAND,** Dimensionnement de l'éjecteur d'une machine frigorifique tritherme utilisant l'ammoniac en écoulement diphasique, COFRET'08, 11-13 juin 2008, Nantes-France.
- [51] **SATOSHI AKAGI., CHAOBIN DANG AND EIJI HIHARA,** Characteristics of pressure recovery in two-phase ejector applied to carbon dioxide heat pump cycle, 9th International IEA heat pump conference, 20-22 May 2008, Zürich, Switzerland.
- [52] **FANG LIU, ECKHARD A. GROLL,** Analysis of a two phase flow ejector for the transcritical CO₂ cycle, International Refrigeration and air-conditioning Conference at Purdue [USA], July 14-17 2008.

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

[53] **F. LIU., E. GROLL,** Investigation of two-phase flow ejector in a transcritical CO₂ airconditioning system, 8th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Copenhagen, 2008.

[54] **L. BOUMARAF., P. HABERSCHILL., A. LALLEMAND,** Amélioration de l'efficacité énergétique d'un cycle transcritique au CO₂ à l'aide d'un éjecteur, 14^{èmes} Journées Internationales de thermique 27-29 Mars, 2009, Djerba, Tunisie.