



HAL
open science

Amélioration du cycle trans-critique au CO₂ par une compression refroidie : évaluations numérique et expérimentale

Cyril Toublanc

► **To cite this version:**

Cyril Toublanc. Amélioration du cycle trans-critique au CO₂ par une compression refroidie : évaluations numérique et expérimentale. Energie électrique. Conservatoire national des arts et métiers - CNAM, 2009. Français. NNT : . tel-00465986

HAL Id: tel-00465986

<https://theses.hal.science/tel-00465986>

Submitted on 22 Mar 2010

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

THESE

présentée devant

LE CONSERVATOIRE NATIONAL DES ARTS ET METIERS

pour obtenir

LE GRADE DE DOCTEUR

par

Cyril TOUBLANC

(Ingénieur CNAM)

AMELIORATION DU CYCLE FRIGORIFIQUE TRANS-CRITIQUE AU CO₂ PAR UNE COMPRESSION REFROIDIE : EVALUATIONS NUMERIQUE ET EXPERIMENTALE

Soutenue le : 3 décembre 2009

Jury

President

L. LE MOYNE Professeur, Institut Supérieur de l'Automobile et des Transports de
Nevers

Rapporteurs

J. BONJOUR Professeur, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon
L. FOURNAISON Directrice de Recherche, Institut de Recherche pour l'Ingénierie de
l'Agriculture et de l'Environnement d'Antony

Examineurs

F. MEUNIER Professeur, CNAM (Directeur de thèse)
M. CLAUSSE Maître de Conférences, CNAM (Co-encadrant)

Avant-propos

Ce travail a été mené à la chaire du Froid du Conservatoire National des Arts et Métiers de Paris. Il a fait l'objet d'une collaboration de recherche avec un des leaders mondiaux dans le domaine de la climatisation et du froid industriel. Le dispositif expérimental a été financé sur les fonds propres du laboratoire.

Ce travail n'aurait pu voir le jour si Monsieur le Professeur Francis Meunier ne m'avait pas accordé sa confiance. Je lui suis ainsi particulièrement reconnaissant de m'avoir permis de réaliser cette thèse, parallèlement à mes fonctions d'ingénieur d'étude, et de m'avoir apporté son précieux soutien tout au long de la réalisation de ce projet.

J'exprime toute ma gratitude à Monsieur Marc Clause, Maître de Conférences au Cnam, pour avoir accepté de co-encadrer ce travail. Ses conseils avisés, sa rigueur et sa disponibilité m'ont été d'une grande utilité. Mon expérience à ses côtés fut très riche d'enseignements pour mener à bien une carrière d'enseignant-chercheur à laquelle je me prédestine.

Mes remerciements s'adressent également à Monsieur Jocelyn Bonjour, Professeur à l'INSA de Lyon et à Laurence Fournaison, Directrice de Recherche au CEMAGREF d'Antony pour m'avoir fait l'honneur d'accepter d'être rapporteurs de ce mémoire.

Je tiens à remercier Monsieur Luis Le Moyne, Professeur à l'ISAT de Nevers pour avoir accepté d'examiner ce travail.

L'occasion m'est donnée de remercier M^{lle} Marie-France Terrier, Ingénieur de Recherche à l'IFFI, qui depuis mon arrivée n'a eu de cesse de me faire progresser et de me donner goût à la recherche appliquée.

Que tous mes anciens et présents collègues de Laboratoire, enseignants-chercheurs, personnels technique et administratif et stagiaires trouvent ici l'expression de ma sympathie.

Merci à toute ma famille et particulièrement à mes parents qui m'ont toujours soutenu et encouragé dans mes démarches. Merci aux membres du GAEC des Solid' pour tous les agréables moments qu'il nous est donné de partager. Spéciale dédicace à DJ Auré qui s'est investie dans la lecture de ce manuscrit aux antipodes de ses lectures habituelles.

Enfin, ce travail a pu être mené à bien grâce au soutien continu d'Hélène. Je sais les sacrifices qu'elle a consentis ces trois dernières années et je lui en suis infiniment reconnaissant.

"Le Progrès n'est que l'accomplissement des Utopies"

Oscar Wilde

Sommaire

Sommaire	5
Nomenclature	9
Introduction générale	13
Chapitre 1 : Enjeux climatiques	15
Chapitre 2 : Les substituts des HFC actuels	29
Chapitre 3 : Evaluation d'un cycle trans-critique basé sur une compression refroidie	69
Chapitre 4 : Injection d'huile dans la chambre de compression	103
Chapitre 5 : Etude expérimentale de différents injecteurs	151
Conclusion générale	165
Bibliographie	169
Annexes	181

Chapitre 1 : Enjeux climatiques	15
1	L'ozone 17
1.1	L'ozone troposphérique 17
1.2	L'ozone stratosphérique 18
1.3	Les dispositions réglementaires 19
1.3.1	Protocole de Montréal 19
1.3.2	Programme européen et national 20
1.3.3	Résultats 20
2	L'effet de serre 21
2.1	Mécanismes de l'effet de serre 21
2.2	Les dispositions réglementaires 22
2.2.1	Protocole de Kyoto 22
2.2.2	Programme européen et nationaux 23
2.2.3	Résultats 24
2.3	Impact du secteur du froid 24
3	Conclusion 26
Chapitre 2 : Les substituts des HFC actuels	29
1	Réglementation pratique sur les fluides frigorigènes 31
1.1	Directive des équipements sous pression 31
1.2	Norme EN-378 : 2008 31
2	Molécules issues du génie chimique 33
2.1	Remplaçants du HFC-134a dans la climatisation automobile 33
2.1.1	Mélanges à faible PRG 34
2.1.2	HFO-1234yf (2,3,3,3-tetrafluoroprop-1-ene) 35
2.2	Programme de recherche MELCOO 38
2.2.1	Démarche originale de la CAMD adaptée à l'étude 39
2.2.2	Résultats de la CAMD et de l'étude des bases de données 40
2.2.3	Grandeurs à évaluer expérimentalement 47
3	Fluides naturels 48
3.1	Hydrocarbures et ammoniac 49
3.1.1	Hydrocarbures 49
3.1.2	Ammoniac 51
3.1.3	Réduction de la charge de frigorigène 51
3.2	L'eau 52
3.3	Dioxyde de carbone 54
3.3.1	Les propriétés du CO ₂ 55
3.3.1	Le cycle trans-critique 58
3.3.1	Les applications du CO ₂ 60
3	Conclusion 66
Chapitre 3 : Evaluation d'un cycle trans-critique basé sur une compression refroidie	69
1	Composants d'amélioration de cycle 71
1.1	Turbine de détente 71
1.2	Compression multi-étagée 72
1.3	Ejecteur 74
2	Concept d'un cycle original d'un Type-Carnot 76
2.1	Cycle Type-Carnot appliqué à un "fluide idéal" 76
2.2	Etudes du cycle Type-Carnot pour différents fluides naturels 77
2.2.1	Bilans par composant 78
2.2.2	Cycle sub-critique à l'ammoniac (NH ₃) 80

	2.2.3	Cycle trans-critique au dioxyde de carbone (CO ₂)	82
	2.3	Cycle trans-critique CO ₂ à compression refroidie	85
3		Evaluation de différentes méthodes de compression refroidie	87
	3.1	Refroidissement intermédiaire pour compresseur multi-étagé	88
	3.2	Refroidissement du gaz pendant la phase de compression	91
	3.2.1	Refroidissement par les parois de la chambre de compression	93
	3.2.2	Injection d'huile dans la chambre de compression	95
4		Conclusion	102
 Chapitre 4 : Simulation numérique d'une compression avec injection d'huile			103
1		Introduction à l'atomisation	105
	1.1	Injecteurs	105
	1.1.1	Orifice court	105
	1.1.2	Buse à turbulence (Pressure-Swirl)	105
	1.1.3	Paramètres influençant l'atomisation	106
	1.2	Diamètre et distribution des gouttelettes	107
	1.3	Théorie des mécanismes d'atomisation	112
	1.3.1	Fractionnement primaire : rupture de jet ou de nappe liquide	113
	1.3.2	Fractionnement secondaire : rupture de gouttes dans le gaz	117
2		Echanges thermiques dans un spray	119
	2.1	Coefficient d'échange convectif	120
	2.2	Coefficient de traînée d'une goutte	122
3		Modèle numérique	126
	3.1	Bilans d'énergies	126
	3.1.1	Bilan énergie sur le dioxyde de carbone	126
	3.1.2	Bilan énergie sur l'huile	128
	3.2	Bilans de matière	129
	3.2.1	Phases d'aspiration et de compression	129
	3.2.2	Phase de refoulement	132
4		Résultats de simulation	133
	4.1	Compresseur piston	133
	4.1.1	Compression isentropique (référence)	133
	4.1.2	Injection	134
	4.2	Compresseur scroll	142
	4.2.1	Compression isentropique (référence)	145
	4.2.2	Injection	145
4		Conclusion	149
 Chapitre 5 : Caractérisation expérimentale d'un spray d'huile			151
1		Dispositif expérimental	153
	1.1	Circuits fluidiques	153
	1.2	Analyseur de particule et instrumentation	155
	1.3	Enceinte pressurisée	159
2		Expérience	160
	2.1	Résultats	161
	2.2	Incompatibilité CO ₂ - PMMA	163
3		Conclusion	164

Nomenclature

Lettres latines

A	coefficient de conversion d'émission de CO ₂	kg _{CO₂} .kWh ⁻¹
a(t)	forçage radiatif	W.m ⁻² .kg ⁻¹
BP	basse pression	Pa
C _d	coefficient de décharge	-
\hat{C}_d	coefficient de décharge maximum	-
C _m %	concentration massique	%
C _p	chaleur massique	J.kg ⁻¹ .K ⁻¹
C _v %	concentration volumique	%
C _x	coefficient de traînée	-
d	diamètre du piston	m
d ₀	diamètre orifice injection	m
d _a	diamètre orifice aspiration	m
d _r	diamètre orifice refoulement	m
D	diamètre	m
\bar{D}	diamètre moyen	
f	taux de fuite annuel	%
h	enthalpie	J.kg ⁻¹
h	constante de Planck (6,626068·10 ⁻³⁴)	m ² .kg.s ⁻¹
h	coefficient de transfert de chaleur	W.m ⁻² .K ⁻¹
HP	haute pression	Pa
k	coefficient polytropique	-
l ₀	longueur de l'orifice d'injection	mm
LP	longueur de la bielle	
LP	limite pratique	kg.m ⁻³
M	masse molaire	kg.mol ⁻¹
m	masse	kg
\dot{m}	débit massique	kg.s ⁻¹
MP	moyenne pression	Pa
n	durée de vie du système	an
n _i	nombre d'injecteurs (ou densité d'injecteur)	- (ou inj.cm ⁻²)

N	nombre de goutte	-
N	nombre d'étage de compression	-
P	pression	Pa
PRG	potentiel de réchauffement global	
P(s)	production d'entropie	W.K ⁻¹
Q	énergie thermique	J
\dot{Q}	puissance thermique	W
qv	capacité volumétrique	J.m ⁻³
r	longueur de la manivelle	m
r	taux de récupération	%
R	constante des gaz parfaits (8,314)	J.mol ⁻¹ .K ⁻¹
R	rapport de masse	-
s	entropie	J.kg ⁻¹ .K ⁻¹
Su	vitesse de flamme	m.s ⁻¹
t	temps	s
T	température	K
u	énergie interne	J.kg ⁻¹ .K ⁻¹
u	vitesse	m.s ⁻¹
u ₀	vitesse initiale de jet	m.s ⁻¹
v	vitesse du piston	m.s ⁻¹
v	volume massique	m ⁻³ .kg ⁻¹
V ₀	volume de l'espace mort	m ³
W	énergie mécanique	J.kg ⁻¹
\dot{W}	travail mécanique	W
Wa	consommation annuelle d'énergie	Wh.an ⁻¹
x	fraction massique	%
x(t)	concentration massique	%

Lettres grecques

χ	coefficient de compressibilité	-
δ	taux de compression	-
ΔH_c	énergie de combustion	$J.kg^{-1}$
Δh_{lv}	chaleur latente de vaporisation	$J.kg^{-1}$
ε	efficacité thermique	%
ε	hauteur espace mort	m
η	rendement	-
λ	conductivité thermique	$W.m^{-1}.K^{-1}$
μ	viscosité dynamique	Pa.s
ν	fréquence du rayonnement	s^{-1}
ν	viscosité cinématique	$m^2.s^{-1}$
ρ	masse volumique	$kg.m^{-3}$
$\tilde{\rho}$	masse volumique moyenne	$kg.m^{-3}$
σ	tension de vapeur	$N.m^{-1}$
σ	écart type	-
τ	durée de vie	s
ω	vitesse de rotation angulaire	$rad.s^{-1}$

Sans dimensions

Bi	Nombre de Biot	$\frac{h \cdot l}{\lambda}$
Nu	Nombre de Nusselt	$\frac{h \cdot d}{\lambda}$
Oh	Nombre d'Ohnesorge	$\frac{\mu}{\sqrt{\rho \cdot \sigma \cdot d}}$
Re	Nombre de Reynolds	$\frac{\rho \cdot u \cdot d}{\mu}$
Pr	Nombre de Prandtl	$\frac{\mu \cdot C_p}{\lambda}$
We	Nombre de Weber	$\frac{\rho \cdot u^2 \cdot d}{\sigma}$

Indices

CD	condenseur
CP	compresseur
c	critique
D	détente
dc	début de compression
e	entrée
eb	ébullition
ejec	éjecteur
EV	évaporateur
ext	extérieur
fc	fin de compression
gaz	gaz
GC	refroidisseur de gaz (gaz cooler)
HT	horizon temporel
HXI	échangeur intermédiaire
liq	liquide
max	maximum
opt	optimal
R	refoulement
s	sortie
sat	saturation
SC	source chaude
SF	source froide
SM	source moyenne (ou intermédiaire)
vap	vapeur

Introduction générale

Sous l'impulsion de la communauté scientifique et des organisations internationales, le secteur du froid procède depuis 20 ans à des modifications de ses pratiques. Le remplacement des ChloroFluoroCarbures et des HydroChloroFluoroCarbures, par les HydroFluoroCarbures, a permis de réduire significativement la concentration de chlore dans l'atmosphère, responsable de la destruction de l'ozone stratosphérique. Seulement, toutes ces molécules se révèlent être de puissants gaz à effet de serre qui contribuent directement au réchauffement planétaire global. De plus, les systèmes frigorifiques consomment de l'électricité qui contribue indirectement à l'émission d'importantes quantités de CO₂. Par conséquent, l'amélioration de l'efficacité énergétique des systèmes frigorifiques et l'utilisation de fluides frigorigènes à faible potentiel de réchauffement global (PRG) sont des priorités qui obligent le secteur du froid à accomplir de nouvelles mutations. Ce sont les outils environnementaux, comme l'analyse cycle de vie, qui rendent compte du compromis à trouver entre ces deux facteurs direct et indirect. L'objectif d'une optimisation environnementale est d'adapter l'architecture du circuit frigorifique aux propriétés d'un fluide à faible potentiel de réchauffement global.

Pour satisfaire ces critères, deux approches sont évaluées dans ce manuscrit :

- (i) L'utilisation de nouvelles molécules de synthèse à faible PRG fonctionnant avec les architectures de cycle traditionnel, qui leur sont adaptées.
- (ii) L'utilisation des fluides naturels et l'adaptation de l'architecture du système aux propriétés du fluide.

Le premier chapitre est consacré à la présentation des principaux mécanismes de destruction de l'ozone stratosphérique et de l'effet de serre anthropique, ainsi qu'à celle des dispositions réglementaires prises pour enrayer ces phénomènes. Une attention particulière est apportée aux enjeux environnementaux spécifiques au secteur du froid.

Le deuxième chapitre traite de l'utilisation de nouvelles molécules issues du génie chimique et de fluides naturels, dans les architectures de circuit conventionnelles. Une méthode originale de génération de molécule est exposée dans le cas de la substitution du HFC-134a de la climatisation automobile. Elle se base sur l'utilisation conjointe de bases de données et de calculs prédictifs de propriétés à partir des groupements fonctionnels, pour répondre à un cahier des charges de propriétés. Ce même chapitre traite de l'utilisation sectorielle des fluides naturels à faible PRG et des dangers liés à leur utilisation. Une attention particulière est apportée au CO₂, dont les propriétés thermodynamiques ont un impact négatif sur ses performances énergétiques.

Dans le troisième chapitre, l'accent est mis sur l'adaptation de l'architecture de cycle aux propriétés des fluides frigorigènes. La compression isotherme s'avère particulièrement avantageuse avec le CO₂. Différentes propositions de refroidissement de la compression sont évaluées parmi lesquelles l'injection d'huile.

Le quatrième chapitre se consacre à la présentation d'un modèle de compression à injection d'huile qui prend en considération la résistance thermique de l'échange entre les gouttelettes et le gaz comprimé. Les résultats numériques issus de simulation de deux technologies de compresseur sont analysés dans le cinquième chapitre.

Enfin, une synthèse du travail réalisé et les perspectives offertes par cette étude sont établies dans une conclusion générale.

Chapitre 1 : - Enjeux climatiques -

La destruction de l'ozone stratosphérique et l'augmentation de l'effet de serre d'origine anthropique sont les deux principales contraintes environnementales auxquelles doit faire face la communauté scientifique.

Ce chapitre résume les processus qui régissent ces deux phénomènes et présente les différentes actions engagées par la communauté internationale ainsi que leurs résultats.

Enfin, la contribution du secteur du froid est introduite afin d'apporter aux lecteurs les chiffres nécessaires pour comprendre les enjeux des recherches menées dans le secteur.

1	L'OZONE	17
1.1	L'OZONE TROPOSPHERIQUE.....	17
1.2	L'OZONE STRATOSPHERIQUE	18
1.3	LES DISPOSITIONS REGLEMENTAIRES	19
	1.3.1 PROTOCOLE DE MONTREAL	19
	1.3.2 PROGRAMME EUROPEEN ET NATIONAL.....	20
	1.3.3 RESULTATS	20
2	L'EFFET DE SERRE	21
2.1	MECANISMES DE L'EFFET DE SERRE	21
2.2	LES DISPOSITIONS REGLEMENTAIRES	22
	2.2.1 PROTOCOLE DE KYOTO	22
	2.2.2 PROGRAMMES EUROPEEN ET NATIONAUX	23
	2.2.3 RESULTATS	24
2.3	IMPACT DU SECTEUR DU FROID	24
3	CONCLUSION.....	26

1 L'ozone

L'ozone est un constituant minoritaire de l'atmosphère terrestre dont la concentration naturelle moyenne au sol varie, selon les saisons, entre 0,005 et 0,05 ppm. A la différence de l'oxygène et l'azote, sa teneur atmosphérique ne décroît pas de manière régulière avec l'altitude. Au contraire, on constate un pic de concentration à 20 - 30 km d'altitude comme l'indique la Figure 1-1. La concentration d'ozone qui y est indiquée s'exprime en Unité Dobson¹ par kilomètre. Du point de vue global, sa répartition est la suivante : 90 % dans la stratosphère et les 10 % restants dans la troposphère.

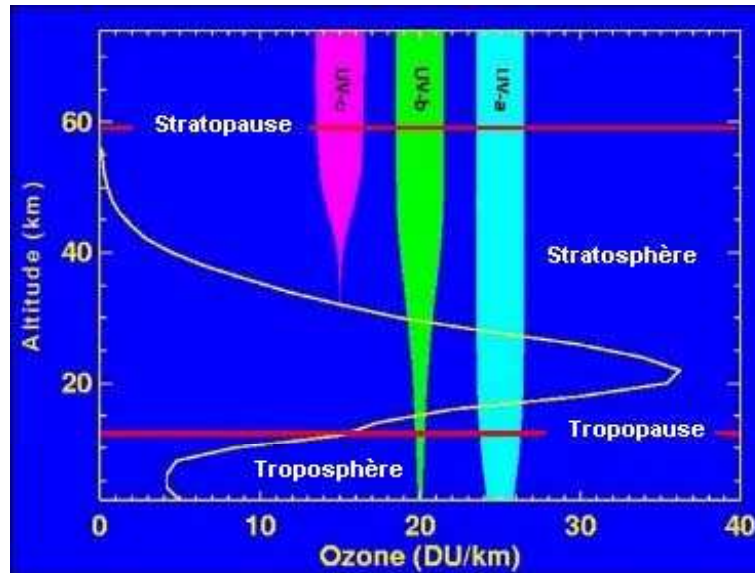


Figure 1-1 : Répartition de l'ozone dans l'atmosphère en Unité Dobson (NASA, 2000).

L'impact de ces deux ozones atmosphériques sur les espèces vivantes et l'environnement sont complètement différents. Tandis que l'ozone stratosphérique filtre les rayons ultra-violet solaires nuisibles pour notre santé (UV_B et UV_C), l'ozone troposphérique représente une menace pour l'homme s'il est inhalé à des concentrations trop importantes.

Les relevés satellites démontrent le caractère saisonnier de la répartition planétaire de concentration moyenne en ozone, avec quelques points remarquables :

- la concentration élevée d'ozone sur les continents dans la partie nord de l'hémisphère nord, de février à mars,
- la faible épaisseur de la couche d'ozone en février (- de 250 DU) sur les zones océaniques tropicales,
- la forte diminution de l'épaisseur de la couche d'ozone de septembre à novembre sur l'Antarctique.

Outre ces variations saisonnières, les scientifiques ont pu démontrer que depuis le début de l'ère industrielle (fin du XIX^{ème} siècle), la concentration en ozone dans la troposphère a été multipliée par cinq aux latitudes moyennes de l'hémisphère nord (en moyenne de 10 ppb en 1874 à environ 50 ppb actuellement). En revanche, la concentration moyenne dans la stratosphère a diminué de 6 % en moins de 20 ans.

1.1 L'ozone troposphérique

Les effets de toxicité aiguë, chez l'homme exposé à l'ozone, se manifestent principalement par des atteintes respiratoires pouvant atteindre l'œdème pulmonaire (9 ppm). Une modification de la motricité oculaire (0,2 - 0,5 ppm) et des troubles neurologiques (1 - 2 ppm) peuvent apparaître. Lors

¹ L'Unité Dobson (DU) correspond à $2,69 \cdot 10^{16}$ molécules d'ozone par cm^2 , dans les conditions normales de pression et température.

d'une exposition chronique, des réactions inflammatoires pulmonaires, troubles de la mémoire et des maux de tête peuvent se manifester.

L'ozone n'est pas émis de manière directe par l'homme dans l'atmosphère. Ce sont principalement les NO_x que l'on retrouve dans les gaz et fumées, qui sont indirectement responsables de cet excès d'ozone troposphérique. Leurs sources sont multiples mais proviennent principalement de la combustion faisant appel à une réaction rapide et à haute température (fours, chaudières, moteurs thermiques) et dans un degré beaucoup moindre, de certains procédés de fabrication (élaboration d'acide nitrique, fabrication d'amines, etc.).

Sous l'effet du rayonnement solaire, pendant les journées les plus chaudes de l'été, le NO_2 en présence de Composés Organiques Volatils (COV) et de monoxyde de carbone (CO) eux-mêmes issus de l'activité humaine, est transformé en NO et en O.



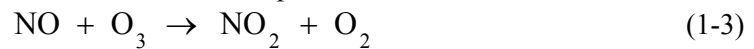
$h\nu$ étant l'énergie élémentaire émise par rayonnement pour une longueur d'onde donnée, avec :

- h : constante de Planck,
- ν : fréquence du rayonnement reçu.

L'oxygène ainsi formé réagit avec le dioxygène de l'air pour former de l'ozone.



La formation de l'ozone troposphérique est beaucoup plus complexe que le laisseraient supposer les réactions simples décrites dans les deux équations précédentes. En l'absence de COV et de CO, il se crée la nuit un équilibre entre l'ozone formé et l'ozone détruit par la réaction :



Cependant les COV et le CO en oxydant le NO par un ensemble de réactions, contrecarrent la réaction ci-dessus, avec comme conséquence une augmentation de la teneur en ozone troposphérique.

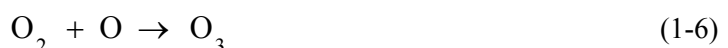
1.2 L'ozone stratosphérique

En cas de diminution de la concentration en ozone de la stratosphère, l'homme et l'environnement sont alors soumis à une exposition plus intense aux rayons ultraviolets et en particulier les UV_b qui peuvent détruire les cellules vivantes. Chez l'homme, cela pourrait ainsi provoquer un affaiblissement du système immunitaire, une augmentation du nombre de cancers de la peau et de la cataracte. Le métabolisme des végétaux serait perturbé par une réduction de la photosynthèse et la chaîne alimentaire des écosystèmes aquatiques perturbée par la diminution de productivité du phytoplancton.

Le mécanisme de destruction de l'ozone stratosphérique est avant tout un processus naturel. En effet, la photolyse de l'ozone intervient lorsque l'ozone absorbe une partie du rayonnement UV qui décompose la molécule en une molécule de O_2 et un radical oxygène libre. L'oxygène libre s'associe avec une molécule d'ozone pour former deux molécules de O_2 .



Pour parvenir à un équilibre naturel, de l'ozone se forme lorsque le rayonnement solaire décompose des molécules de O_2 et libère les atomes d'O qui combinent avec de O_2 pour former une molécule O_3 .



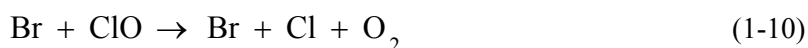
Seulement des molécules de chlore (Cl), le brome (Br) et l'iode (I), émises par l'homme et hautement réactives dans la haute atmosphère, viennent perturber cet équilibre précaire. Ces éléments chimiques, dits halogénés, appartiennent au groupement 17 (auss appelé groupe VII) du tableau périodique des éléments dont fait partie également le fluor. Cet atome combiné avec d'autres atomes d'hydrogène ou de carbone génère une molécule extrêmement stable qu'aucune réaction chimique naturelle ne peut

détruire entre le sol et les premiers kilomètres de l'atmosphère. Par conséquent, une longue accumulation s'opère dans les courants atmosphériques jusqu'à la stratosphère où les caractéristiques physico-chimiques ambiantes permettent aux ChloroFluoroCarbures (CFC) et aux HydroChloroFluoroCarbures (HCFC) d'être décomposés par la lumière du soleil. Les atomes de chlore, qui y sont produits, détruisent plus tard l'ozone par un cycle catalytique.

La destruction par l'action du chlore est réalisée par un cycle catalytique qui a tendance à s'atténuer avec le temps. Toutefois, selon le CITEPA (2007), les mesures en laboratoire révèlent qu'un atome de chlore détruit jusqu'à 200000 molécules d'ozone.



Le brome agit également sur l'ozone suivant les réactions suivantes :



Les conditions météorologiques particulières de l'antarctique (vortex polaire à -80°C en hiver), favorisent l'apparition de nuages stratosphériques polaires propices à la libération d'atomes de chlore et de brome actifs. Les cristaux de glace qui y sont formés fournissent de grandes surfaces propices aux cycles catalytiques et accélèrent les réactions chimiques. Dès le printemps austral (septembre-octobre), par activation photochimique due au rayonnement solaire, le chlore et le brome vont réagir avec les molécules d'ozone et les détruire. A la fin du printemps, le réchauffement atmosphérique entraîne la disparition des nuages stratosphériques qui laisse le chlore et le brome sous des formes inactives qui éteignent le processus de destruction de l'ozone. En Arctique, du fait de la présence de continents proches, ce phénomène est nettement moins marqué.

Pour rendre compte du comportement réactif d'une molécule vis à vis de l'ozone, chaque fluide frigorigène est caractérisé par une valeur de potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone (ODP). Ces valeurs sont généralement données en se référant au CFC-11 (ODP = 1) qui est l'un des chlorofluorocarbure (CFC) les plus agressifs à ce point de vue.

1.3 Les dispositions réglementaires

Puisque la destruction de l'ozone stratosphérique est liée à l'activité humaine, il est important de connaître l'origine de ces émissions de ces substances appauvrissant la couche d'ozone (SAO). Du fait de leur longue durée de vie dans la basse atmosphère (50 - 100 ans), les composés chlorés sont les principaux responsables de la diminution de la couche d'ozone stratosphérique. Ils proviennent essentiellement des CFC et des HCFC utilisés dans l'industrie du froid, dans la fabrication de mousse, d'aérosols et comme solvants. Une molécule de CFC peut libérer jusqu'à trois atomes de chlore.

1.3.1 Protocole de Montréal

Le Protocole de Montréal organisé par les Nations Unies en 1987, a été le premier rendez-vous international pour lutter contre l'appauvrissement de la couche d'ozone. A cette occasion, les nations représentées ont listé les molécules les plus agressives vis à vis de l'ozone stratosphérique afin d'en limiter leur production et à terme supprimer leur utilisation. Des exceptions sont autorisées lorsque les utilisations sont qualifiées de critiques ou essentielles. Pour permettre une évolution pragmatique du protocole, quatre amendements ont été apportés au texte initial. Ce dispositif autorise l'ajout de nouvelles substances à la liste initiale lorsqu'une action destructrice de la couche d'ozone est révélée.

Aujourd'hui, huit catégories de substances sont réglementées par les mesures du Protocole, parmi lesquelles les CFC et HCFC principalement utilisés par l'industrie du froid et du génie climatique.

En définitive, les pays industrialisés se sont engagés à ne plus produire les CFC du groupe I (référéncés en annexe du protocole) à partir de 2010 et de ne plus consommer les HCFC du groupe I à partir de 2030.

1.3.2 Programme européen et national

Afin de déployer ce protocole sur ses territoires, l'union européenne a mis en place le règlement n° 2037/2000, appliqué depuis le 1^{er} octobre 2000, dont voici les grands principes d'application :

1. Depuis le 1^{er} janvier 2002, il ne peut y avoir d'installation de réfrigération utilisant un CFC comme fluide frigorigène.
2. Pour les HCFC, interdiction depuis le 1^{er} janvier 2004, de charger en HCFC dans tous les nouveaux systèmes de réfrigération et conditionnement d'air.
3. Interdiction d'utiliser des HCFC neufs en maintenance à partir du 1^{er} janvier 2010 et interdiction d'utiliser des HCFC à partir du 1^{er} janvier 2015. Seuls les HCFC recyclés seront autorisés entre 2010 et 2015.

Dans le cadre communautaire, la France a légiféré sur ce règlement. Ainsi le 24 avril 2003, la loi n° 2003-377 autorisant l'approbation de l'amendement au protocole de Montréal du 16 septembre 1987 relatif à des substances qui appauvrissent la couche d'ozone, a été adoptée et est parue au JO n°97 du 25 avril 2003.

1.3.3 Résultats

Les observations scientifiques montrent une nette régression des concentrations des substances appauvrissant l'ozone (SAO), qui associées à leurs statistiques de production/consommation, font du protocole de Montréal un succès qui ne peut être démenti. En effet, les différents scénarii, représentés sur la Figure 1-2, montrent combien le protocole de Montréal et ses amendements successifs ont influencé la résorption du trou de la couche d'ozone.

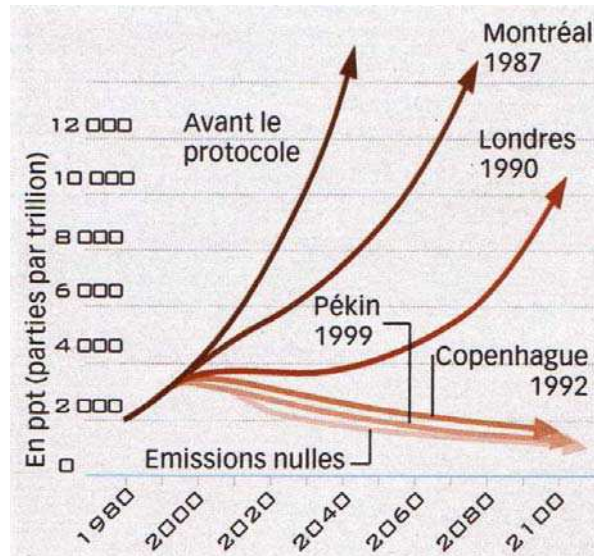


Figure 1-2: Scénarii de concentration de chlore dans l'atmosphère (UNEP, 1999).

Les quantités de SAO produites sont passées de 1,8 millions de tonnes en 1987 à 83 000 tonnes à la fin de 2005, soit une baisse de plus de 95 %. Selon les prévisions des scientifiques, la couche d'ozone pourrait se reconstituer en 2050 à nos latitudes, et en 2065 au-dessus de l'antarctique. Mais cette reconstitution pourrait prendre plus de temps que prévu si l'incidence du réchauffement de l'atmosphère sur la raréfaction de l'ozone s'intensifie.

La coopération internationale a été la clef du succès de ce protocole qui a permis la création d'un réseau scientifique mondial d'observatoires de la couche d'ozone et le transfert de technologies des pays développés vers les pays en voie de développement.

2 L'effet de serre

Comme les CFC et HCFC utilisés dans les systèmes frigorifiques vont disparaître progressivement, des substituts dépourvus de chlore ont été développés ; seulement si ces hydrofluorocarbones (HFC) n'altèrent pas la couche d'ozone, ils demeurent de puissants gaz à effet de serre.

2.1 Mécanismes de l'effet de serre

L'effet de serre est avant tout un phénomène naturel qui est essentiel à la vie de l'homme sur terre. Le soleil émet des ondes électromagnétiques qui, compte tenu de sa température de surface (5800 K), se répartissent dans les domaines de l'ultraviolet (10 %), du visible (40 %) et de l'infrarouge proche (50 %). Le flux solaire incident au sommet de l'atmosphère, que l'on appelle également la constante solaire, est égal à 1368 W.m^{-2} . Par conséquent et comme l'indique la Figure 1-3, le flux incident solaire moyenné sur toute la surface terrestre qui pénètre l'atmosphère est de 342 W.m^{-2} .

Le bilan sans effet de serre naturel, qui prend en compte le rayonnement terrestre, conduit à une température d'équilibre de $-18 \text{ }^\circ\text{C}$. Présents en petites quantités dans l'atmosphère, les gaz à effet de serre (GES) retiennent une bonne moitié du rayonnement solaire permettant d'obtenir une température moyenne à la surface de la terre d'environ $+15 \text{ }^\circ\text{C}$ (Figure 1-3).

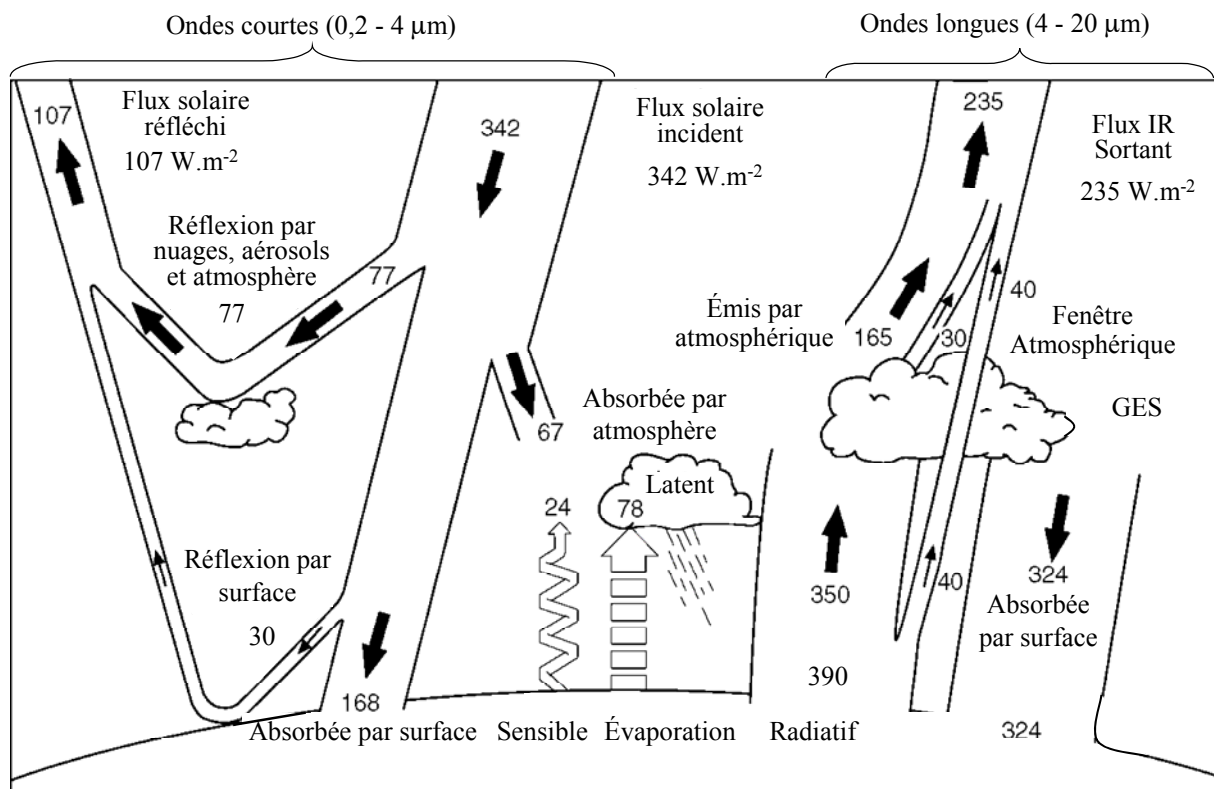


Figure 1-3 : Mécanisme de l'effet de serre selon Kiehl et Trenberth (1997).

Les deux constituants majoritaires de l'air (78 % d'azote et 21 % d'oxygène) n'ont pratiquement aucun effet sur le piégeage du rayonnement infrarouge. Ce sont donc les 1 % de gaz restants qui influent sur ces transferts radiatifs.

Cette fraction infime est composée principalement de vapeur d'eau (H_2O) et de dioxyde de carbone (CO_2) qui sont des gaz à effet de serre (GES). Mais elle intègre également une fraction de protoxyde d'azote (N_2O), de chlorofluorocarbure (CFC), hydrochlorofluorocarbure (HCFC), hydrofluorocarbure (HFC), de méthane (CH_4), de l'ozone (O_3)... qui sont des gaz à effet de serre d'origine anthropique et dont la concentration ne cesse de croître depuis le début de l'ère industrielle.

2.2 Les dispositions réglementaires

Afin de pouvoir cibler au mieux les actions sectorielles à mettre en place, une identification des différentes sources d'émission de GES a été réalisée par des instances de l'ONU. On remarque sur la Figure 1-4 que le dioxyde de carbone est le premier gaz anthropique incriminé et ses sources d'émissions proviennent essentiellement de l'utilisation de combustibles fossiles et du déboisement.

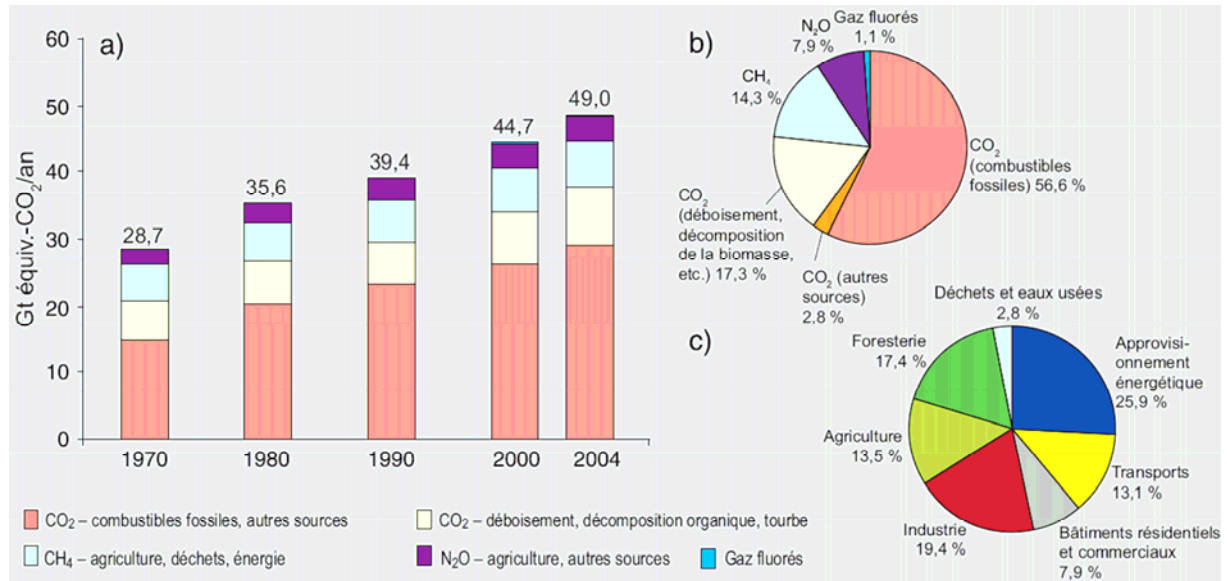


Figure 1-4: Emissions mondiales de GES et changement climatique (GIEC, 2007)

Le second gaz à effet de serre, est le méthane (CH₄) qui provient surtout de l'agriculture tout comme le protoxyde d'azote (N₂O) mais aussi de l'utilisation de combustibles fossiles. La contribution des gaz fluorés, utilisés principalement dans des applications frigorifiques mais aussi la production d'aérosols et de mousses, ne représente que 1,1 % des émissions mondiales annuelles. Si ce chiffre est faible comparé aux autres gaz, il n'en demeure pas moins que les inventaires nationaux des GES réalisés annuellement par le CITEPA (2007) montrent un accroissement spectaculaire des quantités de HFC (+ 1123 %) émises en masse dans l'atmosphère depuis 1990. Le remplacement à la suite du protocole de Montréal, des CFC par des HFC dans les pays de l'OCDE et la croissance des pays émergents expliquent ce phénomène. Toutefois, l'effet de structure des différentes molécules émises conduit à un accroissement plus limité de l'effet de serre relatif aux gaz fluorés (+ 268 %). D'après l'inventaire national de 2007, les émissions françaises de HFC dépassaient 13,9 Mt_{eq}.CO₂ sur un total des principaux GES de 444 Mt_{eq}.CO₂.

2.2.1 Protocole de Kyoto

Avant d'introduire les enjeux du protocole de Kyoto, il convient de rappeler que les CFC et HCFC ont des PRG généralement supérieurs à ceux de HFC. Par conséquent, le protocole de Montréal a été la première mesure de lutte efficace contre le réchauffement climatique bien que les émissions globales de GES aient continué de croître après l'éviction de ces CFC.

En décembre 1997, 162 pays représentés lors de la convention climat se sont engagés à stabiliser les concentrations de GES dans l'atmosphère à un niveau qui empêche toute perturbation anthropique dangereuse du système climatique. Pour se faire, ils doivent mettre en œuvre des programmes nationaux contenant des mesures visant à atténuer les changements climatiques et à publier des inventaires de leurs émissions de GES. Enfin le protocole prévoit que d'ici 2012, les émissions mondiales des six principaux gaz à effet de serre (CO₂, CH₄, N₂O, HFC, PFC, SF₆) soient réduites de 5,2 % par rapport au niveau d'émission de 1990.

Comme l'indique le Tableau 1-1, seuls les 38 pays les plus industrialisés (annexe I du protocole) se sont vus attribuer des objectifs de réduction d'émissions sur la période de référence (1990-2012) : UE-15 (-8 %), Etats-Unis (-7 %), Japon et Canada (-6 %), Russie (0 %)...

Tableau 1-1: Données des principaux émetteurs de GES concernés par Kyoto selon UNFCCC (2008).

Pays	Emissions en 1990	Kyoto (1990-2012)	Evolution (1990-2006)
	Gg _{équivalent CO₂}	%	%
Etats-Unis	5 410 620	-7 %	+14,0 %
Russie	3 506 410	-0 %	-29,3 %
UE-15	3 980 665	-8 %	-4,6 %
Japon	1 180 213	-6 %	+5,8 %
Ukraine	855 072	-0 %	-52,0 %

Les pays en voie de développement, comme la Chine, l'Inde et le Brésil, n'ont pas d'engagement quantifié de réduction de leurs émissions dans le protocole de Kyoto bien qu'ils l'aient ratifié. C'est une des raisons pour laquelle les États-Unis refusent toujours de ratifier le protocole en l'état. Toutefois, si Chine, l'Inde et le Brésil représentent une part importante des émissions globales de GES, leurs émissions par habitant sont très largement inférieures à celles des pays développés. Selon l'UNDP (2008), un américain émet en moyenne 20,6 tCO₂.an⁻¹ contre 3,8 tCO₂.an⁻¹ seulement par chinois.

Pour respecter cet engagement, des mécanismes de flexibilité ont été mis en place par des projets organisés conjointement entre deux partenaires, ou bien par l'échange de quotas d'émission.

- Réalisation de projets par mécanisme de développement propre (MDP) et de mise en œuvre conjointe (MOC). Ces mécanismes reposent sur le fait qu'un pays industrialisé se voit attribuer des quotas d'émissions s'il organise la réduction d'émissions dans un pays moins avancé (MDP) ou dans un autre pays industrialisé (MOC).
- Création d'un système d'échange international de crédits d'émission.

Malgré l'absence des Etats-Unis, le protocole est entré en vigueur en 2004, à la suite de sa ratification par la Russie (17 % des émissions).

2.2.2 Programmes européen et nationaux

Comme nous l'avons vu, les Etats membres de l'UE ont décidé de s'unir pour atteindre un objectif commun de réduction de -8 % des émissions de GES. En 2000, un premier programme européen sur le changement climatique (PECC) a été créé. Etalé sur cinq ans, il constitue le principal instrument de la Commission chargée de discuter et de préparer le projet de politique climatique de l'UE. Des groupes de travail ont cherché à identifier des stratégies prioritaires, sectorielles (transport, bâtiments, industrie et énergie) et économiquement avantageuses qui permettraient de respecter les engagements de Kyoto. La directive sur le marché des quotas de CO₂ fut assurément la mesure phare de ce plan qui concerne aujourd'hui près de 12000 sites répartis dans toute l'Europe. D'autres mesures ont également été traduites par des directives :

- la directive sur la mise en décharge permet de réduire les émissions de CH₄ des centres d'enfouissement de déchets,
- la directive sur l'électricité produite à partir d'énergies renouvelables fixe un objectif de 21 % d'électricité d'origine renouvelable d'ici à 2010,
- la directive "services énergétiques" oblige les Etats membres à élaborer une stratégie leur permettant de réduire leur consommation d'énergie de 1 % par an,
- la directive "cogénération" propose de promouvoir la cogénération dans l'UE,
- la directive "biocarburants" fixe la part des biocarburants sur le marché national des carburants : 5,75 % en 2010,
- la directive sur la performance énergétique des bâtiments vise à promouvoir l'amélioration de la performance énergétique des bâtiments.

Fin 2005, un nouveau programme (PECC2), créé sur la même base que le PECC1, a imposé l'application de nouvelles directives aux Etats membres de l'UE. Parmi elles figure la directive 2006/40 spécifique aux systèmes de climatisation mobiles. Depuis le 1^{er} janvier 2005, toutes les voitures particulières et véhicules utilitaires légers neufs équipés de systèmes de climatisation

contenant des gaz fluorés dont le potentiel de réchauffement planétaire est supérieur à $150 \text{ kg}_{\text{eq. CO}_2}$ ($\text{PRG}_{\text{HFC-134a}}=1430 \text{ kg}_{\text{eq. CO}_2}$) respectent un taux de fuite maximal de 40 g.an^{-1} pour un évaporateur simple effet (et 60 g.an^{-1} pour un évaporateur double effet)ⁱ.

D'après une étude réalisée pour la commission européenne, le taux de fuite moyen dans l'UE est de 53 g.an^{-1} de HFC-134a mais varie entre 30 et 80 g.an^{-1} . Toutefois, la principale réforme de ce texte consiste à interdire progressivement l'utilisation du HFC-134a dans les climatiseurs embarqués. A partir de 2011, les gaz fluorés au potentiel de réchauffement planétaire supérieur à $150 \text{ kg}_{\text{eq. CO}_2}$ pour les nouveaux modèles de véhicule seront interdits. Puis à partir de 2017, cette mesure sera étendue à tous les véhicules neufs. Cette restriction sera expliquée plus largement dans la seconde partie du manuscrit.

Cette directive a rapidement été associée au règlement (842/2006), appelée F-gas, dont le but est de réduire les émissions directes de fluide frigorigène des installations frigorifiques. Il concerne toutes les installations fixes et mobiles, dont la charge en fluide frigorigène est supérieure à 3 kg et qui utilisent des GES fluorés au PRG supérieur à $150 \text{ kg}_{\text{eq. CO}_2}$. Il conseille de confiner les charges et impose un suivi annuel des consommations ainsi qu'un étiquetage des installations. Enfin, la manipulation des fluides ne peut être confiée qu'à des personnels certifiés qui disposent de matériels adéquats. Le règlement (1516/2007) définit les exigences de contrôle d'étanchéité de tous les équipements fixes de plus de 3 kg. Ces réglementations ont ensuite été transcrites par l'ensemble des pays de l'UE en droit national.

Les pays ont la possibilité de renforcer ce règlement européen. En France par exemple, toutes les installations aux HFC dont la charge est supérieure à 2 kg (au lieu de 3 kg) sont concernées par le décret. D'autres pays comme la Norvège et le Danemark ont instauré des taxes environnementales qui dissuadent d'utiliser des HFC au profit des fluides naturels dont nous parlerons dans la Partie 2.

2.2.3 Résultats

En 2007, l'agence européenne pour l'environnement (AEE) a fait une analyse des émissions de 1990 à 2006 et des projections d'émissions sur la période d'engagement du protocole de Kyoto 2008-2012 (AEE 2008). Les données montrent que les 15 États membres initiaux de l'UE (UE-15) ont réduit de 2,7 % leurs émissions de GES entre 1990 et 2006 et les projections indiquent qu'en 2012, les émissions seront réduites de 11 % par rapport à 1990. Le rapport stipule que l'objectif ne sera atteint qu'en combinant les mesures communautaires et les activités portant sur les puits de carbone et de crédits de réduction d'émissions en dehors de l'UE. En 2006, quatre États membres de l'UE-15 (France, Grèce, Royaume-Uni et Suède) avaient déjà atteint un niveau inférieur à leur objectif de Kyoto. Huit États membres supplémentaires (Allemagne, Autriche, Belgique, Finlande, Irlande, Luxembourg, Pays-Bas et Portugal) prévoient qu'ils atteindront leurs objectifs, ce qui, à en croire leurs projections, n'est pas le cas des trois États membres restants (Danemark, Espagne et Italie). Enfin, les 12 États membres qui ont adhéré à l'UE entre 2004 et 2007 prévoient d'atteindre leurs objectifs de Kyoto (6-8 %) malgré une augmentation des émissions prévue entre 2006 et 2010.

Si l'UE et la Russie semblent être en mesure de tenir leurs engagements initiaux, respectivement -8 % et 0 %, la situation de certains pays comme le Japon est plus compliquée. Leurs émissions ont augmenté de 14 % par rapport à 1990 et le Premier ministre (16/06/09) japonais s'est fixé comme nouvel objectif de réduire de 15 % d'ici 2020 ses émissions de GES par rapport à 2005, soit -8 % par rapport à 1990.

2.3 Impact du secteur du froid

La Figure 1-4 indiquait que les gaz fluorés contribuaient modestement à l'effet de serre global mais leurs émissions sont en progression constante. La Figure 1-5 indique la répartition nationale des consommations de HFC en 2007, dans le secteur de la climatisation et de la réfrigération. Elle montre que la climatisation embarquée est le principal contributeur avec 37,7 %. Deux facteurs expliquent ce chiffre élevé :

ⁱ L'évaporateur double effet est un système dans lequel un évaporateur est monté dans le compartiment moteur et l'autre dans un compartiment différent du véhicule; tous les autres systèmes sont considérés comme des évaporateurs simple effet.

- Un taux d'équipement en climatiseur des véhicules particuliers toujours croissant depuis 2000 et qui devrait atteindre 9 véhicules neufs sur 10 en 2010. Un taux d'équipement comparable à ceux observés aujourd'hui aux États-Unis et au Japon.
- les spécificités du secteur qui engendrent des vibrations et des chocs synonymes de fuites.

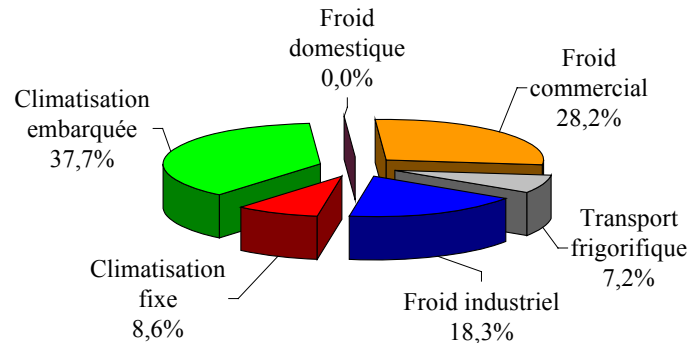


Figure 1-5 : Emissions des HFC dans le froid pour la France selon le CITEPA (2007).

Au milieu des années 1990, le taux de fuite des climatiseurs automobiles étaient supérieurs à 200 g.an^{-1} . Les nouveaux matériaux moins perméables et les garnitures de compresseur plus étanches ont permis de réduire considérablement ce taux de fuite. Le taux de fuite maximum autorisé par la Directive européenne est de 40 g.an^{-1} pour les évaporateurs simple effet et 50 g.an^{-1} pour les évaporateurs double effet. Seulement l'étude de Schwarz et Harnisch (2003) montrent qu'en réalité, il est de 53 g.an^{-1} et varie entre 29 et 82 g.an^{-1} . Selon Gagnepain (2006), les technologies disponibles permettent de concevoir des boucles émettant de l'ordre de 10 g.an^{-1} , sur une quantité initialement chargée inférieure à 600 g.

On remarque que les secteurs du froid commercial et industriel sont également d'importants émetteurs de part leurs fuites latentes. Beaucoup de leurs installations se caractérisent par des distances importantes entre les lieux de production et de distribution finale du froid. Des charges considérables en fluide frigorigène sont nécessaires pour une puissance frigorifique relativement faible.

La contribution des différents gaz à effet de serre au réchauffement global a été introduit par Rogers et Stephens (1988) puis Fisher et al. (1990) afin d'évaluer l'effet de réchauffement relatif des HFC de manière analogue à ce qui avait été fait pour le potentiel de destruction de l'ozone (ODP). La définition officielle du potentiel de réchauffement global (PRG) est celle proposée par le GIEC : *"Indice décrivant les caractéristiques radiatives des mélanges homogènes de gaz à effet de serre, qui représente l'effet combiné des temps de séjour différents de ces gaz dans l'atmosphère et de leur pouvoir relatif d'absorption du rayonnement infrarouge. Cet indice donne une valeur approximative de l'effet de réchauffement intégré dans le temps d'une masse unité d'un gaz à effet de serre donné dans l'atmosphère actuelle par rapport à celui du dioxyde de carbone"*. Cette définition est retranscrite dans l'équation 1-12 :

$$\text{PRG}_{\text{HT}} = \frac{\int_0^{\text{HT}} a_{\text{GES}}(t) \cdot [x_{\text{GES}}(t)] \cdot dt}{\int_0^{\text{HT}} a_{\text{CO}_2}(t) \cdot [x_{\text{CO}_2}(t)] \cdot dt} \quad (1-12)$$

où :

- HT : horizon temporel de calcul (généralement 100 ans),
- $a(t)$: forçage radiatif lié à l'émission d'une unité du gaz dans l'atmosphère ($\text{W.m}^{-2}.\text{kg}^{-1}$),
- $x(t)$: concentration prenant en compte la dégradation du gaz en fonction du temps depuis son émission instantanée à $t = 0 \text{ s}$.

Par conséquent, chaque fluide a un PRG qui lui est propre et varie en fonction de l'horizon temporel étudié. Sur une période de 100 ans, l'émission d'un kilogramme de CH_4 et de HFC-134a auront le même impact que 25 et 1430 kg de CO_2 respectivement émis au même instant.

L'évaluation complète de ce secteur d'activité nécessite la prise en compte des consommations énergétiques des systèmes thermodynamiques qui représente 15 % de l'électricité consommée dans le monde. Selon l'IIF (2004), 20 % de l'impact du froid sur le réchauffement climatique est imputable aux émissions des fluides halogénés dans l'atmosphère contre 80 % à la consommation énergétique des systèmes frigorifiques.

Le TEWI (Total Equivalent Warming Impact en anglais) est un indicateur qui permet d'évaluer l'impact direct et indirect d'un système sur l'effet de serre, de sa mise en service à son démantèlement. Cet outil, qui s'exprime en kilogramme équivalent de dioxyde de carbone ($\text{kg}_{\text{eq.CO}_2}$), prend en compte le taux de fuite, la récupération de la charge en fin de vie ainsi que la nature du fluide et dépend du PRG du fluide frigorigène comme l'indique l'Equation 1-13.

$$\text{TEWI} = \underbrace{\text{PRG} \times (m \times (1 - r) + m \times f \times n)}_{\text{Direct}} + \underbrace{\text{Wa} \times A \times n}_{\text{Indirect}} \quad (1-13)$$

où :

- PRG : Pouvoir de Réchauffement Global ($\text{kg}_{\text{eq.CO}_2}$),
- r : taux de récupération en fin de vie de la machine (%),
- m : charge de fluide frigorigène (kg),
- f : taux de fuite annuel du système (%),
- n : durée de vie du système (années),
- Wa : consommation annuelle d'énergie (kWh.an^{-1}),
- A : coefficient de conversion d'émission de CO_2 ($\text{kg}_{\text{CO}_2.\text{kWh}^{-1}}$).

Les progrès apportés par le Protocole de Montréal n'ont pas été suivis de réduction d'émissions des fluides halogénés. Au contraire, dans les pays engagés par des réductions de Kyoto, ces fluides sont les seuls GES à avoir des émissions en progression (10,1 % sur la Figure 1-6) sur la période 1990-2006. D'après les relevés annuels de l'AFEAS, on remarque qu'en 2006 les émissions cumulées de HFC-134a, originaires de la réfrigération et du conditionnement d'air, ont atteint le niveau de production cumulée entre 1990 et 2001.

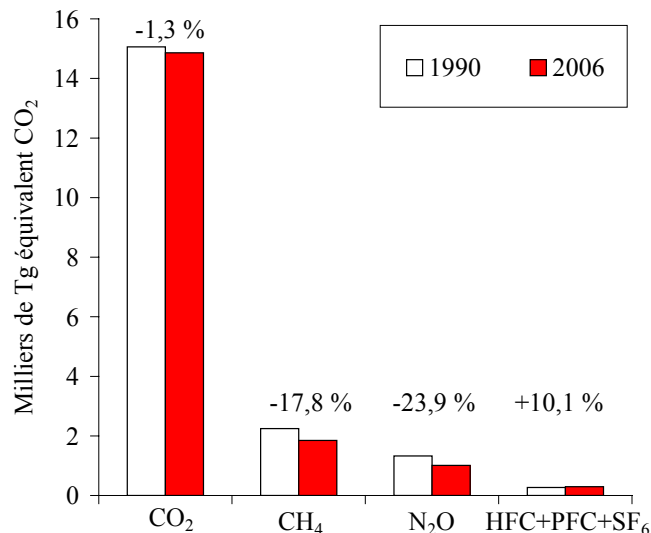


Figure 1-6: Evolution des principaux GES dans les pays engagés par Kyoto UNFCCC (2008).

3 Conclusion

La destruction de l'ozone stratosphérique a été le premier problème environnemental auquel la communauté internationale a dû faire face. Au travers du protocole de Montréal de 1987, elle a su apporter une réponse efficace en imposant la suppression progressive des composés chlorés et bromés à plusieurs secteurs d'activités comme celui du froid. C'est ainsi qu'en 2030, plus aucune machine frigorifique ne pourra utiliser de CFC ou de HCFC comme réfrigérant, qui de plus ont des PRG largement supérieurs à ceux des HFC de substitution.

Depuis que la résorption du trou de la couche d'ozone a été constatée scientifiquement, le réchauffement planétaire est devenu le nouvel enjeu international. Le Protocole de Kyoto de 1997 a également démontré que les politiques pouvaient permettre des réductions des émissions de GES. Les différentes directives et règlements qui promeuvent l'amélioration des performances énergétiques, la meilleure qualification des personnels ou tout simplement l'interdiction sectorielle de substances à fort impact environnemental, vont vraisemblablement permettre à l'UE de tenir ses engagements initiaux (-6 % par rapport à 1990).

Malgré ces premiers efforts consentis par une partie des 38 pays industrialisés, les émissions globales de GES ne cessent d'augmenter, +9,6 % sur la période 2000-2004 selon la Figure 1-4. La prochaine conférence des Nations Unies sur le climat qui se tiendra en décembre prochain à Copenhague, à laquelle participeront presque tous les 192 pays membres de l'ONU, devra apporter des solutions concrètes à ce problème environnemental. Cette réunion devra aboutir à un consensus rassemblant un maximum des parties auxquelles devraient être attribués de nouveaux objectifs de réduction d'émissions de GES pour l'après Kyoto (2012).

Les pays industrialisés auront un rôle essentiel à jouer et devront avoir des objectifs de réduction des émissions ambitieux et juridiquement contraignants. Sans cela les pays en développement, qui jugent les pays industrialisés comme les premiers responsables du réchauffement climatique, ne prendront pas les mesures qui s'imposent. Ce dernier point est essentiel car comme l'indique le Tableau 1-2, les quantités de CO₂ émises par la Chine et l'Inde sont considérables.

Tableau 1-2 : Emissions de CO₂ des principaux pays émetteurs (selon UNDP 2008).

Rang	Emetteur	Emissions totales de CO ₂ (Mt)	
		1990	2004
1	Etats-Unis	4 818	6 046
2	Chine	2 399	5 007
3	Russie	1 984	1 524
4	Inde	682	1 342
5	Japon	1 071	1 257
6	Allemagne	980	808
15	France	364	373
16	Brésil	210	332

La Chine, qui depuis cet inventaire est devenue le premier émetteur mondial, a vu doubler ses émissions de CO₂ entre 1990 et 2004, à l'instar de l'Inde. Sans l'implication de ces pays, il semble difficile d'enrayer l'accroissement des émissions de GES.

Les annonces faites par les uns et les autres préparent ces prochaines négociations et sont pour le moment globalement positives. Par exemple, l'UE a donné son accord à un paquet énergie-climat qui permettrait d'atteindre, d'ici 2020, son objectif de 20 % de réduction de ses émissions par rapport aux niveaux de 1990 (30 %, si d'autres pays industrialisés s'y conforment). Aux Etats-Unis, l'administration Obama a exprimé sa volonté de parvenir à 80 % de réduction des émissions de GES d'ici 2050, et de revenir aux taux de 1990 d'ici 2020. Dans cette perspective, des pays en développement qui ont par ailleurs mis en œuvre des stratégies nationales, devraient s'engager à les intensifier.

Concernant le secteur du génie frigorifique, la réglementation européenne sur la climatisation mobile à faible PRG va probablement faire reculer les émissions de HFC pour cette application. Selon Didier Coulomb (2009), directeur de l'Institut International du Froid, si cette mesure s'avère convaincante, elle pourrait être étendue aux systèmes stationnaires. Dans pareille situation, peu de fluides synthétiques actuels répondront aux attentes des législateurs. L'utilisation de fluides naturels serait la solution à cette problématique, à moins que l'industrie chimique soit capable de proposer des molécules à faible PRG et aux performances énergétiques plus élevées que celles des fluides naturels.

En effet, la contribution directe sur l'effet de serre des installations frigorifiques est bien inférieure à sa contribution indirecte, 20 % contre 80 %. Par conséquent, le remplacement d'un fluide frigorigène par un autre ne peut être pertinent que si ce dernier propose des consommations énergétiques meilleures ou comparables à l'existant.

Le second chapitre traitera des types de fluides qu'il est possible d'utiliser dans les circuits frigorifiques tandis que le troisième chapitre s'attachera à l'adaptation du cycle frigorifique au fluide.

Chapitre 2 : Les substituts des HFC actuels

Dans la précédente partie, nous avons vu que le secteur d'activité du froid et du génie climatique devait apporter des solutions conduisant à réduire ses émissions globales de GES.

Trois pistes peuvent être étudiées, l'utilisation de procédés alternatifs tels que les systèmes solaires à sorption, l'utilisation de fluides naturels ou le développement de nouveaux substituts aux HFC actuellement utilisés. Dans ce manuscrit, nous ne nous intéresserons qu'aux deux dernières propositions.

L'évaluation d'un fluide frigorigène et de son système comporte deux volets :

- *Tout d'abord le choix d'un réfrigérant qui doit se porter vers celui qui a un faible PRG afin de diminuer l'impact des émissions latentes ou accidentelles qui ne peuvent être complètement éliminées.*
- *Ensuite, le système chargé avec le fluide retenu doit faire l'objet d'une évaluation de ses performances, en fonction de son lieu d'implantation et des conditions de fonctionnement pour ensuite être comparé aux systèmes concurrents.*

Au préalable, un aperçu des principales réglementations en vigueur dans le domaine peut être utile pour guider le choix du fluide frigorigène

1	REGLEMENTATION PRATIQUE SUR LES FLUIDES FRIGORIGENES.....	31
1.1	DIRECTIVE DES EQUIPEMENTS SOUS PRESSION	31
1.2	NORME EN-378 : 2008	31
2	MOLECULES ISSUES DU GENIE CHIMIQUE	33
2.1	REPLAÇANTS DU HFC-134A DANS LA CLIMATISATION AUTOMOBILE.....	33
2.1.1	MELANGES A FAIBLE PRG	34
2.1.2	HFO-1234YF (2,3,3,3-TETRAFLUOROPROP-1-ENE)	35
2.2	PROGRAMME DE RECHERCHE MELCOO	38
2.2.1	DEMARCHE ORIGINALE DE LA CAMD ADAPTEE A L'ETUDE	39
2.2.2	RESULTATS DE LA CAMD ET DE L'ETUDE DES BASES DE DONNEES	40
2.2.3	GRANDEURS A EVALUER EXPERIMENTALEMENT	47
3	FLUIDES NATURELS.....	48
3.1	HYDROCARBURES ET AMMONIAC	49
3.1.1	HYDROCARBURES	49
3.1.2	AMMONIAC	51
3.1.3	REDUCTION DE LA CHARGE DE FRIGORIGENE	51
3.2	L'EAU.....	53
3.3	DIOXYDE DE CARBONE	55
3.3.1	LES PROPRIETES DU CO ₂	55
3.3.2	LE CYCLE TRANS-CRITIQUE	58
3.3.3	LES APPLICATIONS DU CO ₂	60
4	CONCLUSION.....	66

1 Réglementation pratique sur les fluides frigorigènes

Les réglementations européennes relatives aux substances fluorées, évoquées dans le premier chapitre, indiquent les modalités de mise sur le marché et de traçabilité des fluides, les contrôles périodiques à effectuer et la qualification requise des personnels manipulateurs de fluides. Leur but est de permettre à l'UE de respecter ses engagements pris lors du protocole de Kyoto mais aussi d'atteindre des réductions d'émissions de GES encore plus importants. En revanche, elles ne fournissent aucune information relative aux règles pratiques à mettre en oeuvre depuis la conception d'un système frigorifique jusqu'à sa mise en service. Les règles sont nombreuses et la Directive des Equipements Sous Pression (DESP) et la norme harmonisée EN-378 sont les deux principaux textes en la matière.

1.1 Directive des Equipements Sous Pression

Les équipements sous pression représentent un danger potentiel pour les personnes que l'Union Européenne a réglementé via la Directive 97-23-CE et que le Décret 99-1046 fait appliquer sur le territoire Français.

Les équipements visés par cette réglementation, lorsqu'ils sont mis sur le marché, doivent :

- Etre d'un usage sûr ;
- Répondre aux exigences en matière de conception, de fabrication et d'essai ;
- Satisfaire aux procédures appropriées d'évaluation de la conformité ;
- Porter le marquage "CE" et autres informations.

Les autres équipements doivent simplement respecter les règles de l'art.

L'évaluation de conformité à la Directive s'effectue à partir de modules définissant des exigences de conception, de fabrication, de sécurité de fonctionnement et de moyen d'inspection. Ceux ci sont reportés en Annexe 1.

Ces exigences dépendent de la nature du fluide et de l'équipement considéré :

- Nature du fluide : liquide ou gazeux à une pression de 0,15 MPa et une température maximale,
- Dangerosité du fluide (gr 1 : fluides dangereux et gr 2 : autres fluides),
- Type d'équipement : récipient (bouteille, compresseur,...) ou tuyauteries (échangeurs compris).

Le cas pratique d'une bouteille de liquide recevant du propane est traité en Annexe 2. Cette Directive se veut beaucoup plus contraignante pour les systèmes frigorifiques de forte puissance car les volumes internes des composants d'une installation peuvent être importants et présentent un risque plus élevé. A puissance identique, les fluides à forte pression et/ou dangereux nécessitent une évaluation de conformité également plus contraignante.

1.2 Norme EN-378 : 2008

La DESP s'appuie sur des normes harmonisées en vigueur dont la EN-378 : 2008 qui est la plus importante. Cette norme, relative aux systèmes de réfrigération et pompes à chaleur, fournit des règles pratiques aux concepteurs et installateurs qui satisfont les exigences de sécurité et d'environnement. La notion phare de la norme est de définir d'éventuels seuils maximaux de charge en fluide frigorigène, en fonction du lieu d'implantation de l'installation, du type de système de réfrigération mais surtout de la nature du fluide.

Les exigences ne sont pas les mêmes selon le type d'occupation des bâtiments : leur accessibilité et le degré d'information des personnes qui y ont accès. Comme le rapporte le Tableau 2-1, trois catégories d'occupation se distinguent.

Tableau 2-1: Catégories d'occupation des bâtiments.

Catégories	Caractéristiques d'occupation
Occupations générales A	Pièces, partie de bâtiment, bâtiments où : - des personnes peuvent dormir - des personnes sont restreintes dans leurs mouvements - un nombre incontrôlé de personnes sont présentes ou quiconque a accès sans personnellement être au courant des mesures de sécurité nécessaires.
Occupations surveillées B	Pièces, parties de bâtiment, bâtiments où seul un nombre limité de personnes peuvent se rassembler, certaines étant au courant des mesures générales de sécurité de l'établissement.
Occupations uniquement à accès réservé C	Pièces, parties de bâtiment, bâtiments où n'ont accès que des personnes autorisées qui sont au courant des mesures générales et spéciales de sécurité de l'établissement et où la fabrication, le traitement (ou stockage du matériel ou produits) sont faits sur place.

Le type du système de réfrigération est également un facteur à prendre en considération dans l'évaluation des risques. Deux typologies de système existent :

- L'évaporateur ou le condenseur du système de réfrigération est en contact direct avec l'air ou le milieu à refroidir ou à chauffer. Les systèmes dans lesquels un fluide de refroidissement secondaire est en contact direct avec l'air ou les marchandises à refroidir ou à chauffer (systèmes à pulvérisation ou à conduit) doivent être considérés comme des systèmes directs.
- L'évaporateur refroidit ou le condenseur chauffe le fluide caloporteur qui circule dans un circuit fermé qui contient des échangeurs thermiques en contact direct avec le milieu à traiter.

Dans la mesure où les risques potentiels avec les systèmes indirects sont moindres, la charge maximale autorisée est plus élevée qu'avec un système direct.

Enfin, les caractéristiques d'inflammabilité et de toxicité du fluide frigorigène sont également importantes. Comme l'indique le Tableau 2-2, six familles de fluide sont identifiables.

Tableau 2-2 : Classification des fluides frigorigènes.

	Faiblement toxique	Fortement toxique	
Non inflammable	A1	B1	Aucune limite d'inflammabilité dans l'air à 60°C et 1 P _{atm}
Faiblement inflammable	A2	B2	LII > 3,5 %vol et ΔH _C < 19000 kJ.kg ⁻¹
Inflammable	A3	B3	LII ≤ 3,5 %vol ou ΔH _C ≥ 19000 kJ.kg ⁻¹
	Pas d'effet toxique sur travailleur exposé à des concentrations ≥ 400 ppm	Pas d'effet toxique sur travailleur exposé à des concentrations < 400 ppm	

La limite pratique représente le niveau de concentration le plus élevé dans un espace occupé qui n'entraîne aucun effet nuisible pour l'évacuation d'urgence. Elle correspond à la valeur la plus contraignante des trois grandeurs suivantes : la limite d'exposition de toxicité aiguë (ATEL), la limite de privation d'oxygène (ODL) et la limite de concentration inflammable qui dépend de la limite inférieure d'inflammabilité (LCI = 20 % LII).

Une fois ce travail d'identification réalisé, la masse de fluide frigorigène admissible dans un système frigorifique se détermine par le produit du volume du local occupé et de la limite pratique du fluide.

L'Annexe 3 résume toutes les configurations possibles. Dans certains cas, cette masse maximale est imposée ou bien fonction soit de la densité des personnes, soit de la limite inférieure d'inflammabilité. Pour les systèmes de conditionnement d'air ou pompe à chaleur pour le confort des personnes, la charge dépend de la limite inférieure d'inflammabilité du fluide conformément au dernier tableau de l'Annexe 3.

La Norme relative aux systèmes de réfrigération et pompes à chaleur donne des aspects pratiques à respecter qui dépendent principalement de la nature du fluide frigorigène. Tous les fluides sont concernés, mais ceux qui ont des caractéristiques pouvant représenter un danger pour les personnes et l'environnement (toxicité, inflammabilité et pression) subissent des contraintes plus importantes.

2 Molécules issues du génie chimique

Selon AFEAS (2006), la production mondiale des HFC et HCFC a atteint $424 \cdot 10^3$ tonnes en 2006 dont 37 % de HFC-134a et 39 % de HCFC-22. Environ 85 % de la production du HFC-134a est utilisée pour la réfrigération et le conditionnement d'air et son taux de rejet atmosphérique avoisine 59 %. Selon Palandre et al. (2003), les climatiseurs automobiles sont les plus émissifs avec 78 % des émissions mondiales de HFC, suivis par les systèmes de climatisation fixe avec 9 %. Alors que la masse initiale de HFC-134a chargée dans les climatiseurs automobiles est en moyenne de 750 g, les fuites tout au long de la vie du système atteignent 1135 g selon un scénario optimiste de Clodic et al. (2003).

Ces chiffres démontrent la volonté de l'UE de mettre en place une directive afin de limiter ces fuites, puis d'éliminer progressivement le HFC-134a dans les systèmes de climatisation mobile, au profit d'un fluide dont le PRG est inférieur à 150 kgeq._{CO2}.

Selon Sousa (2008), la production mondiale de véhicules, qui était de 69,2 millions d'unités en 2006, ne cesse d'augmenter compte tenu de la forte croissance des pays émergents. Dans la mesure où le taux d'équipement des véhicules neufs est de 90 %, on comprend la dimension des enjeux environnementaux et économiques sous-jacents à ce secteur d'activité.

Le HFC-152a (PRG = 124 kgeq._{CO2}) a été le seul HFC pur envisagé pour l'automobile mais sa légère inflammabilité nécessite un système de distribution indirect (Clodic et al., 1999) qui semble avoir dissuadé les constructeurs automobiles (UNEP, 2006). La possibilité de trouver de nouveaux HFC semble faible car les combinaisons de substitution d'atomes de fluor par de l'hydrogène sont limitées. C'est pourquoi, les investigations ne se restreignent plus à l'étude des HFC et à leurs mélanges. Dorénavant, elles s'élargissent vers d'autres familles telles que les hydrofluoroethers (HFE), les hydrofluoroléfines (HFO), les alcools, les amines...

L'évaluation complète d'une nouvelle molécule est longue et fastidieuse car elle comprend la recherche de voies de synthèse économiquement et environnementalement viables, l'évaluation des performances énergétiques mais aussi la toxicité, l'inflammabilité et beaucoup d'autres aspects d'ordre technologique.

Dans ce chapitre nous exposerons les travaux réalisés sur ce sujet par les firmes Honeywell et Dupont Nemours puis les travaux de génération moléculaire entrepris par le consortium dont le CNAM est le pilote.

2.1 Remplaçants du HFC-134a dans la climatisation automobile

Les programmes de recherche pour proposer une solution de rechange au HFC-134a se sont intensifiés depuis l'annonce de la directive européenne sur la climatisation automobile. Ils se déclinent sous deux formes distinctes. La première consiste à mélanger des HFC connus, ce qui présente l'avantage de nécessiter peu de travaux de validation toxicologique et d'inflammabilité. A l'inverse, la seconde demande consiste en une validation expérimentale complète de l'évaluation d'une molécule brevetée mais non-commercialisée.

2.1.1 Mélanges à faible PRG

En 2006, un mélange azéotrope binaire de remplacement direct du HFC-134a a été proposé par Honeywell. Ce mélange, dénommé "Fluid H" est majoritairement composé du HFO-1234yf (1,1,1,2 Tétrafluoropropène - $\text{CF}_3\text{CF}=\text{CH}_2$) et minoritairement de CF_3I . Le premier composé est nouveau tandis que le second est utilisé comme agent d'extinction dans le secteur militaire. Le HFO-1234yf appartient à la famille des hydrofluoro-oléfinés qui est une molécule insaturée ayant une double liaison covalente entre deux atomes de carbone. La double liaison est formée d'une liaison forte et d'une liaison appelée liaison insaturée plus faible qui cède plus facilement. Les principales caractéristiques du mélange sont celles indiquées dans le Tableau 2-3.

Tableau 2-3 : Propriétés du fluide H ; comparaison avec le R-134a

Fluide	Unité	Fluid H	HFC-134a
T _{ébullition}	°C	-30	-26
T _{critique}	°C	97	102
P _{sat} (5°C)	MPa	0,381	0,350
P _{sat} (65°C)	MPa	1,795	1,890
Inflammabilité	-	Non	Non
PRG _{100ans}	kg _{éq.} CO ₂	<10	1430

On remarque que les propriétés physiques du mélange sont similaires à celles du R-134a, démontrant ainsi la volonté de trouver un remplaçant direct au HFC-134a ("drop-in" en anglais). Malgré une légère diminution théorique du coefficient de performance et de la capacité frigorifique, le "Fluid H" semblait être le substitut idéal mais l'iode lui confère un impact néfaste sur l'ozone.

La première valeur empirique de l'ODP du CF_3I a été estimée égale à 0,008 par Solomon (1994). Ensuite, les connaissances en chimie atmosphérique ont permis à Li et al. (2006) d'estimer l'ODP à une valeur comprise entre 0,011 et 0,018. Cette dernière valeur haute est la référence auprès de l'UNEP. Il faut noter que cette substance n'est pas réglementée par le protocole de Montréal car :

- son ODP est faible du fait d'un court temps de séjour dans l'atmosphère,
- son utilisation est jusqu'à présent singulière.

Le "Fluid H" a ouvert un débat passionné sur la vision qu'il faut avoir pour traiter de front les deux problèmes environnementaux majeurs que sont le changement climatique et la résorption du trou de la couche d'ozone stratosphérique. Calm (2008), comme une partie de la communauté scientifique, propose le compromis environnemental qui est d'accepter des fluides à très faibles ODP mais avec un faible PRG. Toutefois, certains hydrochlorofluorocarbures ont un ODP inférieur à celui du CF_3I et sont des substances réglementées par le protocole de Montréal. Par conséquent, il paraît difficile d'imaginer qu'il ne le soit pas en cas d'utilisation dans les systèmes de climatisation automobile. En 2008, des problèmes de stabilité moléculaire ont mis fin aux travaux sur le "Fluid H".

Dans le même temps, Dupont de Nemours a développé un mélange zéotrope appelé "DP-1" dont les principales caractéristiques sont reportées dans le Tableau 2-4. Les propriétés voisines de celles du HFC-134a démontrent une nouvelle fois que la démarche a été la même que celle adoptée par Honeywell. Les performances théoriques d'un cycle au "DP-1" sont encore une fois inférieures à celles d'un cycle au HFC-134a. Seulement, les premiers tests de toxicité ont eu raison du mélange "DP-1".

Tableau 2-4 : Propriétés du fluide DP1 ; comparaison avec le R-134a

Fluide	Unité	DP-1	HFC-134a
Glissement T	K	4	-
T _{critique}	°C	105	102
P _{sat} (5°C)	MPa	0,32	0,35
P _{sat} (54°C)	MPa	1,38	1,47
Inflammabilité	-	Non	Non
PRG _{100ans}	kg _{éq.} CO ₂	<40	1430

Nous avons cherché à comprendre quelle avait été la démarche d'Honeywell pour élaborer son mélange de substitution. Deux contraintes principales leur étaient imposées, la directive F-gas qui exige un PRG inférieur à 150 kg_{éq.CO2} ainsi qu'une utilisation sûre que préconise l'industrie automobile (non-inflammable et non toxique).

Bivens et Minor (1998) proposent une corrélation qui permet de connaître approximativement si un fluide frigorigène est inflammable ou pas. Il suffit de connaître le rapport du nombre d'atomes de fluor sur le nombre d'atomes de fluor et hydrogène $F / (F + H)$:

- supérieur à 67 % alors tout indique que la molécule est non-inflammable,
- rapport compris entre 60 et 67 % la molécule peut être inflammable,
- en deçà de 60 %, la molécule est inflammable.

Dans le cas du HFO-1234yf ce rapport est égal à 66 %, cette molécule est donc potentiellement inflammable. Pour palier à ce problème, un agent d'extinction lui a été adjoint. Comme le plus connu, l'Halon 1301, est interdit d'utilisation par le protocole de Montréal, il a été remplacé par son substitut, le CF₃I.

D'après la définition du PRG, citée dans le chapitre précédent, l'impact d'une molécule sur l'effet de serre dépend de son forçage radiatif et de sa concentration dans l'atmosphère. En d'autres termes, il dépend respectivement de sa capacité à absorber le rayonnement UV et de sa cinétique de décomposition dans l'atmosphère. Soumis au rayonnement ultraviolet, la durée de vie du CF₃I n'excède pas deux jours et Solomon (1994) estime son PRG égal à 1 kg_{éq.CO2}. Nielsen et al. (2007) ont réalisé le même travail avec le HFO-1234yf, sa durée de vie atmosphérique maximale est de 11 jours et son PRG est inférieur à 4 kg_{éq.CO2}.

Les fluoro-oléfines, qui se caractérisent par une double liaison (C=C), ont tendance à être beaucoup plus réactives que les fluoro-carbures qui comportent des liaisons simples (C-C). Cette réactivité donne lieu à une courte durée de vie atmosphérique qui, par conséquent, dépend du lieu où la molécule est émise. Cette décomposition, à très faible altitude, peut générer une pollution atmosphérique visible et libérer des sous-produits à PRG plus élevé que la substance initiale.

L'analyse de la chaîne de décomposition du HFO-1234yf, par Hurley et al. (2008), montre que le CF₃C(O)F (acide trifluoroacétique ou TFA) est le principal sous-produit issu de l'oxydation atmosphérique. Ce dernier s'hydrolyse dans les 10 jours qui suivent pour former des molécules de CF₃C(O)OH largement présentes dans les fonds océaniques. Par conséquent, les auteurs estiment que le HFO-1234yf, mais aussi ses sous-produits, ont un impact négligeable sur l'environnement.

Toutefois, le comité d'experts de l'UNEP juge que les effets des HFO sont suffisamment méconnus pour ne pas autoriser son déploiement dans les secteurs automobile et frigorifique. Selon eux, les TFA pourraient provoquer des pluies acides aux effets herbicides dont l'impact sur l'écosystème est à démontrer. Ils soupçonnent les HFO d'être un accélérateur de formation d'ozone troposphérique, de substances qui appauvrissent la couche d'ozone et de sous produits à forts PRG.

2.1.2 HFO-1234yf (2,3,3,3-Tetrafluoroprop-1-ene)

Les mélanges d'Honeywell et de Dupont Nemours n'ayant pas donné satisfaction aux constructeurs automobiles, les deux entités ont uni leurs compétences pour faire la promotion du HFO-1234yf. Ils ont largement distribué le fluide auprès des équipementiers (OEM) qui ont pu caractériser les performances énergétiques des systèmes embarqués. De leur côté, les chimistes ont fait une caractérisation complète de son inflammabilité avérée et de sa toxicité potentielle qui a ensuite été publiées lors de congrès internationaux. La structure moléculaire du HFO-1234yf est celle illustrée sur la Figure 2-1.

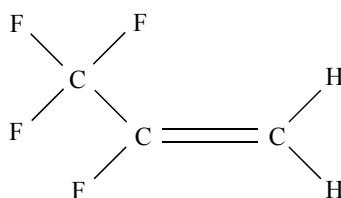


Figure 2-1 : Structure moléculaire du HFO-1234yf

2.1.2.1 Impacts énergétique et environnemental

En 2008, les associations des équipementiers et constructeurs Japonais (JAPIA/JAMA) ont présenté une évaluation énergétique et environnementale du remplacement direct du HFC-134a par le HFO-1234yf (Ikegami et al., 2008). Les tests comparatifs ont été réalisés sur sept véhicules, représentatifs de toute la gamme commerciale, où seul le détenteur a été modifié.

Les résultats montrent que la charge en HFO-1234yf est légèrement plus faible que celle de HFC-134a. Le coefficient de performance et la capacité frigorifique diminuent de 5 % environ lorsque les températures de l'air à la reprise de l'évaporateur et au condenseur sont respectivement de 35 °C (HR : 50 %) et de 45 °C. Selon le cycle de roulage (urbain, autoroute, mixte), il n'y a pas de surconsommation notable de carburant et pas d'inconfort supplémentaire dû aux amplitudes de répartition de la température de soufflage.

Pour connaître l'impact environnemental de leurs systèmes, le secteur automobile utilise l'Analyse de Cycle de Vie (ACV) plutôt que le TEWI. Comme pour le TEWI, l'ACV évalue la contribution d'un équipement au réchauffement climatique sur sa période d'exploitation mais intègre également les émissions de CO₂ lors de fabrication et de la mise au rebut (ou de recyclage) des composants et du fluide frigorigène. D'après l'ACV réalisée par Ikegami et al. (2008), un climatiseur automobile au HFO-1234yf exploité à Tokyo ou Phœnix a un impact global sur l'effet de serre 20 à 30 % plus faible qu'un système équivalent au HFC-134a et au CO₂. Le CO₂ est, effectivement, l'autre possibilité envisagée pour l'automobile sur laquelle nous reviendrons plus tard.

L'analyse cycle de vie réalisée par Rinne (2009) confirme partiellement cette étude car seuls le HFC-134a et le HFO-1234yf sont comparés. Les émissions globales de CO₂ d'un climatiseur automobile sont données dans la Figure 2-2 pour différents lieux d'exploitation du véhicule.

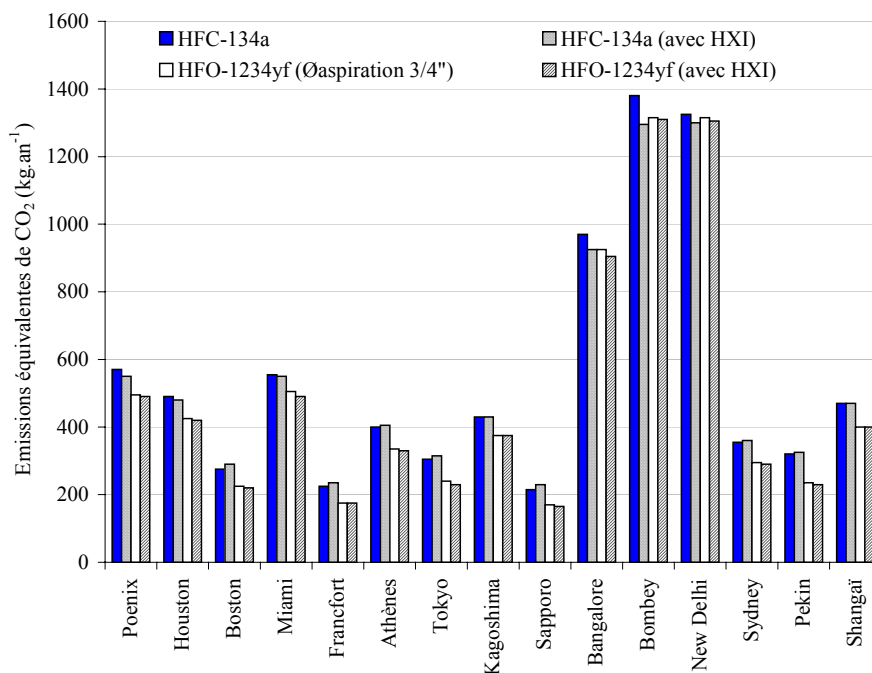


Figure 2-2 : Emissions équivalentes de dioxyde de carbone avec différentes boucles aux HFC-134a et HFO-1234yf (Rinne, 2009).

Selon la Figure 2-2 l'ajout d'un HXI pour le HFC-134a ne réduit pas systématiquement les émissions annuelles de CO₂, contrairement au HFO-1234yf. Pour une configuration de cycle classique, i.e. sans échangeur intermédiaire et un diamètre de tuyauterie adaptée au fluide, les émissions de CO₂ sont réduites de 1 à 26 % avec le HFO-1234yf. Dans la configuration avec HXI, l'ordre de grandeur des émissions évitées par l'utilisation du HFO-1234yf est le même à quelques exceptions près. A Bombay et New Delhi, le HXI du système au HFO-1234yf entraîne une légère augmentation des émissions annuelles de CO₂ comparées au HFC-134a. Si ces performances environnementales semblent satisfaire les professionnels du secteur automobile, son déploiement ne pourra se faire que s'il est fiable du point de vue de la sécurité des personnes et de l'environnement.

2.1.2.2 Inflammabilité

Des mesures de grandeurs relatives à l'inflammabilité du HFO-1234yf ont été effectuées et comparées à d'autres fluides frigorigènes inflammables. Ces valeurs sont reportées dans le Tableau 2-5 :

Tableau 2-5 : Valeurs caractéristiques des réfrigérants inflammables.

	Propane	HFC-152a	NH ₃	HFC-32	HFO-1234yf
LII (vol %)	2,1	3,9	15	13,3	6,5
Vitesse de flamme (cm.s ⁻¹)	46	23	7,2	6,7	1,5
MIE (MJ)	0,25	0,38	100 - 300	30 - 100	5000 - 10000

(i) Limite inférieure (LII) et supérieure (LSI) d'inflammabilité (selon ASTM E681)

On remarque que la concentration inférieure d'inflammabilité (LII) du HFO-1234yf est approximativement deux fois plus faible que celle de l'ammoniac et deux fois plus élevée que celle du HFC-152a. Rappelons que selon certaines études réalisées pour la climatisation mobile, une boucle secondaire est nécessaire avec le HFC-152a. La plage d'inflammabilité du HFO-1234yf est une des plus faibles observées avec les fluides frigorigènes (LII = 6,2 % vol et LIS = 12,3 %vol).

(ii) Pouvoir de combustion et vitesse de propagation de flamme (Su) (norme ISO 817)

Dans des conditions de mélange stœchiométrique avec l'air, la chaleur de combustion du HFO-1234yf est de 11,8 MJ.kg⁻¹. La vitesse maximale fondamentale de flamme du HFO-1234yf est inférieure à l'ensemble des fluides ayant une LII soit inférieure soit supérieure. Les essais réalisés avec une cellule de petit volume (1 litre) ont montré des effets de parois qui étouffent la flamme.

(iii) Température d'auto-inflammation et énergie minimale d'inflammation (MIE) (ASTM E-582)

La température d'auto-inflammation du HFO-1234yf est égale, selon Honeywell, à 405 °C. Lors des essais normalisés, il n'a pas été possible d'enflammer le HFO-1234yf à partir d'une source de 1000 MJ. Comparée aux autres fluides frigorigènes, on remarque que la MIE est particulièrement élevée. Des corrélations théoriques révèlent une dépendance du MIE inversement proportionnelle au cube de la vitesse de flamme (notée Su). Par conséquent, les fluides à faible vitesse fondamentale de flamme nécessitent une énergie d'allumage plus importante que ceux qui ont une vitesse de flamme élevée.

Ces différents essais démontrent le caractère inflammable du HFO-1234yf. Cependant, comparé au HFC-152a qui est proscrit en application automobile à détente directe, sa faible vitesse de propagation de flamme et son énergie d'inflammation élevée lui sont plutôt favorables.

2.1.2.3 Toxicité

L'évaluation de la toxicité d'une molécule comporte deux aspects, la toxicité aiguë (forte exposition pendant une courte période) et la toxicité chronique (faible exposition pendant une longue période).

Les expériences reportées dans le Tableau 2-6 démontrent que le HFO-1234yf n'est pas plus toxique que le HFC-134a.

Tableau 2-6 : Comparaison toxicité HFO-1234yf et HFC-134a.

Test	HFO-1234yf	HFC-134a
Exposition limite (30 min)	101000 ppm	50000 ppm
Dose létale (DL50)	> 400000 ppm	> 359700 ppm
Sensibilité cardiaque	NOEL > 120000 ppm	NOEL 50000 ppm LOEL 75000 ppm
Inhalation 13 semaines		NOEL 50000 ppm
Effet sur le développement		NOAEL 50000 ppm
Toxicité génétique		Non mutagène
Effet Cancérigène sous 13 semaines	> 50000 ppm	50000 ppm (référence)
Toxicité environnementale		NOEL > 100 mg.l ⁻¹

Toutes ces expériences indiquent que le HFO-1234yf est faiblement inflammable et qu'une exposition normalisée au HFO-1234yf n'a pas plus d'effet sur l'individu que le HFC-134a. La combinaison des données toxicologique et d'inflammabilité classent ce fluide dans la catégorie A2 de la norme ASHRAE 34 (Tableau 2-2) et L2 de la norme européenne EN 378.

L'Organisation Internationale de Normalisation prépare une nouvelle classification de l'inflammabilité des fluides frigorigènes qui prendra en compte, en plus de la LII et du pouvoir combustible, la vitesse fondamentale de flamme (Su). Deux sous-groupes sont envisagés, les fluides à faible vitesse fondamentale de flamme ($Su < 10 \text{ cm.s}^{-1}$) comme le NH₃, le HFC-143a, le HFC-32, ... et les autres fluides comme le HFC-152a, le HC-290. Dans cette nouvelle classification, le HFO-1234yf appartient au groupe A2L (L = low).

Puisqu'il satisfait strictement le cahier des charges défini par les réglementations internationales, l'utilisation du HFO-1234yf, comme substitut du HFC-134a, satisfait pleinement les constructeurs et équipementiers automobiles. Seulement, le caractère inflammable de la substance est une entrave à son déploiement. Des simulations montrent qu'une fuite accidentelle de HFO-1234yf dans le compartiment moteur peut s'enflammer au contact de parties chaudes comme les pipes d'échappement (600 °C). D'importantes quantités d'acide fluorhydrique hautement toxique sont libérées lors de cette réaction de combustion. Un seul kilogramme de HFO-1234yf peut produire jusqu'à 600 g d'acide fluorhydrique. Par conséquent, les travaux sur la recherche de nouvelles molécules plus sûres d'utilisation doivent être poursuivies.

2.2 Programme de recherche MELCOO

Depuis 2006, le PREDIT Go8 "Véhicules Propres et Economies" finance un projet, nommé MELCOO, dont la finalité est de formuler un substitut au HFC-134a pour la climatisation automobile. Ce projet, initié par l'IFFI (Institut Français du Froid Industriel), réunit trois partenaires aux compétences complémentaires et s'achèvera en juillet 2010.

- **L'IFFI** est un institut du Conservatoire national des arts et métiers dont l'activité de recherche principale est celle du froid industriel et de la climatisation.
- **Processium** est une entreprise spécialisée dans la conception et le développement des procédés de séparation et purification pour la chimie, la pharmacie, le pétrole et l'environnement.
- **GIE Regienov** est un service du groupe Renault en charge de la recherche et de l'innovation.

Ce projet, initialement prévu pour étudier des mélanges à base de CO₂, s'est rapidement réorienté vers une recherche de remplacement direct du HFC-134a. Etant donné le calendrier imposé par l'Union Européenne, aux constructeurs automobiles, ces derniers préfèrent opter pour une solution qui nécessiterait peu d'investissements, dans un marché déjà en crise.

2.2.1 Démarche originale de la CAMD adaptée à l'étude

Le temps nécessaire à la mise sur le marché d'un nouveau fluide est estimé à quatre ans environ. Cela inclut toutes les phases comprises entre la recherche théorique moléculaire et les validations normalisées des grandeurs relatives à la sécurité. C'est pourquoi les nouvelles formulations moléculaires proposées sont souvent très proches de celles déjà existantes, elles-mêmes proches des dérivés de produits pétroliers.

Ce projet utilise l'approche de la CAMD (Computer Aided Molecular Design) maîtrisé par Processium. Elle s'affranchit de toute barrière "économique" et ne se base que sur les propriétés physiques sans avoir de préjugés sur une quelconque catégorie de composés. La notion de catégorie n'intervient qu'en cours d'étude, en fonction des résultats obtenus. Les problèmes de CAMD sont toujours à traiter de la même façon, compte tenu d'un ensemble de blocs moléculaires et un ensemble de propriétés cibles, il faut déterminer la structure moléculaire qui correspond à ces propriétés. La démarche employée pour ce travail se résume en trois étapes :

- (i) Pre-design : Transcription des données du problème en propriétés physiques
- (ii) Design : Définition des critères les plus sélectifs et les plus représentatifs
- (iii) Post-design : Sélection de composés répondant aux critères choisis

Ce travail est itératif car la liste des propriétés physiques et le choix des critères de sélection qui sont établis lors de la première approche du problème change en cours d'étude. Des retours réguliers sont réalisés entre les différentes étapes comme l'indique la Figure 2-3.

La méthode de sélection des contraintes qui y est représentée, est la phase la plus cruciale de la génération de molécule. En effet, la précision des grandeurs prédictives conditionne la crédibilité des molécules générées par la CAMD.

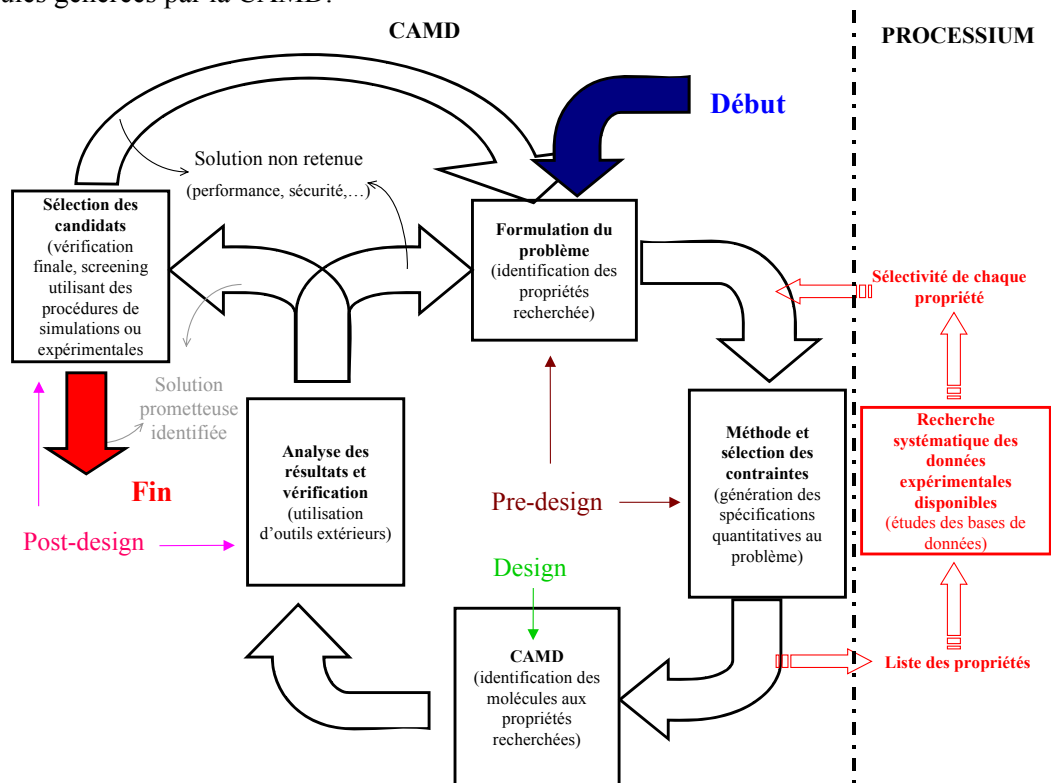


Figure 2-3 : Cycle d'élaboration d'un composé chimique selon Gani (2004) modifié par Processium.

Une fois que les propriétés requises du fluide frigorigène sont identifiées et que le problème est posé, il faut prédire les propriétés physiques. Il existe différents outils commerciaux qui utilisent généralement la méthode de contributions de groupes. Cette méthode associe aux groupes fonctionnels des poids, ou des contributions, qui conduisent au calcul de la valeur d'une propriété physique

calculée par régression sur un ensemble vaste de données expérimentales. Cela nécessite de connaître la structure de la molécule à l'avance. Lorsque la structure de la molécule est créée à partir de groupes fonctionnels, il est question de CAMD (Computer Aided Molecular Design). Tous les outils de prédiction ont tendance à vouloir créer des méthodes de calcul universelles basées sur des équations génériques. Il en résulte des incertitudes de calcul non maîtrisées qui peuvent être supérieures à 100 % de la valeur attendue. Il faut donc préalablement bien formuler le problème en termes de propriétés physiques à respecter.

Afin de minimiser ces erreurs de calcul, Processium a entrepris une recherche systématique des valeurs expérimentales disponibles dans toutes les bases de données (DIPPR, BIBPHY, Handbook of Physics and Chemistry, Belstein). Contrairement aux outils génériques, seules les propriétés proches d'une valeur cible sont retenues. Ce travail fastidieux permet de développer ses propres corrélations à partir de la décomposition de la molécule en groupements fonctionnels et autres descripteurs moléculaires (QSAR : agencement, surface, structure électronique, volume,...), puis une résolution par régression est effectuée à partir des données expérimentales. Il existe des outils de calcul de descripteurs moléculaires qui sont capables d'estimer plus de 1000 descripteurs pour une même molécule. Dans ce cas, il faut avoir des critères de choix de ces descripteurs.

Par conséquent, la définition de la sélectivité des contraintes, de l'étape de pre-design, passe par la facilité d'accès aux valeurs des propriétés physiques concernées. Tout le travail est ainsi axé conjointement sur l'utilisation des bases de données et des méthodes de calculs de propriétés physiques. En résumé, la démarche de sélection des molécules proposée par Processium consiste-en :

- l'étude des bases de données existantes,
- l'élaboration de modèles de prédiction de propriétés physiques,
- la génération de molécules.

2.2.2 Résultats de la CAMD et de l'étude des bases de données

Les propriétés recherchées d'un fluide frigorigène sont parfaitement identifiées et ont fait l'objet de nombreuses publications, dont celle de l'ASHRAE (1997). Son choix est guidé par des critères thermodynamiques (T_{eb} , T_{crit} , Δh_{lv} , COP), de sécurité (inflammabilité et toxicité), d'action sur l'environnement (PRG et ODP), des critères techniques (stabilité chimique, compatibilité matériaux et huile) et économiques (coût de synthèse).

Initialement, plus de 50 critères étaient recensés. Comme la crédibilité de la démarche repose sur un compromis entre le nombre de paramètres et l'incertitude du résultat escompté, un filtre a été nécessaire. Peu de paramètre conduit à un résultat non sélectif tandis qu'une liste de paramètres trop exhaustive peut conduire à une liste de molécule restreinte susceptible d'exclure des candidats intéressants.

Pour le premier filtre, nous avons privilégié les performances énergétiques, environnementales et de sécurité. Au final, une seconde liste de six critères, que l'on va détailler, a été établie :

- (i) $T_{\text{ébullition}}^i < -20 \text{ }^\circ\text{C}$ (fonctionnement au-dessus de la P_{atm}),
- (ii) COP le plus élevé possible,
- (iii) Ininflammabilité,
- (iv) ODP nul,
- (v) Faible PRG,
- (vi) Toxicité.

(i) Température d'ébullition et relation pression/température à saturation

Afin d'éviter toute introduction d'incondensable dans le circuit, les pressions de services doivent être supérieures à la pression atmosphérique. Cependant, il est important de limiter la pression maximale à environ 2,5 MPa pour pouvoir utiliser des matériels standards. Une température d'évaporation trop basse entraîne généralement des taux de compression importants et un travail de compression élevé.

ⁱ Température d'ébullition : Température à laquelle un corps se vaporise sous une pression de 1013 hPa

L'évolution de la pression d'équilibre, en fonction de la température d'équilibre au cours d'un changement d'état physique d'un corps pur, est déterminée grâce à la relation de Clausius-Clapeyron :

$$d \ln P \approx - \frac{M \cdot \Delta h_{lv}}{R} \cdot d \left(\frac{1}{T} \right) \quad (2-1)$$

(ii) Coefficient de performance

Le COP n'est pas directement mesurable car il dépend des propriétés du fluide et des conditions de fonctionnement, c'est à dire des niveaux de températures de sources. En toute rigueur, son calcul impose de connaître toutes les propriétés thermodynamiques des fluides et particulièrement les enthalpies. Comme notre méthode ne permet pas une telle procédure, une estimation simplifiée du COP est proposée. Pour une machine frigorifique, le COP est le rapport des énergies échangées à l'évaporateur et au compresseur.

$$\text{COP} = \frac{Q_{EV}}{W_{CP}} \quad (2-2)$$

Si on considère qu'entre les deux températures sources T_{SC} et T_{SF} , la chaleur latente de vaporisation (Δh_{lv}) n'évolue pas avec la température de saturation et que les chaleurs massiques isobariques de la vapeur ($C_{p_{vap}}$) et du liquide ($C_{p_{liq}}$) sont constantes, le cycle frigorifique peut être représenté dans le diagramme de Mollier comme l'indique la Figure 2-4.

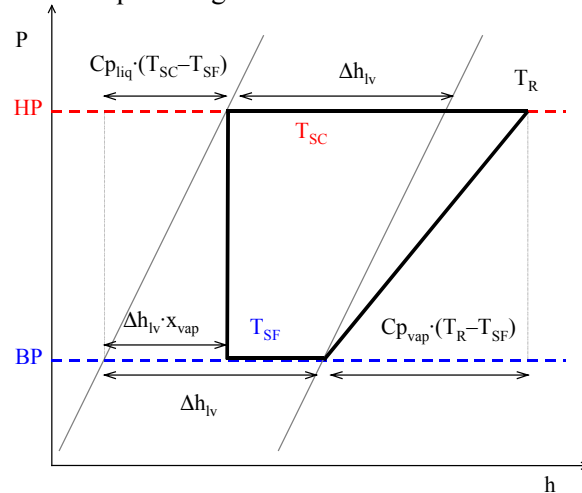


Figure 2-4 : Diagramme de Mollier simplifié.

Le COP peut alors s'exprimer de la manière suivante :

$$\text{COP} = \frac{\Delta h_{lv} - C_{p_{liq}} \cdot (T_{SC} - T_{SF})}{C_{p_{vap}} \cdot (T_R - T_{SF})} \quad (2-3)$$

Cela impose de connaître au préalable la température de refoulement (T_R). A partir des hypothèses déjà exposées, il est possible d'exprimer cette température de refoulement en fonction de Δh_{lv} et C_{p_v} . Une démonstration détaillée est proposée en Annexe 5.

$$\ln \left(\frac{T_R}{T_{SF}} \right) = \frac{\Delta h_{lv}}{C_{p_{vap}}} \cdot \left(\frac{T_{SC} - T_{SF}}{T_{SC} \cdot T_{SF}} \right) \quad (2-4)$$

Pour maximiser la puissance frigorifique (Q_{EV}), il faut que peu de vapeur soit formée lors de la détente adiabatique. D'après la Figure 2-4, il est possible d'approcher cette fraction de vapeur (x_{vap}) en fonction des propriétés du liquide HP sous-refroidi.

$$x_{\text{vap}} = \frac{C_{p_{\text{liq}}}}{\Delta h_{\text{lv}}} \cdot (T_{\text{SC}} - T_{\text{SF}}) \quad (2-5)$$

D'après les équations 2-3 et 2-5, il est possible de définir trois groupements que Meunier (2005) utilise pour approcher les performances d'un système frigorifique. Les résultats obtenus avec cette méthode, lorsqu'ils sont confrontés à ceux déterminés à partir des propriétés réelles, donnent une tendance réaliste.

Tableau 2-7 : Groupements selon Meunier et al. (2005)

$$R1 = \frac{T_{\text{SC}} - T_{\text{SF}}}{T_{\text{SC}} \cdot T_{\text{SF}}} \quad R2 = \frac{C_{p_{\text{liq}}}}{\Delta h_{\text{lv}}} \quad R3 = \frac{\Delta h_{\text{lv}}}{C_{p_{\text{vap}}}}$$

La démonstration qui vient d'être faite, identifie clairement trois groupements, dont R1 qui rend compte des conditions opératoires. Les deux autres doivent être minimisés pour maximiser le COP. L'avantage de cette méthode réside dans le fait qu'elle ne tient compte que de la chaleur latente de vaporisation (Δh_{lv}) et des chaleurs massiques des deux phases ($C_{p_{\text{vap}}}$ et $C_{p_{\text{liq}}}$).

Il existe plusieurs formules empiriques, dont celle de Trouton, pour relier la chaleur latente de vaporisation à la température d'ébullition.

$$\Delta h_{\text{lv}}(T_{\text{eb}}) \approx 87,3 \cdot T_{\text{eb}} \quad (2-6)$$

En réalité, la loi n'est pas linéaire puisque la chaleur latente de vaporisation a tendance à augmenter avec la température d'ébullition. La règle de Kistiakovski, qui tient compte de cette évolution, donne ainsi une approximation plus précise :

$$\Delta h_{\text{lv}}(T_{\text{eb}}) \approx \left(4,4 + \ln(T_{\text{eb}}) \right) \cdot T_{\text{eb}} \quad (2-7)$$

Cette propriété remarquable, qui indique que Δh_{lv} est en première approche proportionnelle à la T_{eb} , est confirmée par les valeurs réelles (logiciel Bibphy) et qui sont reportées sur la Figure 2-5.

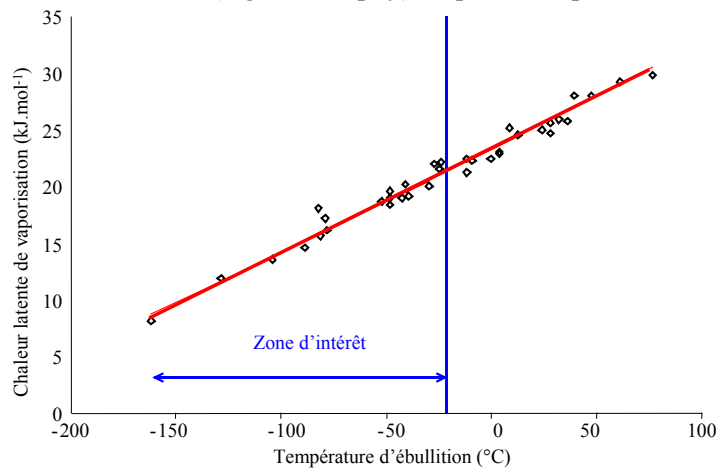


Figure 2-5 : Représentation de Δh_{lv} en fonction de la T_{eb}

En conclusion, connaître la température d'ébullition d'une molécule permet de donner un ordre de grandeur du COP. D'après l'équation 2-3, il faut maximiser Δh_{lv} pour avoir un COP le plus élevé possible. Cette remarque doit toutefois être pondérée puisque d'après le groupement R2, il faut également avoir une chaleur massique de liquide élevée ($C_{p_{\text{liq}}}$) pour limiter les pertes à la détente.

Cette approche simplifiée ne peut être appliquée que si la chaleur latente de vaporisation varie peu avec la température de saturation. Dans la méthode, elle est considérée constante alors que dans la réalité elle diminue avec l'augmentation de la température jusqu'à s'annuler au point critique. Par

conséquent, il est préférable d'avoir une température de source chaude (T_{SC}) inférieure et la plus éloignée possible de la température critique (T_c). Comme pour la chaleur latente de vaporisation (Figure 2-5), nous avons cherché à voir s'il existait une correspondance remarquable entre les évolutions réelles de la température critique et de la température d'ébullition. La Figure 2-6 représente cette relation pour tous les composés inventoriés dans la base de données Bibphy (▲) et Refprop7 (■).

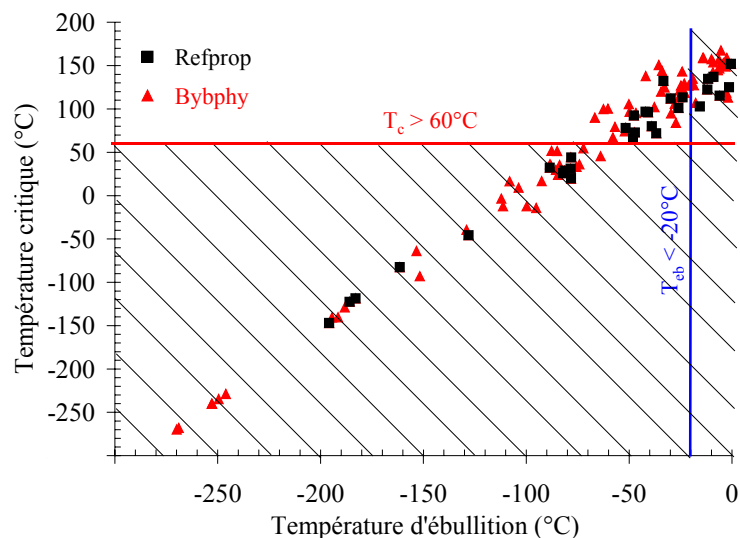


Figure 2-6: Température critique en fonction de la Température d'ébullition des bases de données Bibphy (▲) et Refprop7 (■).

Tout d'abord, nous remarquons que dans ces deux bases, peu de molécules sont susceptibles de nous intéresser. Sur les 1696 molécules inventoriées par Bibphy, seulement 1286 sont renseignées sur les deux températures et 37 sont susceptibles de nous intéresser ($T_{eb} < -20\text{ °C}$ et $T_c > 60\text{ °C}$). Ce résultat confirme que la température d'ébullition est une grandeur sélective pour notre projet.

L'analyse macroscopique montre une évolution relativement proportionnelle entre la température critique et la température d'ébullition. Toutefois, si le spectre de l'étude se réduit à notre zone d'intérêt ($T_{eb} < -20\text{ °C}$ et $T_c > 60\text{ °C}$), il n'est plus possible de prétendre à une relation liant les deux grandeurs.

(iii) Inflammabilité

Avant sa mise sur le marché, le caractère inflammable d'un réfrigérant est toujours avalisé par des expériences déjà détaillées dans la présentation du HFO-1234yf. Pour l'étude, le critère d'inflammabilité retenu est celui proposé par Bivens et Minor (1998) : rapport du nombre d'atomes $F / (F + H) > 60\%$.

(iv) ODP nul

Contrairement à la position de Calm (2008), nous avons pris le parti de ne retenir que les fluides n'ayant aucun impact sur la destruction de l'ozone stratosphérique. Par conséquent, tous les composés à base de chlore, de brome et d'iode ont été exclus.

(v) PRG

Très peu de bases de données renseignent le PRG des molécules et généralement seuls ceux des fluides frigorigènes existants sont disponibles. Des travaux sont menés par des laboratoires comme le LISA (UMR 7583) afin d'étudier les relations quantitatives structure-activité (QSAR en anglais) sur le PRG mais aucun outil commercial n'est disponible. Auparavant, les fluides frigorigènes étaient suffisamment stables dans l'atmosphère pour affirmer que le PRG augmentait proportionnellement avec le nombre d'atomes de fluor. Seulement, nous avons constaté qu'avec les molécules fortement réactives comme le HFO-1234yf, ce raisonnement ne peut plus être appliqué. Par conséquent, l'analyse étant plus qualitative que quantitative, le paramètre du PRG ne constitue pas un filtre définitif et le PRG des éléments retenus sera validé expérimentalement.

(vi) Toxicité

En raison de l'absence d'expertise en toxicologie du consortium, nous nous sommes dotés de Derek for Windows qui est un outil commercial basé sur l'étude des relations quantitatives structure-activité des molécules. Ces relations dépendent de la structure et des propriétés physico-chimiques des molécules. L'outil, mis à jour régulièrement en fonction des travaux publiés en la matière, permet de vérifier plus de 40 critères toxicologiques, allant de l'irritation de la peau au caractère cancérigène d'une cellule.

Pour prédire la toxicité d'un composé, Derek vérifie si des alertes relatives à la structure de la requête sont présentes dans les bases. Ensuite, le modèle de raisonnement permet de déterminer le risque de toxicité en fonction de preuves ou d'informations :

- Le critère toxicologique.
- Les alertes sont présentes dans la structure proposée.
- Le calcul empirique des propriétés physico-chimiques pour la structure, telles que la solubilité différentielle du composé dans deux solvants (octanol/eau) et sa perméabilité, notés respectivement log P et log Kp.
- Concordance entre la structure proposée et celles de la base de connaissances.
- Estimation du risque selon loi établie.

Cette description sommaire démontre les limites d'un tel outil car toutes les relations structure-activité ne sont pas répertoriées dans cette base de données. Sur sa fiche de sécurité (Annexe 6) par exemple, il est indiqué que l'hexafluoroacétone provoque des brûlures sévères (peau, yeux et voies respiratoires) alors que le Derek ne prédit pas ces risques. Inversement, la fiche de sécurité du trifluorométhane (HFC-23), utilisé en cascade basse température, ne mentionne pas d'éventuels endommagements des chromosomes des mammifères, comme le suppose le Derek.

Finalement, la recherche des températures d'ébullition, dans les bases de données, est le seul critère qui soit à la fois le plus renseigné mais aussi, comme nous l'avons démontré, le plus sélectif. Par conséquent, nous nous sommes focalisés sur ce critère. Les autres sont ensuite utilisés comme filtres pour exclure les molécules qui ne répondent aux attentes de toxicité, d'inflammabilité mais aussi celles qui ont déjà fait l'objet de dépôt de brevet.

2.2.2.1 Bases de données et CAMD

La seconde phase consiste à parcourir les bases de données à la recherche de molécule existantes et à générer des nouvelles molécules (CAMD) qui sont susceptibles d'avoir une température d'ébullition supérieure à -20°C .

Les plus grandes bases de données comprennent des millions de molécules, mais paradoxalement, très peu de données expérimentales sont renseignées comme l'illustre le Tableau 2-8. Il faut rappeler que les bases de données ne renseignent pas sur la température d'ébullition de toutes les molécules. Cela ne signifie pas pour autant que les molécules non renseignées sont incompatibles avec notre application.

Tableau 2-8 : Analyse des bases de données (T_{eb})

	DIPPR	CCD	BESTEIN
	Organique	Organique + inorganique	
Nombre de données	8 300	550 000	9 000 000
$T_{\text{ébullition}}$ renseignée	803	52 000	685 000
$T_{\text{ébullition}} < -30^{\circ}\text{C}$		171	
$T_{\text{ébullition}} < -18^{\circ}\text{C}$			320
$T_{\text{ébullition}} < -18^{\circ}\text{C} \ \& \ P > 700 \text{ mmHg}$	60	75	128

L'étude complète des bases de données a permis d'aboutir à la sélection de 8 composés selon la démarche pré-citée et résumée dans le Tableau 2-9.

Tableau 2-9 : Résultat de l'étude des bases de données

Critère	Nombre de composés retenus
Température d'ébullition comprise entre -40°C et -20°C	230
Après élimination des éléments dangereux et/ou toxique.	120
Composés retenus sur critère d'inflammabilité et informations qualitatives PRG	11
Après élimination des Composés brevetés	8

Les structures moléculaires, les numéros CAS et les températures d'ébullition des composés issus des bases de données sont présentés dans le Tableau 2-10.

 Tableau 2-10 : Structure des molécules issues de la recherche dans les bases de donnéesⁱ

CAS	T _{éb} (°C)	Structure	CAS	T _{éb} (°C)	Structure
32822-49-4	-21		359-46-6	-22	
36781-60-9	-29		461-68-7	-20	
1493-06-7	-20		422-61-7	-25	
19721-29-0	-18,5		3299-24-9	-34	

On note que la présence d'une majorité de molécules proches des HFC rencontrés dans l'industrie de la réfrigération, mais aussi de molécules plus originales comprenant des atomes d'azote et/ou d'oxygène. Enfin, six d'entre elles comprennent au moins une double liaison.

Cette analyse des bases de données a rapidement mis en évidence la sélectivité de la température d'ébullition mais le manque de molécules renseignées est préjudiciable à la génération de molécules de familles variées.

La CAMD est un moyen de concevoir des molécules, pour lesquelles la température d'ébullition n'a pas été mesurée, qui répondent au cahier des charges recherché. Le résultat peut aboutir à des molécules "connues" qui possèdent un numéro CAS ou de nouvelles molécules. L'outil de génération de molécules a été développé à partir des molécules connues dont la température d'ébullition mesurée est comprise entre -40 °C et -20 °C.

La Figure 2-7 représente trois modèles prédictifs de la température d'ébullition à partir des données expérimentales disponibles. On remarque que les résultats du modèle générique sont très dispersés par rapport à la droite unitaire. Deux modèles prédictifs ont alors été développés par Processium. La seconde corrélation, qui tient compte des groupements fonctionnels et des descripteurs, permet de

ⁱ Pour la compréhension des structures : les atomes de carbone ne sont pas représentés et les liaisons sont à compléter par des atomes d'hydrogène

disposer d'un modèle prédictif relativement précis qui peut être utilisé pour la génération de nouvelles molécules.

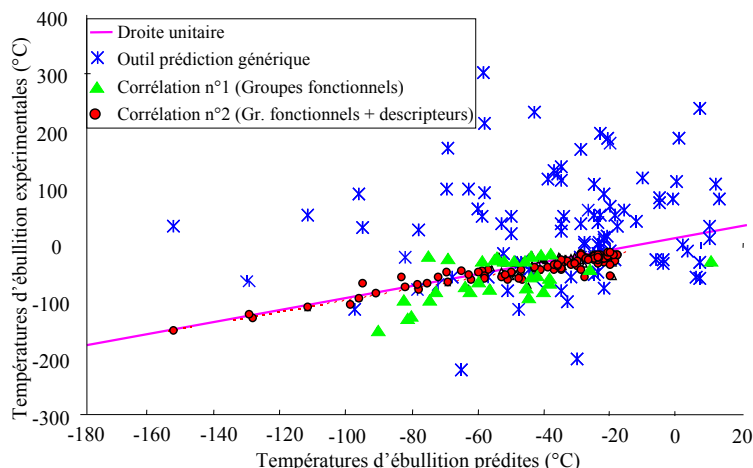


Figure 2-7 : Exemple de méthodes de calcul de la température d'ébullition

Des molécules ont été générées à partir du modèle prédictif de la température d'ébullition. Comme l'indique le Tableau 2-11, l'outil a généré près de 140 molécules déjà étudiées dans la partie "Etude des bases de données" qui n'ont donc pas été reprises ici. Puis les critères définis précédemment ont permis de ne retenir que cinq molécules.

Tableau 2-11: Résultat de la CAMD

Critère	Nombre de composés retenus
Nombre de molécules générées par la CAMD	1600
Nombre de molécules retenues sur critère de structure	760
Nombre de molécules présentes dans bases de données	140
Nombre de molécules avec $-40^{\circ}\text{C} < T_{\text{ébullition}} < 0^{\circ}\text{C}$	43
Après élimination selon les mêmes critères que bases de données	5

Les structures moléculaires des cinq composés issus de la CAMD adaptée au projet sont reportées dans la Figure 2-8.

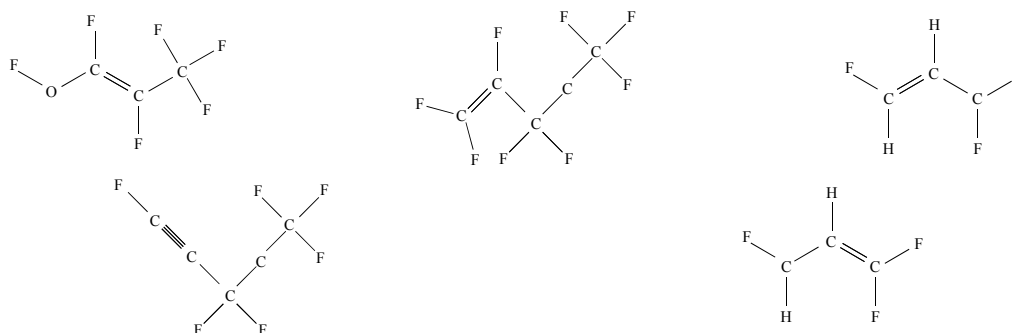


Figure 2-8: Structure des molécules issues de la génération de molécule

Pour ces 5 molécules, aucune information n'a été trouvée dans les différentes bases de données; ce sont donc des candidats potentiels, en terme de température d'ébullition et d'inflammabilité. Nous remarquons que toutes les molécules générées ont des liaisons doubles voire triples qui favorisent leur réactivité. A ce stade de l'étude, certaines grandeurs doivent être validées expérimentalement.

L'outil a initialement généré des molécules telles que le HFC-125 et le HFC-134a ou bien encore le HFO-1234yf récemment développé. Cela démontre que la méthode utilisée dans ce projet n'est pas farfelue, mais peut au contraire aboutir à des molécules intéressantes pour les applications frigorifiques.

2.2.3 Grandeurs à évaluer expérimentalement

A ce stade de l'étude, le projet MELCOO a défini une liste de 13 molécules susceptibles de répondre à tous nos critères. Huit sont issues de l'analyse des bases de données et cinq ont été générées par l'outil développé lors du projet. Toutefois, si ces molécules ont passé le filtre de la première étape, la seconde étape aura pour but de confirmer ou de réfuter la possibilité d'utiliser ces composés dans les systèmes frigorifiques.

Différents moyens expérimentaux sont envisagés mais le coût engendré par un plan d'expérience sur 13 molécules est rédhibitoire. C'est pourquoi cette liste sera préalablement soumise à des experts chimistes qui donneront une opinion supplémentaire sur le caractère toxique des molécules et les voies de synthèse possibles qui intégreront la notion du coût de fabrication du fluide.

Au final, deux candidats seront retenus pour la phase expérimentale qui se déroulera comme suit :

- Les molécules seront synthétisées en très faibles quantités,
- Les propriétés thermodynamiques essentielles seront mesurées par Processium qui dispose des équipements nécessaires (courbe de saturation vapeur, chaleurs massiques, chaleurs latentes de vaporisation et point critique).
- Le PRG sera mesuré par le Laboratoire Interuniversitaire des Systèmes Atmosphériques (LISA) à Paris XII.

Le LISA, par l'intermédiaire de ses équipes SpecAt (Spectroscopie Atmosphérique) et MEREIA (MEsure et Réactivité des Espèces d'Intérêt Atmosphérique), dispose des moyens nécessaires pour déterminer le forçage radiatif associé à la molécule considérée et sa vitesse d'élimination dans l'atmosphère.

La démarche sera exactement celle utilisée par Nielsen et al. (2007), pour le HFO-1234yf, et présentée sommairement ici :

(i) Forçage radiatif :

L'estimation du forçage radiatif passe par une mesure expérimentale du spectre d'absorption IR de la molécule réalisée à l'aide d'un spectromètre à transformée de Fourier. Un spectromètre à transformée de Fourier ne décrit pas directement les raies d'un spectre, mais les fréquences spatiales qui transcrivent ces raies, dans un interférogramme. Il réalise physiquement une opération équivalente à une transformation de Fourier ; l'interférogramme donne ensuite la mesure du spectre par une transformation de Fourier inverse, calculée. Un spectromètre par transformée de Fourier est un instrument basé sur un interféromètre de Michelson.

La mesure expérimentale est intégrée dans un modèle de transfert radiatif atmosphérique annuel et global (KOPRA par exemple). Il prend en compte les profils verticaux atmosphériques de température, de pression et les concentrations de H₂O, CO₂, O₃, CH₄.

(ii) Durée de vie (τ) :

La chimie atmosphérique a mis en évidence que la dégradation d'un composé dans l'atmosphère était principalement pilotée par les radicaux hydroxyle (OH), les atomes de chlore (Cl) et les molécules d'ozone (O₃). Par conséquent, la durée de vie d'une molécule dans l'atmosphère dépendra principalement de ses trois cinétiques de réaction, ainsi que de la concentration initiale du constituant et de chaque réactif dans l'atmosphère. On considère que le gaz est mélangé de manière homogène aux autres constituants atmosphériques dès que la durée de vie de la molécule est supérieure à un an. En deçà d'un an, plus la durée de vie sera courte, plus le lieu d'émission de la molécule sera prépondérant.

Les mesures de propriétés thermodynamiques seront utilisées pour estimer les COP sous différentes conditions de fonctionnement ainsi que l'impact environnemental après le déploiement de la molécule sur le marché automobile par exemple.

Le projet MELCOO, qui réunit plusieurs partenaires aux compétences complémentaires, a permis de formuler une liste de molécules susceptibles d'être utilisées comme fluide frigorigène. Leur prochaine

synthèse permettra de confirmer expérimentalement certaines propriétés thermophysiques. Cette seconde partie du chapitre démontre également que l'élaboration d'un nouveau fluide frigorigène de synthèse à faible impact environnemental est fastidieuse. La molécule, proposée conjointement par les deux leaders mondiaux de la chimie, a un faible PRG du fait de sa forte réactivité dans l'atmosphère. Seulement, elle est légèrement inflammable et ses produits de combustion sont fortement toxiques. Pour certaines applications comme la climatisation automobile, ces effets peuvent être un critère de non-sélection. Les fluides naturels apparaissent alors comme une alternative aux fluides de synthèse.

3 Fluides naturels

Les fluides naturels sont parfaitement connus et ont des PRG largement inférieurs à ceux des HFC traditionnels. Certains gouvernements de pays comme ceux de la Norvège et du Danemark ont créé une taxe à l'achat des HFC qui est indexée sur le PRG de la molécule (HFC-404A : 80 €/kg⁻¹ en 2007). L'ambition de ces dispositions nationales dissuasives est de promouvoir l'utilisation massive des fluides naturels pour respecter les engagements pris par ces pays lors du protocole de Kyoto. Toutefois, leurs possibles caractéristiques de toxicité et/ou d'inflammabilité, mais aussi des performances énergétiques insuffisantes, imposent à chacun une utilisation sectorielle.

Ces deux dernières décennies, les travaux sur l'utilisation des fluides naturels dans les systèmes à compression mécanique de vapeur ont fait l'objet de nombreuses publications. Les plus souvent évoqués sont : l'ammoniac (NH₃), les hydrocarbures (HC), l'eau (H₂O) et le dioxyde de carbone (CO₂). Ce dernier fera l'objet d'une attention particulière car son approche conceptuelle est différente du cycle de réfrigération classique.

Le Tableau 2-12 réunit les principales grandeurs de ces fluides naturels ainsi que celui du HCFC-22, bien qu'interdit d'utilisation à partir de 2010, et le HFC-134a. Ces deux fluides de synthèse servent de référence en terme de performances énergétiques.

Tableau 2-12: Comparaison des propriétés physiques et performances.

Fluide frigorigène	Unité (-)	HCFC-22	HFC-134a	HC-290	R-718	R-717	R-744
Formule chimique	-	CHClF ₂	CH ₂ FCF ₃	C ₃ H ₈	H ₂ O	NH ₃	CO ₂
Masse molaire	g.mol ⁻¹	86,48	102,03	44,1	18,01	17,03	44,01
ODP	-	0,055	0	0	0	0	0
PRG _{100ans} ***	kg _{eq} .CO ₂	1810	1430	20	< 1	< 1	1
T _{critique}	°C	96,2	101,2	96,7	373,9	132,3	31,1
P _{critique}	MPa	4,99	4,07	4,24	22,1	11,33	7,38
T _{ébullition}	°C	-40,8	-26,2	-42,1	99,9	-33,3	-78,4*
Δh _{lv} (5°C)	kJ.kg ⁻¹	201	195	367	2489	1244	216
ρ _{vapeur.sat} (5°C)	kg.m ⁻³	24,79	17,13	11,98	6,8 10 ⁻³	4,11	114,13
ρ _{liquide.sat} (40°C)	kg.m ⁻³	1128,5	1146,7	467,1	992,2	579,4	639,3
Inflammabilité	-	Non	Non	Oui	Non	Oui	Non
LII / LSI	% V / V	-	-	2,2 / 10	-	15 / 27	-
Limite Pratique	kg.m ⁻³	0,3	0,25	0,008	-	0,00035	0,1
Toxicité	-	Non	Non	Non	Non	Oui	Non
Groupe de sécurité	-	A1 (L1)	A1 (L1)	A3 (L3)	A1 (L1)	B2 (L2)	A1 (L1)
COP (40 °C / 5 °C)	-	6,585	6,547	6,417	6,508	6,869	3,223**
q _v	kJ.m ⁻³	3897	2485	3259	16	4430	13335

Point triple à -55,6 °C et 0,52 MPa*, Haute pression à 10,15 MPa**, source :IPCC AR4 WG1***

Les températures critiques sont toutes supérieures à 90 °C, à l'exception du dioxyde de carbone (31,1 °C) qui impose des cycles au fonctionnement spécifique que nous détaillerons plus tard. Comme la température d'ébullition de l'eau est de 100 °C, les pressions de fonctionnement des systèmes de réfrigération ou de conditionnement d'air sont inférieures à la pression atmosphérique. A l'inverse, celles du CO₂ sont nettement plus élevées que celles des autres fluides et peuvent atteindre 15 MPa en fonctionnement. La capacité frigorifique volumique, notée q_v dans le Tableau 2-12, est le produit de la

quantité de chaleur massique échangée à l'évaporateur et de la masse volumique des vapeurs aspirées au compresseur. Elle permet de déterminer approximativement la cylindrée des compresseurs volumétriques à mettre en oeuvre. Celle du CO₂ est beaucoup plus élevée que les autres : à puissance frigorifique constante, le volume de vapeur déplacé est trois fois plus petit que celui de l'ammoniac (NH₃) et près de 800 fois plus faible que l'eau (H₂O). Selon Halozan et Rieberer (2006), la masse volumique du propane (HC-290) liquide permet de réduire de moitié la charge en fluide frigorigène, par rapport à un même système au HCFC-22.

L'analyse théorique des cycles frigorifiques fonctionnant entre deux sources à 5 / 40 °C, indique que tous les COP sont du même ordre de grandeur excepté celui du CO₂. Cette différence remarquable sera expliquée en détail dans la section relative à ce fluide.

3.1 Hydrocarbures et ammoniac

Les hydrocarbures (HC) et l'ammoniac sont traités dans la même section car la problématique quant à leur utilisation est similaire. Les HC sont inflammables (classe A3 dans EN-378) tout comme le NH₃ (classe B2) mais ce dernier est surtout toxique. Comme leur charge est limitée selon l'utilisation, par la norme EN-378, la maximisation de leur production frigorifique spécifique (kW_{froid}.kg⁻¹) semble être l'enjeu de leur utilisation potentielle.

3.1.1 Hydrocarbures

Afin de minimiser les risques d'inflammation, les charges doivent être confinées et les taux de fuite latente maîtrisés. Dans ce cas, les HC s'avèrent potentiellement être d'excellents fluides frigorigènes. Leurs températures critiques élevées et leurs températures d'ébullition suffisamment basses, sont idéales pour des systèmes de réfrigération ou de conditionnement d'air. Ces deux températures ainsi que leurs principales caractéristiques liées à l'inflammabilité sont reportées dans le Tableau 2-13.

Tableau 2-13 : Propriétés des principaux hydrocarbures.

Fluide frigorigène	Unité (-)	HC-290	HC-1270 ⁱ	HC-600	HC-600a
Formule chimique	-	C ₃ H ₈	C ₃ H ₆	C ₄ H ₁₀	C ₄ H ₁₀
Masse molaire	g.mol ⁻¹	44,1	42,1	58,1	58,1
PRG _{100ans}	kg _{eq} .CO ₂	20	20	20	20
T _{critique}	°C	96,7	92,4	152,0	134,7
T _{ébullition}	°C	-42,1	-47,7	-0,6	-11,7
LP	kg.m ⁻³	0,008	0,008	0,008	0,008
LII / LSI	% V/V	2,2 / 10	2,0 / 11,1	1,8 / 8,4	1,8 / 9,8

Les limites d'inflammabilité et pratiques des 4 HC présentés sont similaires et ne constituent pas un critère de sélection de fluide par rapport à la norme EN-378. En revanche, l'analyse des températures d'ébullition prédestine le propane (HC-290) et le propylène (HC-1270) aux applications de réfrigération et le butane (HC-600) et l'isobutane (HC-600a) au conditionnement d'air. Comme les courbes pression/température à saturation, de la Figure 2-9, sont différentes, l'association de deux HC permet d'obtenir un profil de courbe de saturation vapeur souhaité. Par exemple, le profil du CFC-12 peut être obtenu par un mélange à base de HC-290 (ou HC-1270) et d'HC-600a (ou HC-600).

ⁱ HC-1270 ou R-170 ou Propylène ou Propène ou C₃H₆

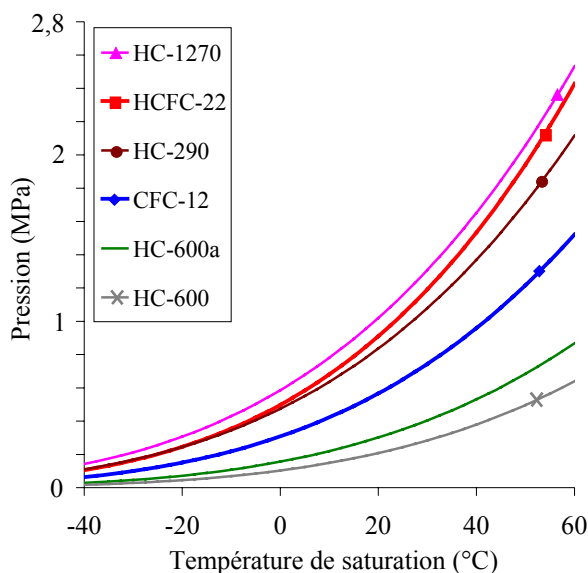


Figure 2-9 : Relation pression température pour différents hydrocarbures.

Nous allons voir, au travers de différents travaux publiés que les hydrocarbures peuvent être utilisés dans les appareils ménagers domestiques comme dans les applications de froid commercial.

(i) Appareils ménagers domestiques

Depuis 1993, les hydrocarbures remplacent progressivement les fluides halogénés dans les équipements frigorifiques domestiques scellés. Ces appareils ne représentent pas de véritables dangers pour les personnes puisque les brasures intérieures ont été supprimées et des doubles parois rajoutées aux évaporateurs. De plus, la charge de la plupart des réfrigérateurs récents au HC-600a n'excède pas 50 g, c'est à dire bien inférieure aux 150 g imposée par la norme EN378.

Selon un rapport publié par l'UNEP (1997), les deux raisons pour lesquelles HC-600a est généralement préféré au HC-290 sont liées à ses pressions plus faibles :

- La cylindrée des compresseurs au HC-290 est si faible que les pertes par frottement dégradent considérablement les rendements du compresseur.
- Les faibles pressions atténuent les nuisances sonores qui garantissent un niveau de confort apprécié pour ce type d'application.

Weiss (1994) a comparé trois systèmes au HC-290, HC-600a et mélange HC-290/HC-600a à un système de référence au CFC-12. Il a démontré que la consommation énergétique des systèmes au HC-600a et du mélange étaient respectivement diminuées de 8 % et augmentées 6 % par rapport au CFC-12. Cependant, il a constaté une dissociation anormale des deux fluides sur un appareil à deux niveaux de température qui a engendré des problèmes de fonctionnement. Plus récemment, Uchkin et al. (2006) ont observé pour un réfrigérateur des performances similaires entre le CFC-12 et un mélange HC-290/HC-600 (55 / 45 %) en remplacement direct. Ces observations sont confirmées par Miyara (2008) qui précise que la technologie des climatiseurs d'appoint mobiles ne permet pas un fonctionnement aux HC (charge > 500 g).

(ii) Groupes frigorifiques avec boucle secondaire

Cox et Close-Brooks (2006) ont mesuré le COP d'installations de réfrigération commerciale fonctionnant avec des fluides purs (HC-290 et HC-1270) ou des mélanges (HC-290 / HC-170ⁱ et HC-290/HC-1270) qu'ils ont comparé au HFC-404A. Les mélanges de HC présentent de meilleures performances que le HFC-404A. Dans le meilleur des scénarios étudiés (HC-290 / HC-1270), le COP est augmenté de 21,5 %. Shin et Kim (2006) ont réalisé le même type de comparaison théorique et expérimentale entre le HCFC-502, HFC-404A, HC-1270 / HFC-152a (65 / 35 %), et HC-290 / R-E170 (35 / 65 %). La comparaison théorique montre que pour des températures d'évaporation et condensation données (-23,3 / 54,4 °C), les meilleurs COP sont obtenus avec les mélanges quasi-azéotropiques HC-1270 / HFC-152a et HC-290 / R-E170. Expérimentalement, le HFC-404A et le HFC-290 / R-E170 ont des COP similaires mais la charge est réduite de 41 % avec le mélange.

ⁱ HC-170 ou R-170 ou Ethane ou C₂H₆

Martinez et al. (2006) ont fait un remplacement direct du HFC-407C par du HC-290 sur une PAC réversible eau/eau. Les COP sont améliorés de 27 % en mode refroidissement et 9 - 15 % en mode chauffage. Toutefois une légère diminution des puissances est à souligner.

3.1.2 Ammoniac

L'ammoniac se caractérise par sa forte odeur, par sa toxicité aiguë et dans un degré moindre par son inflammabilité. Sa charge maximale autorisée se détermine à partir de sa limite pratique (LP) mais il n'y a pas de restriction de charge si elle est contenue dans un équipement implanté dans une salle des machines inoccupée ou à l'air libre. Comme le stockage de NH₃ représente un risque pour la sécurité et la santé des riverains, les installations nationales contenant plus de 150 kg sont soumises à un régime d'autorisation ou de déclaration. Comme l'indique le Tableau 2-14 l'appartenance à une catégorie dépend uniquement de la charge.

Tableau 2-14: Installations classées par rubrique 1136 (emploi & stockage de l'ammoniac)

Charge	Conditions (1)	Rayon (2)
Charge > 200 t	AS	6 km
1,5 t < Charge ≤ 200 t	A	3 km
150 kg < Charge ≤ 1,5 t	D + C	-

(1) A : Autorisation, C: contrôles périodiques, D : Déclaration, S : Servitude d'utilité publique

(2) Rayon d'affichage de l'enquête publique exprimé en kilomètres

Au-delà de 1,5 t, une demande d'autorisation est déposée en préfecture. Si elle reçoit un avis favorable, un affichage dans un rayon défini doit être mis en place pour prévenir les riverains des risques potentiels. Toutefois, ce régime d'autorisation ne concerne pas réellement l'industrie frigorifique mais plutôt l'industrie chimique. D'après Meunier et al. (2005), une unité indirecte de 7,5 MW de froid peut être conçue sans avoir besoin d'autorisation.

Pour les activités les moins polluantes et dangereuses, c'est à dire des charges comprises entre 150 kg et 1,5 t, une simple déclaration en préfecture est nécessaire. C'est pourquoi, l'emploi de ce fluide pour les systèmes de réfrigération de fortes puissances n'est plus à démontrer, notamment dans le secteur agroalimentaire. En revanche, l'enjeu actuel pour l'ammoniac est d'investir le marché de la petite puissance telle que la pompe à chaleur (PAC) domestique (< 10 kW) par exemple.

Palm (2008), à l'occasion du programme européen SHERPA, a construit et testé une PAC eau/eau d'une puissance calorifique de 9 kW (0 / 40 °C) qui produit simultanément :

- Eau chaude sanitaire (ECS) à 60 °C (désurchauffeur) grâce à la température de refoulement élevée du NH₃,
- Chauffage par le sol (condenseur).

Seulement, l'absence de matériels dans cette gamme de puissance, notamment de compresseurs hermétiques ou semi-hermétiques, entrave le développement du NH₃ pour ce type d'application. Pourtant, avec le COP théorique le plus élevé des fluides (Tableau 2-12) et 100 g de charge qui suffisent au bon fonctionnement de l'installation, certaines applications de PAC domestique sont envisageables. En effet, pour une PAC scellée et implantée à l'extérieur, la norme EN 378 recommande une charge en fluide frigorigène inférieure à 2,5 kg. En revanche, la limite pratique de l'ammoniac qui est beaucoup plus restrictive que celle des hydrocarbures ($LP_{NH_3} = 0,00035 \text{ kg.m}^{-3}$ $LP_{HC} = 0,008 \text{ kg.m}^{-3}$) exclut son utilisation dans les réfrigérateurs.

3.1.3 Réduction de la charge de frigorigène

D'après les travaux cités précédemment, les systèmes thermodynamiques aux hydrocarbures et à l'ammoniac sont intéressants du point de vue énergétique mais la charge en fluide frigorigène doit être confinée. Cette situation est parfois difficile à respecter lorsqu'on utilise des échangeurs à air qui ont des volumes internes importants, du fait du faible coefficient d'échange convectif coté air en comparaison avec l'eau par exemple.

Leducq et al. (2006) ont étudié une installation frigorifique (-28 / +40 °C) standard air / air à unité de condensation séparée de 5 kW froid contenant 15 kg de HFC-404A. La répartition de la charge est celle indiquée sur la Figure 2-10.

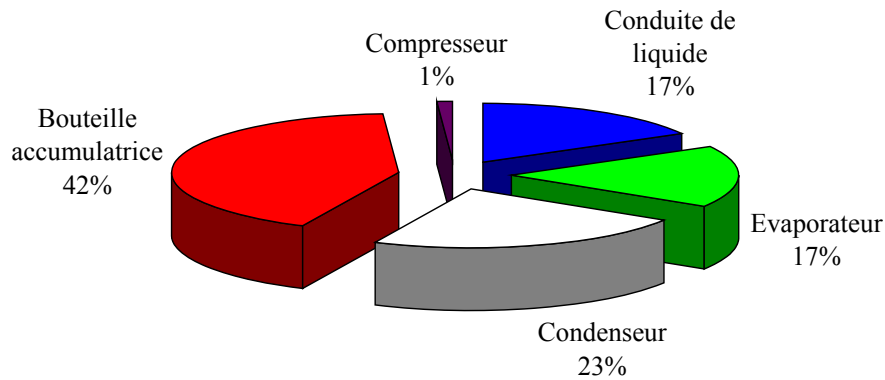


Figure 2-10 : Répartition de la charge dans une petite installation frigorifique air/air standard (Leducq et al. 2006).

La bouteille accumulatrice de liquide, indispensable au bon remplissage en fluide des échangeurs quelles que soient les conditions opératoires, contient près de la moitié de la masse de frigorigène et est ici largement surdimensionnée.

L'optimisation de la charge passe également par une diminution du volume interne des échangeurs qui ont classiquement, pour cette gamme de puissance, des diamètres de tube compris entre 10 et 14 mm. Comme le volume interne d'un échangeur varie proportionnellement au carré du diamètre, on se rend compte de l'intérêt que suscitent les échangeurs à mini-canaux, au diamètre hydraulique compris entre 200 - 300 μm . Selon les auteurs, cette technologie permet d'améliorer les performances thermiques des échangeurs classiques par augmentation de la surface d'échange coté air (là où la résistance à l'échange thermique est la plus élevée - Figure 2-11).

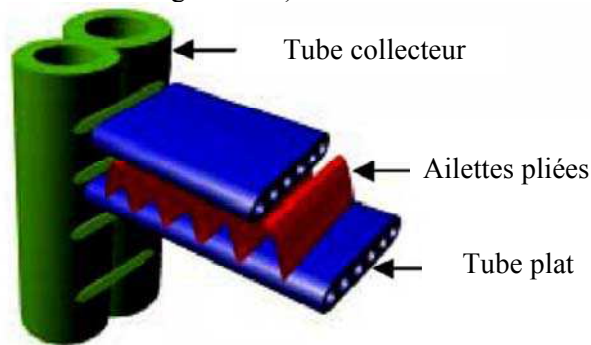


Figure 2-11 : Vue en coupe d'un échangeur à mini-canaux.

Un prototype a été construit avec des échangeurs mini-canaux, une bouteille accumulatrice au volume interne réduit et une ligne liquide transformée en échangeur liquide-vapeur co-axial. Le COP expérimental du système classique est amélioré d'environ 10 % et la masse de fluide frigorigène réduite de 90 %. En conséquence, le ratio de charge en frigorigène est passé de 3 à 0,19 $\text{kg.kW}_{\text{froid}}^{-1}$.

Même si cet exemple traite du HFC-404A, il est révélateur de l'engouement que suscitent les échangeurs mini et micro-canaux pour l'utilisation des hydrocarbures et de l'ammoniac. En reprenant ces chiffres, des systèmes thermodynamiques scellés avec une charge inférieure à 2,5 kg (norme EN 378) sont capables de produire jusqu'à 13 kW de puissance frigorifique. Cette puissance permettrait de couvrir de nombreuses applications, telles que les PAC domestiques. Cette analyse doit toutefois être pondérée du fait que, comme l'indique la Figure 2-15, la tension superficielle de vapeur de l'ammoniac est nettement plus élevée que celles des HFC. Le diamètre théorique des gouttes formées est par conséquent, plus importantⁱ et favorise les écoulements avec assèchement de la paroi. La diminution du coefficient d'échange global doit alors être compensée par une augmentation de la surface d'échange.

ⁱ Diamètre théorique d'une bulle : $D = \sqrt{\sigma/g(\rho_v - \rho_l)}$

3.2 L'Eau

L'absence de risques liés à la toxicité, l'inflammabilité et son faible coût de fabrication font de l'eau le fluide naturel le plus respectueux de l'environnement. D'un point de vue technologie, il présente certains inconvénients :

- Température de point triple élevée (0 °C)
- Température d'ébullition élevée (≈ 100 °C).

Les applications en froid industriel et en réfrigération commerciale sont exclues, seules la climatisation et le rafraîchissement sont possibles. La notion d'étanchéité est différente des autres fluides frigorigènes car les pressions en fonctionnement sont sub-atmosphériques, 870 Pa à 5 °C. Cela présente l'avantage de ne pas être soumis aux exigences de la DESP mais les taux de compression peuvent rapidement être très importants. Pour une machine fonctionnant entre 5 °C et 40 °C, le taux de compression est de 8,5 avec l'H₂O, contre seulement 2,9 avec le HFC-134a. Dans le Tableau 2-12, nous avons remarqué sa très faible capacité frigorifique qui exclut l'utilisation de compresseur volumétrique au profit de compresseur cinétique.

Kilicarslan et Müller (2004) ont montré que, dès lors que la température d'évaporation est supérieure à 35 °C, les performances théoriques des cycles frigorifiques à l'H₂O sont supérieures à celles des fluides suivants : R-717, HC-290, HFC-134a, CFC-12, HCFC-22, et HFC-152a. Ces calculs, réalisés pour différents rendements polytropiques de compression (de 0,5 à 0,9), montrent que le gain croît au fur et à mesure que le rendement du compresseur augmente. Pour les températures d'évaporation inférieures, les COP sont toujours meilleurs avec l'H₂O tant que la différence des températures de saturation est supérieure à 30 K ou inférieure à 10 K.

Pour les groupes refroidisseurs, Paul (2007) préconise d'utiliser des condenseurs et évaporateurs à surface d'échange direct où l'eau est à la fois le fluide frigorigène et le fluide frigoporteur. L'absence d'échangeurs permet de diminuer la différence de pression au compresseur et d'augmenter les performances énergétiques. La Figure 2-12 représente deux types de configuration, le cycle fermé classique et le cycle ouvert proposé par Paul (2007).

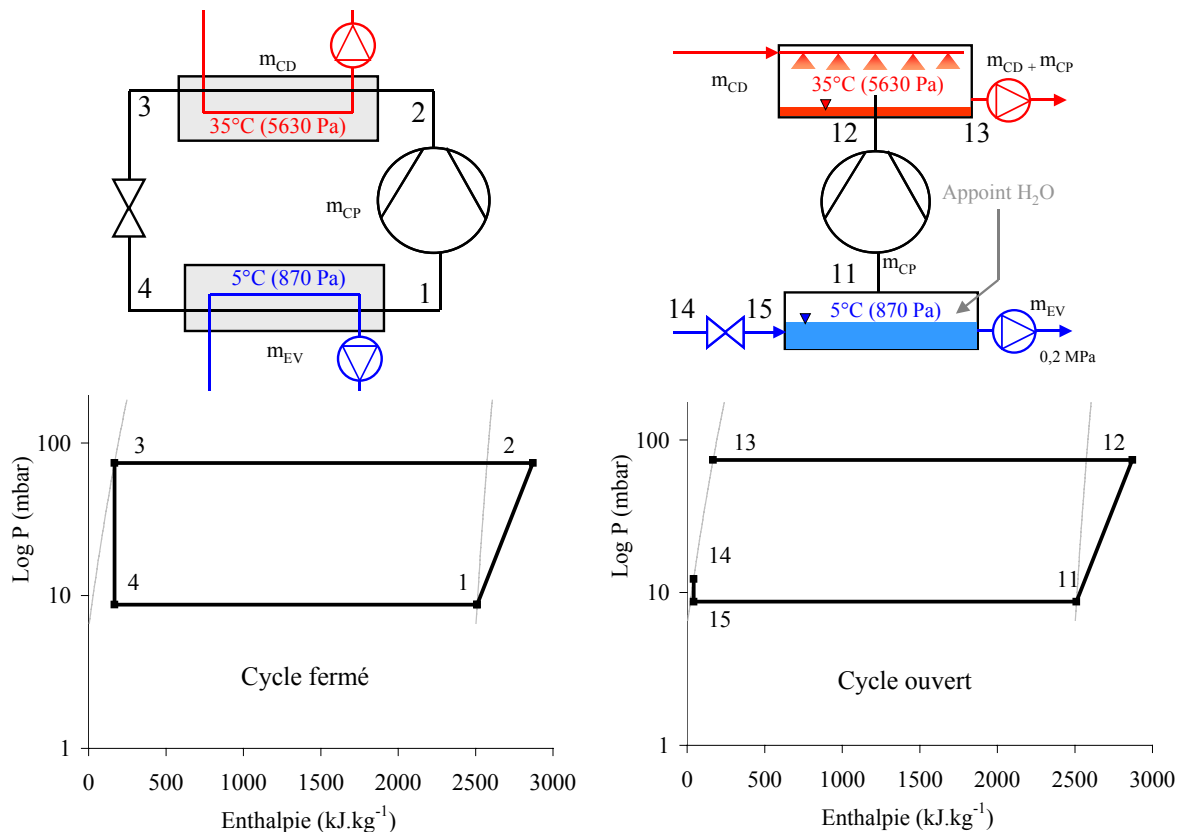


Figure 2-12: Cycles de compression de l'eau fermé (gauche) et ouvert (droite).

La consommation d'eau du système ouvert est celle évaporée puis aspirée par le compresseur. Pour une puissance de 1000 kW à 6 / 12 °C, le débit d'eau d'appoint (\dot{m}_{CP}) calculé selon l'équation (2-8) est de 14,5 kg.s⁻¹, soit seulement 1 % du débit de frigoporteur.

$$\frac{\dot{m}_{CP}}{\dot{m}_{EV}} = \frac{Cp \cdot \Delta T_{EV}}{\Delta h_{lv}} \quad (2-8)$$

Les résultats d'une étude expérimentale réalisée sur un système de 1000 kW, entre le HFC-134a, l'ammoniac et l'eau, sont reportés dans le Tableau 2-15. Ceux de l'eau sont obtenus avec le cycle ouvert et le cycle fermé pour les autres fluides. La chaleur dégagée par les trois configurations est ensuite dissipée par une tour de refroidissement qui consomme de l'eau.

Tableau 2-15 : Performances pour machine frigorifique de 1000 kW (6 / 12 °C)

	Unité	HFC-134a	R-717	R-718
T eau EV entrée / sortie	°C	12 / 6	12 / 6	12 / 6
T eau Tour Refroidissement entrée / sortie	°C	19 / 24	19 / 24	19 / 24
Température d'évaporation	°C	4,3	3,0	5,0
Température de condensation	°C	27,1	27,0	25,0
Taux de compression	-	2,1	2,2	3,6
Débit massique au compresseur	kg.s ⁻¹	6,2	0,9	0,4
Débit volumique au compresseur	m ³ .h ⁻¹	1320	822	220115
COP		7,1	8,0	9,9

On remarque que les fluides naturels offrent de meilleures performances que le HFC-134a, et tout particulièrement l'H₂O dont le COP est supérieur de 23 % à celui de l'ammoniac. Ces conditions d'utilisation sont favorables à l'eau. Toutefois, si la température d'entrée de la tour de refroidissement passe à 30 °C au lieu de 19 °C, le gain diminue mais reste de 12 % par rapport à l'ammoniac.

L'ensemble des travaux illustre l'attention particulière qui doit être apportée au développement technologique des compresseurs cinétiques. Il existe deux technologies distinctes (radial et axial) que Paul (2007) a comparé pour cette utilisation de l'eau comme fluide frigorigène.

Tableau 2-16 : Comparaison des compresseurs axiaux et radiaux pour de la vapeur d'eau.

	Radial	Axial
Taux de compression / étage	< 3	< 1,2
Nombre typique d'étages	2	10 - 15
Connections entre étages	2 compresseurs individuels	Arbre commun
Taux de compression maxi typique	7	13
Nombre de compresseurs	2 (1 / étage)	1
Nombre de moteurs électriques	2	1
Caractéristique du compresseur	Forte ≠ pression par étage	Fort débit volumique
Aubages du compresseur	Longues, épaisses	Courtes, fines
Sensibilité (taille et prise en glace des aubes, présence goutte de liquide et vibrations)	Très élevée	Négligeable
Refroidissement intermédiaire	Echangeurs externes	Injection d'eau
Diamètre	Elevé	Petit
Charge partielle	Vitesse	Vitesse, aube directrice
Encombrement	Large	Modéré

Selon l'auteur, la forte sensibilité du compresseur radial au liquide est préjudiciable car il subsiste toujours des gouttelettes en suspension à la sortie de l'évaporateur. Le compresseur axial est au contraire robuste, petit, efficace et insensible aux gouttelettes d'eau. Ses rendements à charge partielle sont élevés et il peut fonctionner sans huile, car l'eau joue elle-même le rôle de lubrifiant.

3.3 Dioxyde de carbone

La Figure 2-13 représente le diagramme des phases du dioxyde de carbone. La pression et la température des points triple et critique sont respectivement (0,52 MPa / -56,6 °C) et (7,38 MPa / 31,1 °C). Cette plage de changement de phase par ébullition (ou condensation) lui confère la possibilité de couvrir très largement les principales applications de réfrigération et de chauffage. C'est pour cette raison et dans un contexte environnemental propice que Lorentzen (1994) a donné une seconde vie au CO₂ comme fluide frigorigène plus d'un demi-siècle après son abandon.

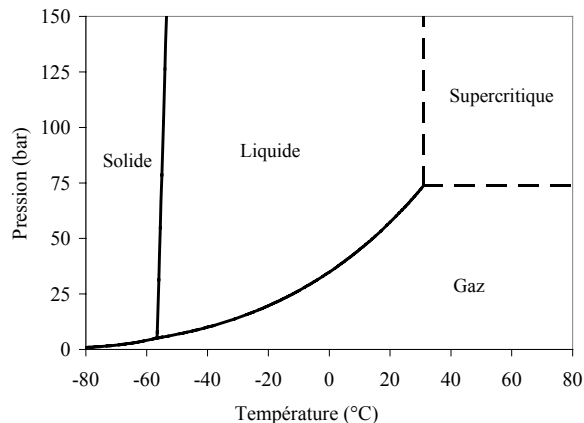


Figure 2-13 : Diagrammes de phase du CO₂

3.3.1 Les propriétés du CO₂

Nous avons vu, dans le Tableau 2-12 que le dioxyde de carbone a un point critique bas et des pressions élevées. Ces particularités font que les propriétés du dioxyde de carbone et l'approche dans l'exploitation des systèmes sont différentes de celles des fluides frigorigènes usuellement utilisés.

3.3.1.1 Propriétés sous-critique

En dessous du point critique, les pressions à saturation et leur inclinaison en fonction de la température sont nettement plus élevées qu'avec d'autres fluides frigorigènes. Cela signifie comme l'indique la Figure 2-14, que le glissement de température associé à une chute de pression est faible. Par conséquent, des écoulements à vitesses massiques plus élevées sont possibles, améliorant les échanges thermiques tout en ayant une très faible influence sur la surconsommation du compresseur.

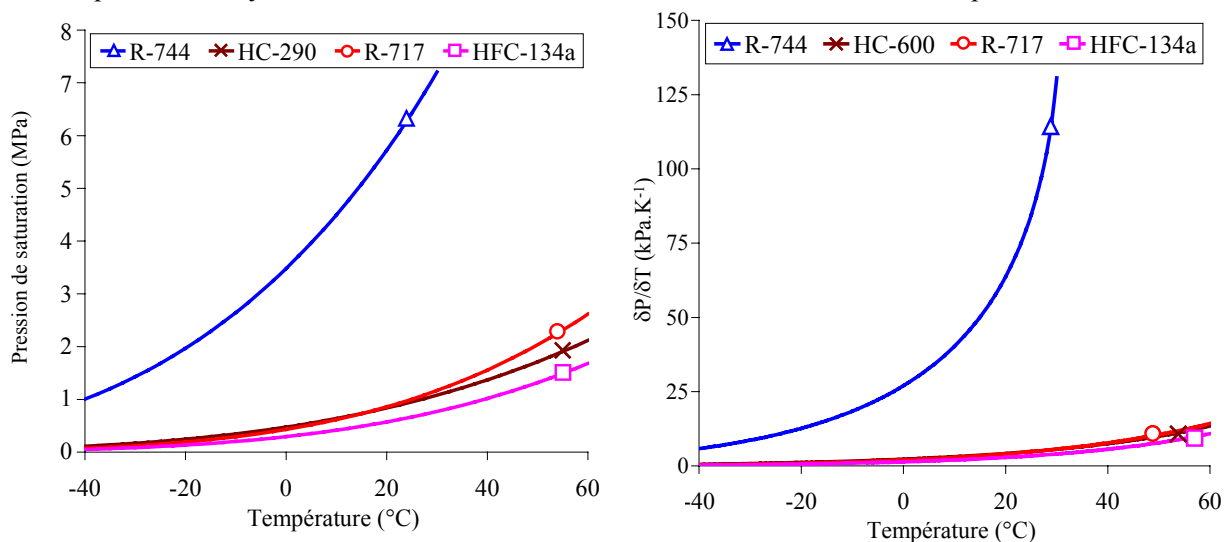


Figure 2-14 : Pression à saturation et $\delta P/\delta T$ en fonction de la température.

D'autres grandeurs, telles que les masses volumiques des deux phases et la tension superficielle de vapeur, sont à prendre en considération lors de l'ébullition. Comme l'indique la Figure 2-15, le rapport des masses volumiques liquide et gazeuse augmente lorsque la température diminue et est le plus

faible avec le CO₂. Selon Bredesen (1997), ce rapport influence l'écoulement dans l'évaporateur car les vitesses varient peu tout au long de l'échangeur et le mélange diphasique est mieux réparti à l'entrée de l'évaporateur du fait de sa meilleure homogénéité. D'après Pettersen (2002), la différence de densité entre les phases influence les caractéristiques de séparation des phases tandis que la masse volumique gazeuse impacte la contrainte de cisaillement à l'interface liquide-vapeur.

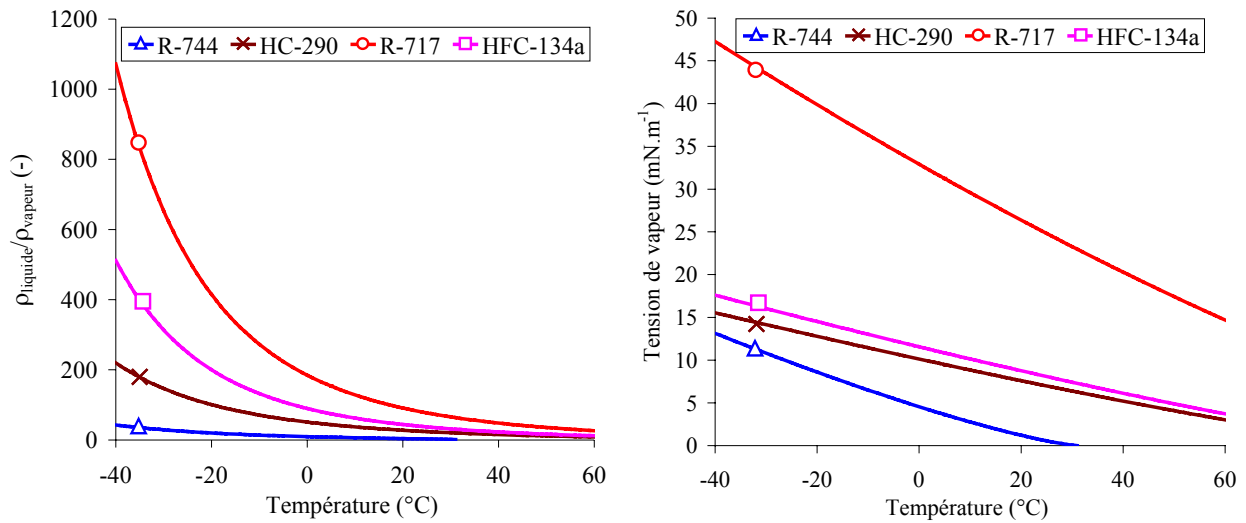


Figure 2-15 : $\rho_{\text{liquide}}/\rho_{\text{gaz}}$, et σ à saturation en fonction de la température.

La tension superficielle de vapeur qui est également une grandeur importante lors de l'évaporation d'un fluide est représentée dans la Figure 2-15. Comme la tension superficielle du CO₂ est nettement inférieure aux autres fluides, la chaleur nécessaire à la nucléation et à la croissance des bulles est plus faible. C'est pour cette raison que les transferts thermiques sont améliorés avec le dioxyde de carbone (Kwang et al., 2007). La raison est que la contribution de la nucléation dans l'échange thermique global est prépondérante par rapport à la convection.

Le phénomène d'assèchement précoce de la paroi avec le CO₂, à des titres massiques liquide plus élevés que les HFC, s'explique par un faible rapport des viscosités liquide / gaz qui favorise la rupture du film liquide et détériore l'échange thermique en fin d'évaporation.

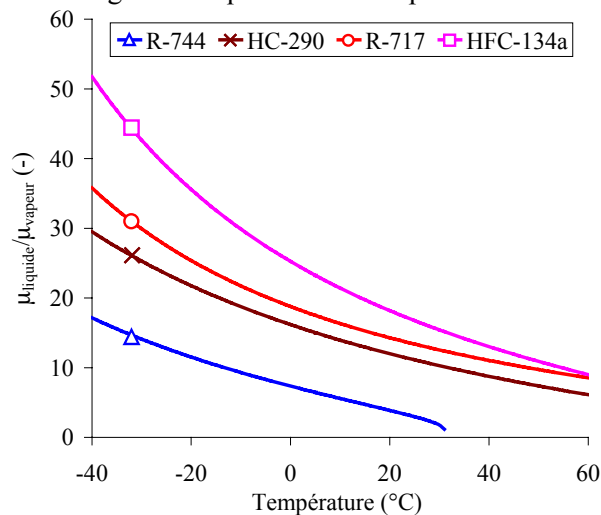


Figure 2-16 : $\mu_{\text{liquide}}/\mu_{\text{gaz}}$ à saturation en fonction de la température

3.3.1.2 Propriétés super-critique

Dans le domaine super-critique, les propriétés du CO₂ subissent de très fortes variations sans qu'il y ait de changement de phase. On remarque sur la Figure 2-17 que la capacité thermique massique du CO₂ passe de valeurs typiques de gaz, pour les températures élevées, à des valeurs typiques de liquide, pour les températures faibles. Alors que la chaleur massique du CO₂ est infinie au point critique, elle

diminue à des pressions plus élevées et on observe le pic à des températures plus importantes. La masse volumique du CO₂, Figure 2-18, varie également de manière importante au passage des mêmes températures que précédemment. Si à basse température ses valeurs sont comprises entre celles du R-717 (et HC-290) et du HFC-134a, elles sont nettement supérieures pour les fortes températures. A mesure que la pression augmente, la transition s'affaiblit et les variations se font moins brusques et moins marquées.

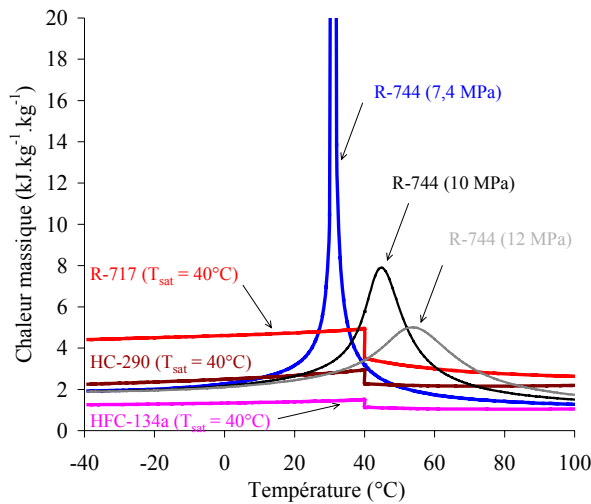


Figure 2-17 : Chaleur massique de différents fluides frigorigènes en fonction de la température.

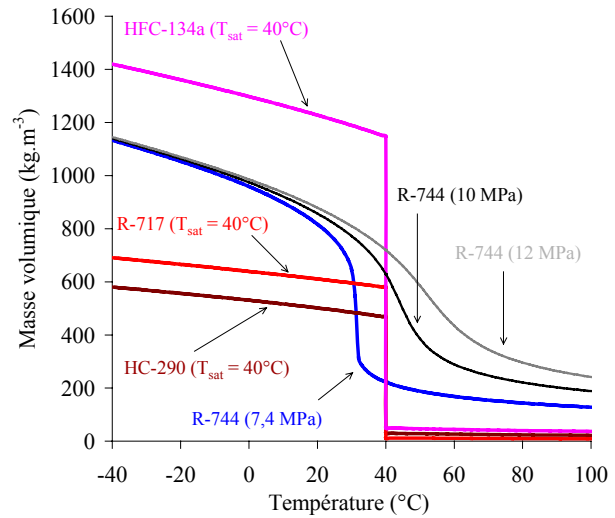


Figure 2-18 : Masse volumique de différents fluides frigorigènes en fonction de la température.

La Figure 2-19 représente le diagramme de Mollier du CO₂. La courbe verte qui part du point critique représente l'évolution de la température pseudo-critique avec la pression. Ces températures sont le siège de ces évolutions rapides des propriétés avec la température lors d'évolution isobarique.

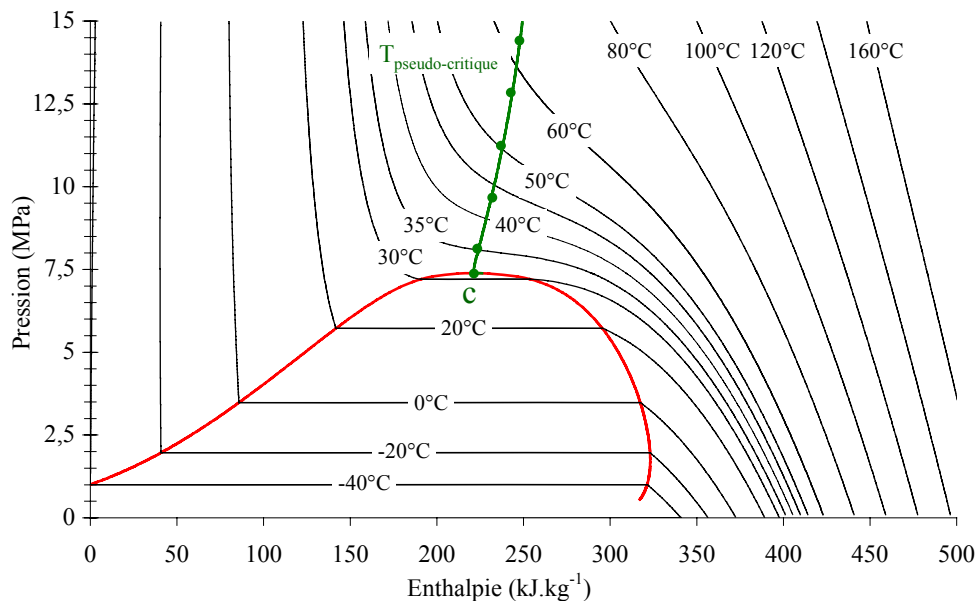


Figure 2-19 : Diagramme de Mollier du CO₂ et températures pseudo-critiques.

Pour une pression donnée, la température pseudo-critique est la température pour laquelle la capacité thermique massique est maximale comme l'indique l'équation 2-9.

$$\left(\frac{\partial C_p}{\partial T} \right)_p = 0 \quad 2-9$$

Les propriétés de transport subissent également ces variations. A pression super-critique constante, l'évolution de la conductivité thermique est linéaire dans la zone liquide ($T < T_c$ sur Figure 2-13). Puis

elle varie fortement au voisinage de la température pseudo-critique pour reprendre une évolution linéaire à des températures plus élevées. Ces variations sont comparables à un pseudo-changement de phase.

Les coefficients d'échange convectifs des fluides frigorigènes notés h_c sont déduits de corrélation du nombre de Nusselt qui dépend de la configuration de l'écoulement (nombre de Reynolds) et des propriétés intrinsèques des fluides (nombre de Prandtl). La Figure 2-20 qui représente les nombres de Prandtl de différents fluides montre que le dioxyde de carbone possède des propriétés de transport plus favorables aux transferts thermiques que l'ensemble des autres fluides.

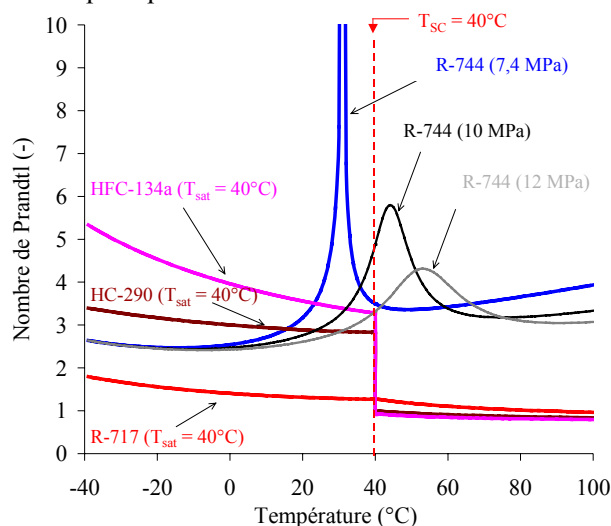


Figure 2-20 : Nombre adimensionnel de Prandtl en fonction de la température à pression constante.

Lors du refroidissement trans-critique du CO_2 jusqu'à une température de source chaude de 40 °C , le nombre de Prandtl du CO_2 est trois fois supérieur à ceux du propane de l'ammoniac et du HFC-134a. A 40 °C , il est même supérieur aux Prandtl de ces mêmes fluides déterminés avec les propriétés d'un liquide saturé. Ces propriétés permettent d'avoir de meilleurs échanges thermiques au refroidisseur de gaz, coté fluide frigorigène. L'utilisation d'échangeurs à mini-canaux (ou micro-canaux) augmente le coefficient d'échange du coté du fluide secondaire par l'augmentation de la surface d'échange. Seulement si le coefficient d'échange global est amélioré par rapport aux échangeurs classiques, il est également beaucoup plus sensible à la présence d'huile du coté fluide frigorigène. L'étude expérimentale, menée par Zingerli et Groll (2000) sur un échangeur supercritique CO_2 /eau montre que des taux d'entraînement d'huile de 2 et 5 % font chuter le coefficient d'échange global respectivement de 15 % et de 25 %. Bien que les pertes de pression augmentent avec le taux d'huile, ils ont observé une chute de pression supérieure à 2 % qu'à 5 %. Selon Dang et al. (2007), une concentration massique en huile de 1 % fait chuter le coefficient de transfert de chaleur au refroidisseur de gaz (trans-critique) de 40 % à 50 %, selon le diamètre des tubes 2 mm et 1 mm, par rapport au dioxyde de carbone pur. Des pertes de charge accrues peuvent également être observées pour les petits diamètres ($\leq 1\text{ mm}$).

3.3.2 Le cycle trans-critique

Contrairement aux fluides frigorigènes "classiques", le rejet de chaleur à des températures supérieures à la température critique ($31,1\text{ °C}$) s'effectue dans un refroidisseur de gaz, en lieu et place du condenseur habituel. Le cycle est alors trans-critique, c'est à dire que la basse pression est sous-critique alors que la haute pression est super-critique. La particularité de cette région super-critique, hormis les fortes variations des propriétés, est que la température n'est plus couplée à la pression. La haute pression du cycle trans-critique n'est plus imposée et une recherche de sa valeur optimale est nécessaire.

Les Figures 3-13 et 3-14 représentent deux études paramétriques du coefficient de performance en mode froid, en fonction du réglage de la haute pression et de différentes températures de source chaude et froide. On remarque qu'une faible augmentation de la haute pression depuis la pression critique permet d'obtenir un gain considérable sur le coefficient de performance. Par exemple, pour

des températures sources de 35 °C et 0 °C, le passage de la haute pression de 7,5 à 8,5 MPa engendre une augmentation du COP de 1,13 à 3,47, soit une amélioration de 207 %. En effet, l'énergie frigorifique croît de 260 % tandis que l'énergie de compression ne croît que de 18 %. Il existe cependant une pression dite optimale, à partir de laquelle une augmentation supplémentaire de la haute pression provoque une dégradation du COP.

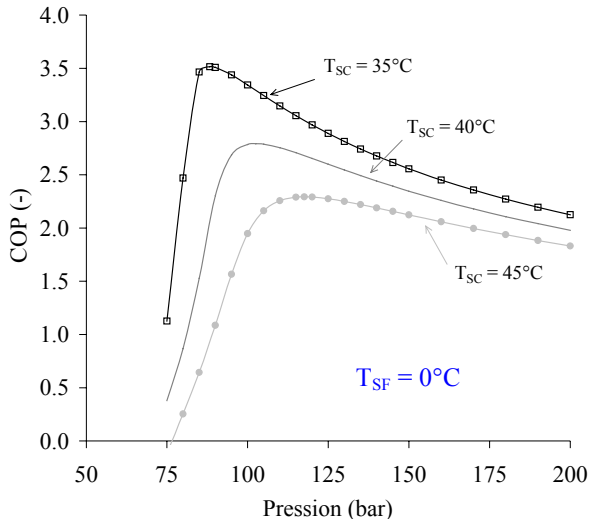


Figure 2-21 : COP en fonction de la HP et T_{sc} .

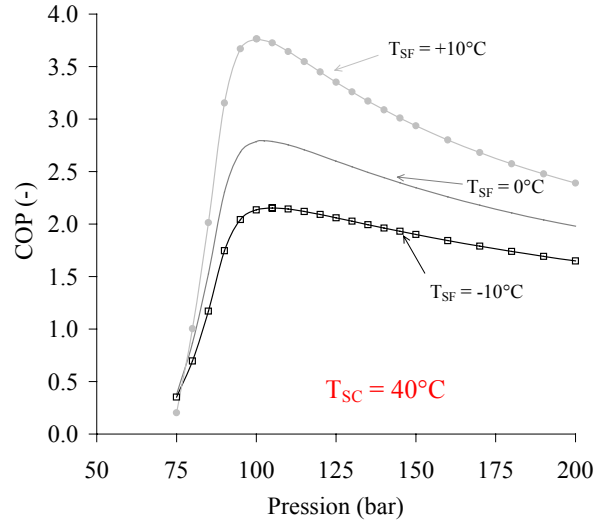


Figure 2-22 : COP en fonction de la HP et T_{sf} .

On remarque que la haute pression optimale est plus sensible à la variation de température de la source chaude (Figure 2-21) qu'à celle de la source froide (Figure 2-22). Pour une augmentation de 10 K chacune, la pression optimale croît de 3 MPa avec la source chaude contre seulement 0,5 MPa avec la source froide. Par conséquent, une estimation correcte de la haute pression optimale peut être effectuée à partir d'un seul paramètre : la température en sortie du refroidisseur de gaz.

Les propriétés du CO_2 semblent être plus favorables aux transferts thermiques et aux pertes de pression que celles des autres fluides frigorigènes. Seulement d'un point de vue strictement thermodynamique, le refroidissement du gaz au refoulement du compresseur est une transformation fortement irréversible qui éloigne le COP de celui d'un cycle idéal de Carnot. La Figure 2-23 représente un diagramme T-s, dans lequel sont tracés les cycles du CO_2 et du R-134a qui travaillent entre deux sources de chaleur (0 / 40 °C). Comparée au HFC-134a, on remarque que les pertes exergetiques de rejet thermique et de détente sont importantes avec le CO_2 .

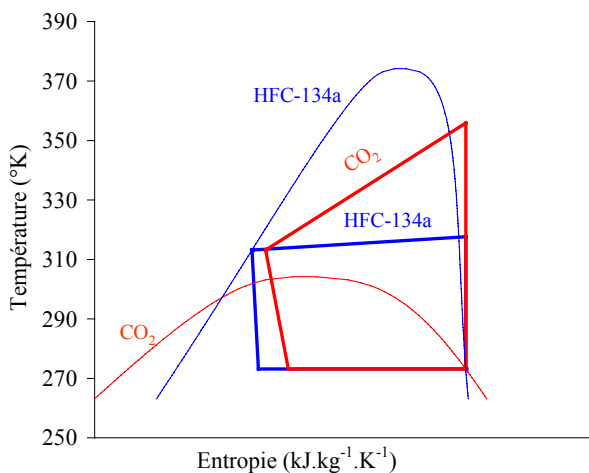


Figure 2-23 : Cycles R-134a et CO_2 dans diagramme T-s.

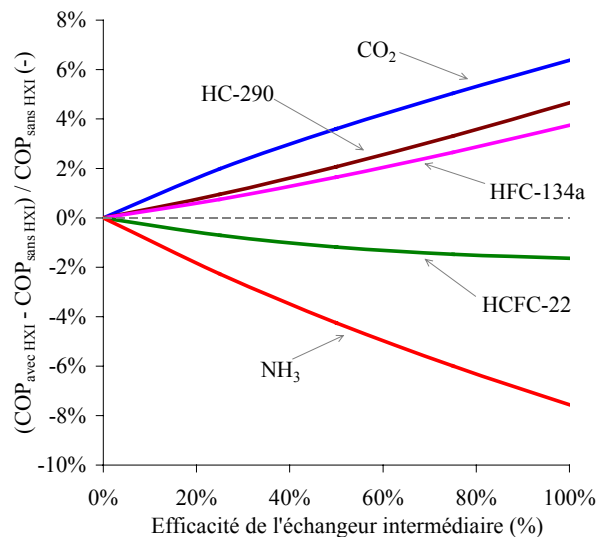


Figure 2-24 : COP relatif avec/sans échangeur intermédiaire (0 °C / 40 °C)

Le refroidissement accru des gaz avant détente, par l'intermédiaire d'un échangeur intermédiaire, permet de réduire ces irréversibilités de détente. Toutefois, il faut s'assurer que ce bénéfice à la détente soit supérieur à la surconsommation du compresseur. En effet, les gaz aspirés sont davantage surchauffés et requièrent un travail de compression supplémentaire.

La Figure 2-24 représente le gain ou la perte énergétique, de cycles équipés d'échangeur intermédiaire (HXI) par rapport à un cycle sans échangeur. Différents fluides sont étudiés pour plusieurs efficacités exprimées en température du fait que l'échangeur soit exploité en mode mono-phasique.

$$\varepsilon_{\text{HXI}} = \frac{T_{s,\text{BP}} - T_{\text{SF}}}{T_{\text{SC}} - T_{\text{SF}}} \quad (2-10)$$

L'utilisation d'un HXI ne présente pas d'intérêt pour l'ammoniac et le HCFC-22 qui sont les fluides sub-critiques qui s'échauffent le plus au cours de la compression. Pour le HFC-134a et le propane, mais surtout le CO₂, le HXI permet des gains qui peuvent être importants. Par exemple avec un HXI d'une efficacité de 75 %, le COP du cycle trans-critique au CO₂ est amélioré de 5 %. Pour la suite du manuscrit, le cycle trans-critique au CO₂ sera, sauf précisé, équipé d'un HXI.

Jin et al. (2007) montrent que dans leurs conditions expérimentales, l'apport du HXI améliore le COP de 5 %. L'analyse théorique indique que l'évolution du COP en fonction de la haute pression est identique à celle du mode froid, tout comme les pressions optimales. Cependant l'intérêt du HXI dans ce mode est moindre car pour une efficacité de 75 %, le gain énergétique n'est que de 3,7 % contre 5 % en mode froid.

Pour une machine frigorifique idéale, dont la température d'évaporation est égale à 0 °C et la température de source chaude comprise entre 35 °C et 45 °C, le COP du CO₂ ($\varepsilon_{\text{HXI}} = 75\%$) est 45 % inférieur à celui du HFC-134a sans HXI. Cette différence se réduit lorsque la température d'évaporation diminue mais reste très élevée, environ 40 % à -20 °C. Cependant dans la section 3.3.3.1, nous verrons que les propriétés du CO₂ permettent de réduire les pincements aux échangeurs et par conséquent l'écart de performance énergétique avec les HFC.

3.3.3 Les applications du CO₂

Les applications potentielles de ce fluide sont multiples et déjà en 1994, Lorentzen évoquait quelques unes d'entre-elles. Ces applications vont être présentées par comparaison avec des systèmes de référence. Cela permettra d'identifier les applications pour lesquelles le CO₂ s'impose naturellement et dans le cas contraire quantifier l'amélioration à apporter aux systèmes utilisant le CO₂.

3.3.3.1 Climatisation automobile réversible

L'application phare du cycle trans-critique au CO₂ était, selon Lorentzen (1994), la climatisation automobile. Pour cette application, les fuites sont inévitables et peuvent être considérables, comme il en a été fait mention dans le premier chapitre.

La contribution directe sur l'effet de serre d'une climatisation automobile, sous la contrainte réglementaire, va fortement diminuer pour devenir presque négligeable en regard des émissions indirectes. Cela signifie qu'abstraction faite des émissions de GES lors des processus de production et de recyclage du fluide, seule l'efficacité énergétique permettra de sélectionner un fluide par rapport à un autre. De ce point de vue, le CO₂ a des performances théoriques intrinsèquement inférieures à celles des autres fluides (Tableau 2-12). Toutefois, le rôle des composants technologiques est prépondérant sur les performances du dioxyde de carbone. Les meilleures propriétés d'échange thermique du CO₂ permettent d'avoir des efficacités d'échangeur plus élevées que les autres fluides, ce qui contribue à combler voir dépasser la perte énergétique du refroidisseur de gaz.

Le projet européen RACE a été le premier programme de développement expérimental qui a conclu que le CO₂ pouvait être une solution viable. Les constructeurs et équipementiers automobiles ont ensuite initié différents programmes pour développer des échangeurs micro-canaux et des compresseurs au CO₂ dont a également profité une nouvelle génération de climatiseur au HFC-134a.

Pettersen et Neska (2003) ont comparé deux prototypes au CO₂ à un système avancé au HFC-134a. Les coefficients de performance expérimentaux sont indiqués sur la Figure 2-25 pour deux vitesses de rotation (900 – 2500 tr.min⁻¹) et une température de soufflage d'air de 5 °C.

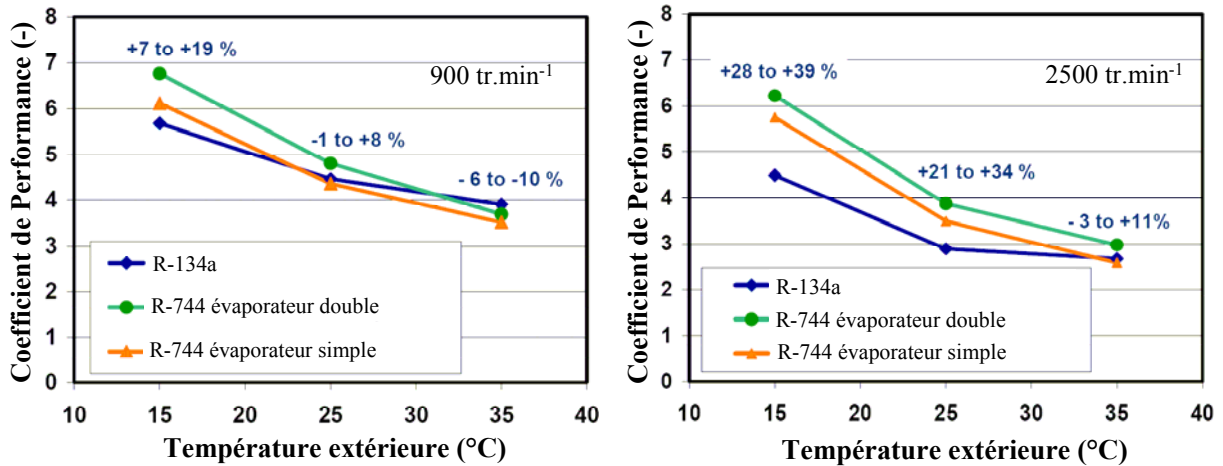


Figure 2-25 : COP R-744 & R-134a fonction de T_{extérieure} (900 tr.min⁻¹ à gauche / 2500 tr.min⁻¹ droite).

Tandis que les surfaces frontales sont identiques, la profondeur de l'évaporateur au HFC-134a (courbe bleue) est de 50 mm et celles au R-744 sont respectivement de 38 mm (courbe orange) et de 76 mm (courbe verte). Sur la plage de température extérieure étudiée, les COP du climatiseur CO₂ à l'évaporateur double sont presque toujours supérieurs à ceux du HFC-134a. Seuls les essais au ralenti et à forte température extérieure sont déficients. Pour un évaporateur de même encombrement que celui du HFC-134a (50 mm), le gain estimé pour le CO₂ est d'environ 15 % au ralenti (900 tr.min⁻¹) et de 10 à 30 % en marche normale. Globalement pour les températures extérieures inférieures à 35 °C, la solution au CO₂ est meilleure que celle au HFC-134a. D'après les auteurs, cela représente 90 % des conditions mondiales de roulage actuelles. Toutefois, la croissance du parc automobile des pays émergents devrait probablement faire diminuer cette proportion au profit du HFC-134a.

Les prochaines générations de voiture thermique à haut rendement disposeront de moins en moins de pertes thermiques utiles pour chauffer l'habitacle en hiver. Ce phénomène sera accentué pendant les phases de démarrage et les conditions de confort ne pourront être maintenues sans une source de chaleur supplémentaire. Dans cette perspective, la solution d'une climatisation réversible peut être envisagée au détriment du chauffage électrique trop énergivore.

Hammer et Wertenbach (2000) proposent une architecture de système réversible au CO₂ dont les deux modes sont représentés sur la Figure 2-26.

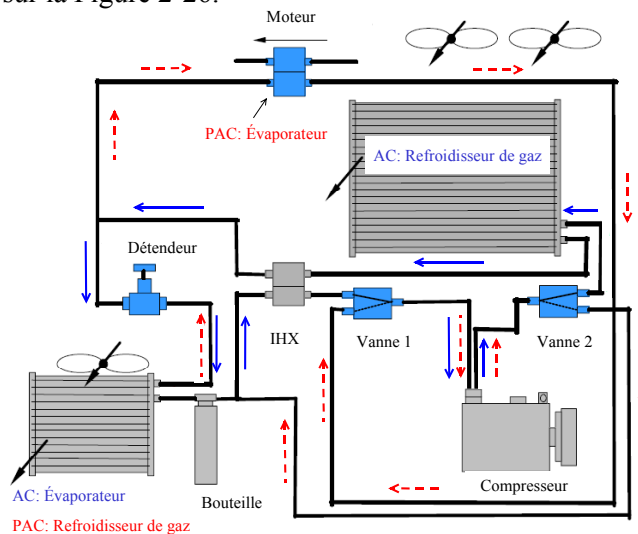


Figure 2-26 : Climatiseur automobile réversible au CO₂ (PAC : Rouge / AC : Bleu)

L’HXI n’est pas utilisé en mode chauffage car il dégrade le COP expérimental. L’échangeur extérieur n’est pas utilisé comme évaporateur en hiver car du givre vient rapidement boucher la section de passage de l’air. Il est remplacé par une boucle de refroidissement du moteur thermique. Les essais, réalisés, sur une Audi A4 (essence 1,6 litres), ont montré que par rapport au système de chauffage classique, la PAC réduit de moitié le temps de montée en température intérieure de -20 °C à +20 °C.

3.3.3.2 Préparateur d’Eau Chaude

La production d’eau chaude (ECS) domestique ou industrielle est l’application la plus prometteuse du cycle trans-critique au CO₂. Ce procédé qui se caractérise par une forte variation de la température du fluide secondaire, typiquement de 10 °C à plus de 60 °C, est parfaitement adapté aux propriétés du CO₂.

Les expériences menées par Rieberer (1998), sur une PAC air/eau au CO₂, ont montré qu’il était possible de produire de l’eau chaude sanitaire à 90 °C avec une température d’évaporation de 0 °C. Le COP expérimental mesuré était égal à 4, ce qui est très proche du COP_{Carnot} si on considère la température de sortie comme étant la source chaude. Cela signifie que pour les PAC à fort écart de température du fluide secondaire, le cycle de Carnot ne peut pas être considéré comme cycle de référence. Stene (2007) préconise plutôt celui de Lorentz-modifié qui se compose, comme l’indique la Figure 2-27, des évolutions suivantes :

- 1→2 : Compression adiabatique réversible
- 2→3L : Rejet de chaleur isobarique
- 3L→4 : Détente adiabatique réversible
- 4→1 : Absorption de chaleur isotherme

Soit un COP :

$$\text{COP}_{\text{Lorenz}} = \frac{\text{Aire}(A, 2, 3L, B)}{\text{Aire}(A, 2, 3L, B) - \text{Aire}(A, 1, 4, B)}$$

$$\text{COP}_{\text{Lorenz}} = \frac{\tilde{T}_{2,3L}}{\tilde{T}_{2,3L} - T_1}$$

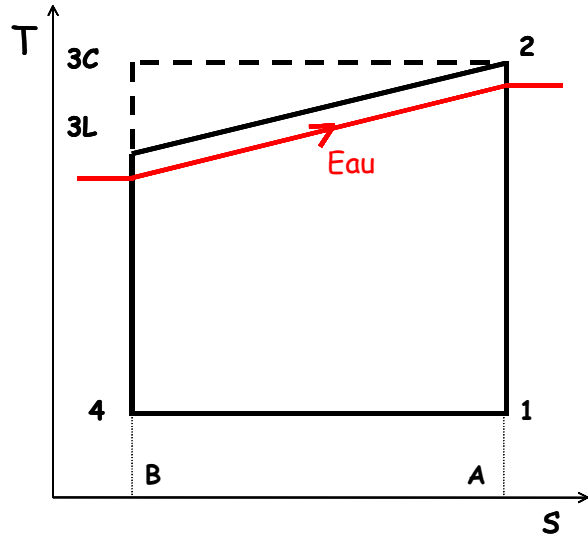


Figure 2-27 : Cycles de Carnot (1,2,3C,4) / Lorentz-modifié (1,2,3L,4).

Pour une température d’évaporation de 0 °C et le chauffage d’eau chaude de 10 °C à 60 °C, alors les COP_{Carnot} et COP_{Lorenz} sont respectivement de 5,55 et 8,8. Celui de Lorentz-modifié est plus élevé car le rejet ne se fait plus intégralement à la température de sortie (60 °C) mais progressivement depuis l’entrée d’eau à 10 °C. Etant donné le profil de température du CO₂ lors du refroidissement super-critique, ce fluide permet de réduire significativement les irréversibilités de couplage thermique de cet échangeur car l’écart de température entre les deux flux est maintenu à peu près constant tout au long de l’échangeur comme l’indique la Figure 2-28.

Sur une machine réelle aux HFC, la quantité de chaleur de désurchauffe permet d’avoir une température de condensation inférieure à la température de sortie (60 °C). Toutefois comme l’indique la Figure 2-29, cet effet est limité car il y a peu d’énergie disponible à la désurchauffe. Dans le cas théorique indiqué, le fluide frigorigène est le HFC-134a, la température d’évaporation est de 0 °C et les échangeurs sont thermiquement parfaits.

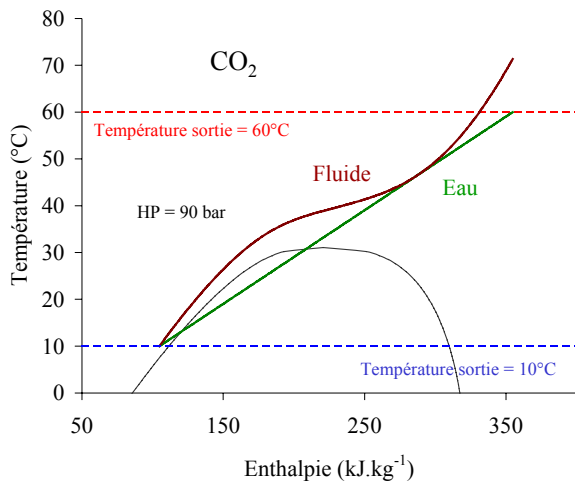


Figure 2-28 : Profil des températures avec CO₂.

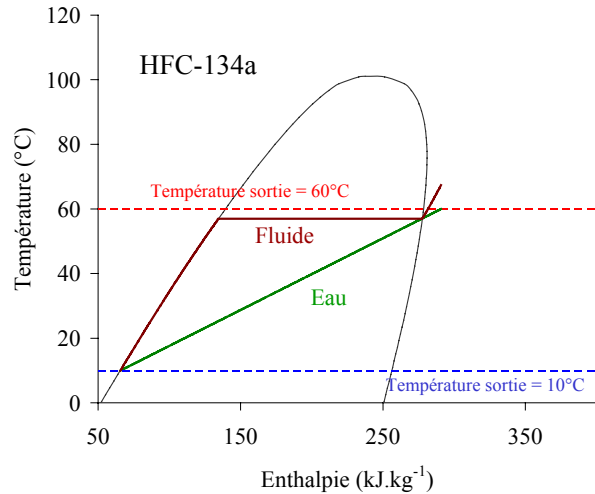


Figure 2-29 : Profil des températures avec HFC-134a.

Peu de PAC commerciales ECS sont équipées d'un échangeur intermédiaire car il présente peu d'intérêt surtout si la température d'évaporation est proche de la température d'entrée d'eau. Cependant, la synthèse de Kim et al. (2004) montre qu'il peut permettre une diminution de la pression optimale et une augmentation du COP de 5 %.

L'étude réalisée par Hwang et Radermacher (1998) a permis de comparer les performances de deux PAC eau / eau (HCFC-22 et CO₂) destinées à produire de l'eau chaude à 60 °C. La modélisation et les expériences indiquent, que le coefficient de performance optimal du CO₂ est 10 % supérieur à celui du HCFC-22 quelle que soit la température extérieure. Ceci s'explique par des faibles pincements aux échangeurs, 3-4 K pour un évaporateur à air et moins encore pour un refroidisseur de gaz.

Depuis 2001, les constructeurs japonais ont imposé la PAC au CO₂ pour produire l'ECS domestique qui représente un poste de consommation énergétique important dans ce pays. Afin de réduire leurs émissions nationales de CO₂, le gouvernement souhaite atteindre les 5,2 millions d'unités d'ici 2010 (Endoh et al., 2006).

Pour jouir pleinement des avantages du CO₂, d'importantes préconisations sont à apporter à la conception du système global représenté sur la Figure 2-30. Cecchinato et al. (2005) précise dans une comparaison avec une PAC HFC-134a, que la PAC CO₂ nécessite une bonne stratification du ballon d'accumulation. Cela permet d'obtenir une température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz plus basse.

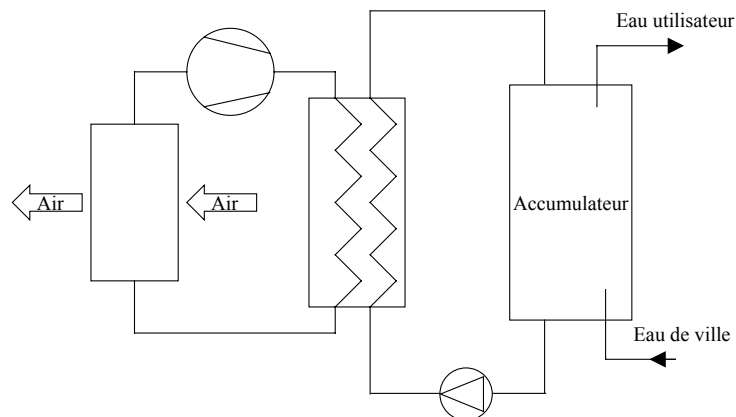


Figure 2-30 : Schéma de principe d'une PAC ECS à accumulation.

Le cycle trans-critique exploite son avantage en période estivale lorsque la température d'évaporation est élevée et que les pertes exergetiques de détente sont faibles. La réglementation sanitaire, qui impose l'éradication de la prolifération des légionelles par un traitement thermique périodique à 70 °C, est également un atout pour le CO₂, par rapport au HFC-134a par exemple.

3.3.3.3 Froid commercial et industriel

Son point triple ($-56\text{ °C} / 0,5\text{ MPa}$) permet au CO_2 d'être potentiellement utilisé dans les applications de froid commercial. Ses pressions de fonctionnement sont alors compatibles avec la plupart des échangeurs commerciaux ($1,1\text{ MPa}$ à -37 °C). Il peut être utilisé indifféremment dans un des deux étages d'une cascade (selon des besoins éventuels en ECS), comme fluide secondaire ou dans des cycles bi-étagés trans-critiques. Selon l'ASHRAE (2009), 90 % des installations commerciales au CO_2 ont des COP annuels supérieurs à celles fonctionnant au HFC.

3.3.3.3.1 Carbone dioxyde comme fluide secondaire

Généralement, l'énergie thermique des boucles secondaires est véhiculée par des liquides ou des solutions fortement visqueuses ($\mu = 300\text{-}30000 \cdot 10^{-5}\text{ Pa}\cdot\text{s}$ contre $20,2 \cdot 10^{-5}\text{ Pa}\cdot\text{s}$ pour CO_2 liquide à -40 °C). La faible viscosité du CO_2 mais également la chaleur latente de vaporisation, qui réduit considérablement le débit massique, permet de diminuer le travail de pompage. Les excellents coefficients d'échanges du CO_2 accrus par l'absence d'huile, entraînent une diminution des pincements aux échangeurs qui limite la formation de givre à la surface des batteries à ailettes. Ce système présente toutefois quelques contraintes technologiques :

- un taux de recirculation qui est un compromis entre travail de pompage et taille des tuyauteries à vapeur. Duminil (1999) propose un taux de 3 qui correspond à un titre vapeur de 0,33 en sortie d'évaporateur.
- un sous-refroidissement suffisant pour éviter la cavitation de la pompe,
- une forte pression dans le circuit lors d'un réchauffement (dégivrage ou arrêt).

Concernant ce dernier point, une synthèse des différentes solutions empêchant toute remontée imprévue de la pression, a été proposée par Toublanc (2002). Le seuil maximum à ne pas franchir est défini par la plus faible pression maximale admissible (PMS) des composants du circuit. Le stockage du CO_2 sous forme gazeuse est une solution tout comme la mise en place d'un groupe frigorifique auxiliaire destiné à maintenir un mélange liquide / vapeur à une pression inférieure à la PMS.

Les expériences de Heinbokel (2001), citées par EPEE (2002), rapportent que la consommation énergétique d'un système CO_2 indirect est 6 % supérieure à celle d'un système au HFC-404A à détente directe. En revanche, la surconsommation d'une boucle secondaire à la saumure est de 20 %.

3.3.3.3.2 Dioxyde de carbone dans une cascade

Du côté de l'étage haute-température des installations cascade de froid commercial et industriel, on retrouve des fluides tels que le HFC-404A, HFC-134a, le Propane, le CO_2 mais plus généralement l'ammoniac. Côté basse-température, le CO_2 supplante progressivement l'ammoniac car cela évite d'avoir des composants volumineux du fait de l'importante masse volumique des vapeurs de l'ammoniac. Enfin, il est possible de s'affranchir de l'échangeur de couplage entre les circuits de production et de distribution, ce qui élimine un pincement de température supplémentaire.

L'analyse théorique de Elefsen et Micheme (2003) prévoit une consommation énergétique de cascade HFC-134a / CO_2 16 % inférieure à celle d'une installation mono-étagée à alimentation directe au HFC-404A et 41 % et à celle d'un système indirect HFC-404A/saumure. En revanche, le coût d'investissement de la cascade est inférieur à la solution HFC-404A/saumure et légèrement supérieur au système mono-étagé.

L'article de Haaf et Heinbokel (2002), cité par EPEE (2002), a décrit les résultats d'une étude en Allemagne. Celle-ci compare un système HFC-404A à détente directe à trois autres installations. Toutes fonctionnent entre $+30\text{ °C}$ et -35 °C :

- Un système bi-étagé au NH_3 / Saumure afin d'éviter une température de refoulement trop élevée.
- Un système mono-étagé au HC-290 / Saumure qui est possible car la température de refoulement isentropique n'est que de 40 °C .
- Une cascade HFC-404A / CO_2 .

Cette étude confirme le point de vue communément accepté selon lequel les systèmes secondaires utilisant de l'ammoniac ou du propane avec de la saumure grèvent les coûts d'investissement initiaux (augmentation de 15 - 35 % pour l'étude) et augmentent la consommation d'énergie de fonctionnement (augmentation de 5 - 20 %). En revanche, le système en cascade HFC-404A / CO₂ a une consommation énergétique et des coûts d'investissement presque identiques au HFC-404A en détente directe. Cette approche permet de réduire la charge du système HFC-404A et les fuites latentes.

3.3.3.3 Dioxyde de carbone dans cycles bi-étagés trans-critiques

Pour les applications de production simultanée d'ECS, le cycle bi-étagé trans-critique au CO₂ supprime le condenseur-évaporateur de la cascade et son pincement de température associé. Plusieurs architectures de cycle bi-étagé existent dont Meunier et al. (2005) ont fait la synthèse.

Selon Giroto et al. (2003), les coûts d'investissement et d'exploitation d'une installation bi-étagé trans-critique au CO₂ sont respectivement 10 % et 8 % supérieurs à ceux d'un système au HFC-404A à alimentation directe. Pour les températures extérieures basses, le COP est meilleur que celui du HFC-404A mais la haute pression du CO₂ était flottante tandis que celle du HFC-404A était maintenue constante.

3.3.3.4 Climatisation et chauffage résidentiel et tertiaire

Les incertitudes sur l'évolution du prix des combustibles fossiles favorisent l'expansion du marché de la PAC résidentielle. Selon l'AFPAC, les installations en France ont doublé en 2008 pour atteindre plus de 152000 unités vendues cette même année. Si le marché de la PAC air/air reste marginal, celui de la géothermie (19430 unités) représente 2/3 des installations neuves tandis que l'aérothermie (133080 unités) représente 70 % des cas de réhabilitation.

Contrairement à la production d'ECS, le glissement de température du fluide secondaire des systèmes de chauffage se limite à 5-10 K et les régimes de température ne sont pas favorables au CO₂ car la température d'entrée d'eau est généralement supérieure à 35 °C.

Kerhervé (2002) a simulé le fonctionnement de PAC air/eau mono-étagées au HFC-407C et au CO₂ implanté dans trois zones climatiques Françaises. Deux applications de chauffage ont été étudiées : plancher chauffant et réseau de radiateurs. Les résultats montrent que quelle que soit l'application, le COP saisonnier de la PAC au HFC-407C est meilleur. La consommation énergétique électrique totale, qui comprend les résistances d'appoint à basse température extérieure, est 30 % supérieur avec le CO₂. Toutefois, l'auteur fait l'hypothèse que le compresseur spiro-orbital de la PAC au HFC-407C peut fonctionner jusqu'à une température extérieure de -15 °C. Cela correspond à un taux de compression de 9,4 qui est très éloigné du taux de compression intégré de ce compresseur, égal à 3. Cette étude se limite à des zones climatiques tempérées ($T_{\text{ext}} > -10$ °C) qui rendent la PAC au CO₂ peu compétitive.

Enkemann et al. (1997) ont étudié une réhabilitation de système de production de chauffage tout en conservant le réseau hydraulique de distribution dimensionné initialement sur un régime de chaudière 70 / 50 °C. Le nouveau régime (93 / 40 °C), obtenu par la réduction du débit et l'augmentation de la température de départ, augmente le COP saisonnier de 2,8 à 3,2 tout en disposant d'une production d'ECS.

Ces résultats expérimentaux de Richter et al (2003), sur une PAC air / air, confirment qu'à encombrement d'échangeurs identique, les coefficients de performance du CO₂ sont comparables à ceux du HFC-410A. De plus, la puissance calorifique disponible est moins sensible aux variations de la température extérieure. Par conséquent, les performances saisonnières du système implanté en région froide sont meilleures que celles au HFC-410A car l'appoint de chaleur complémentaire est moins souvent sollicité.

Aarlien et Frivik (1998) ont comparé une PAC réversible commerciale au HCFC-22 avec un prototype au CO₂. En mode rafraîchissement, les COP du CO₂ sont 0,5-14,5 % inférieurs à ceux du HCFC-22 mais 3,3 - 14,1 % supérieurs en mode chauffage. Ces performances moindres en rafraîchissement s'expliquent par des températures d'évaporation plus basses qu'avec le HCFC-22. Cette évolution

contraire à ce que nous attendions s'explique par une forte déshumidification de l'air avec les échangeurs mini-canaux et un drainage de l'eau condensée inefficace qui crée une résistance à l'échange de chaleur. Sans ce phénomène, les auteurs prédisent des températures d'évaporation de 2-4°K supérieures à celles du HCFC-22. En chauffage, le COP du CO₂, déjà supérieur au R-22, peut être amélioré par augmentation de la surface d'échange mais les chutes de pression augmenteraient et le COP froid diminuerait.

Enfin, de nouvelles architectures de cycle trans-critique au CO₂ sont recherchées. Celle de Schiefloe and Neksa (1999) permet de combiner la production d'ECS, le chauffage hydrothermique et aérothermique. Cette configuration permet d'avoir une température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz la plus froide possible. Pour cela, il suggère en parallèle de préchauffer l'ECS et d'alimenter successivement radiateurs et aérothermes tandis que les vapeurs chaudes de CO₂ élèvent la température de l'ECS jusqu'à une consigne.

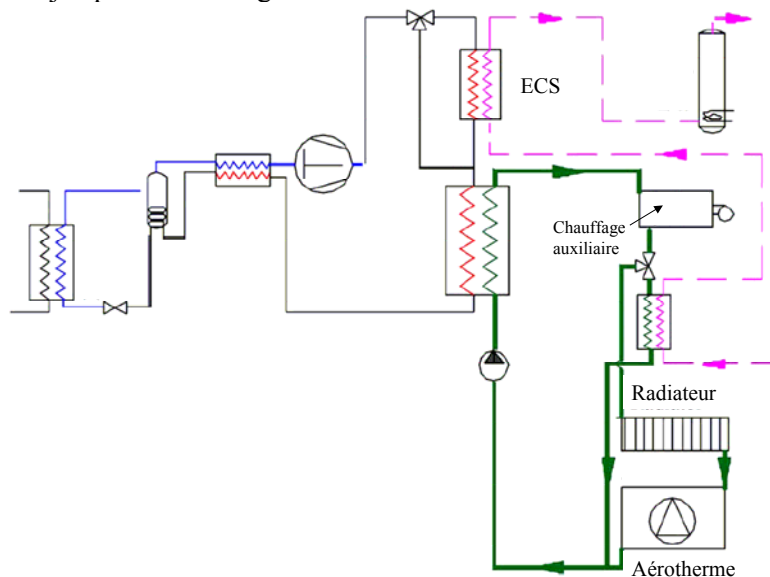


Figure 2-31 : PAC CO₂ pour une production combinée d'ECS de chauffage d'eau et d'air.

4 Conclusion

Avec le réchauffement climatique qui ne cesse de s'accélérer, la communauté internationale a demandé, au secteur du froid, d'apporter des solutions concrètes pour réduire ses émissions de gaz à effet de serre. La plus évidente consiste à interdire progressivement toute utilisation de ces hydrofluorocarbures, qui sont qualitativement de puissants GES, et de rechercher des fluides de substitution. L'intention de cette partie du manuscrit était de présenter les deux pistes envisagées.

La première solution consiste à travailler sur la formulation de nouveaux composés chimiques qui répondent aux exigences thermodynamiques et environnementales d'un fluide frigorigène. Comme les fluides frigorigènes utilisés jusqu'à présent étaient chimiquement stables, leurs durées de vie dans l'atmosphère s'estimaient en années voire décennies tandis que celles des nouveaux composés ne dépassent pas 15 jours. Cette révolution dans l'approche conceptuelle est due à la présence de liaisons covalentes insaturées qui réagissent rapidement avec les différents réactifs présents dans l'atmosphère (OH et Cl principalement). C'est le cas du HFO-1234yf, qui pourrait être le successeur du HFC-134a dans la climatisation automobile et dont le séjour atmosphérique est de 11 jours. Cette faible durée de vie est intéressante pour l'effet de serre global, d'autant plus que le principal sous-produit d'oxydation atmosphérique s'hydrolyse sous 10 jours pour former de l'acide trifluoroacétique (TFA - CF₃C(O)OH) qui est un constituant naturel des fonds océaniques (Nielsen et al., 2001 et Frank et al., 2002). Par conséquent, le HFO-1234yf ne semble pas avoir d'impact direct néfaste sur l'environnement et les performances énergétiques de ces systèmes sont semblables à celles du HFC-134a. Seulement, ses détracteurs dénoncent les risques encourus par les personnes exposées à des fumées de combustion qui émaneraient d'une fuite accidentelle qui s'enflammerait sous l'effet de la chaleur thermique du

moteur. Ces fumées seraient chargées d'acide fluorhydrique hautement toxique. Même si le HFO-1234yf représente un risque à l'utilisation, il pourrait être une solution temporaire. En effet, il nécessite que de légères modifications de la boucle actuelle et répond à la réglementation européenne.

Le Cnam et d'autres partenaires se sont inscrits dans cette démarche de recherche de fluide frigorigène de substitution à faible PRG. La méthode utilisée s'affranchit de tout préjugé afin d'ouvrir le champ d'investigation à toutes les familles chimiques. La démarche consiste à formuler le problème en se définissant une liste de critères thermodynamiques et environnementaux. Pour ces critères, une recherche de valeurs expérimentales est réalisée dans les bases de données afin de trouver d'éventuelles molécules connues mais non-utilisées dans le domaine du froid.

De nouvelles molécules ont été générées selon la démarche de la CAMD en développant des outils prédictifs alimentés par la recherche dans les bases de données.

Ce travail a permis d'identifier 13 molécules susceptibles de répondre à nos attentes énergétiques et environnementales mais doivent être confirmées expérimentalement après une pré-sélection par des experts chimistes qui analyseront les voies de synthèse possibles et en produiront quelques millilitres. Un laboratoire spécialisé en chimie atmosphérique déterminera le PRG des molécules par des mesures de spectre adsorption et de réactivité atmosphérique. Enfin, des mesures de propriétés thermodynamiques seront réalisées pour estimer le COP théorique d'un système embarqué dans toutes les conditions de fonctionnement, et une estimation de l'impact environnemental total du déploiement de la molécule sur le marché sera réalisée.

Dans la seconde partie, nous avons vu que les fluides naturels peuvent offrir d'excellentes performances énergétiques. Les hydrocarbures et l'ammoniac sont d'excellents fluides frigorigènes mais leurs caractéristiques inflammables et/ou toxiques requièrent quelques précautions d'utilisation. Toutefois, les échangeurs micro-canaux permettent de réduire considérablement la charge spécifique ($\text{kW}_{\text{froid}} \cdot \text{kg}^{-1}$) et de couvrir une plus large gamme de puissance frigorifique. L'eau peut également être un fluide frigorigène envisagé pour les réseaux de climatisation urbain car il ne peut être utilisé qu'avec des compresseurs cinématiques qui délivrent de très fortes puissances.

Le CO_2 convient parfaitement aux systèmes de production d'eau chaude. Son profil de température lors de son refroidissement super-critique est un atout car il limite les pertes exergétiques à l'échange thermique. Les études de froid commercial et industriel, réalisées sur les nombreuses installations, sont encourageantes mais les coûts d'investissement demeurent encore trop élevés. Pour les applications de confort thermique, la puissance calorifique des PAC air / air et air / eau aux HFC est plus sensible aux variations de la température extérieure que celles au CO_2 . Par conséquent, si l'appoint de chauffage est souvent sollicité, la PAC CO_2 peut devenir compétitive. Le refroidissement de gaz super-critique pénalise les performances énergétiques des climatiseurs qui sont partiellement comblées par d'excellentes propriétés d'échanges thermiques et une meilleure compacité des échangeurs. Pour la climatisation automobile, l'utilisation du CO_2 comme fluide frigorigène est envisagée dans les régions tempérées. En climatisation stationnaire, la contrainte d'encombrement des échangeurs est moins prépondérante et l'avantage du CO_2 moins évident. Pour un système frigorifique idéal fonctionnant entre 0°C et 40°C , l'utilisation du dioxyde de carbone induit une diminution du COP de 45 % par rapport au HFC-134a. Pour permettre au CO_2 d'être compétitif dans ces dernières applications, il est indispensable de repenser l'architecture du cycle qui n'est pas adaptée aux propriétés de ce fluide. Ce dernier point est l'objet du prochain chapitre.

Chapitre 3 : – Evaluation d'un cycle trans-critique basé sur une compression refroidie –

Dans le précédent chapitre, nous avons présenté les alternatives aux puissants gaz à effet de serre que représentent les hydrofluorocarbures et qui sont actuellement utilisés comme principaux fluides frigorigènes dans l'industrie frigorifique et le génie climatique. Ces solutions consistent à développer de nouveaux composés chimiques au faible potentiel de réchauffement global ou bien à utiliser les fluides frigorigènes naturels qui par définition ont un faible impact direct sur l'effet de serre. Pour chacun, les critères environnementaux et sanitaires se doivent d'être respectés.

Dans ce chapitre, nous allons nous intéresser aux consommations énergétiques des installations qui, comme nous l'avons vu, représentent l'essentiel des émissions de gaz à effet de serre d'un système tout au long de son exploitation.

Dans un premier temps, nous allons faire l'inventaire des composants qui peuvent être utilisés dans les architectures actuelles de cycles et qui permettent des améliorations significatives des coefficients de performance.

Ensuite, nous présenterons une architecture de cycle originale basée sur une compression isotherme et qui atteint les performances du cycle de référence de Carnot avec un fluide idéal. Nous estimerons, à partir des propriétés réelles de deux fluides, les améliorations apportées pour les configurations sub-critique et trans-critique.

Pour le cas plus favorable, nous évaluerons, pour un cycle simplifié, trois propositions de compression dont l'objet sera de se rapprocher de la compression isotherme.

1	COMPOSANTS D'AMELIORATION DE CYCLE	71
1.1	TURBINE DE DETENTE.....	71
1.2	COMPRESSION MULTI-ETAGEE.....	72
1.3	EJECTEUR	74
2	CONCEPT D'UN CYCLE ORIGINAL DE TYPE-CARNOT.....	76
2.1	CYCLE TYPE-CARNOT APPLIQUE A UN "FLUIDE IDEAL"	76
2.2	ETUDES DU CYCLE TYPE-CARNOT POUR DIFFERENTS FLUIDES NATURELS.....	77
2.2.1	BILANS PAR COMPOSANT	78
2.2.2	CYCLE SUB-CRITIQUE A L'AMMONIAC (NH ₃)	80
2.2.3	CYCLE TRANS-CRITIQUE AU DIOXYDE DE CARBONE (CO ₂)	82
2.3	CYCLE TRANS-CRITIQUE CO₂ A COMPRESSION REFROIDIE	85
3	EVALUATION DE DIFFERENTES METHODES DE REFROIDISSEMENT .	87
3.1	REFROIDISSEMENT INTERMEDIAIRE POUR COMPRESSEUR MULTI-ETAGE	88
3.2	REFROIDISSEMENT DU GAZ PENDANT LA PHASE DE COMPRESSION	91
3.2.1	REFROIDISSEMENT PAR LES PAROIS DE LA CHAMBRE DE COMPRESSION.....	93
3.2.2	INJECTION D'HUILE DANS LA CHAMBRE DE COMPRESSION.....	95
4	CONCLUSION.....	102

1 Composants d'amélioration de cycle

Comparé au cycle de Carnot, les irréversibilités du cycle idéal de Rankine inverse surviennent lors de la détente et de la désurchauffe des vapeurs à la sortie du compresseur. Dans le second chapitre, nous avons vu que l'échangeur intermédiaire HXI permet de réduire les pertes exergetiques de détente avec certains fluides comme le CO₂. La détente à récupération de travail permet également de réduire ces irréversibilités mais selon Robinson et Groll (1998) l'association des deux composants n'est intéressante que si le rendement de turbine est inférieur à 60 %. De leur côté, les irréversibilités de désurchauffe peuvent être minimisées par un fractionnement de la compression qui est cette fois complémentaire des turbines. Enfin, l'éjecteur est un procédé mixte qui consiste à augmenter artificiellement la pression d'aspiration du compresseur à un niveau supérieur à la pression dans l'évaporateur grâce à un convergent-divergent. Dans ce chapitre, nous présenterons ces différentes solutions qui permettent d'améliorer les performances des cycles frigorifiques.

1.1 Turbine de détente

Les turbines sont utilisées par certains groupes refroidisseurs d'eau de forte puissance (> 500 kW) où le travail récupéré est directement transféré à l'arbre du compresseur. Mais des installations de plus petite taille (32 kW au HFC-134a) font actuellement l'objet de recherche pour une utilisation optimisée à charge partielle (Soo-Yong et al., 2008). Le travail récupéré peut aussi être réaffecté pour l'entraînement d'appareils auxiliaires comme le proposent Zoughaib et Clodic (2003). Ils utilisent une micro-turbine pour entraîner le ventilateur d'un réfrigérateur domestique (1-3 W). La circulation forcée de l'air a pour effet d'augmenter la température d'évaporation ce qui permet des économies d'énergie.

Actuellement, les recherches se focalisent sur le CO₂ car les pertes exergetiques à la détente, proportionnelles à la variation d'entropie dans le cas d'une détente adiabatique, sont plus importantes qu'avec les autres fluides (Figure 2-23 du chapitre 2). Différents travaux théoriques ont été entrepris pour connaître l'apport énergétique d'une turbine à récupération de travail, implantée en lieu et place d'un détenteur adiabatique classique, selon la technologie adoptée. Les technologies présentées et évaluées ici sont les suivantes : palette, piston, piston roulant, scroll, et swing.

Yang et al. (2009) ont testé un prototype de turbine à palettes fonctionnant entre 800 - 1000 tr.min⁻¹. Ce concept est simple, robuste et a un faible coût de fabrication. Cependant, leurs mesures indiquent que les fuites internes sont très importantes même après quelques modifications techniques et confirment les observations antérieures de Fukuta et al. (2003). En effet, la réduction des interstices entre les extrémités de palette et la roue, ainsi qu'entre les volumes d'aspiration et de refoulement, ont permis d'améliorer les rendements volumétrique et effectif, mais ces derniers demeurent faibles : 30 % et 23 % respectivement. Des améliorations sont en cours pour réduire le jeu entre la roue et le couvercle d'étanchéité de 0,03 mm à 0,01 mm.

Baek et al. (2005a et 2005b) ont testé et simulé un petit moteur à pistons bi-cylindre à 4 temps (2 x 13,26 cm³) comme turbine de détente. Des solénoïdes à action rapide ouvrent et ferment les clapets selon des temps prédéfinis. D'après les essais, le rendement effectif de détente n'est que de 11 % mais permet d'améliorer le COP du cycle trans-critique standard de 10,5 %. Les fuites internes ne sont pas optimisées et la vitesse de rotation inférieure à 120 tr.min⁻¹ en est probablement à l'origine. Seulement, les temps de réponse des vannes solénoïdes semblent être un facteur limitant.

Zha et al. (2003) ont développé une turbine de détente à piston roulant dont le rendement effectif est d'environ de 50 %. Ces mesures sont confirmées par Zeng (2007) dont le rendement varie selon les conditions entre 25 % et 50 %. L'auteur rappelle que le meilleur rendement est obtenu au taux de détente nominal et à vitesse de rotation nominale. Pour les vitesses supérieures, des pertes de sur-détente apparaissent tandis que des pertes de sous-détente apparaissent pour les faibles vitesses.

Huff et Radermacher (2003) ont transformé un compresseur scroll au HFC-134a en turbine au dioxyde de carbone et l'ont étudié à des vitesses comprises entre 1800 et 2200 tr.min⁻¹. Le rendement volumétrique peut atteindre 68 % (2200 tr.min⁻¹) et le rendement effectif de 42 % (1800 tr.min⁻¹). Des travaux similaires effectués par Fukuta et al. (2006), montrent que le rendement volumétrique peut atteindre 80 % et le rendement effectif 55 %.

De leur côté, Guan et al. (2006) ont testé une turbine swing sur un prototype de PAC eau/eau mono-étagée. Pour les essais, la turbine entraînait un générateur. Les rendements effectifs mesurés varient entre 28 et 44 % pour des températures de sources chaude respectivement de 29 et 42 °C.

D'après ce bref exposé des technologies évaluées, il apparaît que les systèmes à faible vitesse favorisent les fuites internes car la différence de pression est importante avec le CO₂. Il existe deux types d'implantation de turbine à récupération de travail :

- (i) générateur : la turbine entraîne un générateur qui convertit l'énergie mécanique en énergie électrique,
- (ii) entraînement direct : la turbine et le compresseur sont directement accouplés,

Hiwata et al. (2003) ont démontré que la première configuration provoquait des pertes de conversion d'énergie importantes à pleine charge mais qu'elle pouvait être envisagée pour les systèmes qui fonctionnent régulièrement à charge réduite. Toutefois, ils préconisent l'utilisation d'un compresseur et d'une turbine sur un même arbre, ce qui impose que leurs vitesses de rotation soient liées. L'étude théorique comparative de Yang et al. (2005) montre qu'à conditions de fonctionnement identiques, la haute-pression optimale est plus basse avec une turbine qu'avec une vanne de laminage ce qui réduit les irréversibilités du compresseur et du refroidisseur de gaz. Lorsque le compresseur et la turbine sont sur un même arbre, le contrôle de la haute-pression est plus complexe qu'avec une simple vanne qu'il suffit d'ouvrir ou fermer pour faire varier la haute-pression. Pour le compresseur-turbine, la haute-pression optimale peut être obtenue par modification des volumes aspirés par le compresseur et la turbine. Hiwata et al. (2003) proposent plutôt de consentir quelques pertes thermodynamiques par un by-pass d'une partie du débit de la turbine vers un détendeur à laminage. Seulement Huff et Radermacher (2003) ont démontré que ces trois dernières techniques de réglage de haute-pression optimale étaient énergivores. Ils ont mis en évidence qu'à vitesse de compresseur constante, les meilleures performances du système en fonction des conditions opératoires intervenaient à des vitesses de rotation de turbine très proches. Par conséquent, ils estiment que le réglage de la haute pression peut s'effectuer par simple contrôle de la vitesse de rotation du compresseur-turbine.

1.2 Compression multi-étagée

La compression multi-étagée est présente sur certains systèmes frigorifiques de fortes puissances (> 500 kW) car le coût d'exploitation est un critère aussi essentiel que le coût d'investissement. Si le nombre d'étages se limite généralement à deux, certains auteurs estiment, sur la base de calculs de retour sur investissement, qu'il peut être économiquement viable d'aller au-delà, (Lachner, 2004 et Bilge et Temir, 2004). Cependant d'importants efforts restent à accomplir pour réduire le coût initial de ces compresseurs.

Pour les plus petites puissances, la plupart des travaux sont réalisés sur le dioxyde de carbone dont les résultats dépendent des conditions opératoires et du type de configuration : sous-refroidissement, bouteille séparatrice, refroidissement intermédiaire,... Heyl et al. (1998) ont réalisé une étude théorique sur différentes architectures de cycle reportées dans le Tableau 3-1. Pour un système frigorifique (0 / 40 °C), le simple remplacement d'une compression mono-étagée (a) par une compression bi-étagée et un refroidissement intermédiaire (b) améliore le COP de 16 % contre 30 % avec un système bi-étagé à injection totale (c). La configuration la plus efficace (d) se compose d'une compression principale depuis la pression d'évaporation (BP) jusqu'à une moyenne pression (MP), et d'un ensemble compresseur-détendeur autonome pour atteindre la haute pression (HP). Cette configuration améliore les performances du cycle mono-étagé (a) de près de 65 % si les rendements isentropiques de compression et de détente sont supposés égaux à 85 %.

Yang et al (2007) indiquent que le compresseur-détendeur peut également s'implanter au premier étage de compression, ce qui limite les fuites internes mais augmente la taille du composant. Une configuration proche de la (c) du Tableau 3-1, car un HXI en plus, a été testée expérimentalement par Cho et al. (2009). La meilleure amélioration mesurée du COP par rapport à la configuration (b) sans échangeur intermédiaire mais un HXI est de 16,5 %. D'autres architectures ont également été proposées par Cecchinato et al. (2009) mais même si elles réduisent les irréversibilités de détente, elles n'intègrent pas la récupération de son travail.

Tableau 3-1 : Cycles bi-étagés (0 / 40 °C).

Grandeur	Unité	(a)	(b)	(c)	(d)
HP _{opt}	MPa	10,09	10,47	9,68	9,66
MP _{opt}	MPa	-	6,82	5,29	7,04
COP	-	1,99	2,32	2,60	3,28

Nous allons voir à présent si des expériences confirment l'hypothèse d'un rendement isentropique de détente de 85 % prise par Heyl et al. (1998). L'université de Dresde, à l'origine du cycle (d) du Tableau 3-1, travaille à l'élaboration d'un compresseur-turbine basé sur la machine à piston libre. Ce sont des pistons à double action connectés par une tige qui se déplace par pression différentielle entre les volumes. D'un coté, un flux de CO₂ est comprimé par réduction du volume tandis qu'un autre se détend par accroissement du volume. D'après un diagramme indiqué expérimental, Heyl et Quack (1999) estiment le COP d'une machine réelle, fonctionnant entre 0 °C et 40 °C, à 3,88. Ce COP est 9 % inférieur à la valeur théorique obtenue avec un rendement détente de 85 %. Une quatrième génération de compresseur-turbine, qui décompose la détente en trois phases successives, permet selon Nickl et al. (2005) de récupérer 95 % du travail de détente. Zhang et al. (2007), avec une géométrie à un seul piston-libre simple étage, ont mesuré un rendement indiqué de détente de 77 % et un rendement effectif de 62 %.

Kohsokabe et al. (2008) ont testé un système thermodynamique équipé d'un compresseur-turbine hermétique pour le premier étage de compression sans refroidissement intermédiaire avant le compresseur principal scroll. Le compresseur du compresseur-turbine mono-axe était de type piston roulant et la turbine de type scroll. Les performances de ce système sont près de 30 % supérieures à celles du cycle trans-critique mono-étagé standard.

L'étude théorique de la compression bi-étagée du CO₂ indique qu'une augmentation significative du COP est possible et ceci est d'autant plus vrai qu'un compresseur-turbine est implanté. Les expériences menées indiquent que les rendements de compresseur-turbine sont élevés (> 60 %) mais peuvent encore être améliorés.

L'implantation d'un port économiseur est réputée pour augmenter significativement la capacité des installations frigorifiques à basses températures qui utilisent des compresseurs à vis. Dans son brevet, Voorhees (1905) décrit le fonctionnement de ce port économiseur pour le compresseur à piston. Comme l'indique la Figure 3-1, des vapeurs saturées sont introduites depuis une bouteille séparatrice à pression intermédiaire dans la chambre de compression lorsque le piston se trouve au point mort bas.

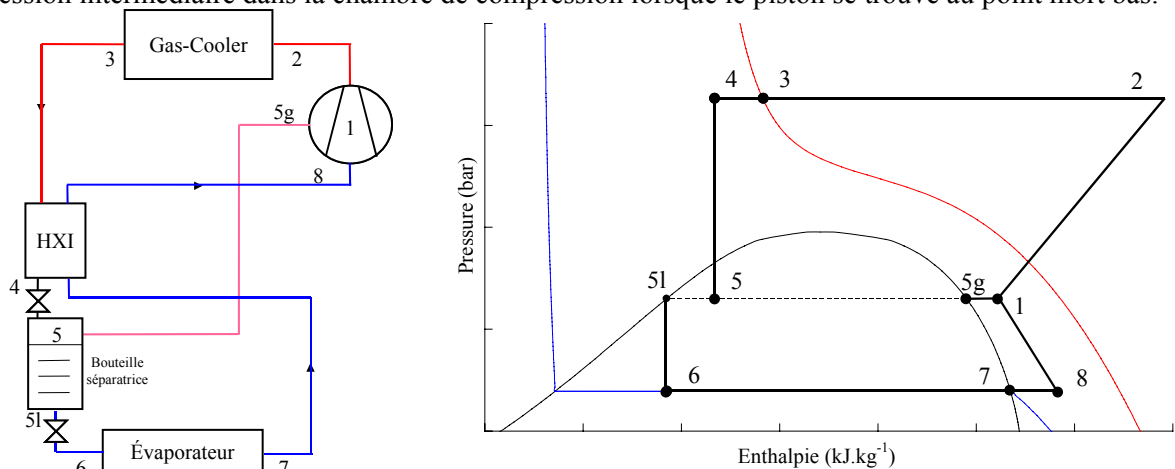


Figure 3-1 : Cycle à économiseur (Voorhees).

Zha et al. (2008) ont analysé expérimentalement un véhicule équipé d'un climatiseur trans-critique avec économiseur Voorhees. Comparé au cycle trans-critique standard, la puissance frigorifique est toujours augmentée tandis que le COP n'est amélioré que pour des températures d'évaporation inférieures à $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$. Les travaux similaires réalisés par Lambers et al. (2006), sur un système frigorifique fonctionnant entre $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $32\text{ }^{\circ}\text{C}$, mesurent une augmentation de 10 % du COP par rapport au cycle traditionnel alors que les calculs idéaux prédisent 17 %.

1.3 Ejecteur

Un éjecteur fonctionne sur le principe d'une tuyère convergente-divergente. Un fluide primaire, injecté à haute pression, accélère dans le convergent pour atteindre des vitesses généralement supersoniques et créer une zone de dépression à la sortie du divergent. Les vapeurs de l'évaporateur à plus basse pression sont alors aspirées. Les premiers éjecteurs des systèmes de réfrigération datent du début du XX^{ème} siècle et furent utilisés par Leblanc et Pearson sur des machines à vapeur d'eau qui disparurent avec l'arrivée des CFC.

Il existe deux types d'éjecteur que l'on dénomme à pression constante ou à section constante comme l'indique la Figure 3-2. Avec l'injecteur à pression constante, les deux flux entre dans la chambre de mélange à la même pression tandis que le mélange ne s'effectue pas à pression constante. Ensuite l'énergie cinétique est transformée en énergie potentielle dans le diffuseur. La plupart des articles cités ci-après mentionnent que le modèle à pression constante permet de meilleures performances énergétiques.

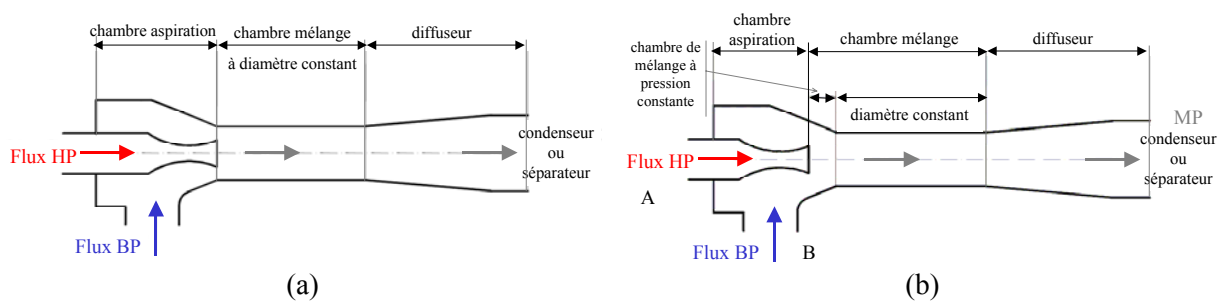


Figure 3-2 : Schéma de principe d'un injecteur à section constante (a) et à pression constante (b)

Leurs performances peuvent être évaluées par un rendement proposé par Köhler et al. (2007). Il compare la quantité de travail de détente réellement récupérée par l'injecteur à la quantité de travail maximale récupérable. Sa définition est celle indiquée sur la Figure 3-3, elle tient compte des rendements des tuyères d'admission, du mélange et du diffuseur internes à l'éjecteur en ne faisant intervenir que des grandeurs extérieures à l'éjecteur. Leurs essais ont permis de mesurer des rendements d'éjecteur qui varient, selon les conditions opératoires, entre 8 % et 20 %.

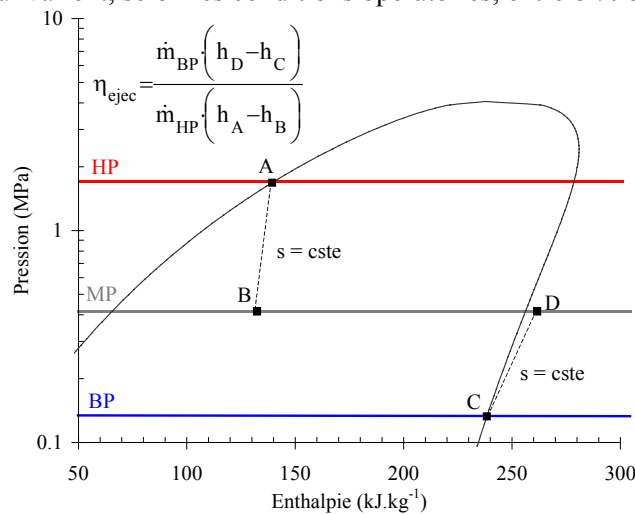


Figure 3-3 : Détente et compression des flux primaire et secondaire d'un éjecteur diphasique.

Deux importantes sous-catégories de système à injecteur se distinguent, dont les schémas de principe sont indiqués sur la Figure 3-4 mais d'autres architectures plus originales sont présentées par Chunnanond et al. (2004).

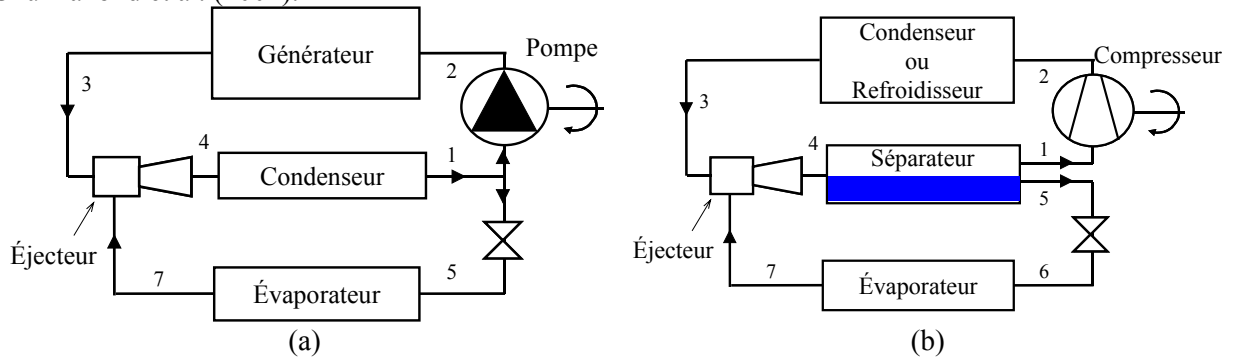


Figure 3-4 : Système frigorifique à éjecteur par pompage (a) ou compression (b).

Avec le système éjecteur-pompe, (a) sur la Figure 3-4, le fluide quitte l'éjecteur et se condense (4→1), une fraction du débit est aspiré par une pompe pour être vaporisé dans un générateur (2→3) et réinjecté dans l'éjecteur sous haute pression (3). L'autre fraction de liquide condensé est détendue (1→5), vaporisée dans l'évaporateur (5→7) puis aspirée par l'éjecteur. Les performances de ces systèmes trithermes sont faibles car une quantité importante d'énergie à température élevée est requise au générateur pour vaporiser le fluide. C'est pourquoi ce cycle n'est utilisé que si ce type de rejet d'énergie est disponible ou de l'énergie solaire. Des études ont été faites avec de l'ammoniac (Sankarlal et Mani, 2007), et du HCFC-123 (Yapici, 2008). Dans le premier cas, le COP expérimentalⁱ varie entre 0,16 et 0,32 pour des températures de génération, de condensation et d'évaporation respectivement les suivantes : (62 - 72,1 °C), (30 - 36,1 °C) et (5 - 15,1 °C). Dans le second cas et pour les températures d'évaporation, de génération et de condensation suivantes : 10 °C, 98 °C et 35 °C, un COP de 0,39 a été mesuré alors que le COP_{Carnot} est de 1,92ⁱⁱ. Pour Boumaraf et Lallemand (2007), le dimensionnement en régime critique (optimal) de l'éjecteur au HFC-142b préféré à l'isobutane met en évidence des facteurs d'entraînement plus élevés avec le modèle à pression constante. A chaque fois, les auteurs mettent en évidence la forte sensibilité des performances aux caractéristiques géométriques de l'éjecteur qui conditionne le facteur d'entraînement de débit.

Avec le système éjecteur-compresseur, (b) sur la Figure 3-4, le fluide qui quitte l'éjecteur (4) est accumulé dans une capacité où les deux phases sont séparées. La phase liquide (5) est détendue, vaporisée dans l'évaporateur (6→7) et aspiré par l'éjecteur. La phase vapeur est comprimée (1→2), condensée (2→3) puis réinjecté dans l'éjecteur sous haute pression (3). Chaiwongsa et Wongwises (2008) ont construit un prototype au HFC-134a. Si les performances sont également sensibles à sa géométrie, l'éjecteur améliore le COP d'une installation standard. Cependant, la charge en fluide frigorigène, les débits et le coût d'installation sont plus importants. Son utilisation a été étudiée dans une cascade intégrée HFC-23 / HFC-134a aux concentrations massiques suivantes 15 % / 85 % (Yu et al., 2008). Pour une installation opérant avec une température sortie condenseur de 40 °C et une température d'entrée évaporateur de -40 °C, le taux de compression est réduit de 25,8 % par rapport à la cascade intégrée conventionnelle et le COP est amélioré de 19,1 %.

Une fois encore, les études sur le dioxyde de carbone font l'objet de l'essentiel des publications sur les éjecteurs car, selon Hrnjak (2006), le gain apporté par l'éjecteur est au mieux de 13 % avec le HFC-134a et 44 % avec le CO₂. En effet, avec le cycle trans-critique CO₂ avec éjecteur, les pertes exergetiques de détente sont moins importantes qu'avec le cycle trans-critique conventionnel avec

ⁱ COP système ejecto-pompe
$$COP = \frac{\dot{Q}_{\text{Evaporateur}}}{\dot{Q}_{\text{Générateur}}}$$
 avec indices de la Figure 3-4 et consommation de la pompe négligée.

ⁱⁱ COP_{Carnot} machine tritherme :
$$COP_{\text{Carnot}} = \frac{T_{\text{SC}} - T_{\text{SM}}}{T_{\text{SC}}} \cdot \frac{T_{\text{SF}}}{T_{\text{SM}} - T_{\text{SF}}}$$
 avec T_{SM} la température de source intermédiaire

échangeur intermédiaire HXI. Les pertes exergetiques de compression et de refroidissement de gaz sont également réduites. Selon Boulawz et Clodic (2007), l'éjecteur à pression constante, qui convient mieux au CO₂, permet d'améliorer les performances du cycle trans-critique de 15 % pour les applications de conditionnement d'air. Deng et al. (2007) ont réalisé une étude théorique comparative entre les cycles trans-critiques conventionnels sans/avec HXI et le cycle avec éjecteur. Ils indiquent que pour un cycle avec une température d'évaporation de 5 °C et une température en sortie de refroidisseur de 36 °C, le COP du cycle avec éjecteur est 18,6 % supérieur à celui du cycle avec HXI et 22 % à celui sans HXI. La haute-pression optimale a tendance à être légèrement inférieure mais n'est pas modifiée de manière très significative. Les travaux expérimentaux réalisés par Liu et Groll (2008) confirment l'ordre de grandeur de ces augmentations de COP.

Le rendement effectif des turbines de détente obtenu expérimentalement est de 55 % ce qui peut théoriquement aboutir à une amélioration du COP du cycle trans-critique conventionnel de 36 %. De la même façon, le COP mesuré avec une compression bi-étagée couplée à une turbine est plus de 30 % supérieures au COP du cycle conventionnel. Enfin, l'éjecteur engendre un gain énergétique supérieur à 20 %. En résumé, le développement de composants a permis d'améliorer sensiblement les performances du cycle trans-critique au CO₂.

2 Concept d'un cycle original de Type-Carnot

Précédemment, nous avons fait l'inventaire des composants qui ont été ou qui sont actuellement développés pour améliorer les performances énergétiques des cycles frigorifiques traditionnels. A présent, nous allons présenter une architecture de cycle proposée par Meunier (2006) qui diffère de celle du cycle de Rankine inversé. Le but de ce cycle théorique est de concevoir avec un fluide idéal, un cycle ditherme réversible et donc d'atteindre, d'après le théorème de Carnot, le COP de Carnot.

2.1 Cycle Type-Carnot appliqué à un "fluide idéal"

La Figure 3-5 représente ce cycle original Type-Carnot proposé par Meunier (2006) qui se base sur une compression isotherme. Appliqué à un fluide "idéal", toutes ses transformations réversibles lui permettent d'atteindre les performances de Carnot.

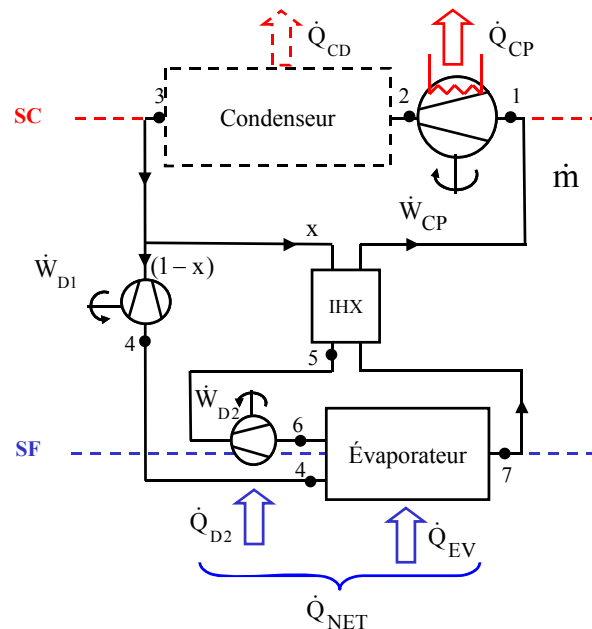


Figure 3-5 : Cycle de Type-Carnot (Meunier, 2006)

Le fonctionnement du cycle Type-Carnot est indépendant de sa configuration : sous-critique ou trans-critique. Comme le montre la Figure 3-5, mis à part l'échangeur intermédiaire (HXI) et la détente adiabatique réversible (D1), toutes les transformations sont isothermes et échangent de la chaleur avec la source chaude (T_{SC}) ou la source froide (T_{SF}), et éventuellement du travail mécanique. Par conséquent, tous les points du cycle sont à une de ces deux températures, ce qui constitue la particularité du cycle. Son principe de fonctionnement repose sur trois particularités : le compresseur

isotherme, l'échangeur intermédiaire et le fractionnement en deux du débit haute pression avant détente vers l'évaporateur.

Dans le cadre du cycle Type-Carnot trans-critique, les gaz refoulés par le compresseur étant déjà au niveau de température de la source disponible chaude, le refroidisseur de gaz n'est par conséquent plus nécessaire. En revanche, dans le cas du cycle sub-critique, la condensation du gaz ne peut s'effectuer à l'intérieur du compresseur. C'est pourquoi, le rejet de chaleur du système s'effectue successivement au travers du compresseur puis d'un condenseur.

L'échangeur intermédiaire (HXI) permet, pour les deux niveaux de pression, de transférer le fluide d'une source de température à l'autre. Coté basse pression, le fluide s'échauffe tandis qu'il se refroidit coté haute pression. Pour un fluide "idéal", ces deux transformations sont réversibles à la seule condition qu'une fraction de la masse haute pression (1-x) soit dérivée depuis l'entrée de l'échangeur vers une turbine de détente adiabatique réversible à récupération de travail (D1), ce qui permet à cette fraction massique de passer directement de la haute pression à la basse pression sans irréversibilité. Cette fraction massique est déterminée grâce au bilan énergétique de cet échangeur intermédiaire supposé adiabatique.

$$(h_{(BP, T_{SC})} - h_{(BP, T_{SF})}) + x \cdot (h_{(HP, T_{SF})} - h_{(HP, T_{SC})}) = 0 \quad (3-1)$$

A présent, il convient de définir la notion de fluide "idéal" pour cette étude. La variation d'énergie, pour les flux HP et BP d'un HXI sans perte de charge fonctionnant à contre-courant, est régie par l'Equation 3-2 :

$$dh = T \cdot ds = Cp \cdot dT \quad (3-2)$$

Par conséquent, l'entropie générée dans l'échangeur intermédiaire se détermine avec l'Equation 3-3 :

$$P(s) = x \int_{T_{SC}}^{T_{SF}} \frac{Cp_{HP}}{T} dT - \int_{T_{SC}}^{T_{SF}} \frac{Cp_{BP}}{T} dT \quad (3-3)$$

Pour éviter une toute production d'entropie, les variations des chaleurs massiques en fonction de la température doivent être les mêmes ($x \cdot Cp_{HP}(T) = Cp_{BP}(T)$). Dans ce cas, le fluide est considéré "idéal".

La fraction massique haute pression (x), refroidie jusqu'à la température de source froide, est ensuite détendue au travers d'une détente isotherme (D2) durant laquelle le travail et la chaleur sont récupérés. Une fois les deux flux massiques détendus, ils sont à la même température. Leur mélange peut se faire alors sans irréversibilité. Il faut noter que la détente (D2) ne peut être qu'isotherme car une détente adiabatique réversible entraînerait un mélange entre un liquide sous-refroidi et un fluide diphasique, source de production d'entropie.

Finalement, le coefficient de performance du cycle Type-Carnot - comprenant une compression isotherme réversible, deux détentes réversibles (adiabatique et isotherme), un échangeur intermédiaire et éventuellement un condenseur (cycle sub-critique) - est égal, d'après le théorème de Carnot, à celui du cycle de Carnot de référence (COP_{Carnot}). Ce qui correspond à la valeur maximale escomptée pour une machine ditherme fonctionnant entre deux sources T_{SC} et T_{SF} .

2.2 Etudes du cycle Type-Carnot pour différents fluides naturels

Dans son article, Meunier (2006) mentionne la possibilité d'utiliser trois fluides naturels (ammoniac, dioxyde de carbone, oxygène) pour trois applications différentes (sous-critique, trans-critique et liquéfaction) avec une approche de fluide idéal. Une première étape a consisté à calculer les performances énergétiques de ces configurations à partir des propriétés réelles de l'ammoniac, du dioxyde de carbone et de l'azote. Ce travail a fait l'objet d'une publication Toubanc et al. (2008). Dans ce manuscrit, seules les deux premières configurations qui portent sur des applications de froid industriel et de conditionnement d'air seront présentées.

2.2.1 Bilans par composant

Des bilans de matière et d'énergie ont été réalisés pour toutes les transformations du cycle et vérifiés par le second principe de la thermodynamique. Les points du cycle qui apparaissent dans les équations sont ceux de la Tableau 3-3.

Echangeur intermédiaire (HXI)

Comme mentionné précédemment, la fraction massique haute-pression (x) est déterminée à partir du bilan énergétique de l'échangeur intermédiaire qui fonctionne entre deux températures. En l'absence de pincement de température aux bornes de l'échangeur, la surface d'échange est supposée infinie, sans déperditions thermiques. Cependant, pour que cette transformation soit possible, il faut que le second principe de la thermodynamique soit vérifié selon l'Equation 3-4. En cas de production d'entropie $P(s)$ positive, des irréversibilités sont générées à l'intérieur de l'échangeur.

$$P(s) = \dot{m} \cdot \left((s_7 - s_1) + x \cdot (s_3 - s_5) \right) \geq 0 \quad (3-4)$$

Si l'Equation 3-4 n'est pas respectée, cela signifie qu'en pratique un tel échangeur ne peut exister et des modifications doivent être apportées au cycle. Afin de conserver un maximum de transformations réversibles, la température des vapeurs aspirées par le compresseur (T_1) est diminuée jusqu'à ce que la production d'entropie calculée à l'échangeur intermédiaire soit nulle. En revanche, puisque la compression ne peut plus être isotherme, elle est remplacée par une compression endoréversible qui consiste à mettre en série deux compressions unitaires comme l'indique la Figure 3-6 :

- (i) une première compression adiabatique réversible qui permet de ramener le niveau de température des gaz aspirés par le compresseur (T_1), à celui de la source chaude (T_{SC}). L'élévation de température est uniquement le résultat de la compression.
- (ii) une seconde compression isotherme comprime les gaz à température constante jusqu'à atteindre la haute pression.

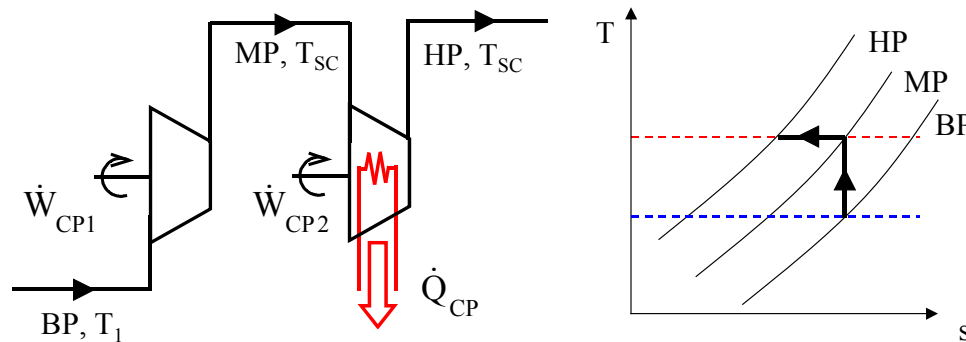


Figure 3-6 : Schéma d'une compression endoréversible et représentation sur diagramme T-s

Bonjour et Bejan (2006) ont utilisé cette décomposition de la compression en deux étapes successives lors d'une étude de compresseur ammoniac à refroidissement des culasses.

Ces modifications apportées au cycle permettent à nouveau d'obtenir des performances énergétiques identiques à celle d'un cycle de Carnot. Toutefois, cette modification du cycle ne sera appliquée que si les calculs appliqués à l'échangeur intermédiaire (HXI) déterminent une production d'entropie négative.

Cependant, si le second principe est vérifié par l'approche macroscopique, il ne l'est pas forcément du point de vue microscopique. Seule l'étude des profils de température, obtenus par discrétisation de l'échangeur en éléments finis, permet de vérifier ce dernier point. En effet, si l'écoulement chaud (dans notre cas le HP) est toujours à un niveau de température supérieur ou égal à celui de l'écoulement froid (le côté BP), alors la transformation est autorisée. Seulement, des inversions de température sont observées dans certains cas. La température des gaz aspirés (T_1) est alors être ajustée comme précédemment, et la compression est considérée endoréversible.

Compresseur (CP) et condenseur (CD) en option

Si on considère une compression isotherme réversible sans échange de chaleur avec le milieu ambiant, alors les deux principes de la thermodynamique appliqués au compresseur s'écrivent selon les Equations 3-5 et 3-6 :

$$\dot{Q}_{CP} = T_{SC} \cdot \dot{m} \cdot (s_2 - s_1) \quad (3-5)$$

$$\dot{W}_{CP} = \dot{m} \cdot \left[\left(h_2 - T_{SC} \cdot s_2 \right) - \left(h_1 - T_{SC} \cdot s_1 \right) \right] \quad (3-6)$$

Dans le cas d'un cycle sub-critique qui nécessite un condenseur, la chaleur rejetée par ce dernier est calculée d'après l'Equation 3-7 :

$$\dot{Q}_{CD} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_2) \quad (3-7)$$

Détendeurs (D1 & D2)

La fraction de masse (1-x), déviée depuis l'entrée haute pression de l'échangeur intermédiaire à la température T_{SC} , est directement détendue au travers d'une turbine adiabatique réversible. Le travail mécanique récupérable sur l'arbre de la turbine est déterminé selon l'Equation 3-8 :

$$\dot{W}_{D1} = \dot{m} \cdot (1-x) \cdot (h_4 - h_3) \quad (3-8)$$

La fraction massique haute pression (x) qui a été refroidie dans l'échangeur intermédiaire est détendue au travers d'une turbine isotherme. Dans ce cas, du travail mécanique et de la chaleur à la température du puits T_{SF} sont récupérés. Ces deux puissances sont déterminées par le premier et le second principe de la thermodynamique :

$$\dot{Q}_{D2} = T_{SF} \cdot \dot{m} \cdot x \cdot (s_6 - s_5) \quad (3-9)$$

$$\dot{W}_{D2} = \dot{m} \cdot x \cdot \left[\left(h_6 - T_{SF} \cdot s_6 \right) - \left(h_5 - T_{SF} \cdot s_5 \right) \right] \quad (3-10)$$

Evaporateur (EV)

Les deux flux massiques détendus, selon des modes différents décrits ci-dessus, sont tous les deux à la température du puits T_{SF} . Le premier (D1) est un mélange de liquide et de vapeur tandis que le second (D2) est à l'état de liquide saturé. On considère que le liquide s'évapore totalement dans l'évaporateur et quitte ce dernier à l'état de gaz saturé. La puissance frigorifique produite dans l'évaporateur est déterminée par l'Equation 3-11 :

$$\dot{Q}_{EV} = \dot{m} \cdot \left(h_7 - x \cdot h_6 - (1-x) \cdot h_4 \right) \quad (3-11)$$

Finalement le travail net nécessaire au fonctionnement du système thermodynamique peut être déterminé ainsi que la puissance frigorifique nette ou utile selon les Equations 3-12 et 3-13 :

$$\dot{W}_{NET} = \dot{W}_{CP} - \left| \dot{W}_{D1} \right| - \left| \dot{W}_{D2} \right| \quad (3-12)$$

$$\dot{Q}_{NET} = +\dot{Q}_{EV} + \dot{Q}_{D2} \quad (3-13)$$

Il en résulte que selon nos conditions opératoires et les équations explicitées précédemment, les deux coefficients de performance, respectivement Carnot et Carnot-type sont déterminés par les équations suivantes :

$$COP_{Carnot} = \frac{T_{SF}}{T_{SC} - T_{SF}} \quad \text{et} \quad COP = \frac{\dot{Q}_{NET}}{\dot{W}_{NET}} \quad (3-14)$$

Pour les résultats présentés par la suite, toutes les propriétés thermodynamiques ont été calculées à partir de Refprop7 et les énergies exprimées par unité de masse aspirée par le compresseur.

2.2.2 Cycle sub-critique à l'ammoniac (NH₃)

Concernant le cycle sub-critique, le choix du fluide s'est rapidement porté sur l'ammoniac qui a la particularité de beaucoup s'échauffer fortement pendant sa phase de compression adiabatique réversible. Le gain attendu sur les performances globales du cycle par l'emploi de la compression isotherme sera plus important qu'avec un hydrofluorocarbure classique tel que le HFC-134a.

Pour ce fluide, nous avons opté pour une application de réfrigération avec une température d'évaporation de -20 °C qui rejette la chaleur thermique à une source chaude de 40 °C. Le cycle Type-Carnot que nous proposons est tracé dans la Figure 3-7.

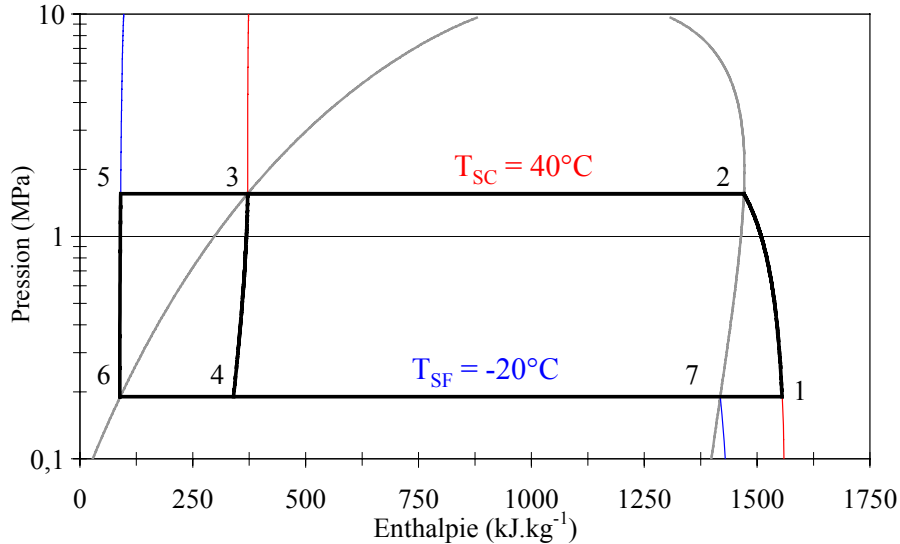


Figure 3-7 : Cycle NH₃ de type Carnot dans un diagramme (h, log P).

Compte tenu des propriétés réelles de l'ammoniac, les transformations dans l'échangeur intermédiaire ne peuvent être réversibles comme c'était le cas avec le réfrigérant "idéal". En effet, même si l'échangeur est supposé adiabatique, la Figure 3-8 démontre qu'il subsiste des irréversibilités locales liées aux variations des chaleurs massiques du gaz et du liquide lors de leur échauffement et refroidissement respectifs.

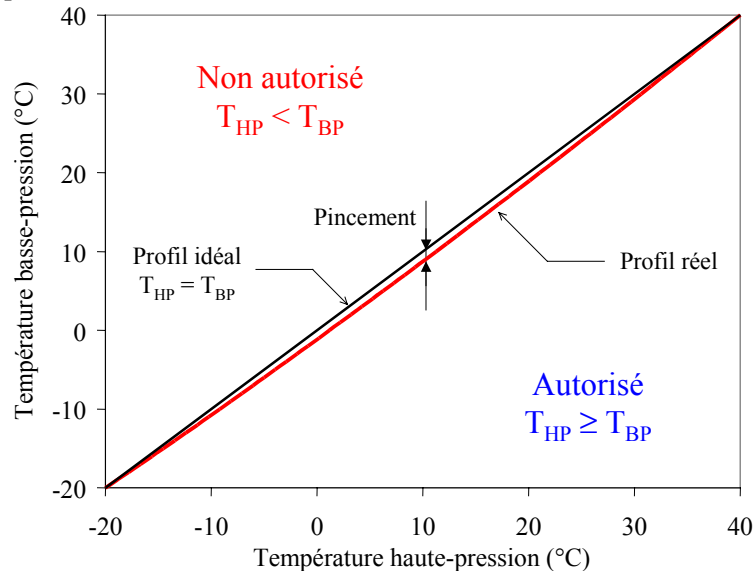


Figure 3-8 : Profils de température idéal et réel du NH₃ dans le HXI.

Pour l'analyse thermodynamique de ce fluide, nous avons voulu comparer les performances du cycle Type-Carnot à celles d'un cycle conventionnel comprenant un compresseur adiabatique réversible, un condenseur sans sous-refroidissement, un évaporateur sans surchauffe et un simple orifice de détente ou une turbine à récupération de travail. Les principales grandeurs sont reportées dans le Tableau 3-2.

Tableau 3-2 : Comparaison du cycle NH₃ de Type-Carnot avec les cycles NH₃ conventionnels.

Cycle	Cycle Type-Carnot	Cycles NH ₃ conventionnels	
		Orifice (A)	Turbine (B)
COP _{Carnot}	(-)	4,22	
COP	(-)	4,212	3,744
q _v	(kJ·m ⁻³)	1518	1728
Q _{EV} ; Q _{D2}	(kJ·kg _{asp} ⁻¹)	1200 ; 0,5	1047
W _{D1} ; W _{D2}	(kJ·kg _{asp} ⁻¹)	16 ; 1	-
W _{NET}	(kJ·kg _{asp} ⁻¹)	285	319
Q _{CP} ; Q _{CD}	(kJ·kg _{asp} ⁻¹)	387 ; 1099	0 ; 1366

Avec les conditions opératoires choisies, le coefficient de performance du cycle Type-Carnot est très proche de celui de Carnot. En effet, il s'avère que le rendement thermodynamique du nouveau cycle est supérieur à 99,9 %, cela signifie que les irréversibilités internes à l'échangeur intermédiaire sont négligeables. On remarque que le cycle Type-Carnot permet d'augmenter de 20 % le coefficient de performance par rapport au cycle "traditionnel" équipé d'un orifice de détente (A) et de 12 % si on remplace l'orifice par une turbine à récupération du travail (B).

Le Tableau 3-2 met en évidence la perte de capacité frigorifique d'environ 10 % du nouveau cycle par rapport aux deux autres. Cette perte est liée à la surchauffe des gaz aspirés par le compresseur en présence d'un échangeur intermédiaire. En effet, d'un coté la dérivation d'une partie du débit massique haute pression avec le cycle Type-Carnot accroît l'énergie spécifique à l'évaporateur de 11-15 % par rapport aux autres cycles, de l'autre la masse volumique des gaz aspirés chute de près de 27 %. Comme la variation de la densité est prépondérante, la capacité frigorifique du cycle Type-Carnot diminue par rapport aux deux autres cas conventionnels.

Les valeurs numériques des flux thermiques sortants et entrants sont à analyser conjointement car comme l'indique l'Equation 3-15, leur rapport n'est fonction que du COP. Par conséquent, si la puissance frigorifique constante et que le COP croît, la chaleur rejetée du système diminue.

$$\frac{\dot{Q}_{CD} + \dot{Q}_{CP}}{\dot{Q}_{EV} + \dot{Q}_{D2}} = \frac{COP + 1}{COP} \quad (3-15)$$

En effet, si les rejets de chaleur sont plus importants dans le cas du cycle Type-Carnot, c'est que la puissance frigorifique a également augmentée. La chaleur rejetée par le couple compresseur - condenseur augmente de façon limitée (8,8 %) tandis que l'énergie spécifique à l'évaporateur croît de 11,3 à 14,6 % selon le mode de détente du cycle conventionnel.

Pour les deux cycles munis de turbine, le travail de détente récupéré est inférieur à 10 % du travail net apporté au système car la détente d'un liquide est peu propice à la récupération de travail.

Ces résultats démontrent que, même pour un fluide qui s'échauffe beaucoup pendant la compression, l'intérêt de la compression isotherme reste limité. Dans nos conditions, le COP n'est amélioré que de 12 % par rapport à une architecture conventionnelle équipée d'une turbine dont le COP atteint 88,7 % du COP de Carnot. Les mêmes calculs effectués avec le HFC-134a et le propane ont démontré un intérêt encore moindre avec un gain inférieur à 1 % car avec tous ces fluides, le COP du cycle conventionnel est déjà très proche de celui de Carnot. Nous pouvons en déduire que le choix d'un cycle Type-Carnot ne semble pas pertinent pour les cycles sub-critiques dont le COP est très proche du COP de Carnot. En effet, ces cycles basés sur la compression adiabatique réversible présentent déjà des coefficients de performance élevés.

2.2.3 Cycle trans-critique au dioxyde de carbone (CO₂)

Pour la configuration trans-critique, le choix du dioxyde de carbone s'est imposé compte tenu des arguments présentés dans le chapitre précédent. Il est même à la base de la réflexion et de l'élaboration du cycle Type-Carnot.

Les conditions opératoires sont celles d'une application de climatisation ($T_{SF} = 0\text{ °C}$ & $T_{SC} = 40\text{ °C}$) qui correspondent aux limites de compétitivité du dioxyde de carbone par rapport à ses concurrents.

Les résultats obtenus avec le cycle Type-Carnot au dioxyde de carbone seront comparés :

- (i) d'une part à ceux obtenus avec une architecture classique au HFC-134a ;
- (ii) d'autre part à ceux obtenus avec un cycle traditionnel au CO₂, ce qui permettra d'évaluer le potentiel d'amélioration du cycle Type-Carnot pour ce fluide.

Une large partie des travaux, menés actuellement sur le dioxyde de carbone, porte sur le développement de turbine à récupération du travail. Il paraît donc évident que ce composant fait d'ores et déjà partie intégrante du cycle trans-critique conventionnel représenté dans la Figure 3-9. Par conséquent, tous les cycles au dioxyde de carbone de notre étude sont équipés de cet organe de détente. Pour les deux cycles, la haute pression optimale sera systématiquement recherchée.

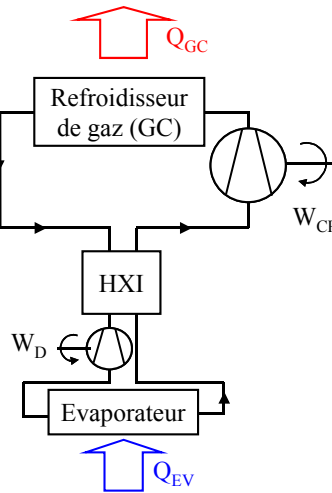


Figure 3-9 : Cycle trans-critique CO₂ conventionnel.

Pour un fonctionnement optimal du cycle Type-Carnot, la température du fluide à la sortie de la turbine adiabatique réversible (D1) doit obligatoirement être égale à la température de source froide. Pour satisfaire ce critère et comme l'indique le cycle (1,2',3',4',5',6,7) sur la Figure 3-10, la haute pression doit obligatoirement être supérieure à 6 MPa.

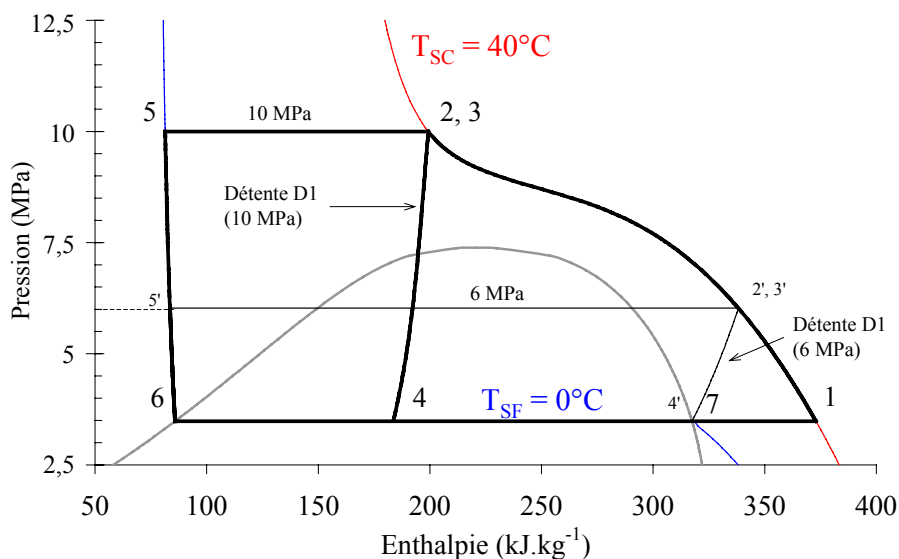


Figure 3-10 : Cycle CO₂ de Type-Carnot dans diagramme (h, P).

Toutefois entre 6 et 7,85 MPa, les calculs de la production d'entropie pour l'échangeur intermédiaire sont négatifs. Plutôt que de choisir une compression endoréversible, nous avons délibérément choisi de limiter notre étude à des pressions supérieures à 7,85 MPa. Au-delà de cette pression, l'écart entre le coefficient de performance et celui de Carnot est exclusivement dû aux irréversibilités de l'échangeur intermédiaire. L'exemple de cycle (1,2,3,4,5,6,7) reporté dans la Figure 3-10 correspond à une haute pression fixée arbitrairement à 10 MPa.

La Figure 3-11 montre les profils de température des flux massiques de part et d'autre de l'échangeur intermédiaire. La température côté haute pression est représentée en abscisse tandis que la température correspondante côté basse pression est représentée en ordonnée.

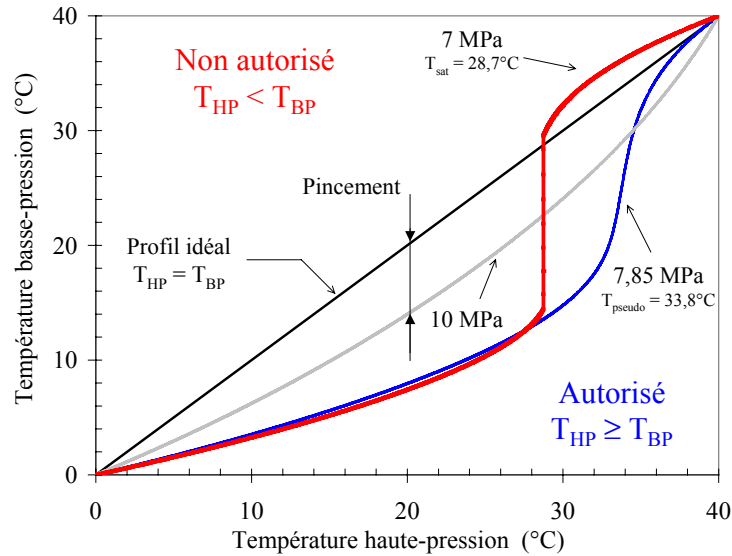


Figure 3-11 : Discretisation des profils de température pour l'HXI.

On remarque qu'une production d'entropie positive obtenue avec un calcul global aux bornes de l'échangeur peut être réfutée par un calcul détaillé : pour les pressions inférieures à 7,85 MPa, la température du flux "chaud" (HP) est inférieure au flux "froid" (BP), ce qui est physiquement impossible. A 7 MPa, la brusque variation de la température basse-pression correspond au palier de condensation à 28,7°C de la haute-pression tandis qu'à 7,85 MPa, elle s'opère au voisinage de la température pseudo-critique.

La Figure 3-12 reporte les évolutions des différents coefficients de performance pour une haute-pression comprise entre 7,85 et 15 MPa. Les performances du cycle Type-Carnot sont évidemment supérieures à celles du cycle conventionnel, voire très proche du coefficient de performance de Carnot. Pour le cycle conventionnel, les calculs démontrent l'existence d'une haute-pression optimale proche de 9,25 MPa qui correspond à un coefficient de performance de 3,83. En ce qui concerne l'architecture de Type-Carnot, aucune haute-pression optimale n'est observée sur l'échelle proposée, les performances croissent avec la haute pression et le COP tend asymptotiquement vers celui de Carnot. A 15 MPa, le rendement thermodynamique du cycle Type-Carnot est de 98 %.

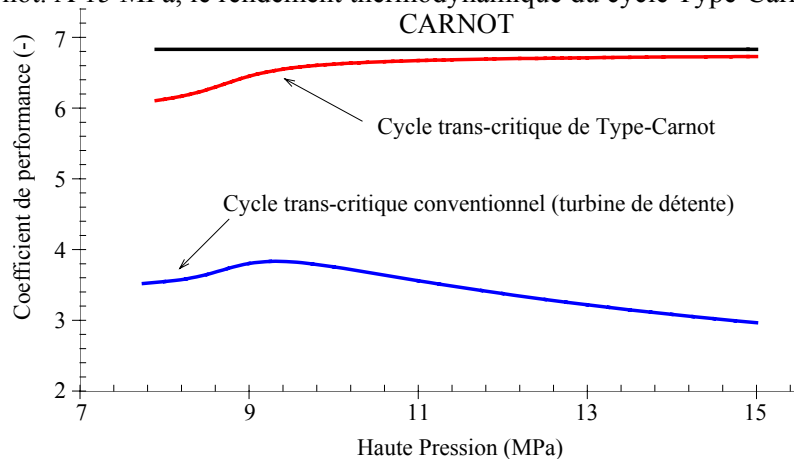


Figure 3-12 : Evolution du COP en fonction de la haute-pression pour les cycles au CO₂.

Puisqu'il n'existe pas de pression optimale avec le cycle Type-Carnot, la comparaison des deux cycles se limite à l'étude d'une haute pression de 9,25 MPa qui correspond aux conditions les plus favorables du cycle conventionnel. Les principales grandeurs sont reportées dans le Tableau 3-3.

Tableau 3-3 : Comparaison des cycles Type-Carnot et conventionnel au CO₂ pour une HP de 9,25 MPa.

Cycle		Cycle Type-Carnot CO ₂	Cycle conventionnel CO ₂
COP _{Carnot}	(-)		6,829
HP	(MPa)		9,25
COP	(-)	6,519	3,833
q _v	(kJ·m ⁻³)	11773	11633
Q _{EV} ; Q _{D2}	(kJ·kg _{asp} ⁻¹)	163,2 ; 4,1	165,3 ; 0
W _{D1} ; W _{D2}	(kJ·kg _{asp} ⁻¹)	10,1 ; 2,5	10,6 ; 0
W _{NET}	(kJ·kg _{asp} ⁻¹)	25,7	43,1
Q _{CP} ; Q _{GC}	(kJ·kg _{asp} ⁻¹)	193,0 ; 0	0 ; 208,5

Le coefficient de performance, avec le nouveau cycle, est augmenté d'environ 70 %, sans perte de la capacité frigorifique contrairement à l'ammoniac. Cette capacité frigorifique est même légèrement améliorée. En effet, comme la présence d'un échangeur intermédiaire est recommandée pour les deux cycles au CO₂, la masse volumique des gaz aspirés ne change pas tandis que l'énergie spécifique à l'évaporateur augmente grâce à un titre vapeur plus faible à l'entrée de l'évaporateur. Dans le cas du cycle de Type-Carnot, sans prendre en compte l'énergie thermique de la détente isotherme D2, le titre massique de vapeur est de 28 % contre 27 % avec le cycle traditionnel.

Tandis que le potentiel d'énergie mécanique récupérable lors de la détente est faible avec le cycle sub-critique, les résultats démontrent qu'il est beaucoup plus important avec le dioxyde de carbone et tout particulièrement avec le cycle Type-Carnot. En effet, le travail récupéré représente 50 % du travail net apporté au système contre seulement 25 % avec un cycle conventionnel. Ceci s'explique principalement par un travail net requis plus faible avec une compression isotherme. Dans une mesure moindre, le travail récupéré sur l'arbre de la turbine est semblable à la turbine unique du cycle traditionnel malgré un débit au détendeur E1 plus faible. Enfin, le cycle Type-Carnot rejette vers l'extérieur 7 % de chaleur en moins qu'avec le cycle conventionnel.

En résumé, pour une pression de 9,25 MPa correspondant au réglage optimum du cycle conventionnel, le coefficient de performance est très largement amélioré avec le cycle Type-Carnot. Cet avantage croît avec l'augmentation de la haute pression.

L'analyse des applications sub-critique et trans-critique, à partir des propriétés réelles des fluides naturels, a mis en évidence l'intérêt que peut susciter le cycle Type-Carnot pour les cycles trans-critiques. En revanche, les cycles sub-critiques conventionnels ont des performances énergétiques élevées qui ne permettent pas d'envisager l'utilisation du cycle Type-Carnot. En effet, pour les cycles frigorifiques actuels, les irréversibilités, liées à la désurchauffe des vapeurs refoulées par le compresseur et celles de la détente, sont faibles. C'est pour cette raison que seuls les cycles trans-critiques au dioxyde de carbone seront abordés pour le reste de l'étude.

2.3 Cycle trans-critique CO₂ à compression refroidie

L'analyse entropique du cycle trans-critique conventionnel (Figure 3-13) montre que le refroidisseur de gaz (ou gas-cooler) est le composant qui pénalise le plus les performances énergétiques. Dans les conditions optimales de fonctionnement, il représente à lui seul 82 % des irréversibilités contre seulement 18 % pour l'échangeur intermédiaire. C'est pourquoi à ce stade de l'étude, il semble opportun de se focaliser sur la diminution des irréversibilités au gas-cooler.

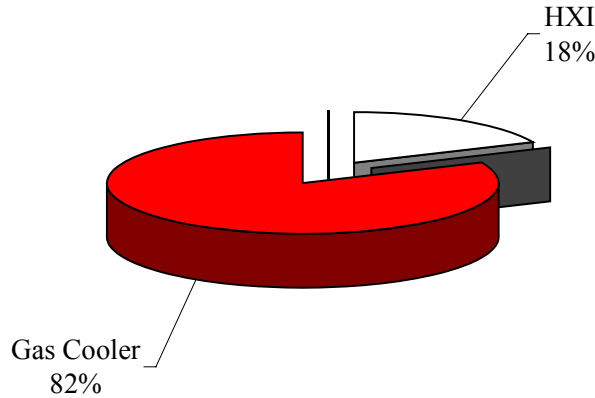


Figure 3-13 : Répartition des irréversibilités d'un cycle trans-critique au CO₂ (0 °C/40 °C).

Cette priorité nous a conduit à supprimer la détente isotherme qui représente un défi technologique trop important pour l'enjeu énergétique. Finalement, un cycle trans-critique simplifié basé sur une compression isotherme a été retenu et représenté sur la Figure 3-14.

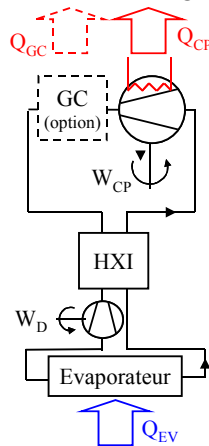


Figure 3-14 : Cycle trans-critique CO₂ à compression refroidie (sans GC si isotherme).

L'étude paramétrique du coefficient de performance en fonction de la haute pression montre encore une fois qu'il n'existe pas d'optimum des performances sur la plage de pression étudiée (7,85 - 20 MPa) et que celles-ci augmentent avec la haute-pression. Pour le même réglage qu'auparavant (9,25 MPa), le Tableau 3-4 indique que le coefficient de performance du cycle isotherme atteint 87 % du coefficient de performance de Carnot contre 95,4 % avec le cycle Type-Carnot. Pour un nouveau réglage à 15 MPa, le rendement thermodynamique du cycle isotherme atteint 94 %. On en déduit que même si rien n'est entrepris pour minimiser les irréversibilités dans l'HXI, il est possible de maintenir des performances énergétiques très élevées par rapport au cycle conventionnel.

Tableau 3-4 : COP/COP_{Carnot} des cycles trans-critiques au CO₂ à 9,25 MPa.

Cycle CO ₂	Cycle Type-Carnot	Cycle conventionnel	Cycle isotherme
COP / COP _{Carnot} (%)	95,4	56,1	87,0

Puisque les turbines à récupération de travail ne sont pas parfaites, nous allons étudier la sensibilité des cycles trans-critiques conventionnel et isotherme au rendement effectif de détente. Dans la précédente partie, nous avons vu que l'état de l'art permet de prétendre à un rendement d'environ 60 %, Robinson et Groll (1998). Les principaux résultats obtenus sont reportés dans le Tableau 3-5.

Tableau 3-5 : Résultats des cycles trans-critiques au CO₂ (rendement de turbine 100 % ou 60 %)

	Cycle CO ₂ Rendement de turbine	Cycle conventionnel		Cycle isotherme	
		$\eta_D = 100\%$	$\eta_D = 60\%$	$\eta_D = 100\%$	$\eta_D = 60\%$
COP _{Carnot}	(-)		6,83		
HP	(MPa)	9,25	9,5	12,2	12,2
COP	(-)	3,833	3,431	6,314	5,453
q _v	(kJ·m ⁻³)	11633	11911	14242	13940
Q _{EV}	(kJ·kg _{asp} ⁻¹)	165,3	169,3	202,4	198,1
W _D	(kJ·kg _{asp} ⁻¹)	10,6	6	10,7	6,4
W _{NET}	(kJ·kg _{asp} ⁻¹)	43,1	49,3	32,1	36,3
Q _{CP} ; Q _{GC}	(kJ·kg _{asp} ⁻¹)	208,5	218,6	234,5	234,5

Avec un rendement de turbine à 60 %, il existe cette fois-ci une haute pression optimale pour les deux cycles: 12,2 MPa pour le cycle isotherme contre 9,5 MPa pour le cycle traditionnel. Le coefficient de performance d'un cycle à compression isotherme est beaucoup plus sensible au rendement de la turbine de détente que ne l'est un cycle à compression adiabatique réversible.

En effet, puisque la haute pression optimale est plus élevée avec un cycle isotherme, le potentiel d'énergie mécanique récupérable ainsi que le titre de liquide à l'entrée de l'évaporateur sont augmentés. Nous remarquons dans le Tableau 3-5, que la variation du travail de détente est limitée, ce qui n'est pas le cas de l'énergie échangée à l'évaporateur : +45 % et +17 %.

De plus, la diminution du rendement de détente entraîne une diminution de la haute pression optimale pour le nouveau cycle tandis qu'elle augmente en faible proportion pour le cycle de référence.

Par conséquent la combinaison de ces deux effets impacte le travail mécanique récupéré et la capacité frigorifique. Bien entendu, l'introduction du rendement de détente entraîne une diminution du coefficient de performance, 14 % pour le cycle de type Carnot contre 10 % pour le cycle conventionnel comparativement aux cycles à détentes idéales. Toutefois, le nouveau cycle isotherme préserve un avantage énergétique indéniable par rapport à l'autre cycle (+59 %).

Enfin, l'impact d'une compression non isotherme sur les performances a également été étudié. Dans ce cas on considère une compression endoréversible, comme évoquée dans le paragraphe 2-2, avec toutefois deux différences notoires comme l'indique la Figure 3-15 :

- Malgré le refroidissement du gaz, la température de refoulement (T_R) sera supérieure à la température de source chaude (T_{SC}). Un petit refroidisseur de gaz sera mis en place pour ramener la température des gaz refoulés à celui de la source chaude.
- Le second étage est considéré comme réversible échangeant de la chaleur non plus avec la source chaude à T_{SC} mais à la température de refoulement (T_R).

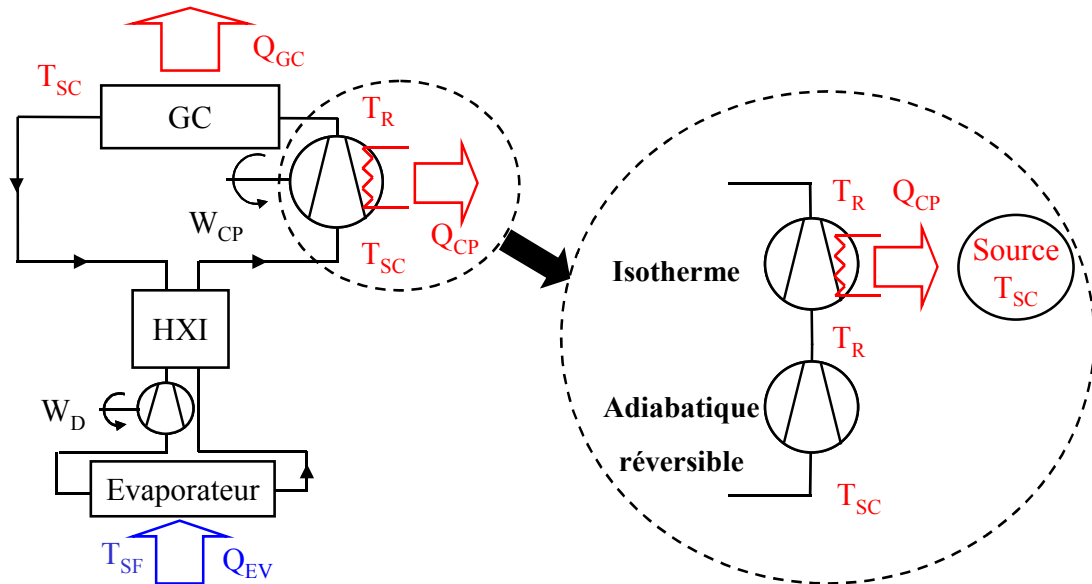


Figure 3-15 : Concept de la compression endoréversible avec $T_R \neq T_{SC}$.

Les résultats mentionnés dans le Tableau 3-6 confirment que plus le pincement en sortie de compresseur augmente, plus la haute pression optimale diminue : à 50 °C, la pression optimale est de 11 MPa contre 10 MPa à 60 °C.

Tableau 3-6 : Résultats de plusieurs cycles trans-critiques endoréversibles CO₂

Cycle CO ₂		Cycle endoreversible		
		$\Delta T_D = 0K$	$\Delta T_D = 10K$	$\Delta T_D = 20K$
COP _{Carnot}	(-)		6,83	
HP _{opt}	(MPa)	12,2	11	10
COP	(-)	5,453	4,586	4,148
q _v	(kJ·m ⁻³)	13940	13399	12628
Q _{EV}	(kJ·kg _{asp} ⁻¹)	198,1	190,4	179,5
W _D	(kJ·kg _{asp} ⁻¹)	6,4	6,0	5,8
W _{NET}	(kJ·kg _{asp} ⁻¹)	36,3	41,5	43,3
Q _{CP} ; Q _{GC}	(kJ·kg _{asp} ⁻¹)	234,5 ; 0	179,5 ; 52,4	109,8 ; 112,9

On note que le coefficient de performance est extrêmement sensible à la température de refoulement. Comparé à une compression isotherme échangeant avec une source à 40 °C, le coefficient de performance chute de près de 27 % et 34 % pour des températures de refoulement de 50 °C et 60 °C respectivement. Dans ce dernier cas, le gain escompté par rapport à la compression adiabatique réversible n'est plus que de 8,5 %. Par conséquent, pour obtenir un bénéfice notable de la compression refroidie dans un cycle fonctionnant entre 0 °C et 40 °C, il faut être capable d'obtenir une température de refoulement inférieure à 60 °C.

3 Evaluation de différentes méthodes de refroidissement

Jusqu'à présent, l'étude a démontré que la compression fortement refroidie était particulièrement intéressante pour améliorer les performances énergétiques des cycles trans-critiques au dioxyde de carbone. Seulement, si la théorie abonde dans ce sens, faut-il encore trouver un moyen technologique

de parvenir à une compression proche de la compression isotherme. Trois pistes de refroidissement ont été explorées et ont fait l'objet d'une communication, (Toublanc et al., 2006). Chacune d'entre elles va être présentée puis analysée pour les mêmes températures des sources chaude et froide que précédemment, c'est à dire 40 °C et 0 °C respectivement. Toutefois, nous étudierons l'influence de ces températures de source sur le gain apporté par la compression refroidie. Enfin, tous les cycles utiliseront une turbine à récupération de travail au rendement effectif de 60 %.

3.1 Refroidissement intermédiaire pour compresseur multi-étagé

D'un point de vue théorique, la proposition la plus simple à mettre en œuvre consiste à multiplier le nombre d'étages de compression et de refroidir le gaz entre chaque étage. Les pressions intermédiaires doivent être déterminées de façon à minimiser le travail de compression total. Le travail massique de compression polytropique d'un gaz parfait, entre deux points 1 et 2, est donné par l'Equation 3-16 :

$$w = \frac{k}{k-1} P_1 v_1 \left(\delta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (3-16)$$

où k est le coefficient polytropique et δ le rapport des pressions P_2/P_1 .

On considère un compresseur à n étages et les hypothèses suivantes :

- une compression adiabatique à chaque étage
- le coefficient polytropique k correspondant à la compression au niveau de chaque étage est indépendant de l'étage considéré
- un refroidissement tel que les températures du fluide aspiré sont identiques.

En notant δ_i le taux de compression P_{2i}/P_{1i} de l'étage i, le travail total de compression qui correspond à la somme des travaux unitaires est donné par l'Equation 3-17 :

$$w = \frac{k}{k-1} P_1 v_1 \left(\delta_1^{\frac{k-1}{k}} + \dots + \delta_i^{\frac{k-1}{k}} + \dots + \delta_n^{\frac{k-1}{k}} - n \right) \quad (3-17)$$

Le travail est minimum lorsque $\sum_{i=1}^n (\delta^{(k-1)/k})$ est elle-même minimale (Lallemand, 1994).

Comme $P_{2i} = P_{1(i+1)}$, on remarque que le produit de tous les termes est constant :

$$\left(\frac{P_{21}}{P_{11}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \cdot \dots \cdot \left(\frac{P_{2i}}{P_{1i}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \cdot \dots \cdot \left(\frac{P_{2n}}{P_{1n}} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{HP}{BP} \right)^{\frac{k-1}{k}} = C^{te} \quad (3-18)$$

Or lorsqu'un produit de termes est constant, leur somme est minimum lorsque tous les termes sont égaux entre eux et par conséquent pour tous les étages (n) :

$$\delta_i = \left(\frac{HP}{BP} \right)^{1/n} \quad (3-19)$$

Toutefois, le fluide frigorigène n'étant pas un gaz parfait, la pression intermédiaire calculée à partir des propriétés réelles peut légèrement être différente de celle déterminée par l'Equation 3-19.

La Figure 3-16 représente un système à trois étages de compression. Des refroidisseurs intermédiaires sont disposés entre chaque étage afin de refroidir les gaz depuis la température de refoulement jusqu'à la température de source chaude, c'est à dire 40 °C, pour ensuite être réaspirés par l'étage suivant.

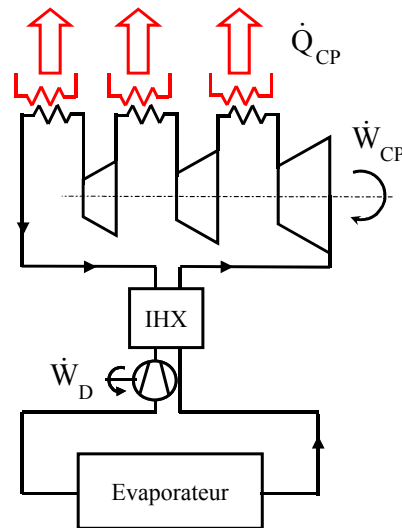


Figure 3-16 : Cycle trans-critique à trois étages de compression.

Une étude paramétrique du coefficient de performance en fonction du nombre d'étages de compression a été réalisée selon les conditions opératoires décrites précédemment. Les principaux résultats reportés dans la Figure 3-17 supposent que les compressions soient adiabatiques et réversibles. Par conséquent, les extractions de chaleur entre les étages sont les seules sources d'irrégularités thermodynamiques.

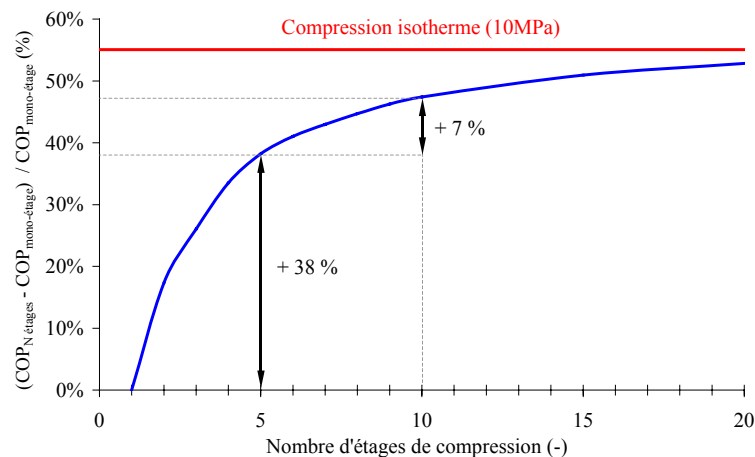


Figure 3-17 : Gain de COP en fonction du nombre d'étages pour une compression multi-étagée.

Le profil logarithmique de la courbe montre clairement un gain relatif décroissant au fur et à mesure que le nombre d'étages augmente. Ce profit devient même insignifiant au-delà de dix étages de compression. Par conséquent, un compromis entre le coût engendré par un système plus complexe et le gain escompté est à trouver au moment du développement d'un compresseur réel. En effet, si cinq étages de compression permettent d'accroître de près de 38 % le coefficient de performance par rapport à un système mono-étagé, cinq étages supplémentaires entraînent un gain supplémentaire inférieur à 7 %.

La Figure 3-18 représente différentes compressions fractionnées dans un diagramme T-s (température - entropie) de système fonctionnant entre deux sources (0 °C - 40 °C) et une haute pression finale de 9,5 MPa.

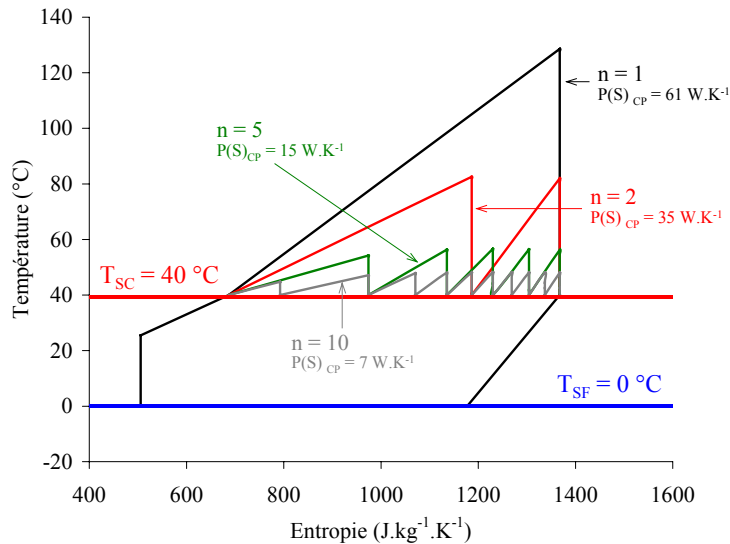


Figure 3-18 : Compressions multi-étagées ($n = 1..10$) dans le diagramme T – s pour une haute pression finale de 95,5 MPa.

La production d'entropie et la température de refoulement d'un compresseur mono-étagé aspirant 1 kg.s^{-1} sont respectivement de 61 W.K^{-1} et de 129 °C . Comme les températures de refoulement des étages d'un système bi-étagé sont d'environ 80 °C et que le refroidissement entre les étages se fait par échange avec une source à 40 °C , la production d'entropie au compresseur est considérablement réduite et n'est plus que de 35 W.K^{-1} . Pour les configurations inférieures à 10 étages, on observe des productions d'entropie plus importantes sur les derniers étages. Au-delà de 10 étages, les effets de réduction de la température de refoulement sont nettement marqués et limitent la réduction de l'entropie du compresseur. En effet le passage de 10 à 16 étages ne permet une réduction de la production d'entropie que de 7 W.K^{-1} à 5 W.K^{-1} .

Pour des raisons technologiques, il paraît difficile d'implanter plus de trois étages sur le même arbre d'un compresseur à pistons, scroll ou vis. Par conséquent, cette pseudo-compression isotherme semble plus adaptée aux compresseurs centrifuges qui développent d'importantes puissances frigorifiques.

Quelques similitudes existent entre cette éventuelle application frigorifique et celle de la gestion du cycle du carbone par le développement des techniques industrielles de captage et de stockage des rejets de CO_2 .

Le principe consiste à capter le CO_2 directement à son point d'émission (centrale électrique, cimenteries, aciérie ...), de le concentrer et le transporter vers un site géologique adéquat pour son stockage. D'après le GIEC (2005), la production d'énergie représente 78 % des émissions de CO_2 provenant d'une source fixe avec $10539\text{ MtCO}_2.\text{an}^{-1}$. Des technologies pour capturer et stocker du CO_2 sont d'ores et déjà disponibles. Elles permettent de réduire de 86 % les émissions de CO_2 par kWh électrique produit. En revanche, l'énergie supplémentaire requise pour le piégeage est d'environ 16 à 19 % pour un cycle combiné. Selon l'Institut Français du Pétrole, le coût de la tonne de CO_2 évitée varie lui de 45 à 95 \$ selon la répartition suivante :

- séparation : 30 - 60 \$/tonne de CO_2 évitée
- compression : 8 - 10 \$/tonne de CO_2 évitée
- transport : 1 – 3.5 \$/tonne de CO_2 évitée pour 100 km
- stockage : 2 - 20 \$/tonne de CO_2 évitée

Si la séparation est la phase la plus coûteuse, celle de la compression du gaz n'en demeure pas moins élevée. Cette opération consiste à augmenter la pression du dioxyde de carbone, depuis la pression atmosphérique, ou quelques bar selon le procédé de captage, jusqu'à une pression supercritique d'environ 11 MPa. Ainsi, la densité du fluide est considérablement réduite et son transport, parfois sur plusieurs milliers de kilomètres, peut s'effectuer dans des conditions optimales et à moindre coût d'installation et d'exploitation. Des compresseurs à piston ont été utilisés du fait de leur disponibilité et de leur souplesse d'utilisation sous de forts taux de compression. Toutefois, les compresseurs

centrifuges, qui ont de meilleurs rendements, investissent le marché et plusieurs projets sont à l'étude pour les adapter à cette utilisation.

Moore et al. (2007) ont comparé, pour un cycle combiné à gazéification intégrée (CCGI) équipé d'un séparateur à absorption chimique (solvant), différentes alternatives à la compression conventionnelle. Ce processus de séparation génère quatre flux distincts de gaz fortement concentrés en dioxyde de carbone. L'étude théorique montre qu'une compression décomposée en dix-sept étages, munie de refroidisseurs intermédiaires, permettrait d'améliorer les performances énergétiques du système conventionnel d'environ 34 %. Avec la technologie du compresseur centrifuge, chaque étage fonctionne à sa vitesse de rotation optimale grâce à un multiplicateur intégré. Cependant, s'il semble possible d'obtenir une compression quasi-isotherme, les pertes de pressions des circuits de refroidissement intermédiaire pénaliseraient fortement les performances énergétiques globales du compresseur. Par conséquent, les auteurs préconisent plutôt l'utilisation d'un compresseur centrifuge multi-étagé en ligne avec refroidissement intermédiaire intégré au stator. Un modèle numérique a été réalisé sur la base d'un compresseur existant, des canalisations dans le diffuseur (partie stationnaire autour de la roue) et le diaphragme (partie stationnaire entre deux étages de compression) y ont été dessinées pour permettre un refroidissement sensible par eau. Sur la Figure 3-19, ces canalisations sont repérées en bleu tandis que le passage du gaz est repéré en rouge.

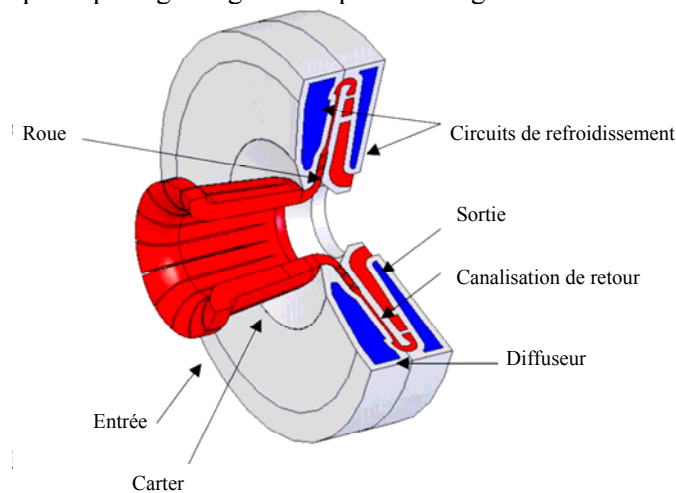


Figure 3-19 : Vue CFD d'un étage de compression centrifuge selon Moore et al. (2007).

Un prototype sera prochainement construit avec une partie stationnaire en aluminium plutôt qu'en acier afin de limiter la résistance thermique du matériau entre les deux fluides. Ce compresseur sera ensuite comparé à une autre solution envisagée qui consiste à condenser le dioxyde de carbone avant d'augmenter sa pression.

L'exemple des systèmes de captage des cycles combinés à gazéification intégrée démontre que la compression du CO₂ n'est pas réservée au domaine de la réfrigération. Si des similitudes existent entre ces deux applications, les flux de matière sont complètement différents car le compresseur d'une centrale d'une puissance électrique équivalente à 400 MW aspire environ 75 kg.s⁻¹. Un tel compresseur implanté sur une installation de climatisation (0 °C / 40 °C) développerait une puissance frigorifique d'environ 12,5 MW. Par conséquent, cette technologie de compresseur n'a d'intérêt que pour les applications à très fortes productions frigorifiques comme les réseaux de distribution de froid urbain par exemple. A titre d'exemple, le réseau Climespace de Paris dispose d'une puissance de raccordement de 325 MW (chiffre de 2008).

3.2 Refroidissement du gaz pendant la phase de compression

A présent, deux méthodes d'extraction de la chaleur de compression sont proposées pour refroidir le gaz pendant leur phase de compression. Le refroidissement s'effectue soit par convection entre le gaz et les parois de la chambre de compression soit par de l'huile atomisée dans la chambre. Afin de quantifier ces solutions, nous avons développé un modèle de compresseur sous Fortran 90 qui résout le

système d'équations différentielles grâce au DASPK qui est un intégrateur spécialisé développé par Brown et al. (1994).

Le bilan énergétique de la phase gazeuse est régi par l'Equation 3-20 où l'on retrouve le terme de variation d'énergie interne à gauche et les flux convectifs massiques de CO₂ dans le dernier terme de droite. La puissance thermique extraite lors de la compression est représentée par le terme \dot{Q} .

$$\frac{d(m_{\text{gaz}} \cdot u_{\text{gaz}})}{dt} = \dot{Q} + \dot{W} + \sum_{e,s} \left(h_{\text{gaz}} \cdot \dot{m}_{\text{gaz}} \right) \quad (3-20)$$

La puissance \dot{W} à apporter ne tient pas compte des forces de frottement lors du déplacement du piston et des fuites internes. L'expression du travail élémentaire de compression des gaz se résume donc à l'Equation 3-21 :

$$\dot{W} = -P \cdot \frac{dV}{dt} \quad (3-21)$$

Il a été choisi de modéliser le comportement d'un compresseur à piston, le volume de contrôle est calculé en fonction de la position du temps selon l'Equation 3-22. Enfin, le pas de temps choisi, pour les simulations, correspond à une rotation d'un degré du vilebrequin.

$$V = V_0 + \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot r \cdot \left(1 + \frac{l}{r} \cos(\pi + \omega t) - \sqrt{\left(\frac{l}{r} \right)^2 - \sin^2(\pi + \omega t)} \right) \quad (3-22)$$

Tandis que V_0 représente le volume de l'espace mort et ω la vitesse de rotation, les longueurs de la bielle (l), de la manivelle (r), de l'alésage (d), nécessaires au calcul du volume de la chambre de compression, sont indiquées sur la Figure 3-20.

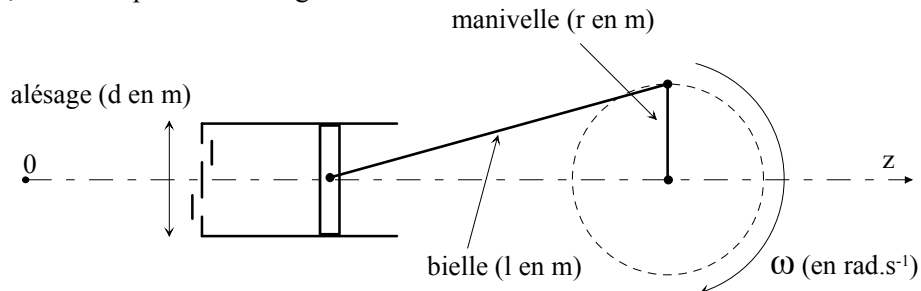


Figure 3-20 : Schéma de principe d'un compresseur à piston.

Les caractéristiques du compresseur ouvert sont celles du modèle FKT03 commercialisé par la société BOCK. Les dimensions à disposition sont reportées dans le Tableau 3-7 ainsi que d'autres caractéristiques que nous avons dû suggérer.

Tableau 3-7 : Caractéristiques du compresseur à pistons.

Fournies par constructeur				Hypothèses prises			
grandeur	symbole	unité	valeur	grandeur	symbole	unité	valeur
alésage	d	mm	28	clapet aspiration	d _a	mm	9
manivelle	r	mm	24,5	clapet refoulement	d _r	mm	9
bielle	l	mm	90	rotation	ω	rad.s ⁻¹	24,17
cylindrée	V _T	cm ³	30,17	vitesse de rotation	N	tr.min ⁻¹	1450
				espace mort	ε	cm ³	2 % · V _T

Les lois de débit aux clapets d'aspiration et de refoulement supposent que ces derniers soient parfaits. Ils ne présentent pas de résistance à l'écoulement et ne rebondissent pas sur leurs sièges. Par conséquent, le débit de CO₂ qui entre et sort du compresseur s'exprime selon l'Equation 3-23.

$$\dot{m}_{\text{gaz}} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \sqrt{2 \cdot \rho_{\text{amont}} \cdot (P_{\text{amont}} - P_{\text{aval}})} \quad (3-23)$$

Le Tableau 3-8 indique les résultats de la simulation pour un cycle conventionnel à compression adiabatique réversible ($\dot{Q} = 0$ dans l'Equation 3-20) qui opère à sa pression optimale (9,5 MPa), selon la description du compresseur et les conditions opératoires indiquées précédemment. Ces résultats serviront de référence pour comparer les différents modes de refroidissement des cycles basés sur l'architecture décrite dans la Figure 3-15.

Tableau 3-8 : Résultats avec compression adiabatique réversible.

$\dot{W}_{\text{CP}} ; \dot{W}_{\text{D}}$ (W)	\dot{Q}_{EV} (W)	HP _{opt} (MPa)	T _R (°C)	η_{Carnot} (%)
2825 ; 302	8477	9,5	124	49,2

3.2.1 Refroidissement par les parois de la chambre de compression

L'étude du flux de chaleur convectif entre le gaz et les parois de la chemise d'un compresseur à piston a fait l'objet de nombreuses recherches. Plusieurs corrélations ont été développées dont celle citée par Destoop (1989) dans les techniques de l'ingénieur.

$$\text{Nu} = \frac{h \cdot d}{\lambda} = 0,6 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,6} \quad (3-24)$$

où d représente le diamètre du piston et le nombre adimensionnel de Reynolds est calculé à partir de la vitesse de déplacement du piston (v) déterminé à partir de l'Equation 3-25.

$$v = r \cdot \omega \cdot \sin(\pi + \omega \cdot t) \cdot \left(1 - \frac{\cos(\pi + \omega \cdot t)}{\sqrt{(l/r)^2 - \sin^2(\pi + \omega \cdot t)}} \right) \quad (3-25)$$

Dans leurs travaux, Süß et Kruse (1998) se sont intéressés à la mesure du flux de chaleur échangé entre le gaz et les parois d'un cylindre de compresseur à piston utilisant du CO₂. Durant ses essais, la température des gaz aspirés, la vitesse de rotation et les pressions aux bornes du compresseur étaient maintenues respectivement à 25 °C, 1000 tr.min⁻¹, 4 et 12 MPa. La valeur moyennée du coefficient d'échange convectif (h) était de 14 kW.m⁻².K⁻¹ avec des valeurs comprises entre 0 et 35 kW.m⁻².K⁻¹.

Comme le montre la Figure 3-21, utilisée dans les mêmes conditions de fonctionnement, la corrélation de Destoop donne des résultats en accord avec les résultats expérimentaux de Süß, ce qui permet d'être confiant quant à son utilisation pour le CO₂.

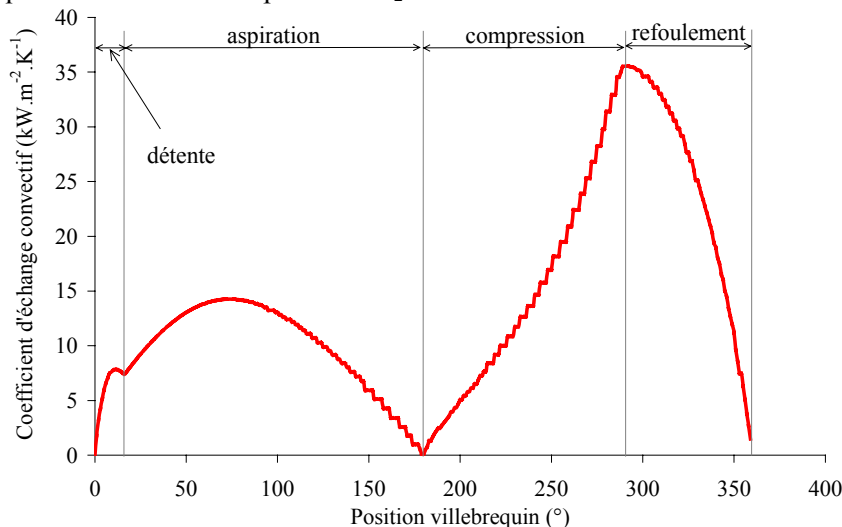


Figure 3-21 : Coefficient d'échange convectif selon Destoop (BP=4 MPa, HP= 12 MPa, 1000 tr.min⁻¹)

Comme expliqué dans les précédents paragraphes, le refroidissement de la compression n'est intéressant du point de vue énergétique que s'il est réalisé à partir de la source chaude. Par conséquent, le cas limite de notre étude est caractérisé par une température de paroi égale à la température de la source chaude (40 °C). L'échangeur intermédiaire étant adiabatique et à surface d'échange infinie, les gaz sont aspirés par le compresseur à 40 °C. Un refroidisseur de gaz est utilisé au refoulement du compresseur pour ramener la température des gaz au niveau de la source chaude.

Les résultats de la simulation, obtenus dans nos propres conditions opératoires, sont reportés dans le Tableau 3-9.

Tableau 3-9 : Résultats simulation pour refroidissement externe avec $T_{\text{paroi}} = 40 \text{ °C}$.

$\dot{W}_{\text{CP}} ; \dot{W}_{\text{D}}$ (W)	\dot{Q}_{EV} (W)	HP_{opt} (MPa)	T_{R} (°C)	\dot{Q}_{paroi} (W)	η_{Carnot} (%)
2787 ; 302	8467	9,5	108	729	49,9

On note que le coefficient de performance optimal est obtenu pour le même réglage de la haute-pression que le cycle conventionnel (Tableau 3-8). Le flux thermique moyen, entre le gaz et la paroi, est de 729 W, alors qu'il devrait être de 10023 W pour obtenir une compression isotherme. Par conséquent et comparativement à la compression adiabatique réversible, la température de refoulement diminue de seulement 16 K et la puissance absorbée de 1,3 %. Etant donné la valeur élevée du coefficient d'échange convectif, on en conclut que la surface d'échange n'est pas suffisante pour prétendre refroidir efficacement le gaz pendant la phase de compression.

Dans le cas étudié dans le Tableau 3-9, la chaleur extraite au compresseur représente 26 % de sa puissance mécanique alors que ce ratio est de 550 % pour une compression isotherme mentionnée dans le Tableau 3-5. Pour amplifier ce flux de chaleur, il faut soit augmenter la surface d'échange soit le coefficient de transfert convectif par augmentation de la vitesse instantanée du piston. La Figure 3-22 représente ce rapport d'échange d'énergies thermique / mécanique au compresseur ainsi que la température de refoulement en fonction de l'accroissement du coefficient d'amplification.

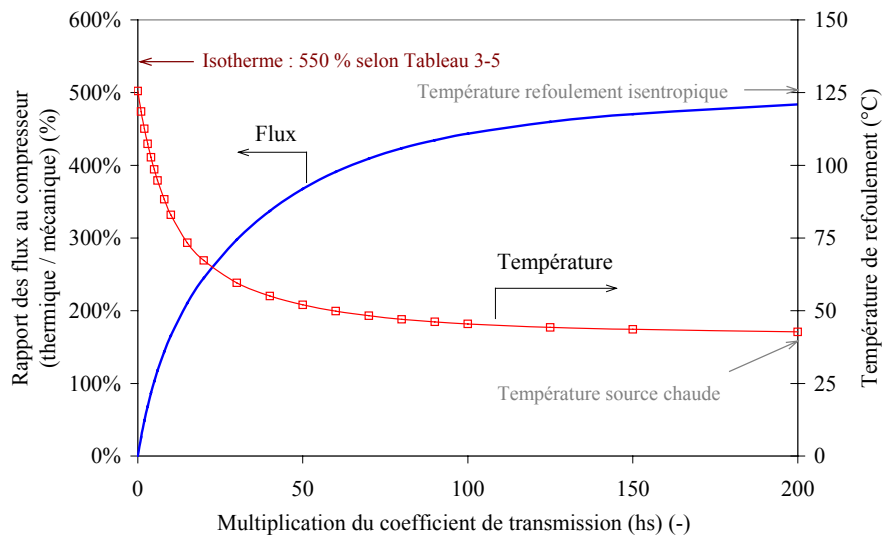


Figure 3-22 : Impact de l'amplification du flux de chaleur sur le rapport des flux (thermique / mécanique) échangés au compresseur et la température de refoulement.

Le cas représenté en abscisse par un coefficient égal à zéro correspond à la compression adiabatique réversible. Cette figure confirme que le flux de chaleur thermique obtenu avec la corrélation d'échange thermique de Destoop (coefficient d'amplification est égal à l'unité) ne permet pas d'extraire beaucoup de chaleur par rapport à la compression isotherme. Pour augmenter le COP de 10 % par rapport à une compression adiabatique réversible il faut multiplier le flux de chaleur par dix, ce qui correspond à un rapport de flux d'énergie au compresseur de 166 %. On remarque que ce rapport de flux n'est pas proportionnel au coefficient multiplicateur du coefficient de transmission

mais tend au contraire de façon asymptotique vers le cas de l'isotherme. Ainsi, multiplier le flux thermique par cent, permet d'avoir un rapport d'échange thermique / mécanique de 443 % et une augmentation du COP de 34 %.

Le résultat est donc formel, une augmentation significative mais technologiquement raisonnable du flux thermique, en d'autres termes de la surface ou du coefficient d'échange thermique global entre le gaz et la paroi, a peu d'effet sur les performances globales du système. L'effet d'une modification de la géométrie du compresseur à cylindrée constante sur l'amplification de la surface et/ou la vitesse instantanée du piston est très limité. Si on double la course du piston, le rapport alésage/course du compresseur passe de 1,75 à 5, la vitesse maximale instantanée est également doublée tandis que la surface d'échange augmente de 40 %. Finalement, toujours dans le cas limite imposé par la thermique ($T_{\text{paroi}} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$), cette modification de géométrie engendre une amélioration inférieure à 2 % des performances énergétiques. De plus, les efforts exercés sur le vilebrequin participeraient à d'importants problèmes mécaniques qui ne sont pas considérés ici. Même si, comme le rappelle Süß et Kruse (1998), le rapport surface/volume est six à huit fois plus favorable avec les technologies de compresseur à vis ou scroll ; l'échelle de grandeur n'est pas suffisante pour imaginer extraire la chaleur de compression par les parois avec un système frigorifique au dioxyde de carbone.

3.2.2 Injection d'huile dans la chambre de compression

Une autre solution consiste à introduire un liquide "incompressible" directement dans la chambre de compression pour en extraire la chaleur par un échange convectif sensible entre les gouttelettes générées par un spray et le gaz environnant. Les deux fluides sont ensuite séparés l'un de l'autre à la sortie du compresseur, pour ensuite suivre leurs itinéraires respectifs comme l'indique la Figure 3-23. L'huile, représentée en bleu sur la figure, est ensuite refroidie par la source chaude puis ré-injectée dans le compresseur pour y subir un nouveau cycle. Les quatre éléments qui constituent la boucle d'huile apparaissent sur la Figure 3-23 : le compresseur, le séparateur (S), l'échangeur à huile (H) et l'injecteur (I).

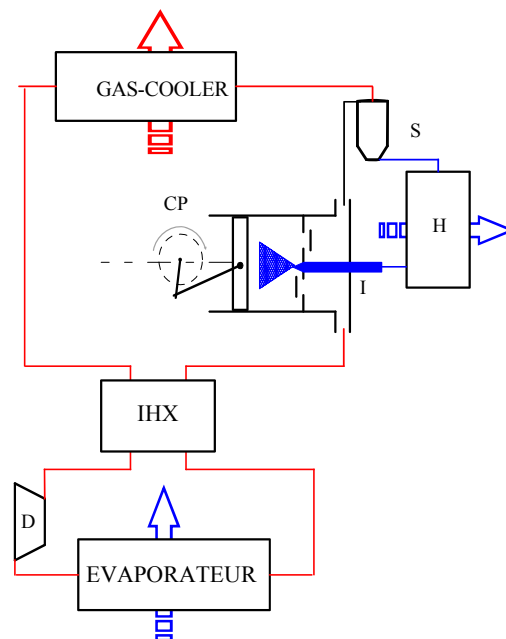


Figure 3-23 : Schéma de principe d'un cycle à injection d'huile.

Cette technique d'injection d'un liquide incompressible a déjà été étudiée. Par exemple, Coney et al. (2002) ont développé un compresseur à air industriel refroidi par injection d'eau. Ils prétendent pouvoir atteindre une compression "quasi-isotherme" en utilisant un moteur marin reconverti en compresseur à faible vitesse de rotation (380 tours par minute). Cette solution est également envisagée pour les systèmes de pile à combustible embarqués, car le rendement de la pile augmente à pression élevée. Toutefois, il faut que le travail de compression soit le plus faible possible. Dans leur étude, Zhao et al. (2005) montrent une nouvelle fois qu'il est possible de se rapprocher de la

compression isotherme de l'air. Toutefois, pour leur application de pile à combustible, les pressions aux bornes du compresseur sont faibles (0,1 - 0,2 MPa).

Ces exemples supplémentaires ne font que confirmer le fort intérêt que suscite la compression refroidie pour de nombreux domaines d'activités. Des études ont également été réalisées dans le domaine de la réfrigération. Kremer (2006) et Kremer et al. (2008) ont étudié l'impact d'un injecteur d'huile sur les performances énergétiques de compresseur à pistons utilisant soit du HFC-134a ou de l'ammoniac. D'après leurs modèles prédictifs, le coefficient de performance peut être amélioré de 2 - 4,2 %. Comme expliqué au début de cette partie, les performances élevées des cycles sub-critiques limitent l'intérêt de l'injection d'huile.

La présente proposition consiste à injecter sous forme de goutte, l'huile naturellement présente dans le compresseur et qui assure des fonctions de lubrification. Pour cette première approche, la résistance due à l'échange convectif entre une goutte d'huile et son gaz environnant n'est pas prise en compte, si bien que les deux espèces forment un mélange "parfait". Les gouttelettes d'huile injectées sont considérées comme uniformément distribuées dans l'espace et suffisamment fines pour être constamment à l'état d'équilibre thermodynamique. D'après ces hypothèses, le bilan énergétique appliqué à notre système s'écrit selon l'Equation 3-26 :

$$\frac{d(m_{\text{gaz}} \cdot u_{\text{gaz}}) + d(m_{\text{liq}} \cdot u_{\text{liq}})}{dt} = \dot{W} + \sum_{e,s} \left(h_{\text{liq}} \cdot \dot{m}_{\text{liq}} + h_{\text{gaz}} \cdot \dot{m}_{\text{gaz}} \right) \quad (3-26)$$

\dot{W} exprime le travail de compression du gaz déterminé à partir de l'Equation 3-27. En revanche les parois du cylindre sont considérées adiabatiques.

$$\dot{W} = -P \cdot \frac{dV_{\text{gaz}}}{dt} = -P \cdot \left(\frac{dV_{\text{CP}}}{dt} - \frac{dV_{\text{liq}}}{dt} \right) \quad (3-27)$$

avec $dV_{\text{liq}} = v_{\text{liq}} \cdot dm_{\text{liq}} + m_{\text{liq}} \cdot dv_{\text{liq}}$

Par conséquent le travail à apporter au gaz dépend des variations de volume du compresseur (dV_{CP}) et de l'huile (dV_{liq}). La variation du volume du compresseur (dV_{CP}) ne dépend que de sa géométrie tandis que la variation du volume d'huile (dv_{liq}) dépend :

- des flux massiques de liquide, entrant ou sortant de la chambre de compression,
- de la variation du volume massique de l'huile présente dans la chambre de compression qui dépend à la fois de la température et de la pression.

Bien que les fabricants d'huiles frigorigènes ne fournissent l'évolution du volume massique qu'en fonction de la température, évaluons l'impact de la température et de la pression sur la masse volumique de l'huile commerciale dont les propriétés sont données en Annexe 8.

Influence de la température

Lorsque l'huile est chauffée de 35 °C à 90 °C, la masse volumique diminue de 4 % en passant de 990 à 950 kg.m⁻³.

Influence de la pression

L'évolution de la masse volumique de l'huile en fonction de la pression peut être déterminée en fonction du coefficient de compressibilité. Pour notre étude, le coefficient isotherme est préféré à celui adiabatique. Ce coefficient de compressibilité isotherme (χ_i) est défini, à température constante, par l'Equation 3-28 :

$$\chi_i = -\frac{1}{V_{\text{liq}}} \cdot \left(\frac{\partial V_{\text{liq}}}{\partial P} \right)_T = \frac{1}{\rho_{\text{liq}}} \cdot \left(\frac{\partial \rho_{\text{liq}}}{\partial P} \right)_T \quad (3-28)$$

avec : V_l le volume de liquide à température fixe et ρ_l la masse volumique.

En l'absence de valeurs de coefficient de compressibilité de l'huile commerciale, celle proposée par Denis et al. (1997) ($\chi_i \approx 6,74 \cdot 10^{-10} \text{ Pa}^{-1}$) a été utilisée. Pour une compression isotherme à 35 °C de 3,5 MPa à 10 MPa, la masse volumique augmente de 992 à 996 kg.m⁻³, soit + 0,4 %.

Tandis que l'accroissement de pression a tendance à contracter le liquide, la température au contraire le dilate. On remarque que l'effet de la pression sur la variation du volume massique de l'huile est dix fois moins important que celui de la température et peut être négligé. De la même façon, un calcul effectué plus loin démontre qu'il est tout à fait admissible de ne pas prendre en compte les variations de volume massique de l'huile dues aux variations de température pendant la compression. Cela permet de simplifier le modèle numérique et de diminuer considérablement les temps de calcul.

Les propriétés de l'huile choisie dans le modèle sont typiques des huiles habituellement utilisées dans les groupes frigorifiques. Les chaleurs massiques sont identiques ($C_{p_{liq}} = C_{v_{liq}} = 2000 \text{ J.kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$) et la masse volumique égale à 900 kg.m⁻³.

Comme l'indique la Figure 3-23, l'écoulement d'huile incompressible est injecté au travers d'un orifice selon la loi de débit donnée par l'Equation 3-29.

$$\dot{m}_{liq} = C_d \cdot \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_{liq} \cdot (P_{Injection} - P)} \quad (3-29)$$

avec : C_d : coefficient de décharge,
 d_0 : diamètre de l'orifice d'injection,
 $P_{Injection}$: pression d'injection
 P : pression dans de la chambre de compression.

L'injecteur étant implanté en haut du cylindre, l'injection est possible dès que la pression d'injection est supérieure à la pression dans le cylindre. Enfin, on suppose un orifice idéal, c'est à dire que son coefficient de décharge (C) est égal à l'unité.

La loi de débit au clapet d'aspiration reste la même que précédemment. En revanche, pendant la période de refoulement, le gaz et l'huile sont évacués par le même orifice, et une nouvelle loi doit être déterminée. Pour ce modèle élémentaire, nous avons supposé un mélange homogène. Le débit sortant est donné par l'Equation 3-30.

$$\dot{m} = \dot{m}_{gaz} + \dot{m}_{liq} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \sqrt{2 \cdot \tilde{\rho} \cdot (P - HP)} \quad (3-30)$$

avec : $\frac{1}{\tilde{\rho}} = \frac{1-x}{\rho_{liq}} + \frac{x}{\rho_{gaz}}$ où x représente la concentration massique de gaz.

Puisque les performances dépendent de la quantité d'huile introduite dans le compresseur, la grandeur R^i qui représente le rapport des masses huile/CO₂ transférées par cycle est introduite. Pour les simulations, ce paramètre sera ajusté par modification du diamètre de l'injecteur. Pour cette étude, les investigations se sont limitées à des rapports R inférieurs à trois, c'est à dire que la masse d'huile ne peut dépasser trois fois la masse de dioxyde de carbone. Cette valeur est celle également choisie par Coney et al. (2002) dans leurs travaux expérimentaux sur la compression refroidie d'air par injection d'eau.

Des premiers résultats de simulation sont reportés sur la Figure 3-24 qui représente, dans un diagramme de Mollier, plusieurs parcours de compression obtenus avec différents rapports de masses

ⁱ R : rapport des masses transférées par cycle $R = \left(\frac{m_{huile}}{m_{CO2}} \right)_{/cycle}$

transférées huile / CO₂. Comme, nous avons d'abord préféré analyser l'impact du rapport R sur les performances du système plutôt que déterminer les conditions de fonctionnement optimales d'un cycle trans-critique à compression refroidie, la haute pression a été maintenue à 10 MPa durant cette première campagne de simulation.

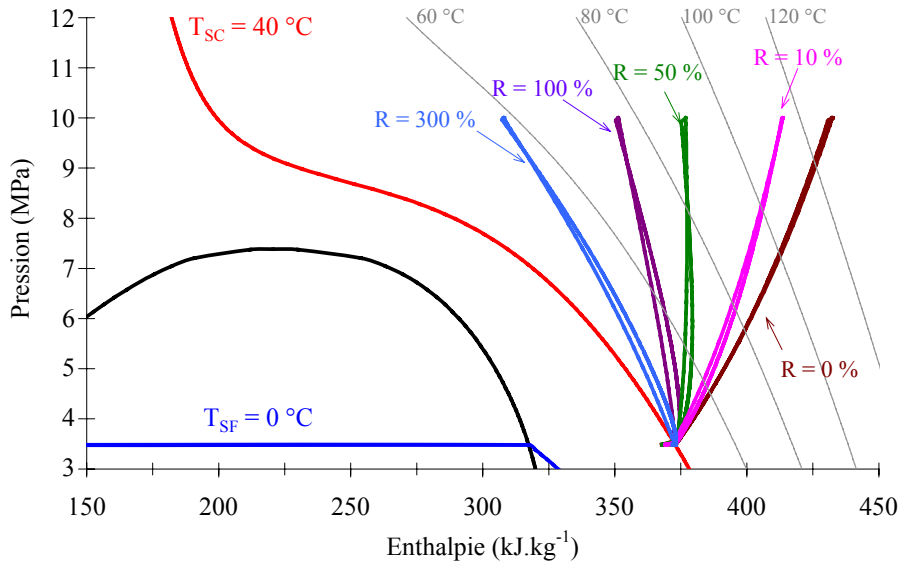


Figure 3-24 : Compressions avec différents rapports de masse Huile/CO₂ dans un diagramme de Mollier

Nous remarquons qu'il faut être capable d'introduire une quantité d'huile importante pour prétendre refroidir efficacement le gaz pendant sa compression. En effet, si la masse d'huile représente 10 % de la masse de dioxyde de carbone, alors la température de fin de compression est abaissée de 15 K seulement. En revanche, si cette masse injectée est trois fois plus importante que celle du gaz, alors la température de fin de compression est réduite de moitié. Les principaux résultats numériques, obtenus avec une pression d'injection égale à la pression de refoulement, trois taux d'injection et sans prise en compte les phénomènes thermiques, sont reportés dans le Tableau 3-10.

Tableau 3-10 : Résultats de simulation avec injection d'huile à 10 MPa.

R (%)	COP (-)	\dot{Q}_{EV} (W)	\dot{W}_{CP} ; \dot{W}_D (W)	\dot{Q}_{huile} (W)	T _R (°C)
0	3,337	8971	2979 ; 291	0	129
50	3,758	8624	2575 ; 280	2331	91
100	3,975	8398	2385 ; 272	3303	77
300	4,366	7723	2019 ; 251	4744	59

Le coefficient de performance croît avec la masse d'huile introduite dans le compresseur. Pour un coefficient R égal à 3, on obtient un gain de 30 % sur le coefficient de performance d'un cycle trans-critique conventionnel. On note toutefois une forte sensibilité du COP aux variations de quantités d'huile injectées, il augmente rapidement pour les faibles quantités introduites puis lentement pour les quantités importantes.

On peut constater que la puissance frigorifique diminue quand le coefficient R augmente. Les propriétés thermodynamiques des points à l'entrée et à la sortie de l'évaporateur étant constantes, cette variation est due au débit massique de CO₂. En effet, comme l'injection d'huile s'effectue partiellement pendant la phase d'aspiration, le rendement volumétrique du compresseur diminue quand le débit d'huile augmente. Il passe de 96 % pour une compression sans huile à 82 % pour un taux d'injection pris égal à trois (R = 3). Plus la quantité d'huile injectée pendant la phase d'aspiration est importante, plus le rendement volumétrique est faible.

Pour le rapport R égal à 300 %, la prise en compte de la variation de la masse volumique de l'huile en fonction de la température mais aussi de l'huile fait augmenter le COP de 4,366 à 4,368, soit une variation insignifiante qui justifie de ne pas prendre en compte ce paramètre dans le modèle.

La Figure 3-25 indique les concentrations volumique et massiqueⁱ maximales de l'huile en fonction du rapport de masses transférées par cycle.

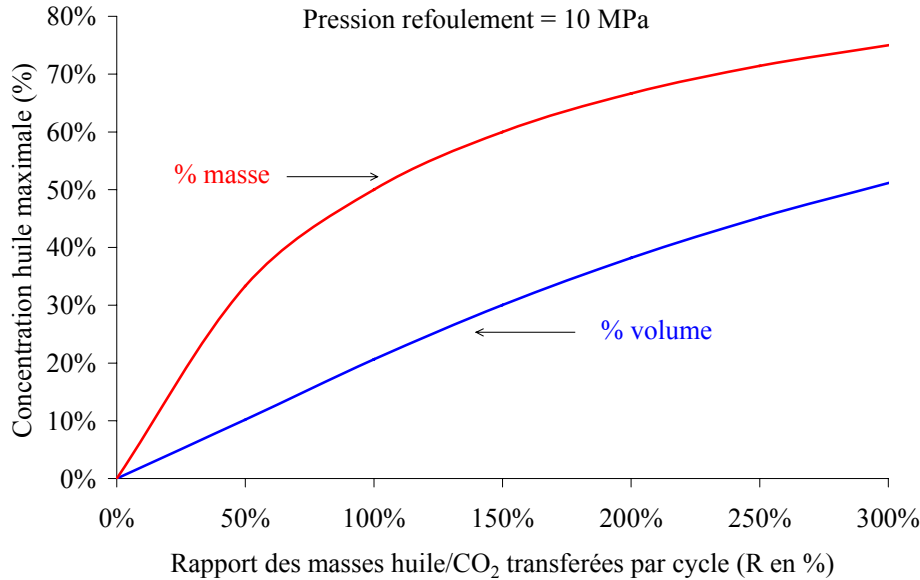


Figure 3-25 : Concentrations maximales d'huile en fonction du taux d'injection.

La concentration massique maximale d'huile lors de taux d'injection élevé (R = 300 %), atteinte en fin de phase de compression, est de 75 % pour une concentration volumique de 50 %. A titre de comparaison, la compression expérimentale refroidie de l'air, entre 0,1 MPa et 2,5 MPa avec un rapport de masses (eau / air) de 300 % (Coney et al., 2002), conduit à une concentration volumique de l'eau de 10 %. Aujourd'hui, il est difficile de prédire s'il est possible ou non de travailler en pratique avec de telles concentrations volumiques (> 50 %).

Jusqu'à présent, l'injection est pilotée depuis la pression de refoulement, ce qui signifie que nous négligeons les pertes de charge hydraulique dans la boucle d'huile. Cependant certaines applications, comme l'injection de carburant, nécessitent d'augmenter considérablement la pression d'injection pour permettre une bonne atomisation. Cette opération nécessite un travail théorique idéal de pompage, donné par l'Equation 3-31, qu'il convient d'ajouter à celui du compresseur lors des calculs de performances énergétiques globales du système.

$$\dot{W}_{\text{Pompe}} = \frac{\dot{m}_{\text{liq}}}{\rho_{\text{liq}}} \cdot \left(P_{\text{Injection}} - HP \right) \quad (3-31)$$

La Figure 3-26, représente la part de travail évité au compresseur, ainsi que l'accroissement du coefficient de performance d'un cycle utilisant une injection d'huile par rapport à un système sans injection. Nous avons fixé quatre pressions d'injection, 10 MPa (pression de refoulement), 11, 12,5 et 15 MPa. Ces trois dernières pressions d'injection requièrent l'utilisation d'une pompe.

ⁱ Concentration massique d'huile $Cm\% = m_{\text{huile}} / (m_{\text{huile}} + m_{\text{gaz}})$ et Concentration volumique d'huile $Cv\% = V_{\text{huile}} / (V_{\text{huile}} + V_{\text{gaz}})$

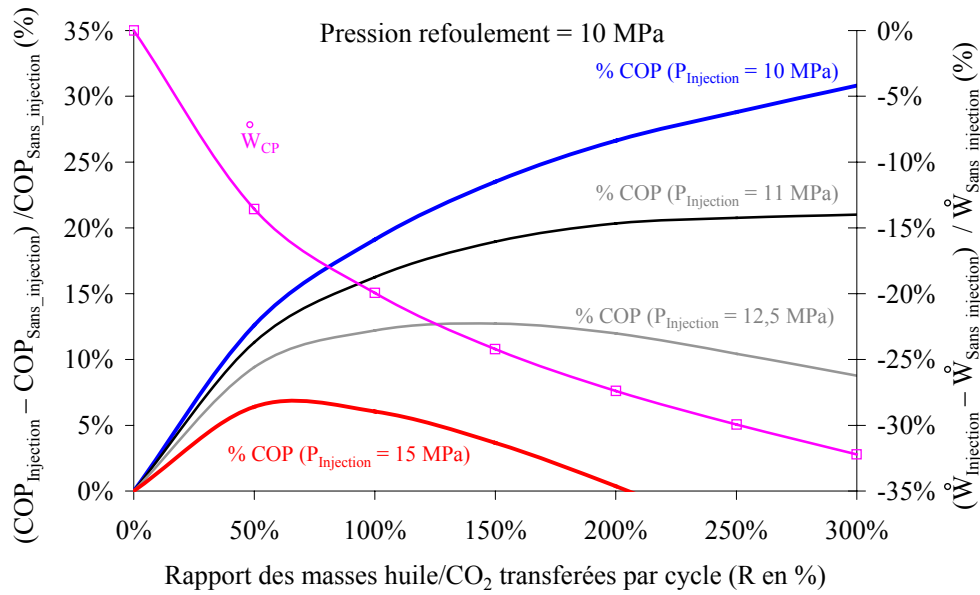


Figure 3-26 : Impacts de la quantité d'huile injectée (R) et de la pression d'injection sur le COP et le travail de compression (HP = 10 MPa).

On remarque que l'utilisation d'une pompe à huile devient rapidement rédhibitoire vis à vis des performances globales du cycle. Pour une pression d'injection réglée à 15 MPa, le gain maximal sur le coefficient de performance est inférieur à 5 %. En effet, la différence de pression est importante (5 MPa) et ce facteur s'aggrave avec les fortes quantités d'huile. Pour 12,5 et 15 MPa et comparativement au cas sans injection, on observe un maximum d'accroissement du coefficient de performance égales à 9 % et 5 % qui correspondent à des concentrations massiques respectivement égales à 60 % (R=150%) et 37.5 % (R=60 %).

Sur la Figure 3-27, nous résumons l'effet du taux d'injection d'huile ainsi que le réglage de la haute-pression sur le coefficient de performance d'un système trans-critique équipé d'une turbine d'un rendement de 60 %. Le travail de pompage auxiliaire de l'huile n'est pas considéré. Comme nous l'avons vu précédemment, le COP croît au fur et à mesure que la masse d'huile augmente (R) et la haute-pression optimale est peu modifiée par la masse injectée puisqu'elle ne varie que de 9,5 MPa (R = 0) à 10 MPa (R=3). D'après la simulation, le COP optimal augmente de 3,361 à 4,243, soit 26 %, sur l'intervalle d'injection d'huile étudié.

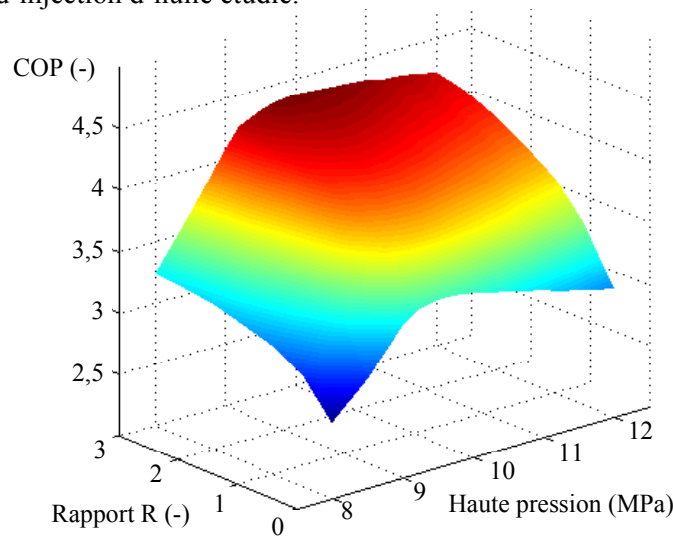


Figure 3-27 : COP en fonction de R et de la HP ($T_{sc} = 40 \text{ °C} / T_{sf} = 0 \text{ °C}$).

Jusqu'à présent, seul un scénario de cycle fonctionnant entre les sources 0 °C et 40 °C a été considéré. La Figure 3-28 permet d'évaluer l'impact de la variation de ces deux températures sur le gain apporté au COP d'une compression adiabatique pour différentes injections d'huile.

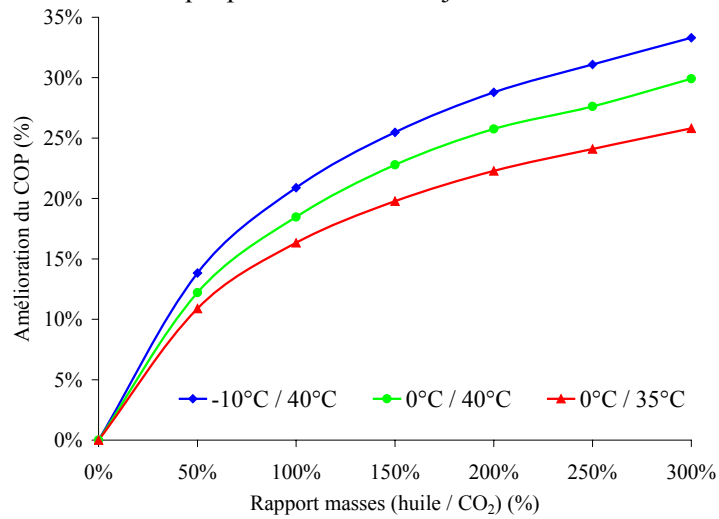


Figure 3-28 : Augmentation du COP pour différentes températures sources.

D'après cette Figure, le COP est d'autant plus augmenté que la température de source froide est basse et que la température de source chaude est élevée. Pour une application de climatisation, cette remarque est intéressante car le dioxyde de carbone est moins compétitif vis-à-vis des fluides de synthèse lorsque la température de source chaude augmente.

Bien entendu, les performances des futurs cycles trans-critiques dépendront du développement des turbines à récupération de travail. Toutefois, comme le montre la Figure 3-29, les gains escomptés avec le développement d'un compresseur refroidi par injection d'huile sont beaucoup plus conséquents.

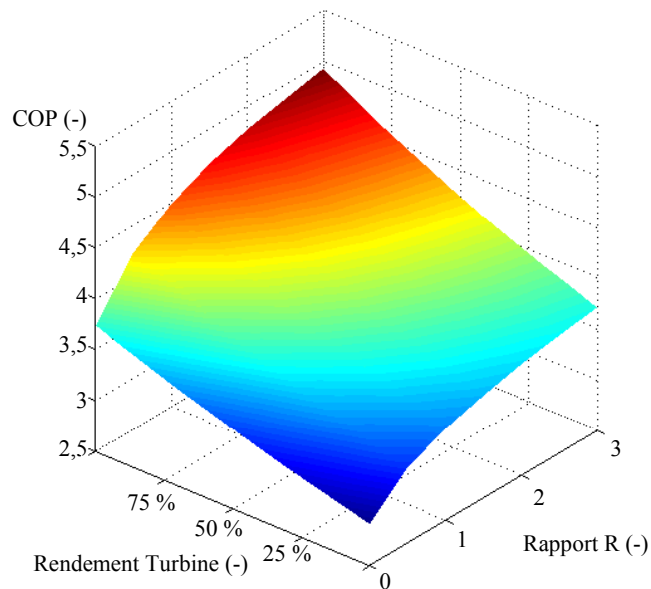


Figure 3-29 : COP optimums en fonction du rendement de turbine et de R ($T_{SC} = 40\text{ °C} / T_{SF} = 0\text{ °C}$).

Cette évaluation est réalisée tout en étant conscient qu'une bonne séparation des deux phases (l'huile et le CO₂) en sortie de compresseur est indispensable, pour rendre cette technique de refroidissement intéressante. En effet, le précédent chapitre a rappelé que la présence d'une quantité d'huile trop importante aux échangeurs dégrade considérablement le coefficient d'échange. Les différentes techniques de séparation sont fondées sur la différence de masse volumique entre le gaz et l'huile et leurs vitesses relatives. Parmi les dispositifs utilisés on trouve la centrifugation, le grossissement des

gouttes (effet gravitaire), la variation de vitesse et le changement de direction, (Meunier et al, 2005). Dans certaines applications, il est possible d'atteindre des taux d'entraînement d'huile inférieur à 10 ppm. S'il est possible de séparer correctement les deux constituants, cela se fait au prix d'une surconsommation énergétique (pertes par friction par exemple) qu'il conviendrait de considérer dans le modèle.

4 Conclusion

Quelle que soit la configuration de cycle, le cycle Type-Carnot appliqué à un fluide "idéal" permet d'obtenir les mêmes performances qu'avec le cycle de Carnot et la prise en considération des propriétés réelles des gaz modifie peu ces résultats. Par conséquent, ce cycle constitué de trois transformations isothermes et d'une seule isentropique peut être une source d'inspiration pour les futures générations de cycles de réfrigération.

Etant donné l'état de l'art pour les deux configurations étudiées, sub-critique et trans-critique, seule l'utilisation du cycle en Type-Carnot en trans-critique paraît pertinente. En effet, les performances des cycles dits conventionnels sont déjà élevées.

Les irréversibilités d'un cycle trans-critique conventionnel sont principalement produites dans le gas-cooler. Celles-ci peuvent être évitées par la mise en place d'un compresseur isotherme en lieu et place du binôme compresseur adiabatique/gas-cooler. C'est pourquoi, dans la seconde partie, l'étude s'est focalisée sur un cycle simplifié à compression isotherme, qui permet toutefois de maintenir un niveau de performance beaucoup plus important que celui du cycle conventionnel, + 59 %. Avec la compression isotherme, le déficit énergétique du CO₂ n'est plus que de 12,5 % par rapport au cycle conventionnel au HFC-134a. Sur une machine réelle, cet écart peut être réduit voire inversé grâce aux meilleurs échanges thermiques proposés par le dioxyde de carbone. Dans ces conditions, les études environnementales ne pourraient être que favorables au CO₂.

A partir de la démonstration que la compression fortement refroidie est propice au cycle trans-critique, il convient de mettre en place des technologies efficaces de refroidissement des gaz pendant leur phase de compression. Trois propositions ont été considérées ici : compression multi-étagée, refroidissement des parois du cylindre et injection d'un liquide incompressible.

- La compression multi-étagée est efficace, mais pour des raisons de technologie, elle semble plus adaptée à un compresseur centrifuge qui délivre d'importantes puissances frigorifiques.
- Le refroidissement du gaz par les parois peut dès à présent être abandonné car les surfaces d'échange ne permettent pas d'extraire suffisamment de chaleur.
- Les résultats obtenus avec l'injection d'une huile sont prometteurs pour les applications de moyennes et petites puissances. En effet, si dans un premier temps on considère que le liquide injecté et le gaz forment un mélange homogène et idéal, alors les performances du cycle trans-critique conventionnel peuvent être améliorées de près de 30 %. Toutefois, nous nous sommes placés dans le cas limite qui, par le caractère idéal du mélange, néglige la résistance thermique due à la convection entre l'huile et le gaz.

Il convient à présent de se focaliser sur cette proposition de refroidissement en intégrant davantage de sens physique à notre évaluation. Aussi, plusieurs technologies de compresseurs doivent être envisagées afin de connaître celle qui est la plus appropriée à ce procédé.

Chapitre 4 : – Simulation numérique d'une compression avec injection d'huile –

Dans le troisième chapitre de ce manuscrit, nous avons supposé qu'il n'y avait pas de résistance thermique lié à l'échange thermique entre le dioxyde de carbone et l'huile. Cela a permis de déterminer un ordre de grandeur de la masse de liquide à injecter dans une chambre de compression pour permettre des économies de travail de compression. Pour se rapprocher de ce cas idéal, il faut être capable d'injecter l'huile sous la forme d'un spray composé de très fines gouttelettes.

Dans ce quatrième chapitre, nous introduirons en premier lieu les mécanismes qui régissent une atomisation afin de savoir si ce procédé est viable pour l'application visée. Ensuite, nous présenterons une étude bibliographique des échanges de chaleur convectifs entre une goutte et un gaz environnant.

Grâce à ces informations, nous pourrons effectuer des simulations sur le compresseur à pistons déjà présenté dans le chapitre 3. Les hypothèses et les différentes équations du modèle seront développées afin de connaître les limites du modèle.

Enfin, les résultats seront exposés puis analysés selon différents critères : diamètre des gouttes, densité d'injecteurs et températures de source.

1	INTRODUCTION A L'ATOMISATION.....	105
1.1	INJECTEURS	105
1.1.1	ORIFICE COURT	105
1.1.2	BUSE A TURBULENCE (PRESSURE-SWIRL).....	105
1.1.3	PARAMETRES INFLUENÇANT L'ATOMISATION	106
1.2	DIAMETRE ET DISTRIBUTION DES GOUTTELETTES	107
1.3	THEORIE DES MECANISMES D'ATOMISATION	112
1.3.1	FRACTIONNEMENT PRIMAIRE : RUPTURE DE JET OU DE NAPPE LIQUIDE	113
1.3.2	FRACTIONNEMENT SECONDAIRE : RUPTURE DE GOUTTES DANS UN GAZ.....	117
2	ECHANGES THERMIQUES DANS UN SPRAY.....	119
2.1	COEFFICIENT D'ECHANGE CONVECTIF	120
2.2	COEFFICIENT DE TRAINEE D'UNE GOUTTE	122
3	MODELE NUMERIQUE.....	126
3.1	BILANS D'ENERGIES.....	126
3.1.1	BILAN ENERGIE SUR LE DIOXYDE DE CARBONE	126
3.1.2	BILAN ENERGIE SUR L'HUILE	128
3.2	BILANS DE MATIERE	129
3.2.1	PHASES D'ASPIRATION ET DE COMPRESSION	129
3.2.2	PHASE DE REFOULEMENT.....	132
4	RESULTATS DE SIMULATION	133
4.1	COMPRESSEUR PISTON	133
4.1.1	COMPRESSION ISENTROPIQUE (REFERENCE).....	133
4.1.2	INJECTION	134
4.2	COMPRESSEUR SCROLL	142
4.2.1	COMPRESSION ISENTROPIQUE (REFERENCE).....	145
4.2.2	INJECTION	145
5	CONCLUSION.....	149

1 Introduction à l'atomisation

L'atomisation d'un liquide correspond au passage d'un volume continu de liquide à un ensemble de gouttes caractérisé par une distribution de tailles et de vitesses. Ce phénomène intervient dans de nombreux domaines et procédés industriels tels que l'injection de carburant dans les moteurs à combustion interne, les chaudières industrielles ou les peintures, et présente une importance capitale. La structure des jets est essentielle pour permettre à ces systèmes d'atteindre des performances maximales. Les références citées dans ce chapitre sont principalement tirées de l'ouvrage de Lefebvre (1989) qui sert de référence en la matière. Elles sont néanmoins répertoriées pour que le lecteur puisse s'y référer directement.

1.1 Injecteurs

Un spray peut être généré de différentes manières, pourvu que la vitesse relative entre un liquide et un gaz soit élevée. Certains injecteurs introduisent le liquide à une vitesse importante dans un milieu gazeux stationnaire ou avec peu de quantité de mouvement. Les exemples les plus connus sont les injecteurs dits à pression ainsi que les injecteurs rotatifs qui éjectent le liquide depuis un disque tournant. L'autre approche consiste à exposer le liquide avec peu de quantité de mouvement avec un flux gazeux à haute vitesse. Cette dernière méthode est utilisée par les injecteurs assistés. Etant donné notre problématique, nous ne considérerons ici que les injecteurs à pression qui transforment une énergie potentielle en énergie cinétique au passage d'un interstice.

1.1.1 Orifice court

La technologie de cet injecteur est simple, peu onéreuse et de faible encombrement. Par conséquent, cette solution offre la possibilité d'avoir une forte densité d'injecteur sur de petites surfaces disponibles. Un simple trou de petit diamètre doit être percé pour permettre d'injecter un jet liquide cylindrique dans un milieu gazeux. La géométrie de ces injecteurs influence la qualité du spray final. Les travaux de Karasawa et al. (1992) cités par Yon (2003) avaient pour objet l'étude de trois types d'injecteur d'eau dans de l'air à pression atmosphérique. Ces configurations d'orifices d'injection sont reportées sur la Figure 4-1.

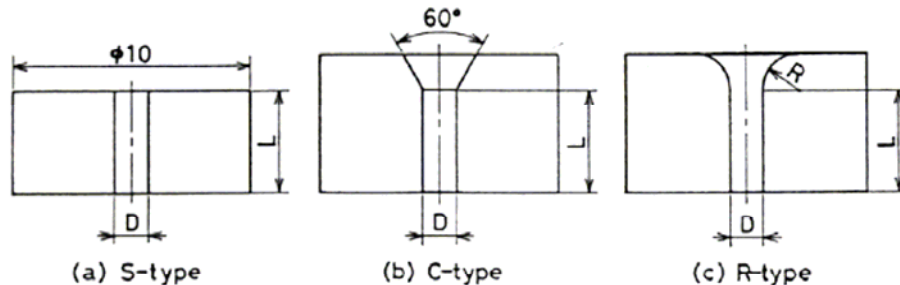


Figure 4-1: Configurations d'orifices d'injection selon Yon (2003).

Le premier injecteur est un simple trou (a), le second (b) possède une entrée à bord conique et le dernier (c) à bord arrondi. A partir d'un rapport L/D critique et à l'exception de l'injecteur (c), la taille des gouttelettes générée par ces injecteurs augmentent. Ce phénomène s'explique par le détachement de l'écoulement de la paroi, favorisé par une géométrie à bord abrupt en entrée d'injecteur. Néanmoins, à vitesse d'injection réelle constante, les plus petits diamètres sont toujours obtenus avec l'injecteur de type (a).

Selon Lefebvre (1989), l'angle du cône formé par le spray en sortie de buse varie de 5° à 15° . Il est légèrement sensible au rapport L/D précédemment cité ainsi qu'à la viscosité et la tension de surface du liquide. La turbulence du jet a tendance à accroître cet angle de dispersion.

1.1.2 Buse à turbulence (Pressure-swirl)

La particularité de cette buse est que le fluide est mis en rotation à l'intérieur même de l'injecteur. Si tout le liquide est soumis à cette contrainte tangentielle alors le cône liquide à la sortie de l'injecteur sera creux. En revanche, si un jet radial est injecté au centre du jet en rotation alors un cône liquide

plein sort de l'orifice circulaire. La pré-rotation du liquide dans l'injecteur crée une rotation de la couronne de liquide en sortie d'injecteur dont l'épaisseur est une dimension caractéristique. Le spray transporte, grâce au swirl, une forte quantité de mouvement qui induit une mise en mouvement importante du gaz environnant. Plus l'épaisseur de la nappe est fine, plus les gouttelettes finales sont petites. Soumise à des perturbations de surface, la nappe liquide se met à osciller de plus en plus et finit par se fragmenter en ligaments qui se fractionnent en fines gouttelettes. Avec les jets coniques creux, l'effet centrifuge a tendance à entraîner les fines gouttes vers le centre du jet et les grosses gouttes vers l'extérieur. En revanche, le jet axial des cônes pleins a tendance à générer des grosses gouttes au centre du jet. D'une manière générale, l'angle du jet à la sortie de la buse est plus important avec les injecteurs à turbulence qu'avec les simples orifices. La Figure 4-2 illustre le mouvement de swirl du liquide dans l'injecteur.

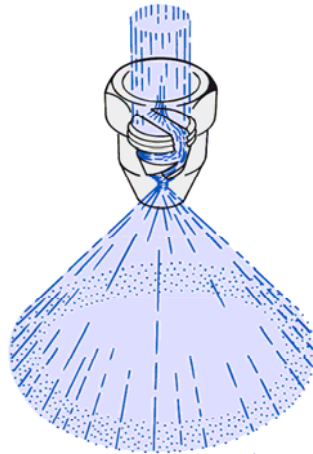


Figure 4-2: Vue en coupe d'un injecteur à turbulence selon Lechler®.

1.1.3 Paramètres influençant l'atomisation

Les performances de chaque type d'injecteur dépendent de leurs tailles, de leurs géométries mais aussi des propriétés thermophysiques des phases dispersée (liquide) et continue (gaz). Les mécanismes responsables de l'atomisation ne sont pas encore parfaitement identifiés mais les recherches ont permis d'aboutir au postulat suivant : la turbulence du liquide joue un rôle prépondérant dans le fractionnement du jet car elle conditionne les effets aérodynamiques à l'interface liquide / gaz.

Dans un écoulement laminaire, le profil de vitesse dans l'injecteur est parabolique. Par conséquent, la différence de vitesse entre le gaz et la couche externe du jet liquide à la sortie de la buse est faible. Il y a alors peu de forces aérodynamiques et la longueur de surface intacte est grande. Cependant, au-delà d'une certaine distance, les effets combinés des forces de tension superficielle et de cisaillement génèrent des perturbations à la surface du jet qui aboutissent à sa fragmentation.

D'après Schweitzer (1937), un jet turbulent se fractionne grâce à la composante radiale de vitesse et la distance nécessaire au gaz pour perturber la surface du jet dépend de la nature de l'écoulement. Dès que le jet quitte l'injecteur, il s'opère un réarrangement du profil de vitesse avec transfert de quantité de mouvement. La forme du profil de vitesse passe de parabolique à aplatie et contribue significativement au développement de perturbations à la surface externe du jet.

Toutefois, les études de Reitz et Bracco (1982) tendent à démontrer qu'un mécanisme ne peut expliquer à lui seul l'atomisation. C'est la combinaison de ces effets qui contribue au processus de fragmentation aérodynamique.

Dans notre cas, l'influence de la pression du gaz environnant est un paramètre à considérer. En théorie, une pression du gaz élevée augmente les forces de friction à l'interface des gouttes, les grosses gouttes deviennent rapidement instables et se désintègrent. Par conséquent, une augmentation de la pression devrait aboutir à une atomisation accrue avec de plus petites gouttelettes (Lefebvre, 1989). Seulement, les expériences reportées dans le Tableau 4-1, n'abondent pas toujours dans le sens de la théorie. Ces résultats proviennent de l'étude bibliographique effectuée lors d'un contrat de recherche confidentiel.

Tableau 4-1: Impact de la pression sur l'atomisation.

Auteurs	Injecteur	Fluide	P (MPa)	Commentaires
De Corso et al. (1960)	Simplex swirl	DF-2 (gazole)	0,1 – 0,8	Ø goutte ↗
Neya & Sato (1968)	Simplex swirl	Eau	0,1 – 5	Ø goutte ↗ Longueur rupture jet ↘
Lefebvre (1989)	Simplex swirl	DF-2 (gazole)	0,1 - 1	0,1 < P (MPa) < 0,3 → Ø goutte ↗ P > 0,3 MPa → Ø goutte ↘
Suh et al. (2009)	Simplex swirl	DME	0,1 - 2	Distance injecteur < 35mm → Ø goutte ↘ Distance injecteur > 35mm → Ø goutte ↗
Shang et al. (1992)			11 - 5	Ø goutte ↗
McCann et al. (1998)	Simplex swirl	Fuel	0,1 – 1,1	Ø goutte ↘
Ingebo (1985)	Orifice	Eau	0,1 – 2,8	Ø goutte ↗
Wang and Ganji (1999)	Simplex swirl	Eau	0,1 - 1	Ø goutte ↗
Yoon (2005)	Simplex swirl	Eau	0,1 - 4	Longueur rupture jet ↘

Ces expériences confirment que l'augmentation de la pression engendre des forces aérodynamiques plus importantes qui réduisent la longueur de rupture de jet. En revanche, le régime d'atomisation n'est pas favorisé et plusieurs des expériences indiquées prétendent au contraire qu'une pression plus élevée fait croître le diamètre des gouttes. Suh et al. (2009) confirment cette tendance mais la pondère par une condition qui peut partiellement expliquer les conclusions des autres auteurs. Selon eux, le diamètre des gouttes diminue jusqu'à une certaine distance du nez de l'injecteur puis augmente par effet de coalescence.

1.2 Diamètre et distribution des gouttelettes

Dans le chapitre 3, nous supposons qu'il n'y avait pas de résistance thermique liée à l'échange thermique entre le dioxyde de carbone et l'huile. L'hypothèse sous-jacente à ce cas limite est que le coefficient d'échange ou la surface d'échange sont infinis. Or comme nous le verrons dans le paragraphe 2, le coefficient d'échange convectif tend vers une valeur limite correspondant à une goutte isolée statique dans un gaz au repos. Par conséquent, la maximisation de la surface d'échange est la seule manière d'intensifier les échanges. Pour cela, il faut à partir des contraintes de l'étude (fluides, géométrie,...), générer un spray composé de gouttelettes les plus fines possible. Il est également important de connaître la répartition de la taille des gouttelettes car une mauvaise distribution devient rapidement préjudiciable aux échanges thermiques. Par exemple, la masse d'une gouttelette de 100 µm est identique à huit gouttelettes de 50 µm, mais sa surface d'échange est 50% inférieure aux huit gouttelettes.

Cette répartition est étudiée à l'aide d'outils statistiques permettant le calcul de la fonction de distribution de taille définie en nombre $f_N(D)$.

$$\frac{dN}{N_{\text{total}}} = f_N(D) \cdot dD \quad (4-1)$$

où dN est le nombre de gouttes contenues dans une tranche de diamètre dD .

Il existe des dispositifs expérimentaux, que nous aborderons dans le cinquième chapitre du manuscrit, capable de fournir des histogrammes représentant le nombre de gouttes pour une tranche d'épaisseur dD . Pour pouvoir utiliser ces relevés dans des modèles numériques, des fonctions de distribution mathématiques sont utilisées pour approcher ces mesures. Plusieurs fonctions sont proposées et le

choix s'effectue en fonction de la forme de l'histogramme expérimental. Les deux principales fonctions sont la loi normale gaussienne et la loi log-normale dont les expressions sont reportées dans les Equations 4-2 et 4-3 puis représentées graphiquement sur la Figure 4-3 :

– loi normale gaussienne :

$$f(D) = \frac{1}{\sqrt{2 \cdot \pi \cdot \sigma}} \exp \left[-\frac{1}{2 \cdot \sigma^2} \cdot (D - \bar{D})^2 \right] \quad (4-2)$$

– loi log-normale :

$$f(D) = \frac{1}{\sqrt{2 \cdot \pi \cdot D \cdot \sigma}} \exp \left[-\frac{1}{2 \cdot \sigma^2} \cdot (\ln D - \bar{D})^2 \right] \quad (4-3)$$

Où \bar{D} représente le diamètre moyen, σ l'écart type du diamètre D par rapport à \bar{D} et σ^2 la variance.

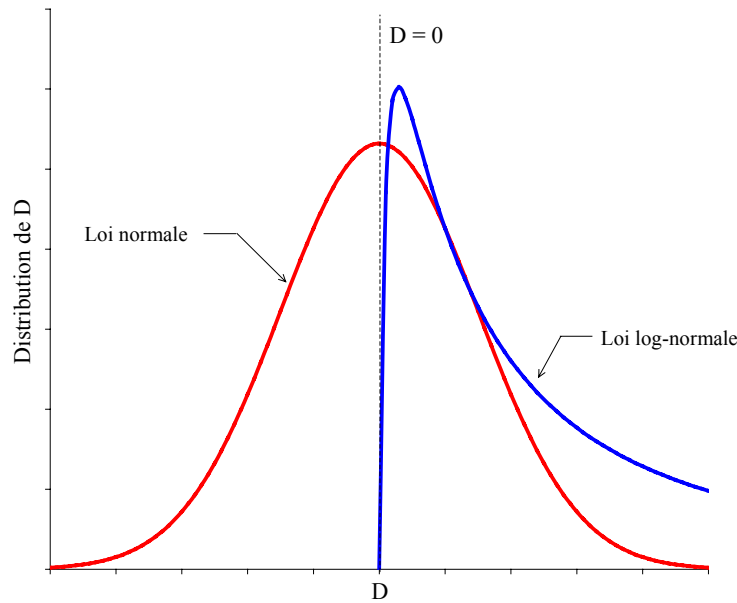


Figure 4-3: Fonctions de distribution normale et log-normale de la grandeur D

On remarque sur la Figure 4-3 que la loi log-normale n'admet pas de valeurs négatives. Pour la présente étude où la grandeur représentée est le diamètre, cela permet de conserver un sens physique au problème. Lorsque aucune des fonctions mathématiques ne permet de représenter correctement la dispersion réelle des gouttelettes, il est préférable d'adopter une corrélation empirique. Le modèle proposé par Nukiyama-Tanasawa est le plus connu et s'exprime selon l'Equation 4-4 :

$$f(D) = a \cdot D^p \cdot \exp(-b \cdot D)^q \quad (4-4)$$

où a, b, p et q sont des constantes obtenues par régression statistique à partir de données expérimentales.

Pour alléger de temps de calcul, la plupart des modèles de transfert de masse ou de chaleur utilisent une valeur moyenne du diamètre plutôt que de prendre en compte la distribution complète des tailles de particule. Le concept de diamètre moyen a été généralisé et sa notation standardisée selon l'équation suivante :

$$D_{a,b}^{a-b} = \frac{\int_{D_{\min}}^{D_{\max}} D_a \cdot f(D) \cdot dD}{\int_{D_{\min}}^{D_{\max}} D_b \cdot f(D) \cdot dD} \quad (4-5)$$

Grâce à cette équation, il est possible de définir différents diamètres représentatifs comme l'indique le Tableau 4-2 :

Tableau 4-2: Diamètres moyens et leurs applications

a	b	Ordre (a+b)	Symbole	Nom du diamètre moyen	Expression	Application
1	0	1	D_{10}	longueur	$\frac{\sum N_i D_i}{\sum N_i}$	comparaison
2	0	2	D_{20}	surface	$\left(\frac{\sum N_i D_i^2}{\sum N_i} \right)^{1/2}$	contrôle surface
3	0	3	D_{30}	volume	$\left(\frac{\sum N_i D_i^3}{\sum N_i} \right)^{1/3}$	contrôle volume
2	1	3	D_{21}	Surface-longueur	$\frac{\sum N_i D_i^2}{\sum N_i D_i}$	absorption
3	1	4	D_{31}	Volume-longueur	$\left(\frac{\sum N_i D_i^3}{\sum N_i D_i} \right)^{1/2}$	évaporation, diffusion
3	2	5	D_{32}	Sauter (SMD)	$\frac{\sum N_i D_i^3}{\sum N_i D_i^2}$	transfert masse et chaleur

Le diamètre de Sauter (SMD) est le plus couramment utilisé dans les problèmes physiques faisant intervenir des échanges de chaleur et / ou de masse. Cette grandeur caractérise le spray comme étant formé de gouttes de diamètre identique et qui ont toutes le même rapport surface sur volume.

Dans la plupart des cas, la distribution des tailles de gouttes peut être décrite de façon suffisante en une fonction de deux paramètres : un diamètre représentatif et une fourchette de tailles. On peut choisir plusieurs diamètres représentatifs :

- $D_{0,1}$ est le diamètre tel que 10% du volume total liquide est contenu dans des gouttes de diamètres inférieurs.
- $D_{0,5}$ est le MMD (Mass Median Diameter) tel que 50% de la masse totale de liquide est contenu dans des gouttes de diamètres inférieurs.
- $D_{0,9}$ est le diamètre tel que 90% du volume total liquide est contenu dans des gouttes de diamètres inférieurs.

Le rapport MMD/SMD est un bon indicateur de la dispersion de taille de goutte. On peut aussi exprimer le facteur de dispersion des tailles de goutte par Δ (RSFⁱ en anglais) :

$$\Delta = \frac{D_{0,9} - D_{0,1}}{D_{0,5}} \quad (4-6)$$

Nous verrons dans la section suivante que les mécanismes de génération de gouttelettes sont complexes et encore mal identifiés. Par conséquent, il n'existe pas d'expression analytique, ni de corrélation générique, qui permettent de calculer correctement la taille des gouttes en fonctions des conditions opératoires.

ⁱ RSF : Relative Span Factor

Il existe de nombreux modèles qui permettent de prédire le diamètre moyen de Sauter. Ces corrélations, principalement développées pour l'injection de carburant dans les moteurs thermiques, dépendent du type d'injecteur utilisé, de sa géométrie ainsi que des propriétés des deux constituants.

Le Tableau 4-3 mentionne quelques-unes de ces corrélations tirées de l'ouvrage de synthèse de Lefebvre (1989) ainsi que les résultats obtenus dans les conditions de notre étude.

Tableau 4-3: Corrélation des SMD pour les deux types d'injecteur.

Auteurs	Equation	SMD (µm)
<u>Injecteur à orifice droit (Plain orifice)</u>		
Merrington et Richardson	$500 \cdot d_o^{1,2} \cdot v_{liq}^{0,2} \cdot u_{liq}^{-1}$	10
Harmon	$3330 \cdot d_o^{0,3} \cdot \mu_{liq}^{0,07} \cdot \rho_{liq}^{-0,648} \left(\sigma \cdot u_{liq} \right)^{-0,15} \cdot \mu_{gaz}^{0,78} \cdot \rho_{gaz}^{-0,052}$	260
Elkobt	$3,08 \cdot v_{liq}^{0,385} \left(\sigma \cdot \rho_{liq} \right)^{0,737} \cdot \rho_{gaz}^{0,06} \cdot \Delta P^{-0,54}$	199
<u>Injecteur à turbulence (pressure swirl)</u>		
Radcliffe	$7,3 \cdot \sigma^{0,6} \cdot v_{liq}^{0,2} \cdot \dot{m}_{liq}^{0,25} \cdot \Delta P^{-0,4}$	34
Jasuja	$4,4 \cdot \sigma^{0,6} \cdot v_{liq}^{0,16} \cdot \dot{m}_{liq}^{0,22} \cdot \Delta P^{-0,43}$	23
Lefebvre	$2,25 \cdot \sigma^{2,25} \cdot \mu_{liq}^{0,25} \cdot \dot{m}_{liq}^{0,25} \cdot \Delta P^{-0,5} \cdot \rho_{gaz}^{-0,25}$	10

Les résultats indiqués dans le Tableau 4-3 ont été obtenus pour les conditions et hypothèses suivantes :

- (i) Le diamètre supposé de l'orifice de l'injecteur (d_o) est de 0,1 mm.
- (ii) Les pressions d'injection et d'ambiance sont respectivement égales à 1 MPa et 3,5 MPa, soit une différence de pression ΔP de 6,5 MPa. Les températures de gaz et d'huile sont égales à 35 °C.
- (iii) Les caractéristiques de l'huile sont celles d'une huile commerciale spécialement développée pour les applications trans-critique au CO₂. Il s'agit de l'huile polyol-ester (POE) RENISO C 85 E de la marque Fuchs® dont les propriétés sont soit tirées de sa propre fiche de renseignement (annexe 6), soit estimées à partir de corrélations (annexe 7).

Les propriétés de l'huile nécessaires au calcul du diamètre moyen de Sauter sont la viscosité cinématique (ν_{liq}) ou dynamique (μ_{liq}), la masse volumique (ρ_{liq}) et la vitesse (u_{liq}) ou le débit massique (\dot{m}). Le gaz environnant dans lequel est injecté l'huile joue un rôle dans l'atomisation. C'est pourquoi sa masse volumique (ρ_{vap}), sa viscosité (μ_{vap}) et la tension de surface (σ) entre le liquide et le gaz peuvent être requis. Une recherche bibliographique n'a pas permis de trouver de données expérimentales sur la tension de surface entre une huile frigorigère et du dioxyde de carbone. En revanche, Czerwonatis et Eggers (2001) ont étudié la tension de vapeur entre une huile végétale et le CO₂ dont les résultats sont reportés sur la Figure 4-4.

La Figure 4-4 représentent les quatre combinaisons possibles d'association d'un des deux liquides (huile ou eau) et d'un des deux gaz (N₂ ou CO₂). De manière générale, la tension de surface est beaucoup plus sensible aux variations de pression du CO₂ qu'à celles du N₂. Aussi, la tension de surface du couple liquide / gaz est plus faible en présence d'huile qu'en présence d'eau et ce, quel que soit le gaz environnant associé. Cela confirme que la tension de surface de l'eau, prise communément égale à 60 mN.m⁻¹, est une valeur élevée. Entre 3,5 et 10 MPa, la tension de surface du couple CO₂ / huile varie entre 10 et 22 mN.m⁻¹ contre 53 et 37 mN.m⁻¹ pour le couple CO₂ / eau. Pour les calculs de diamètre de Sauter, nous avons choisi une tension de surface CO₂ / huile égale à 20 mN.m⁻¹ ($\sigma = 20 \text{ mN.m}^{-1}$).

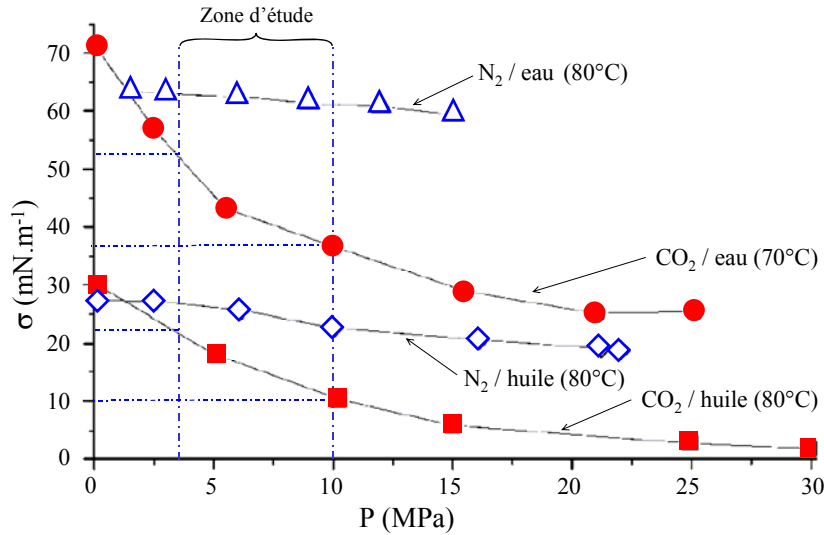


Figure 4-4 : Tension de surface pour le couple CO₂/huile végétale (Czerwonatis et Eggers, 2001)

Les valeurs de diamètre de Sauter, indiquées dans le Tableau 4-3, varient fortement d'une corrélation à l'autre, de 10 μm à 260 μm . Cela démontre qu'il est a priori difficile de prédire correctement la taille des gouttelettes générées par un spray d'huile injecté dans du dioxyde de carbone. Comme les constantes des corrélations sont obtenues par régression à partir de données expérimentales, le domaine de validité de ces corrélations se limite aux conditions expérimentales très différentes de celles de notre étude. Effectivement comme le rappelle le Tableau 4-4, les pressions et les propriétés du couple huile frigorigère / CO₂ présentent des différences par rapport à celles du couple air / gazole d'une application de moteur diesel.

Tableau 4-4 : Tableau comparatif des conditions de fonctionnement et des propriétés des composants pour des applications d'injection d'huile dans un compresseur et de gazole dans un moteur.

Grandeurs	Compresseur frigorigère		Moteur diesel	
	CO ₂	Huile	Air (N ₂)	Gazole
Pression P MPa	3,5	10	3,5	150
Température °C	35	35	560	35
Masse volumique ρ kg.m ⁻³	73	989	13,9	845 ⁱ
Vitesse injection orifice idéal m.s ⁻¹		115		589
Viscosité cinématique ν mm ² .s ⁻¹	0,22	80	2,66	7 ⁱ
Tension de surface σ mN.m ⁻¹		20		27 ⁱ

En effet, la vitesse d'injection au travers d'un orifice idéal, qui dépend essentiellement de la différence entre les deux pressions, est beaucoup plus élevée avec un moteur thermique qu'avec un compresseur (589 m.s⁻¹ contre 115 m.s⁻¹). Ensuite, la masse volumique et la viscosité cinématique de l'air (l'azote pour simplifier) au moment de l'injection, sont respectivement cinq fois plus faible et dix fois plus élevée que celle du dioxyde de carbone en phase d'aspiration. Par conséquent, les différences entre les deux applications sont suffisantes pour ne pas utiliser directement une de ces corrélations dans notre étude.

ⁱ masse volumique et viscosité cinématique selon Fiche de sécurité de Total® et tension de surface selon Lefebvre (1989)

L'angle d'injection est également une caractéristique essentielle du spray qui est généralement corrélé à la longueur de pénétration d'un spray. Plus l'angle est réduit, plus la frontière de la nappe liquide pénètre loin dans le gaz. Cependant, les angles trop importants qui augmentent les risques de projection de liquide sur les parois sont à proscrire. Dans ce cas, la masse n'est pas utile à l'échange thermique entre le dioxyde de carbone et l'huile.

1.3 Théorie des mécanismes d'atomisation

Après avoir décrit brièvement le fonctionnement des principaux injecteurs à pression, nous allons présenter plus en détail les mécanismes qui régissent le procédé d'atomisation. Nous introduirons tout d'abord les différents nombres adimensionnels qui permettent de caractériser les forces en compétition. Ensuite, nous nous intéresserons aux instabilités liquide / gaz qui engendrent la première atomisation et qui sont différentes selon que l'on utilise un simple orifice ou une buse à cône creux. Enfin, nous traiterons de la seconde atomisation qui fractionne les gouttes formées lors de la première atomisation en gouttelettes plus fines, jusqu'à ce que leur taille soit inférieure à une taille critique.

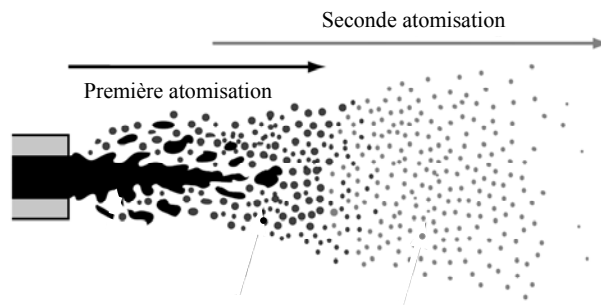


Figure 4-5: Représentation des atomisations primaire et secondaire (De Luca, 2007)

Dans ce manuscrit, nous ne nous intéresserons qu'aux cas où le liquide n'est pas soumis à ébullition. En effet, les conditions opératoires de notre application ne permettent pas de vaporiser l'huile injectée dans le dioxyde de carbone.

Les nombres adimensionnels utilisés dans le domaine de l'atomisation sont au nombre de trois, le nombre de Weber, de Reynolds et d'Ohnesorge.

Le nombre de Weber représente le rapport entre forces d'inertie et de tension interfaciales. Il caractérise la capacité d'une goutte ou d'un jet à résister aux forces aérodynamiques grâce aux forces de tension de surface.

$$We = \frac{\text{Forces aérodynamiques}}{\text{Forces de tension de surface}}$$

Pour une goutte, le nombre de Weber gazeux caractérise la capacité de la goutte à résister aux forces aérodynamiques exercées par le gaz environnant. Il est défini selon l'Equation 4-7.

$$We_{\text{gaz}} = \frac{\rho_{\text{gaz}} \cdot (u_{\text{liq}} - u_{\text{gaz}})^2 \cdot d}{\sigma} \quad (4-7)$$

où d est la longueur caractéristique de la goutte, i.e. son diamètre.

Il existe aussi une définition du nombre de Weber pour le jet de liquide. Cette définition est donnée par l'Equation 4-8 :

$$We_{\text{liq}} = \frac{\rho_{\text{liq}} \cdot u_{\text{liq}}^2 \cdot d_o}{\sigma} \quad (4-8)$$

où u_{liq} est la vitesse du jet et d_o son diamètre.

Le nombre de Reynolds représente le rapport entre forces d'inertie et forces visqueuses, ou le rapport (qualitatif) du transfert par convection sur le transfert par diffusion de la quantité de mouvement.

$$Re = \frac{\text{Forces aérodynamiques}}{\text{Forces viscosité}}$$

Pour une goutte de diamètre d , le nombre de Reynolds gazeux correspond au rapport des forces aérodynamiques externes sur les forces de viscosité du gaz. Il caractérise l'écoulement gazeux autour de la goutte et se définit selon l'Equation suivante :

$$Re_{\text{gaz}} = \frac{\rho_{\text{gaz}} \cdot (u_{\text{liq}} - u_{\text{gaz}}) \cdot d}{\mu_{\text{gaz}}} \quad (4-9)$$

De la même manière que pour le nombre de Weber, il existe un nombre de Reynolds relatif au jet de liquide :

$$Re_{\text{liq}} = \frac{\rho_{\text{liq}} \cdot u_{\text{liq}} \cdot d_o}{\mu_{\text{liq}}} \quad (4-10)$$

Le nombre d'Ohnesorge représente le rapport de la force de viscosité interne de la goutte sur les forces de tension superficielle et aérodynamique. Il caractérise la capacité d'une goutte à résister à la collision par dissipation visqueuse de l'énergie cinétique. Il est défini de la façon suivante.

$$Oh = \frac{\text{Forces viscosité liquide}}{\text{Forces aérodynamique liquide}^{1/2} \cdot \text{Forces tension surface}^{1/2}}$$

$$Oh = \frac{\sqrt{We_{\text{liq}}}}{Re_{\text{liq}}} = \frac{\mu_{\text{liq}}}{\sqrt{\rho_{\text{liq}} \cdot \sigma \cdot d}} \quad (4-11)$$

où d représente la grandeur caractéristique du jet (typiquement le diamètre)

1.3.1 Fractionnement primaire : Rupture de jet ou de nappe liquide

Dans cette section, nous nous intéresserons aux instabilités liquide / gaz pour un jet ou pour une nappe de liquide. Ces deux configurations interviennent lors d'une injection au travers d'un simple orifice pour le premier et d'une buse à turbulence pour le second.

1.3.1.1 Fractionnement d'un jet cylindrique

Lorsqu'un jet continu de liquide sort sous la forme cylindrique d'un orifice, des forces s'exercent sur la surface du jet et ont tendance à le perturber et le faire osciller. Lorsque les conditions sont favorables, ces oscillations s'intensifient et le jet liquide se désintègre en gouttelettes. C'est ce qu'on appelle l'atomisation primaire. Nous verrons plus tard que les gouttelettes de taille trop importante se désintègrent à nouveau en de plus fines gouttelettes lors d'une atomisation secondaire.

Dans ses travaux de thèse, Reitz (1978) fut un des premiers à proposer une caractérisation de rupture de jet cylindrique. La Figure 4-6 est une représentation qualitative de la courbe de stabilité d'un jet qui corrèle la longueur de rupture de jet (L_R) à la vitesse initiale d'un jet. Les vitesses de jet infiniment petites correspondent à des régimes de goutte à goutte tandis que pour les vitesses d'injection plus importantes, quatre modes de désintégration de jet sont identifiés.

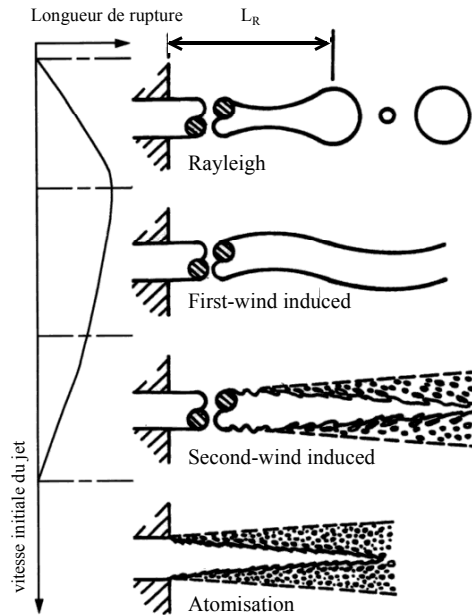


Figure 4-6: Courbe de stabilité d'un jet et modes de désintégration d'un jet d'après Faeth (1990)

a) Régime de Rayleigh

Comme l'indique la Figure 4-6, le régime de Rayleigh intervient à faible vitesse d'injection. La rupture du jet s'opère à une très grande distance du nez de l'injecteur et croît au fur et à mesure que la vitesse augmente.

Le mécanisme de rupture qui pilote ce type d'écoulement est la force de tension de surface. Elle crée des ondes superficielles qui s'amplifient le long du jet. Lorsque ces ondes atteignent une amplitude critique, le jet se brise et des gouttes de tailles supérieures au diamètre du jet apparaissent.

b) Régime First Wind-Induced Breakup

Le régime first wind-induced breakup intervient à des vitesses d'injection plus élevées que précédemment. C'est le premier régime de rupture qui fait intervenir des forces aérodynamiques, tandis que la force de tension de surface joue plus un rôle d'atténuation que de déstabilisation. Cette fois, la longueur de rupture du jet diminue avec l'accroissement de la vitesse d'injection. Toutefois cette longueur de rupture demeure relativement élevée si on la compare au diamètre de l'injecteur. Les gouttelettes générées ont un diamètre voisin de celui de l'injecteur.

c) Régime Second Wind-Induced Breakup

Le régime second wind-induced breakup intervient pour de fortes vitesses relatives entre le liquide et le gaz environnant. Des instabilités de faible longueur d'onde se développent à la surface du jet et sont arrachées du fait des forces aérodynamiques. La rupture du jet est observée à une distance très faible, de l'ordre de quelques diamètres d'injection tandis que les gouttes liquides formées ont un diamètre inférieur à celui de l'orifice d'injecteur.

d) Régime d'atomisation

Pour le régime d'atomisation, la rupture du jet intervient dès la sortie de l'injecteur pour former des gouttelettes extrêmement fines.

Une cartographie des régimes de fractionnement d'un jet cylindrique a été proposée par Reitz (1978). Ces quatre régimes, décrits ci-dessus, qui dépendent des caractéristiques du liquide et de la vitesse d'injection sont reportés sur la Figure 4-7.

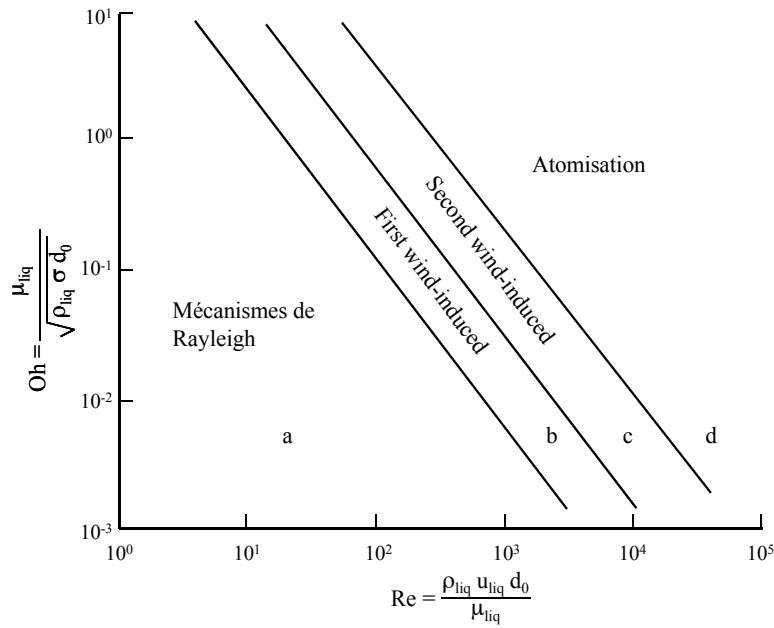


Figure 4-7: Classification des modes de désintégration selon Reitz (1978)

Sur cette Figure 4-7, on remarque qu'un régime d'atomisation est favorisé par des nombres adimensionnels de Reynolds et d'Ohnesorge élevés. En d'autres termes, cela revient à maximiser leur produit. Il se résume à l'expression de l'Equation 4-12.

$$Oh \cdot Re = \sqrt{\frac{\rho_{liq} d_0}{\sigma}} \cdot u_{liq} \quad (4-12)$$

Cette expression du produit (Oh·Re) confirme que contrairement aux forces visqueuses, la vitesse d'injection joue un rôle essentiel dans le fractionnement d'un jet liquide. Il est donc important de connaître l'écoulement dans l'injecteur de manière à prédire correctement le développement des instabilités linéaires du jet. Pour une géométrie donnée (d_0), l'augmentation de la masse volumique du liquide et la diminution de la tension de surface favorise l'atomisation.

Les cartographies illustrées sur les Figures 4-8 et 4-9 ont été proposées respectivement par Faeth (1990) et Reitz (1978). Elles représentent un nouveau classement des régimes de fractionnement qui prend en compte le milieu dans lequel est injecté le liquide. Pour ce faire, Faeth propose de remplacer en abscisse le nombre Reynolds du liquide par le nombre de Weber relatif au gaz (We_g). L'approche plus qualitative de Reitz consiste à ajouter un troisième axe à la Figure 4-8 faisant apparaître le rapport des masses volumiques du gaz et du liquide.

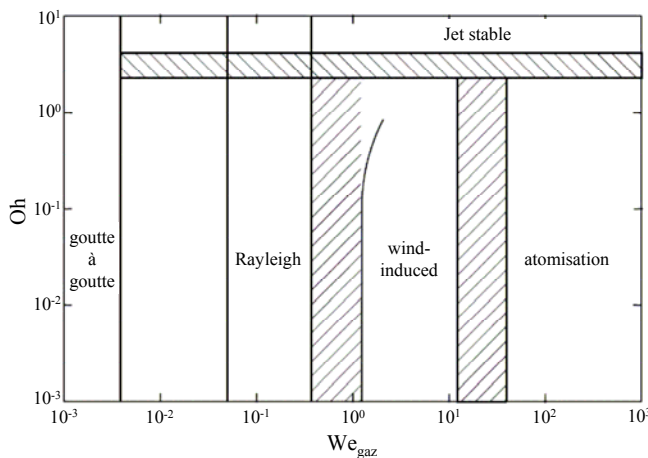


Figure 4-8: Classification des modes de désintégration selon Faeth (1990)

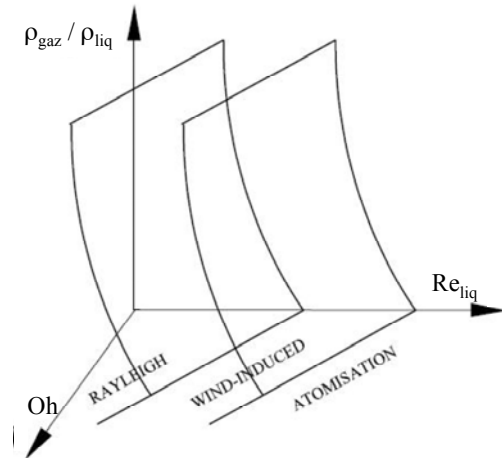


Figure 4-9: Classification des modes de désintégration selon Reitz (1978)

On remarque sur les deux figures que les auteurs s'accordent à dire que l'atomisation est favorisée par dans une phase continue gazeuse dense, i.e. à masse volumique élevée. De ce strict point de vue et comparativement à une application d'injection dans un moteur diesel, notre application est propice à l'atomisation car le rapport de masses volumiques ($\rho_{\text{gaz}} / \rho_{\text{liq}}$) est 4,5 fois plus élevé (valeurs prises dans le Tableau 4-4) que celui du couple air / gazole. Toutefois, le comportement du jet est perturbé par la géométrie interne de l'injecteur qui n'est pas prise en compte dans ces classifications.

1.3.1.2 Fractionnement d'un jet conique creux

Comme nous avons pu le voir, un atomiseur turbulent efficace génère un jet conique creux peu pénétrant qui facilite le mélange du liquide avec le gaz. La présence de gaz au cœur du cône produit un film, ou une nappe de liquide, de faible épaisseur qui favorise l'atomisation finale. Arbeu (2004) fait une synthèse des travaux expérimentaux de Ballester et Dopazo (1996) et de Cousin et al. (1999) qui ont caractérisé les différents régimes d'écoulement d'un injecteur à cône creux. Les premiers ont identifié six régimes d'écoulement tandis que les seconds en ont trouvé cinq qui sont représentés sur la Figure 4-10. Il semble que cette différence aux faibles régimes de vitesses provienne des dissemblances de condition expérimentale et notamment des propriétés des liquides utilisés. A vitesse plus élevée, les effets visqueux deviennent de plus en plus faibles comparés aux effets aérodynamiques et tous les auteurs retrouvent les mêmes comportements : (c), (d) et (e).

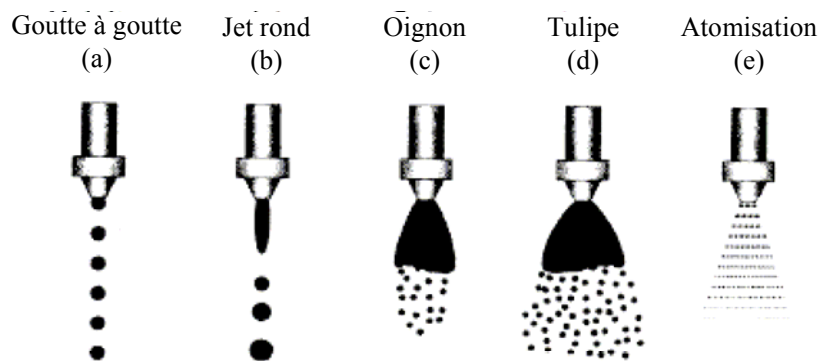


Figure 4-10: Régime d'écoulement d'un injecteur à cône creux selon Cousin et al. (1999)

Ballester et Dopazo (1996) ont mené des études expérimentales sur le système qui ont permis de montrer l'influence de la différence de pression, entre le liquide injecté et le gaz, sur les régimes d'écoulement :

c) Régime oignon

A partir d'une certaine différence de pression, $\Delta P > 1,5$ MPa dans leurs conditions, la composante tangentielle de l'écoulement est assez grande pour créer un gradient radial de pression. Il est suffisant pour créer une zone de re-circulation de gaz au centre du jet (air-core en anglais). Un jet conique creux peut être observé et se développe jusqu'à ce que les forces de tension de surface le referme (régime oignon ou bulle). De grosses gouttes se forment au commencement de la convergence du jet.

d) Régime tulipe

Pour des différences de pression légèrement supérieures, $\Delta P > 1,6$ MPa dans leurs conditions, la vitesse de la nappe liquide est suffisante pour permettre un rétrécissement significatif de l'épaisseur de la nappe. Pour ce régime, on observe un angle du jet plus grand que pour le régime précédent. La nappe liquide est fragmentée avant que le jet ne converge. On observe encore des ondes sinusoïdales à la surface du jet qui grandissent jusqu'à la rupture de la nappe en ligaments, qui se brisent eux-mêmes en gouttelettes.

e) Régime atomisation

Enfin, pour des différences de pression encore plus élevées, $\Delta P > 2$ MPa dans leurs conditions, la rupture du jet conique creux se produit dès la sortie de l'injecteur. On observe encore des filaments liquides, mais la taille des gouttes observée en aval est beaucoup plus petite que dans le cas précédent.

1.3.2 Fractionnement secondaire : Rupture de gouttes dans un gaz

Les mécanismes d'atomisation, à la suite de l'interaction entre un liquide et un gaz environnant, sont nombreux. La scission des gouttes grossières en fin de désintégration sous l'action des forces aérodynamiques en fait partie et constitue la seconde phase de l'atomisation. Une goutte qui se déplace dans une atmosphère gazeuse et dans un gradient de pression, échange de la quantité de mouvement (traînée) avec cette dernière, ce qui peut la déformer. Si le mouvement relatif est suffisant, on peut atteindre un régime dans lequel la tension superficielle ne réussit plus à maintenir la cohésion de la goutte, qui se fragmente alors en gouttes plus petites. Une goutte plus petite possède une tension superficielle plus élevée à laquelle est associée une pression. Pour une goutte sphérique, cette pression de tension de surface s'écrit selon l'Equation 4-13 :

$$P_{\sigma} = \frac{4 \cdot \sigma}{D} \quad (4-13)$$

La fragmentation se poursuit jusqu'à ce que la tension superficielle soit suffisante pour contrecarrer le pouvoir déstabilisateur du gaz environnant. Dans ces conditions d'équilibre, la pression interne (P_I) en tout point de la surface de la goutte est égale à la somme des pressions extérieure aérodynamique (P_A) et de tension de surface (P_{σ}) de telle sorte que :

$$P_I = P_A + P_{\sigma} \quad (4-14)$$

A partir de ces considérations on peut introduire les notions de diamètre critique et de délai de fragmentation. Le nombre adimensionnel qui compare la pression aérodynamique et la pression due à la tension superficielle est, à un facteur $8/C_x$ près, le nombre de Weber de la goutte. Les gouttes se fragmentent jusqu'à ce que les forces dues à la tension superficielle soient égales aux forces aérodynamiques. Le diamètre critique théorique, d_{\max} (celui des plus grosses gouttes stables) est donc donné par l'Equation 4-15 où C_x est le coefficient de traînée de la goutte :

$$We_{\text{crit}} = \frac{8}{C_x} \quad \text{et} \quad d_{\max} = \frac{8 \cdot \sigma}{C_x \cdot \rho_{\text{gaz}} \cdot (u_{\text{liq}} - u_{\text{gaz}})^2} \quad (4-15)$$

D'après les références citées par Lefebvre (1989), le nombre de Weber critique varie, selon la nature des fluides utilisés lors des expériences, entre 7,2 et 16,8.

Puisque la viscosité a tendance à stabiliser les gouttes, elle est prise en compte par le biais du nombre d'Ohnesorge et s'exprime comme l'indique l'Equation 4-16, en fonction du nombre de weber critique pour une viscosité nulle (We^*).

$$We_{\text{crit}} = We^* \cdot (1 + f(\text{Oh})) \quad (4-16)$$

La formulation de l'Equation 4-17 a une incertitude évaluée à 20%.

$$We_{\text{crit}} = We^* \cdot (1 + 14 \cdot \text{Oh}) \quad (4-17)$$

Hsiang et Faeth (1995) ont réalisé une synthèse des études de mécanismes de désintégration d'une goutte en gouttelettes plus fines. Cette opération se renouvelle jusqu'à ce que les forces de tension de surface exercées sur les gouttelettes finales soient supérieures aux forces extérieures. A partir de données expérimentales collectées dans la littérature, Piltch et Erdman (1987) ont identifié cinq mécanismes de désintégration fonction du nombre de Weber du gaz et qui sont illustrés sur la Figure 4-11.

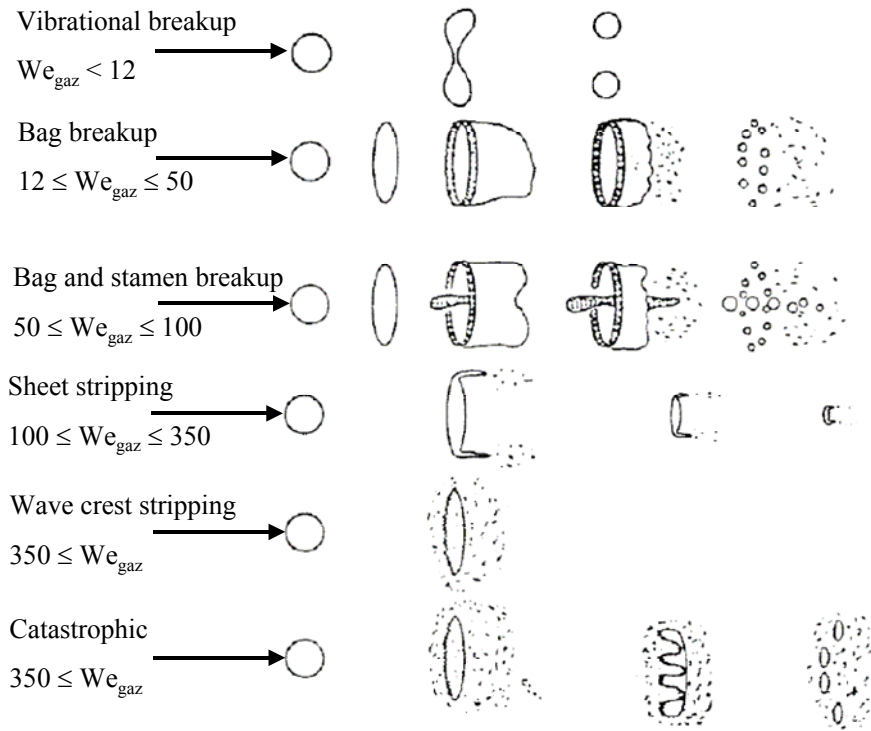


Figure 4-11: Mode de fractionnement de goutte secondaire (Piltch et Erdman, 1987).

a) Vibrational breakup ($We_g \leq 12$)

Un petit nombre de grands fragments sont produits. Le délai de rupture est important par rapport aux mécanismes suivants et les gouttelettes formées ont un diamètre important.

b) Bag breakup ($12 < We_g < 50$)

Un sac creux de fine épaisseur se forme au centre de la goutte puis fini par se percer en aval pour ne laisser apparaître qu'un anneau qui se désintègre à son tour.

c) Bag-and-stamen ($50 < We_g < 100$)

Ce mode de désintégration est similaire au précédent, sauf qu'une colonne de liquide se forme dans l'axe de l'écoulement. Le sac se rompt suivi par la colonne de liquide et l'anneau.

d) Sheet stripping ($100 < We_g < 350$)

La goutte cylindrique s'étire sur sa périphérie en une fine nappe de liquide. Elle se désintègre rapidement et progressivement en raison des instabilités environnantes.

e) Wave crest stripping et catastrophic breakup ($We_g \geq 350$)

Des vaguelettes de fortes amplitudes et de courtes longueurs d'onde se forment sur la face exposée à l'écoulement. Les crêtes des vaguelettes sont continuellement érodées sous l'action de l'écoulement. Finalement, des vaguelettes de fortes amplitudes et de fortes longueurs d'onde pénètrent la gouttelette, la déstabilisent et génèrent des fragments de liquide. Ces derniers finissent par se désintégrer, c'est ce que l'on appelle la rupture chaotique.

Comme un spray est constitué de gouttes de différents diamètres, la collision entre deux gouttes est inévitable et peut aboutir à différents scénarii : le rebond des gouttes, la coalescence, la perturbation et la fragmentation. Ces quatre possibilités ont été étudiées par Orme (1997) dont voici les représentations graphiques.

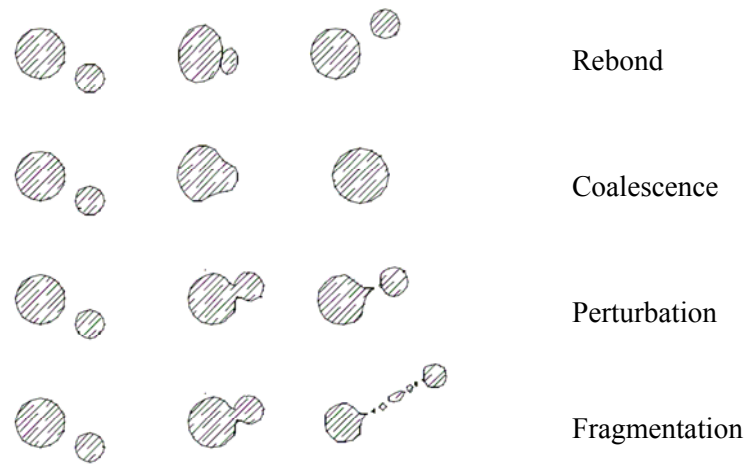


Figure 4-12: Résultats d'une collision entre deux gouttes (Orme, 1997)

Ces mécanismes décrits ci-dessous sont ceux d'un écoulement uniforme et ne sont pas valables pour les écoulements fortement turbulents où la répartition de la pression dynamique exercée sur la surface de la goutte est fortement hétérogène.

a) Rebond

L'énergie de la collision n'est pas suffisante pour expulser le film de gaz entre les deux gouttes. Outre leurs vitesses, les propriétés de chacune des gouttes ne sont pas affectées.

b) Coalescence

Cette fois, l'énergie est suffisante pour éliminer le film de gaz mais également de l'énergie de tension de surface de chaque goutte. En revanche, elle n'est plus suffisante pour venir à bout de la tension de surface de la nouvelle goutte de gros diamètre.

c) Perturbation

Dans ce cas l'énergie est suffisante pour vaincre cette tension de surface. Par conséquent les gouttes ont momentanément coalescé puis se fractionnent pour retrouver leur forme originelle. En revanche, pendant cette perturbation elles ont toutes deux perdu de la vitesse.

d) Fragmentation

Le niveau d'énergie est tellement élevé que la coalescence subit une rupture chaotique en de nombreuses petites gouttelettes.

Dans notre application, la concentration de la phase dispersée (l'huile) peut être importante. Dans le chapitre 3, les concentrations maximales d'huile massique et volumique du cas le plus favorable énergétiquement (+ 30,8 % sur le COP) étaient respectivement de 75 % et 50 %. Ajouté à cela le fait que les gouttelettes ont des profils de vitesse différents, les probabilités de collisions entre les gouttes sont importantes. Seulement au stade préliminaire de cette étude, ces collisions ne seront pas prises en compte et les résultats obtenus constitueront un cas idéal.

2 Echanges thermiques dans un spray

Jusqu'ici, les estimations des performances énergétiques reposaient sur l'hypothèse que l'huile et le dioxyde de carbone étaient à l'équilibre thermique. Le modèle développé dans ce chapitre est plus complet et la résistance thermique entre le CO₂ et l'huile sera prise en compte. Les mécanismes d'échange thermique sont principalement convectifs et, puisque les différences et leurs niveaux de température sont faibles, les effets radiatifs sont négligés.

La surface totale disponible pour l'échange de chaleur entre l'huile et le CO₂ est fortement tributaire du diamètre moyen des gouttelettes sphériques générées. Comme démontré en annexe 5 pour une

même masse injectée, la surface d'échange totale est doublée chaque fois que le diamètre est réduit de moitié. Comme il est difficile de prédire le diamètre des gouttes d'huile injectées dans un compresseur au CO₂, le diamètre fera l'objet d'une étude de sensibilité. Cette étude paramétrique permettra de fixer l'ordre de grandeur de la taille de gouttelette recherchée.

Le coefficient d'échange convectif est tout aussi important dans la détermination de la puissance instantanée d'extraction. Il dépend des propriétés de l'huile et du CO₂ mais aussi du type d'écoulement, par conséquent de la vitesse relative entre le gaz et les gouttelettes.

Dans cette section, deux recherches bibliographiques ont été menées : la première sur les coefficients d'échanges convectifs puis une seconde sur le coefficient de traînée d'une goutte qui permettra de déterminer son profil de vitesse depuis son injection jusqu'à ce qu'elle rencontre un obstacle ou qu'elle soit refoulée à l'extérieur du compresseur.

2.1 Coefficient d'échange convectif

Pour une goutte immobile placée dans un fluide au repos, l'échange de chaleur entre le liquide et le gaz se fait par conduction comme illustré sur la Figure 4-13. La température à la surface de la goutte est notée T_{liq} et la température homogène du gaz T_{gaz}. L'introduction de ce cas particulier va permettre de mieux comprendre la forme des différentes corrélations d'échange convectif qui seront présentées par la suite.

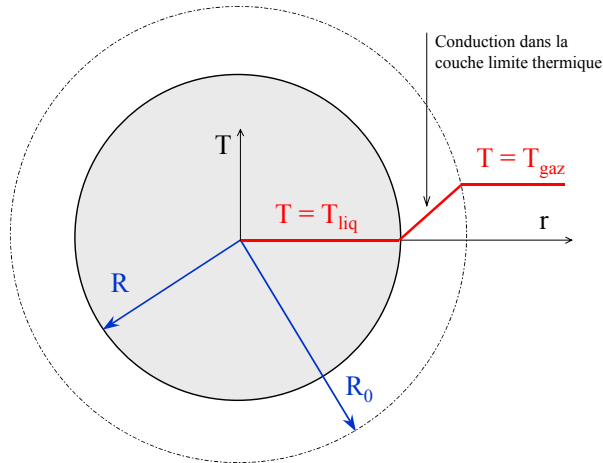


Figure 4-13: Echange de chaleur par conduction d'une goutte en stagnation

Le flux thermique exprimé par l'Equation 4-18 est la version simplifiée de la loi de Fourier appliquée à une sphère qui propage la chaleur de manière concentrique.

$$\dot{Q} = 4 \cdot \pi \cdot r^2 \cdot \lambda_{gaz} \cdot \frac{dT}{dr} \quad (4-18)$$

Cette équation peut être intégrée entre la frontière de la goutte ($r = R$ et $T = T_{liq}$) et une surface fictive dans le milieu gazeux ($r = R_0$ et $T = T_{gaz}$). En combinant cette intégrale avec la définition du coefficient d'échange de chaleur (h), il en résulte l'Equation 4-19.

$$\dot{Q} = \frac{4 \cdot \pi \cdot R \cdot \lambda_{gaz}}{1 - R/R_0} \cdot (T_{liq} - T_{gaz}) = 4 \cdot \pi \cdot R^2 \cdot h \cdot (T_{liq} - T_{gaz}) \quad (4-19)$$

Lorsque R_0 tend vers l'infini, i.e. que l'on s'éloigne de la surface de la goutte, le groupement $(h \cdot R / \lambda_g)$ tend vers 1 et le nombre adimensionnel de Nusselt tend vers 2.

Différentes corrélations ont été proposées pour la détermination du coefficient d'échange convectif entre une sphère en déplacement et un fluide au repos. Ces corrélations dépendent du type d'écoulement (Reynolds) et des propriétés de la phase continue (Prandtl). Les propriétés de ces nombres de Nusselt, de Reynolds et de Prandtl sont calculées à partir de la température du gaz. Pour l'application huile / CO₂, les propriétés du gaz varient du point d'aspiration (3,5 MPa / 40 °C) à un point de refoulement (10 MPa) compris entre 40 °C et 120 °C. Pour les gouttes de diamètre inférieur à 100 μm, ces conditions d'utilisation correspondent à des plages de nombres adimensionnels compris entre 10 et 50000, pour le nombre de Reynolds, et entre 0,94 et 3,79, pour le nombre de Prandtl.

Dans tout le travail bibliographique réalisé, la corrélation de Ranz et Marshall (1952) est celle qui est la plus souvent citée par les auteurs, et ce pour des applications variées : par exemple, Ramasamy et Selvarajan (1999) pour de l'injection plasma ou bien encore Mankad et al. (1997) pour des lits fluidisés.

Ils étudièrent de manière expérimentale les paramètres qui influencent l'évaporation d'une goutte de liquide pur et l'évaporation d'une goutte d'eau contenant des particules solides dissoutes. Les gouttes étudiées avaient un diamètre compris entre 0,6 - 1,1 mm et la température de l'air pouvaient atteindre 220 °C. Ils mirent en évidence que les équations de transfert de masse et de chaleur s'écrivaient sous la même forme et que leurs constantes étaient aussi identiques. Pour la contribution sensible, qui correspond à notre application, le coefficient d'échange convectif est donné par l'Equation 4-20.

$$Nu = 2 + 0,6 \cdot Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3} \quad (4-20)$$

avec : $0,6 < Prandtl < 400$ et $10 < Reynolds < 7 \cdot 10^4$

La corrélation antérieure de Frössling (1938) est identique à celle de Ranz et Marshall à l'exception de la constante principale. Des conditions expérimentales différentes ont conduit à déterminer une constante égale à 0,552 plutôt que 0,6 avec Ranz-Marshall.

Parmi les corrélations régulièrement citées, on retrouve également celle de Whitaker (1972). Sa corrélation, indiquée par l'Equation 4-21, se base sur des données expérimentales issues de la littérature portant sur des sphères d'aciers immergées dans de l'eau, de l'huile et de l'air.

$$Nu = 2 + \left(0,4 \cdot Re^{1/2} + 0,06 \cdot Re^{2/3} \right) \cdot Pr^{0,4} \cdot \left(\frac{\mu_{gaz}}{\mu_{liq}} \right)^{1/4} \quad (4-21)$$

avec : $0,71 < Prandtl < 380$ et $3,5 < Reynolds < 7,6 \cdot 10^4$

Dans son analyse, il rappelle que le transfert de chaleur d'une sphère vers l'extérieur se fait parallèlement selon deux processus :

- (i) La couche limite laminaire, dont il propose une contribution au nombre de Nusselt de la forme $Re^{1/2} Pr^{0,4}$.
- (ii) Le sillage de la goutte, dont il propose une contribution au nombre de Nusselt de la forme $Re^{2/3} Pr^{0,4}$.

Mais le principal changement par rapport aux précédentes références est que la corrélation prend également en compte la différence de viscosité dynamique entre le gaz (μ_{gaz}) éloigné de la goutte et celui au voisinage de sa surface (μ_l). Selon l'auteur, la dispersion des données expérimentales autour de la corrélation est inférieure à $\pm 30\%$.

Melissari et Argyropoulos (2005) ont étudié le transfert thermique d'une sphère immergée dans différents fluides allant du sodium liquide ($Pr \approx 0,003$) à de l'eau ($Pr \approx 10$) sachant que le Prandtl de l'air atmosphérique est d'environ 0,7. A partir de données expérimentales de différentes sources, ils ont proposé la corrélation suivante :

$$Nu = 2 + 0,47 \cdot Re^{1/2} \cdot Pr^{0,36} \quad (4-22)$$

avec : $10^{-3} < Prandtl < 10$ et $100 < Reynolds < 5 \cdot 10^4$

Les corrélations disponibles dans la littérature sont nombreuses, quelques-unes d'entre elles sont reportées en Annexe 2. Certaines n'ont pas la forme précédemment annoncée car l'application peut être particulière (fusion d'une bille dans un métal liquide) ou le domaine de validité restreint afin d'améliorer la précision. Ce dernier point a permis d'exclure toutes les équations pour lesquelles les domaines de validité de Prandtl et Reynolds ne sont pas en adéquation avec ceux requis pour l'étude. Au final, des 30 corrélations initialement recensées, seulement quatre se situent dans les domaines d'étude des nombres de Reynolds et de Prandtl.

Les Figures 4-14 et 4-15 représentent des évolutions du nombre de Nusselt d'une goutte de 100 μm en fonction du nombre de Reynolds pour les quatre corrélations retenues. Elles représentent respectivement des conditions d'une phase d'aspiration de CO_2 par un compresseur (3,5 MPa / 40 °C) et de compression (8 MPa / 40 °C). Pendant l'aspiration, la valeur du nombre de Prandtl est celle d'un gaz type ($\text{Pr} = 0,95$) et elle se rapproche d'une valeur typique de liquide lors d'une compression isotherme ($\text{Pr} = 2,61$).

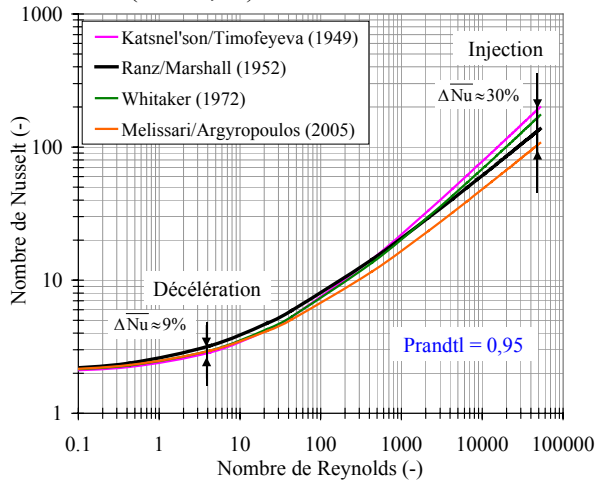


Figure 4-14: Nusselt d'une goutte de diamètre 100 μm pendant la phase d'aspiration (3,5 MPa / 40 °C \Rightarrow $\text{Pr} = 0,95$)

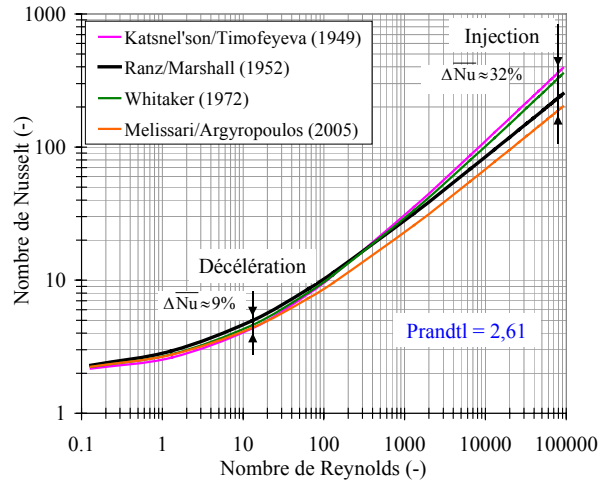


Figure 4-15: Nusselt d'une goutte de diamètre 100 μm pendant la phase de compression (8 MPa / 40°C \Rightarrow $\text{Pr} = 2,61$)

Les valeurs moyennes du nombre de Nusselt obtenues avec ces quatre corrélations varient selon les conditions opératoires de 5 à 284. Malgré le large spectre d'utilisation de ces équations génériques, la dispersion autour des valeurs moyennes prédites ne varie que de 9 % à 32 %, ce qui reste suffisant pour ce travail exploratoire.

Les plus importantes valeurs moyennes sont observées pour de forts nombres de Reynolds, i.e. à la sortie de l'injecteur lorsque la vitesse des gouttes d'huile est maximale. Malgré une vitesse théorique initiale de goutte plus importante en phase d'aspiration que pendant la compression (115 $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ contre 63 $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$), le nombre de Nusselt est plus petit ($\text{Nu} = 150$ contre 283). Les variations importantes des propriétés du dioxyde de carbone sont à l'origine de ce phénomène. Premièrement, le nombre de Prandtl, qui dépend uniquement des propriétés du dioxyde de carbone, est plus faible pendant l'aspiration (0,95 contre 2,61). Deuxièmement, comme la masse volumique des gaz aspirés est quatre fois plus faible qu'au point de compression étudié (70 $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ contre 280 $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$), le régime d'écoulement des gouttes y est donc beaucoup moins turbulent ($\text{Re} = 50000$ contre 82000).

Les prochaines simulations démontreront qu'une goutte décélère brutalement et instantanément après son injection, jusqu'à atteindre une vitesse constante inférieure à 0,1 $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$. Par conséquent pour ce cas de figure représentatif de l'échange entre l'ensemble des gouttes et le gaz, le nombre de Nusselt d'une goutte passe instantanément de valeur supérieure à 100 à environ 5.

Comme les prédictions des corrélations étudiées convergent relativement bien vers les mêmes valeurs, nous pouvons à ce stade de l'étude être confiant quant à l'estimation du coefficient d'échange thermique entre l'huile frigorigère et le dioxyde de carbone. Pour le modèle numérique, le choix s'est porté sur l'équation de Ranz-Marshall car l'équation de Whitaker nécessite le calcul de deux viscosités dynamiques qui allonge le temps de calcul.

2.2 Coefficient de traînée d'une goutte

Dans cette étude, nous considérons que la goutte de liquide se déplace sur un seul axe qui, comme l'indique la Figure 4-16, correspond à celui de l'injecteur et de la gravité terrestre.

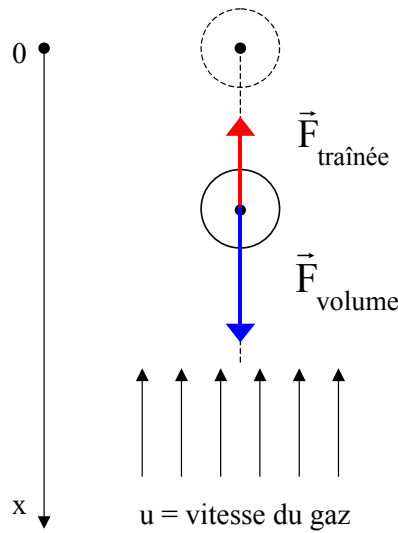


Figure 4-16: Bilan des forces exercées sur une goutte isolée

Lorsqu'une goutte se déplace dans un écoulement unidirectionnel ou dans un gaz au repos, l'estimation de sa trajectoire est décrite par le bilan des forces qui s'exerce sur la goutte comme l'exprime l'Equation 4-23 :

$$F_{\text{goutte}} = -F_{\text{traînée}} + F_{\text{volume}} \quad (4-23)$$

où la force nette F_{goutte} qui pilote la gouttelette résulte de la force de traînée et du champ de force exercé sur la goutte.

La force de volume, qui inclue la force de gravité et la poussée d'Archimède, ou force de flottaison, s'exprime selon l'Equation 4-24 :

$$F_{\text{volume}} = (\rho_{\text{liq}} - \rho_{\text{gaz}}) \cdot V_{\text{liq}} \cdot g \quad (4-24)$$

Cette force est égale au produit de la masse volumique relative ($\rho_l - \rho_g$), du volume de la goutte V_l et de l'accélération et de la pesanteur g .

La force de traînée est une force ($F_{\text{traînée}}$) qui agit sur la goutte dans un champ de pression uniforme et qui a tendance à la ralentir. Cette force peut se manifester sous deux formes distinctes :

- (i) lorsqu'un fluide visqueux s'écoule lentement autour d'un petit objet, les effets visqueux dominent sur les effets inertiels de sorte que l'écoulement du fluide autour de la sphère est laminaire. Cette force de Stokes est déduite de l'équation générale de Navier-Stokes où les termes advectifs sont négligés. Elle s'écrit selon l'Equation 4-25 :

$$F_{\text{Stokes}} = 3 \cdot \pi \cdot D \cdot \mu_{\text{gaz}} \cdot (u - v) \quad (4-25)$$

avec : u et v : les vitesses du gaz et du liquide respectivement
 μ_{gaz} : la viscosité du gaz (la phase continue)
 D : le diamètre de la gouttelette.

- (ii) lorsque l'inertie provenant de la densité du fluide est prédominante, l'écoulement autour de la sphère devient turbulent. La force due à la pression dynamique s'écrit sous la forme de l'Equation 4-26 :

$$F_{\text{dynamique}} = \frac{1}{2} C_x \cdot \rho_{\text{gaz}} \cdot A \cdot (u - v) |u - v| \quad (4-26)$$

avec : C_x est le coefficient de traînée (SI: sans dimension)
 A est la section du corps perpendiculaire à l'écoulement ($\pi \cdot R^2$ pour une sphère)
 ρ_g est la densité de la phase continue (ici le gaz)
 u et v sont respectivement les vitesses du gaz et du liquide

Le rapport des forces de Stokes et des forces dynamiques permet d'introduire le facteur de traînée (f) qui, en combinant les Equations 4-25 et 4-26 peut se mettre sous la forme de l'Equation 4-27.

$$f = \frac{Re \cdot C_x}{24} \quad (4-27)$$

$$\text{avec : } Re = \frac{(u-v) \cdot D \cdot \rho_{\text{gaz}}}{\mu_{\text{gaz}}}$$

Finalement, le bilan de quantité de mouvement d'une gouttelette s'écrit selon l'Equation 4-28 :

$$\frac{dv}{dt} = \frac{f}{\tau_v} \cdot (u-v) + g \cdot \left(1 - \frac{\rho_{\text{gaz}}}{\rho_{\text{liq}}} \right) \quad (4-28)$$

$$\text{avec : } \tau_v = \frac{\rho_{\text{liq}} \cdot D^2}{18 \cdot \mu_{\text{gaz}}}$$

Cette formulation permet de prendre les forces dynamiques et de Stokes selon que l'écoulement est laminaire ou turbulent. Le facteur de traînée tend vers l'unité ($f = 1$) pour l'écoulement de Stokes (i.e. $Re \ll 1$) et croît au fur et à mesure que l'écoulement devient turbulent.

Les nombreuses corrélations disponibles dans la littérature ont toutes été développées à partir du nombre de Reynolds du gaz. Celle proposée par Schiller et Naumann (1935) est la plus ancienne et fut déterminée à partir d'expériences sur une sphère rigide pour des nombres de Reynolds inférieurs à 1000.

$$f = 1 + 0,15 \cdot Re^{0,687} \quad Re < 1000 \quad (4-29)$$

Selon Crowe et al. (1997), cette corrélation permet d'approcher à moins de 5% les valeurs réelles. Pour prendre en compte les écoulements plus turbulents, Putman (1961) a proposé une corrélation décomposée en deux plages d'étude.

$$f = \begin{cases} 1 + \frac{Re^{2/3}}{6} & Re < 1000 \\ 0,0183 \cdot Re & 1000 < Re < 3 \cdot 10^5 \end{cases} \quad (4-30)$$

Langmuir et Blodgett (1946) ont étudié la chute de gouttelettes d'eau dans un gaz au repos et ont développé leur propre corrélation. Leurs investigations se sont limitées à des nombres de Reynolds inférieurs à 100 et d'après les données expérimentales, la corrélation s'écrit sous la forme de l'Equation 4-31.

$$f = 1 + 0,197 \cdot Re^{0,63} + 2,6 \cdot 10^{-4} \cdot Re^{1,38} \quad Re < 100 \quad (4-31)$$

Celle de Truton et Levenspiel (1986), développée pour de fines particules dans l'élaboration de poudre, est reportée dans l'Equation 4-32. Cinq constantes ont été déterminées à partir d'expériences.

$$C_x = \frac{24}{Re} \cdot \left(1 + 0,173 \cdot Re^{0,657} \right) + \frac{0,413}{1 + 16300 \cdot Re^{-1,09}} \quad 1 < Re < 2 \cdot 10^5 \quad (4-32)$$

Cette corrélation a été utilisée par Czerwonatis & Eggers (2001) lors de travaux d'études de la désintégration d'un jet d'huile végétale dans du dioxyde de carbone sous pression et de la trajectoire des gouttelettes.

Récemment, une nouvelle corrélation du coefficient de traînée en fonction de nombre de Reynolds a été proposée par Cheng (2009). Les quatre constantes paramétriques qui la composent ont été

déterminées à partir d'un maximum de données expérimentales disponibles dans la littérature. Sa forme finale est indiquée par l'Equation 4-33 et est valable sur une très large étendue du nombre de Reynolds ($0,01-5 \cdot 10^5$).

$$C_x = \frac{24}{Re} \cdot \left(1 + 0,27 \cdot Re\right)^{0,43} + 0,47 \cdot \left[1 - \exp\left(-0,04 \cdot Re^{0,38}\right)\right] \quad (4-33)$$

Comme le montre la Figure 4-17, le premier terme peut être considéré comme une extension de la loi de Stokes applicable approximativement jusqu'à un Reynolds de 100. Le second terme est sous la forme d'une fonction exponentielle intervenant pour les forts Reynolds. La somme de ces deux termes permet de déterminer le coefficient de traînée de tout écoulement sub-critique.

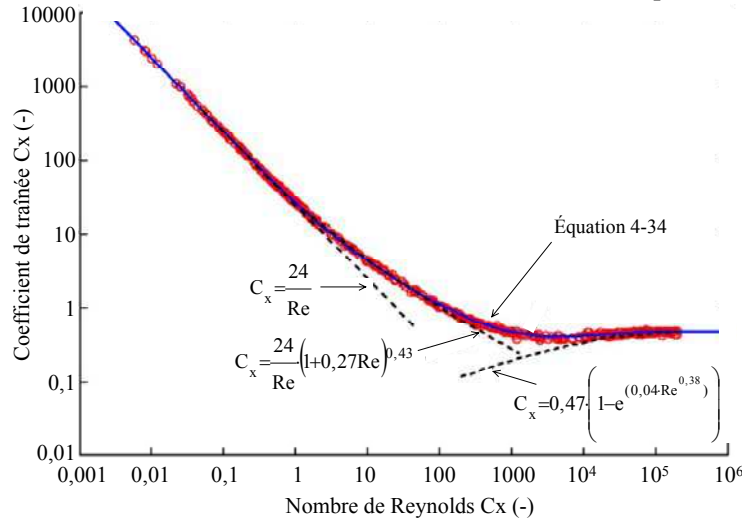


Figure 4-17: Résultats expérimentaux et corrélation de Cheng (2009).

La Figure 4-18 représente les différentes corrélations précédemment évoquées afin de les comparer. Seuls leurs domaines de validité respectifs sont indiqués. Les conditions choisies sont celles susceptibles d'être rencontrées dans notre application : une goutte sphérique de liquide d'un diamètre de 50 μm est injectée dans du dioxyde de carbone au repos à des pression et température respectivement égales à 5 MPa et 50 °C. A titre d'indication et à partir des futures simulations, la plage d'intérêt des Reynolds relative à notre étude y est montrée.

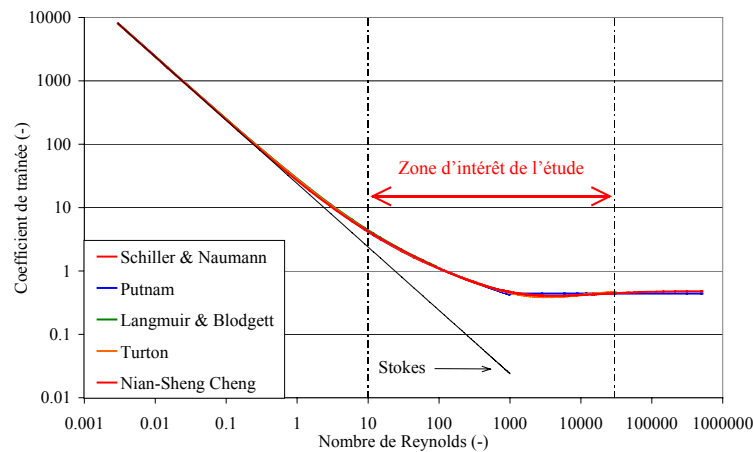


Figure 4-18: Comparaison des différentes corrélations de coefficient de traînée.

Pour les écoulements fortement turbulents, on remarque que le coefficient de traînée tend asymptotiquement vers 0,44 et correspond à un écoulement de Newton (tirée de la deuxième loi de Newton). La représentation de cet échantillon de corrélations démontre que dans leurs domaines de validités respectifs, toutes aboutissent à un résultat équivalent. Un maximum de dispersions de 5% est

constaté au voisinage d'un Reynolds de 3000, toutes les valeurs de coefficient de traînée sont très proche de la valeur asymptotique.

L'équation de Cheng (2009) est celle qui sera utilisée lors de nos prochaines simulations numériques. Cette corrélation a été validée par de nombreuses expériences et est valable sur une large plage de Reynolds. D'un point de vue numérique, son équation unique est un avantage car elle ne présente pas de discontinuité au passage d'une formulation à l'autre comme pour celle de Putman (1961) par exemple.

Avant de conclure l'étude du coefficient de traînée, il est intéressant de mentionner les observations faites par Czerwonatis et Eggers (2001) lors de travaux sur l'injection d'huile dans du CO₂ pressurisé à 30,9 MPa et 70 °C ($\rho_1 = 800 \text{ kg.m}^{-3}$). Le tracé expérimental du coefficient de traînée des gouttes d'huile, en fonction de Reynolds, diffère de celui proposé par la Figure 4-17 et qui correspond à une sphère solide indéformable. Il apparaît que dans un écoulement turbulent, une goutte décélère plus rapidement qu'une sphère. En revanche, le constat est inversé pour un écoulement peu turbulent. Selon les auteurs, deux raisons sont à l'origine de ce phénomène.

- (i) Les forces exercées sur la goutte conduisent à sa déformation lorsque les forces de tension de surface sont inférieures aux forces aérodynamiques. La goutte a tendance à s'ovaliser et donc à avoir un rayon de courbure plus important, ce qui se traduit par une chute de vitesse plus importante avec les forts Reynolds.
- (ii) Une gouttelette de liquide est animée par de la recirculation interne induite par une force de cisaillement externe qui peuvent modifier le coefficient de traînée pour les faibles Reynolds. Comme le gradient de vitesse à la frontière d'une goutte est plus faible que pour une sphère solide, sa perte de vitesse est plus lente.

Il semble que le diamètre des gouttes soit également un paramètre essentiel dans ces processus mais ils ne sont pas renseignés dans l'étude. Ces phénomènes, qui peuvent avoir une forte incidence sur le coefficient de traînée, ne peuvent être évalués qu'expérimentalement. Par conséquent, il est prématuré de les prendre en considération dans cette étude.

3 Modèle numérique

Pour la modélisation, les hypothèses suivantes ont été faites :

- Le régime d'atomisation est obtenu dès la sortie de l'injecteur.
- Le mélange d'huile / CO₂ enfermé dans le volume de compression est homogène en concentration mais aussi en température et pression.
- Les gouttes d'huile sont considérées comme des corps minces thermiquement.
- Les corrélations du coefficient d'échange de chaleur et du coefficient de traînée sont valables en régime transitoire bien que développées en régime permanent.
- La phase continue (gaz) est considérée immobile tout au long des différents processus (aspiration, compression, refoulement et détente). Le diamètre des gouttes est le même quelles que soient les conditions d'injection.
- L'équation de quantité de mouvement de l'huile est mono-directionnelle, l'huile ne se déplace que dans l'axe de la pesanteur.
- L'échangeur intermédiaire (IHX) a une surface infinie. Par conséquent, le compresseur aspire les gaz à la température de source chaude (T_{SC}).
- La turbine à récupération de travail a un rendement isentropique de 60%.

3.1 Bilans d'énergies

L'étude de la résistance liée à l'échange thermique nécessite de différencier la phase continue (gaz) de la phase dispersée (huile). Par conséquent, un bilan thermique est calculé pour chaque phase.

3.1.1 Bilan énergie sur le dioxyde de carbone

La forme générale du premier principe de la thermodynamique appliqué au CO₂ s'écrit selon l'Equation 4-34.

$$\underbrace{\frac{d(m_{\text{gaz}} \cdot u_{\text{gaz}})}{dt} = m_{\text{gaz}} \frac{du_{\text{gaz}}}{dt} + u_{\text{gaz}} \frac{dm_{\text{gaz}}}{dt}}_{\text{Accumulation}} = \underbrace{\dot{Q}_{\text{huile}} + \dot{W}}_{\text{Flux d'énergie thermique + mécanique}} + \underbrace{\sum_{e,s} (h_{\text{gaz}} \cdot \dot{m}_{\text{gaz}})}_{\text{Flux d'énergie via les transports de masse}} \quad (4-34)$$

Le terme d'accumulation correspond à la variation de l'énergie interne du gaz dans le volume de contrôle (le cylindre) et dépend des différents flux d'énergie échangés avec l'extérieur :

- Tout d'abord, les flux d'énergie liés au transport de masse. Ils dépendent des quantités de gaz entrant et sortant du système par les clapets d'aspiration ou de refoulement.
- Enfin, intervient le flux d'énergie thermique échangé entre le gaz et l'ensemble des gouttelettes d'huile ainsi que le flux d'énergie mécanique apporté au système pour faire varier son volume.

Comme démontré dans le chapitre précédent, si les variations de volume massique de l'huile sont négligées alors le travail de compression mécanique à l'arbre du compresseur s'écrit selon l'Equation 4-35.

$$\dot{W} = -P \cdot \left(\frac{dV_T}{dt} - \frac{dV_{\text{liq}}}{dt} \right) = -P \cdot \frac{dV_{\text{gaz}}}{dt} \quad (4-35)$$

Le terme d'accumulation d'énergie de l'Equation 4-35 dépend à la fois de la masse et de l'énergie interne massique du gaz. Or comme l'indique l'Equation 4-36, l'équation différentielle de l'énergie interne peut s'exprimer en fonction de la température et du volume massique.

$$du = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v \cdot dT + \left(\frac{\partial u}{\partial v} \right)_T \cdot dv \quad (4-36)$$

La variation d'énergie interne peut également s'écrire sous la forme : $du = T \cdot ds - P \cdot dv$. En divisant cette équation par dv dans une transformation à température constante, on obtient :

$$\left(\frac{\partial u}{\partial v} \right)_T = T \cdot \left(\frac{\partial s}{\partial v} \right)_T - P \quad (4-37)$$

Par conséquent, l'Equation 4-36 peut s'écrire sous la forme proposée par l'Equation 4-38.

$$\frac{du}{dt} = C_v \cdot \frac{dT}{dt} + \left[T \cdot \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_v - P \right] \cdot \frac{dv}{dt} \quad (4-38)$$

où C_v est la chaleur massique à volume constant du gaz.

Finalement, l'équation du premier principe de la thermodynamique appliqué au volume de compression s'écrit sous la forme de l'Equation 4-39 :

$$\begin{aligned}
 u_{\text{gaz}} \frac{dm_{\text{gaz}}}{dt} + m_{\text{gaz}} \left[C_{v_{\text{gaz}}} \frac{dT_{\text{gaz}}}{dt} + T_{\text{gaz}} \left(\frac{\partial P}{\partial T_{\text{gaz}}} \right)_v - P \right] \frac{dv_{\text{gaz}}}{dt} \\
 = \dot{Q}_{\text{huile}} - P \frac{dV_{\text{gaz}}}{dt} + \sum_{e,s} \left(\dot{m}_{\text{gaz}} h_{\text{gaz}} \right)
 \end{aligned} \quad (4-39)$$

Les termes convectifs de masse \dot{m}_{gaz} ainsi que celui de flux thermique \dot{Q} seront explicités plus loin.

3.1.2 Bilan énergie sur l'huile

Comme pour le dioxyde de carbone, une équation de la conservation de l'énergie pour l'huile est nécessaire. L'Equation 4-40 représente ce bilan réalisé sur une goutte isolée soumise à un flux convectif de chaleur, lié à la présence du gaz environnant.

$$\frac{d(m \cdot u)_{\text{liq}}}{dt} = h \cdot A \cdot (T_{\text{gaz}} - T_{\text{liq}}) \quad (4-40)$$

Avec cette mise en forme de cette équation, le travail de compression lié aux variations du volume massique de l'huile est une nouvelle fois négligé. Par conséquent, les chaleurs massiques à pression et à volume constant sont identiques ($C_{p_{\text{liq}}} = C_{v_{\text{liq}}}$) et la variation temporelle de la température de la goutte est régie par l'Equation 4-41 :

$$\frac{dT_{\text{liq}}}{dt} = \frac{Nu}{2 \cdot \theta} \cdot (T_{\text{gaz}} - T_{\text{liq}}) \quad (4-41)$$

$$\text{avec } \theta = \frac{C_{p_{\text{liq}}} \cdot \rho_{\text{liq}} \cdot D^2}{12 \cdot \lambda_{\text{gaz}}}$$

L'analyse dimensionnelle de cette constante montre qu'elle correspond à la constante de temps de la goutte et s'exprime en secondes.

Lorsqu'une goutte injectée rencontre un obstacle lors de leur séjour dans la chambre, sa vitesse devient nulle et elle se transforme en film d'huile qui se dépose sur le piston. L'épaisseur de ce film d'huile croît au fur et à mesure que de nouvelles gouttelettes heurtent le piston ou la chambre. Dans ces conditions, il peut être admis que la quantité de chaleur échangée entre le film d'huile et le gaz est négligeable. Afin de prendre en compte ce paramètre, le programme a été modifié pour permettre le calcul de la distance qui sépare chaque grappe d'huile du piston. Cette distance dépend de leurs positions respectives et s'exprime selon l'Equation 4-42.

$$\Delta x = x_{\text{piston}} - (x_{\text{goutte}} - h_{\text{accumulation}}) \quad (4-42)$$

$$\text{avec : } x_{\text{piston}} = x_0 + r \cdot \left(1 + \cos(\pi + \omega \cdot t) - \sqrt{\left(\frac{l}{r} \right)^2 - \sin^2(\pi + \omega \cdot t)} \right) \quad (\text{selon Figure 3-20})$$

x_{goutte} : obtenue par intégration de l'équation de la vitesse (Equation 4-28)

$h_{\text{accumulation}}$: la hauteur d'accumulation d'huile est nulle si aucune goutte ne heurte le piston

L'Equation 4-41 suppose que la température de la goutte soit homogène ou encore qu'il n'y a pas de gradient de température entre le centre et la surface de la goutte. Le nombre adimensionnel de Biot, utilisé pour les calculs de transfert thermique, permet de vérifier si cette hypothèse se justifie ou pas. Comme l'indique l'Equation 4-43, il correspond au rapport entre la résistance thermique interne d'un

corps (conduction) et la résistance thermique de surface (convection + rayonnement), dans la direction de propagation de la chaleur.

$$Bi = \frac{h \cdot l}{\lambda_{liq}} \quad (4-43)$$

avec:

- h , le coefficient de transfert de chaleur
- l , la longueur caractéristique du corps (volume / surface) soit $d / 6$ pour une sphère
- λ_{liq} , la conductivité thermique du corps (voir Annexe 8)

Afin de faire la distinction entre un *corps mince* et un *corps épais*, il est admis le critère suivant :

- *Corps minces* : $Bi < 0,1$ (faible longueur caractéristique et/ou conductivité thermique grande)
- *Corps épais* : $Bi > 0,1$ (longueur caractéristique et/ou coefficient de transfert thermique élevés)

Quelques résultats de simulation seront spécifiquement détaillés afin de vérifier que l'hypothèse de température uniforme de goutte est acceptable pour notre application.

Un injecteur implanté en partie supérieure d'une chambre de compression, génère un spray continu constitué de multiples gouttelettes possédant chacune leur propre vitesse initiale, qui dépend essentiellement de l'écart entre la pression d'injection et celle qui règne dans la chambre. Par conséquent, chaque goutte suit sa propre trajectoire et un profil de vitesse qui influence le coefficient d'échange convectif agissant sur elle. Comme l'indique l'Equation 4-44, la puissance thermique instantanée totale échangée entre l'ensemble des gouttes et le gaz est la somme des puissances unitaires.

$$\dot{Q}_{huile} = \pi \cdot \lambda_g \sum_{n=0}^{n_T} n \cdot D \cdot Nu \cdot (T_{gaz} - T_{liq}) \quad (4-44)$$

où $n = 1$ correspond à la première goutte injectée et n_T la dernière. Le diamètre D est intégré dans le terme somme car chaque goutte à un diamètre qui lui est propre et qui dépend de facteurs multiples, comme la différence de pression et la densité du gaz.

D'un point de vue numérique, il est impossible de prétendre faire le bilan de chaque goutte. En effet, un gramme d'huile injecté génère 2 millions de gouttes d'un diamètre de 100 μm ou 124 millions de gouttes d'un diamètre de 25 μm . Sachant qu'à chaque goutte correspondent 3 équations (température, masse et vitesse), le système d'équation à résoudre est beaucoup trop important. Pour y remédier, il faut introduire la notion de grappe de gouttelettes qui est constituée de toutes les gouttelettes introduites durant une période Δt donnée. Il suffit de choisir un pas de temps significatif, par exemple le temps nécessaire à la rotation d'un degré du vilebrequin, et de supposer que toutes les gouttes qui constituent cet ensemble ont les mêmes propriétés de température, vitesse et masse.

3.2 Bilans de matière

Dans le système thermodynamique ouvert, que constitue la chambre de compression, l'accumulation de masse sur une période donnée se calcule en faisant la différence des débits massiques entrants (indice e) et sortants (indice s).

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m}_e - \dot{m}_s \quad (4-45)$$

Les débits dépendent à la fois de la géométrie des orifices de passage (aspiration, refoulement et injection) et de la nature des écoulements. La modélisation de ces phénomènes est présentée dans les deux paragraphes suivants.

3.2.1 Phases d'aspiration et de compression

Le passage du flux massique au travers de l'orifice d'aspiration est une transformation adiabatique car les gaz sont supposés ne pas échanger de chaleur avec l'extérieur. Comme cette étude n'a pas pour objet de confronter des résultats numériques et expérimentaux, il n'a donc pas été jugé utile en

première approximation de considérer la dynamique des clapets du compresseur. Dans ces conditions, l'écoulement du gaz est décrit d'après l'Equation 4-46.

$$\dot{m}_{\text{gaz}} = C_d \cdot A \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_{\text{amont}} \cdot P_{\text{amont}}} \cdot \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma-1} \left(r_s^{\frac{2}{\gamma}} - r_s^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right)} \quad (4-46)$$

avec A la section de passage, γ le rapport des chaleurs massiques, ρ la masse volumique et C_d le coefficient de décharge.

Si le rapport des pressions $\frac{P_{\text{aval}}}{P_{\text{amont}}} \leq \frac{2^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}}{\gamma+1}$ alors $r_s = \frac{P_{\text{aval}}}{P_{\text{amont}}}$ sinon $r_s = \frac{2^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}}{\gamma+1}$

Le coefficient de décharge C_d (compris entre 0 – 1) permet de considérer les irréversibilités de la transformation. Puisque sa détermination est expérimentale, l'écoulement est supposé adiabatique, i.e. $C_d=1$.

Comme l'huile est supposée incompressible et que le flux massique qui passe à travers un injecteur peut être assimilé à un écoulement dans un tube, l'équation qui régit l'écoulement est celle de Bernoulli, corrigée par coefficient de décharge (C_d).

$$\dot{m}_{\text{liq}} = C_d \cdot A \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_{\text{liq}} \cdot \Delta P} \quad (4-47)$$

Contrairement aux clapets d'aspiration, le coefficient de décharge de l'injecteur n'est pas ignoré dans le modèle. Le nombre d'injecteurs à implanter sur le compresseur pour introduire la masse requise, est directement dépendant de ce coefficient de décharge.

D'après Lefebvre (1989), le coefficient de décharge d'un injecteur diesel est généralement compris entre 0,5 et 0,8 selon la nature de l'écoulement (Reynolds élevé ou faible). Un coefficient de décharge élevé signifie que la vitesse initiale d'injection est élevée, cela accroît les forces aérodynamiques et améliore l'atomisation. La Figure 4-19 représente la configuration où le liquide occupe pleinement la section du canal de l'injecteur.

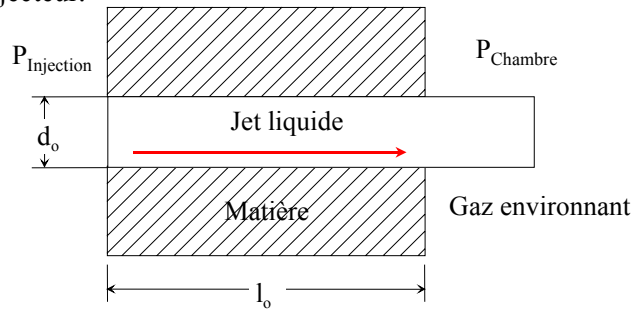


Figure 4-19 : Ecoulement sans cavitation dans un orifice d'injection

Ce cas de figure ne peut être considéré qu'en l'absence de cavitation dans l'orifice d'injection. A l'entrée de l'injecteur, le rétrécissement brusque provoque, le long de la paroi, un décollement de la couche limite qui crée une zone de recirculation en dépression. Si la dépression locale engendrée devient inférieure à la pression de vapeur saturante du liquide, ce dernier se vaporise et des poches gazeuses apparaissent. Dans notre cas, du fait de la faible tension de vapeur de l'huile, ce phénomène est peu susceptible de se produire.

L'absence de théorie quantitative sur les écoulements dans les injecteurs conduit à élaborer des corrélations purement empiriques. La recherche de travaux sur le sujet dans la littérature a permis de trouver la corrélation de Lichtarowicz (Lefebvre 1989), développée à partir d'une compilation de relevés expérimentaux de diverses sources. Cette corrélation est utilisée dans des codes de calcul, tel que FLUENT, et reprise par Kremer (2006) dans ses travaux sur l'injection d'huile dans du HFC-134a. Elle couvre une large plage de régime d'écoulement (Reynolds compris entre 10 et 20000) et un rapport des grandeurs géométriques l_o/d_o compris entre 2 et 10. Son équation est donnée par :

$$\frac{1}{C_d} = \frac{1}{\hat{C}_d} + \frac{20}{Re_{liq}} \left[1 + 2,25 \cdot \left(\frac{l_o}{d_o} \right)^2 \right] \quad (4-48)$$

avec :

- coefficient de décharge maximum : $\hat{C}_d = 0,827 - 0,0085 \cdot \frac{l_o}{d_o}$
- Reynolds du liquide $Re = \frac{\rho_{liq} \cdot u_o \cdot d_o}{\mu_{liq}}$ où u_o est la vitesse d'injection théorique du jet ($C_d = 1$)

La Figure 4-20 représente l'évolution du coefficient de décharge (C_d) d'un injecteur d'huile en fonction du nombre de Reynolds pour un rapport de géométrie d'injecteur l_o/d_o égal à 10.

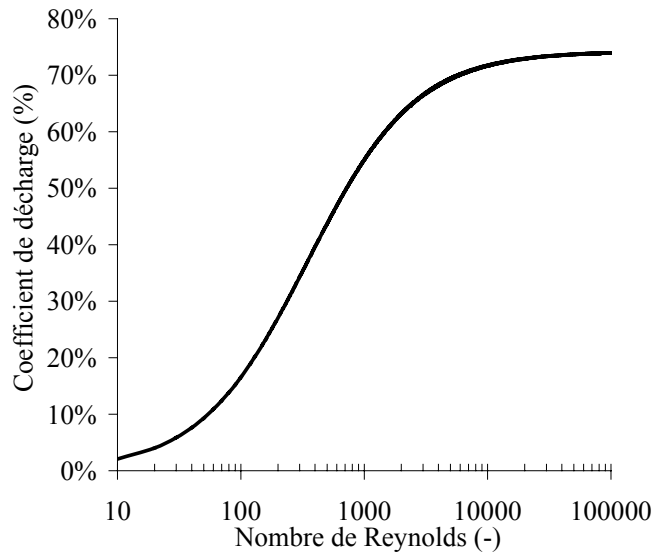


Figure 4-20: Evolution du coefficient de décharge en fonction du nombre de Reynolds et pour un rapport de géométrie d'injecteur l_o/d_o égal à 10.

Pour une géométrie donnée, le coefficient de décharge augmente avec la turbulence de l'écoulement jusqu'à tendre asymptotiquement vers son maximum pour les écoulements très fortement turbulents.

L'évolution du coefficient de décharge de l'injecteur dans notre configuration est représentée sur la Figure 4-21 en fonction de la géométrie de l'injecteur (d_o et l_o) et de deux différences de pression ($\Delta P = P_{injection} - P_{gaz}$). La première configuration de pression simule une phase d'aspiration ($\Delta P = 6,5$ MPa où $P_{injection} = 10$ MPa et $P_{gaz} = 3,5$ MPa) et la seconde, une phase de compression ($\Delta P = 2$ MPa où $P_{injection} = 10$ MPa et $P_{gaz} = 8$ MPa). Deux diamètres d'injecteur sont étudiés, 1 et 0,1 mm, et le rapport l_o/d_o varie de 2 à 10.

L'augmentation du rapport l_o/d_o entraîne une diminution du coefficient de décharge de l'injecteur à écoulement identique, car les pertes par friction sont accrues. Pour les orifices larges ($d_o = 1$ mm), il décroît presque linéairement et de manière exponentielle pour les petits orifices ($d_o = 0,1$ mm). D'autre part, il est plus sensible aux variations du diamètre qu'à la pression. Dans le domaine de pression étudié ($6,5$ MPa < ΔP < 2 MPa), le coefficient de décharge varie entre 73,3 et 51,5 % pour le gros orifice et entre 50 et 13,7 % pour le petit orifice. De plus, pour les orifices larges, les coefficients de décharge des différentes pressions ont tendance à diverger, alors qu'ils convergent pour les petits orifices, lorsque le rapport l_o/d_o augmente.

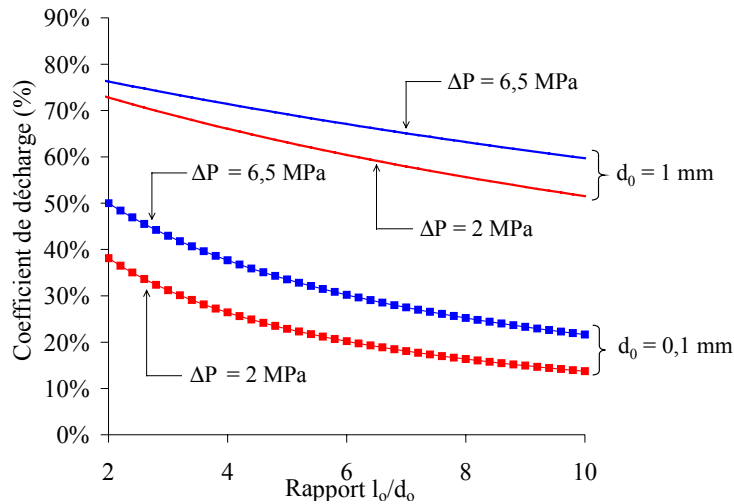


Figure 4-21 : Coefficient de décharge de différents injecteurs d'huile fonctionnant sous deux différences de pression, selon l'Equation 4-48.

Les prédictions, pour les petits orifices, paraissent extrêmement faibles et peuvent parfois être inférieures à 15 %. Dans la littérature, les coefficients d'injection de carburant usuellement rencontrés varient entre 50 % et 80 %. La Figure 4-22 compare le coefficient de petits injecteurs (d₀ = 0,1 mm) fonctionnant, soit avec de l'huile, soit avec de l'eau sous une différence de pression de 6,5 MPa.

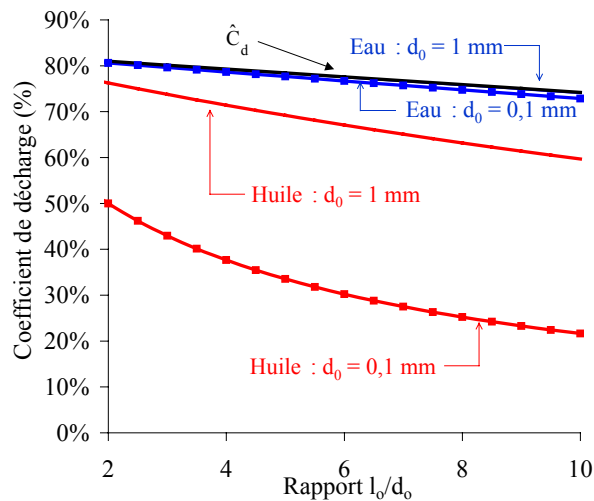


Figure 4-22: Comparaison des coefficients de décharge entre l'huile et l'eau pour des injecteurs de 0,1 mm et 1 mm, sous une différence de pression de 6,5 MPa.

Indépendamment du diamètre de l'injecteur, le coefficient de décharge est élevé et très proche de la valeur maximale (\hat{C}_d) pour l'eau. Etant donné que les masses volumiques de l'eau et l'huile sont proche, la différence du régime d'écoulement n'est liée qu'à la différence de viscosité dynamique entre les deux espèces ($\mu_{\text{eau}} = 0,65 \text{ mPa}\cdot\text{s}$ et $\mu_{\text{huile}} = 79 \text{ mPa}\cdot\text{s}$).

Dans le modèle, la prédiction du coefficient de décharge des injecteurs s'effectuera d'après l'Equation 4-48. Cependant, les données utilisées pour sa détermination proviennent très largement du domaine de l'injection de carburant. La viscosité de l'huile étant éloignée de celle du gazole, il serait intéressant de réaliser des essais expérimentaux sur un injecteur commercial afin de développer notre propre corrélation.

3.2.2 Phase de refoulement

Plusieurs travaux existent sur l'analyse des flux massiques de mélange liquide / gaz au travers d'un orifice, dont la concentration massique de liquide peut atteindre plus de 50 %. Steven (2002) a pu comparer son modèle développé à partir de mesures sur un tube de venturi avec des corrélations issues

de la littérature. Il s'avère que la loi de débit homogène, déjà utilisée dans le chapitre 3, est relativement précise ($\pm 5\%$ de la mesure). Malgré des conditions expérimentales différentes des nôtres (Azote + kérosène), la précision annoncée par l'auteur paraît suffisante pour utiliser le modèle homogène dans la modélisation. Pour rappel, l'équation du débit CO_2 / Huile s'exprime selon l'Equation 4-49 :

$$\dot{m} = \frac{C_d \cdot \pi \cdot d^2 \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_{\text{gaz}} \cdot \Delta P}}{4 \cdot \sqrt{\left(\frac{\rho_{\text{gaz}}}{\rho_{\text{liq}}}\right) + x_{\text{gaz}} \cdot \left(1 - \frac{\rho_{\text{gaz}}}{\rho_{\text{liq}}}\right)}} \quad (4-49)$$

où x_{gaz} est la concentration massique de dioxyde de carbone.

4 Résultats de simulation

A présent, des résultats de simulation vont être présentés. Ils incluent toutes les équations précédentes (bilans énergie et matière du dioxyde de carbone et de l'huile).

Les conditions opératoires du cycle sont celles exposées jusqu'ici. Les températures de source chaude et froide sont respectivement à $40\text{ }^\circ\text{C}$ et $0\text{ }^\circ\text{C}$ et la pression de refoulement réglée à 10 MPa .

Les propriétés de l'huile sont celles de l'huile RENISO C85 E, gracieusement fournie par la société Fuchs. Elle fait partie d'une gamme de quatre produits spécialement développée pour les applications trans-critiques au CO_2 . Les propriétés de l'huile nécessaires aux calculs, fournies par le fabricant ou supposées par nous, sont reportées en Annexe 8. Hormis la conductivité thermique, qui est utilisée pour déterminer le nombre de Biot des gouttes, toutes les propriétés de l'huile sont supposées constantes et données à une température de $40\text{ }^\circ\text{C}$.

Deux compresseurs, sans fuite interne, de technologies différentes mais de même volume balayé, vont être étudiés. Les résultats permettront de se rendre compte de l'intérêt particulier du compresseur à pistons ou scroll pour l'injection d'huile. Plusieurs études paramétriques vont être entreprises : l'impact du nombre d'injecteur, de la taille des gouttes et de la vitesse du compresseur.

4.1 Compresseur piston

Les caractéristiques du compresseur à pistons sont celles utilisées dans la chapitre 3 et rappelée dans le Tableau 4-5.

Tableau 4-5: Caractéristiques du compresseur à pistons

Fournies par le constructeur				Hypothèses prises			
grandeur	symbole	unité	valeur	grandeur	symbole	unité	valeur
alésage	d	mm	28	clapet aspiration	d_a	mm	9
manivelle	r	mm	24,5	clapet refoulement	d_r	mm	9
bielle	l	mm	90	vitesse de rotation	N	$\text{tr} \cdot \text{min}^{-1}$	1500
cylindrée	V_T	cm^3	30,17	espace mort	V_0	cm^3	$2\% \cdot V_T$

La vitesse de rotation nominale du compresseur est de $1500\text{ tr} \cdot \text{min}^{-1}$ mais des essais seront réalisés à une vitesse doublée ($3000\text{ tr} \cdot \text{min}^{-1}$). Le débit volumique nominal balayé par le compresseur à piston est de $2,72\text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$.

4.1.1 Compression isentropique (référence)

Le Tableau 4-6 indique les performances énergétiques d'un cycle trans-critique obtenues pour une haute pression réglée à 10 MPa et une évolution isentropique pendant la compression. Les résultats des calculs effectués pour les deux vitesses de rotation seront utilisés comme référence lors des analyses.

Tableau 4-6: Résultats d'une compression adiabatique réversible à 10 MPa.

Rotation (tr.min ⁻¹)	$\dot{W}_{CP} ; \dot{W}_D$ (W)	\dot{Q}_{EV} (W)	HP (MPa)	$P_{max} ; T_{gaz, max}$ (MPa ; °C)	COP (-)
1500	3086 ; 302	9305	10	10,1 ; 130	3,343
3000	6458 ; 600	18485	10	10,5 ; 135	3,155

Lorsque la vitesse de rotation du compresseur est doublée, la puissance frigorifique est également presque doublée (+ 98,6 %). L'écart est lié à des propriétés du gaz très légèrement différentes en fin de course d'aspiration. En revanche, la puissance absorbée à l'arbre du compresseur est plus que doublée du fait que les clapets ont été dimensionnés pour une vitesse de rotation de 1500 tr.min⁻¹. A 3000 tr.min⁻¹, le temps disponible à la charge et à la décharge d'une "même" quantité de gaz est réduit de moitié par rapport à 1500 tr.min⁻¹. Comme l'illustre la Figure 4-23, un débit plus élevé entraîne, pour des diamètres d'orifices donnés, une résistance à l'écoulement plus importante.

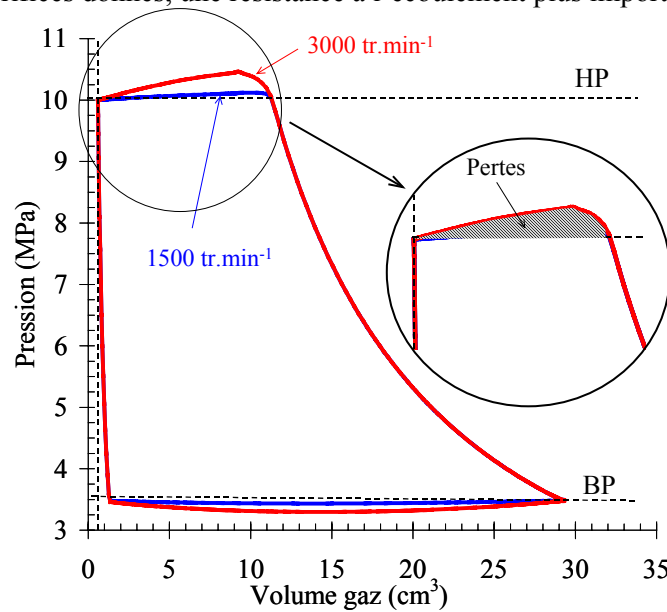


Figure 4-23 : Diagramme P – V du compresseur adiabatique à 1500 tr.min⁻¹ et 3000 tr.min⁻¹

A l'aire hachurée sur la Figure 4-23, correspond une surcompression du CO₂ à 3000 tr.min⁻¹. Le COP du cycle trans-critique diminue avec l'augmentation de la vitesse de rotation du compresseur. Les pertes au passage du gaz dans les orifices d'aspiration et de refoulement sont plus importantes à vitesse élevée car le temps de décharge du cylindre y est réduit de moitié. Ceci explique la différence entre les deux COP (3,343 et 3,155).

4.1.2 Injection

Le système d'injection supposé implanté sur la plaque à clapets injecte verticalement l'huile dans le compresseur. Pour évaluer l'impact du nombre d'injecteurs et de leur diamètre, différentes configurations sont testées. Selon les essais, 16, 32 ou 64 injecteurs seront implantés avec des orifices de 0,1 et 0,2 mm de diamètre. Enfin, et en l'absence de corrélation fiable de prédiction des tailles de gouttes en fonction des conditions opératoires, une étude paramétrique sur la taille des gouttes est effectuée : 25, 50 et 100 µm. C'est-à-dire que les gouttelettes ont le même diamètre quelles que soient les conditions de pression, de température du gaz et le diamètre des injecteurs.

Tableau 4-7: Grandeurs paramétriques du système d'injection (piston) pour $l_0 = 10 \cdot d_0$.

grandeur	symbole	unité	valeurs paramétriques
nombre d'injecteur	n_i	-	16 ; 32 ; 64
diamètre des injecteurs	d_0	mm	0,1 ; 0,2
diamètre des gouttes	D	µm	25 ; 50 ; 100

Les Figures 4-24 et 4-25 illustrent l'impact des différentes configurations d'injection d'huile sur les performances d'un cycle trans-critique au CO₂. Chaque figure représente le gain énergétique éventuellement apporté par la compression refroidie par rapport à la compression isentropique et pour deux vitesses de rotation.

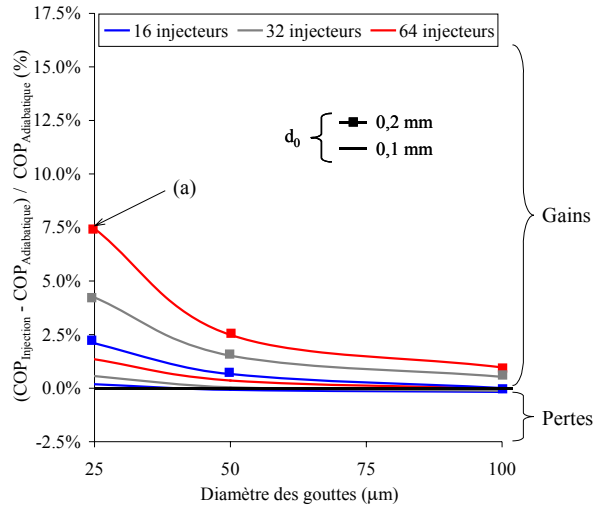


Figure 4-24: Variation de l'amélioration du COP en fonction du diamètre des gouttes et des injecteurs à 3000 tr.min⁻¹

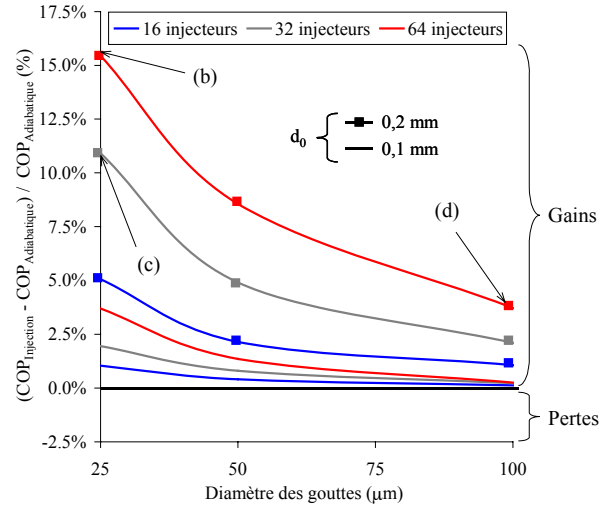


Figure 4-25: Variation de l'amélioration du COP en fonction du diamètre des gouttes et des injecteurs à 1500 tr.min⁻¹

De manière générale, l'injection dans un compresseur de gouttes d'huile, ayant un diamètre compris entre 25 et 100 μm, conduit toujours à une amélioration énergétique du cycle trans-critique CO₂. Toutefois, ce gain devient insignifiant dès lors que la vitesse de rotation du compresseur et la taille des gouttes sont élevées.

Avant de commencer les analyses détaillées, il convient de vérifier que les gouttes peuvent être considérées comme des corps minces.

Validation de l'hypothèse de corps mince

Le modèle considère qu'il n'y a pas de gradient de température entre la surface de la goutte et son centre. Pour vérifier cette hypothèse, il suffit de déterminer le nombre de Biot à partir de l'Equation 4-43 et de s'assurer qu'il est largement inférieur à l'unité. Les Figures 4-26 et 4-27 illustrent les évolutions du nombre de Biot de plusieurs gouttes d'huile de 25 μm (b) et de 100 μm (d) au cours d'un cycle de compression.

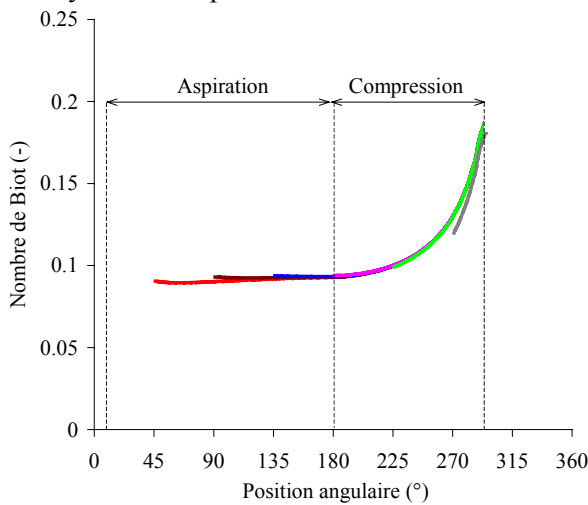


Figure 4-26: Nombre de Biot d'échantillons de goutte de 25 μm (cas b) pendant les phases d'aspiration et de compression

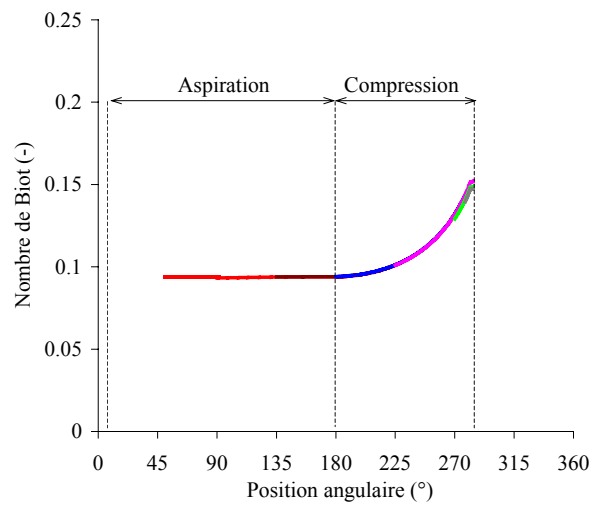


Figure 4-27: Nombre de Biot d'échantillons de goutte de 100 μm (cas d) pendant les phases d'aspiration et de compression

Les courbes de chaque figure correspondent à des historiques du nombre de Biot de gouttes injectées à différents instant ($\theta_{\text{injection}} = 45^\circ, 90^\circ, \dots, 270^\circ$). Comme les courbes se superposent, cela signifie que le rapport entre le coefficient d'échange convectif et la conductivité thermique de l'huile (h / λ_{liq}) est indépendant de l'instant où est injectée la goutte. Nous verrons que les gouttes décèlent très rapidement après leur injection, au point que le coefficient d'échange convectif (h) ne dépende plus que des propriétés du gaz et non de la nature de l'écoulement autour des particules d'huile. Par conséquent, les nombres de Biot sont tous identiques et largement inférieurs à l'unité pour les gouttes de taille inférieure à 100 μm .

Pendant les phases d'aspiration, il est d'environ 0,1 et croît ensuite jusqu'à un maximum de 0,15 ou 0,2 selon la taille de la goutte. Cette augmentation, qui intervient dès le début de la compression, est due à la prise en compte de la variation de la conductivité thermique de l'huile avec la température. Les échanges par conduction diminuent avec l'augmentation de la température, qui à coefficient d'échange convectif constant, fait croître le nombre de Biot. Ceci explique également pourquoi le nombre de Biot des petites gouttes est plus élevé en fin de compression, les gouttes s'échauffent davantage.

Finalement sur la plage des diamètres étudiés (de 25 à 100 μm), le nombre de Biot varie peu en fonction de la taille. Pendant la phase d'aspiration, il est certes plus important pour les grosses gouttes mais cette différence est très limitée (0,092 et 0,094). Par conséquent, même si les nombres de Biot ne sont pas toujours inférieurs à la valeur symbolique et qualitative de 0,1, les gouttes étudiées peuvent être considérées en première approximation comme des corps minces, i.e. uniformes en température.

Influence de la vitesse de rotation sur les performances énergétiques (a, b, c sur Figures 4-24 et 4-25).

A vitesse nominale, i.e. 1500 $\text{tr}\cdot\text{min}^{-1}$, l'amélioration du COP par injection d'huile peut atteindre 15,5 % contre 7,5 % à 3000 $\text{tr}\cdot\text{min}^{-1}$. Les principales grandeurs énergétiques des cas (a), (b) et (c), supposées générer des gouttes de diamètre identique (25 μm), sont reportées dans le Tableau 4-8.

Tableau 4-8: Résumé des principales performances des cas (a, b et c) avec $d_0 = 0,2 \text{ mm}$, $D = 25 \mu\text{m}$.

	Vitesse $\text{tr}\cdot\text{min}^{-1}$	n_i -	R^i %	Q_{huile}^{ii} $\text{J}\cdot\text{g}_{\text{liq}}^{-1}$	Q_{gaz} J	W J	% COP ⁱⁱⁱ %
Cas (a)	3000	64	55,0	70	360	118	7,5
Cas (b)	1500	64	112,7	64	350	102	15,5
Cas (c)	1500	32	54,5	85	362	109	10,9

Les systèmes d'injection des cas (a) et (b) sont strictement identiques (diamètre $d_0 = 0,2 \text{ mm}$ et nombre $n_i = 64$). A vitesse de rotation élevée (a), le temps d'injection est approximativement réduit de moitié par rapport au cas (b), ce qui explique la plus faible masse d'huile introduite par tour de vilebrequin. Par conséquent, la chaleur extraite par l'huile à 3000 $\text{tr}\cdot\text{min}^{-1}$ est plus faible qu'à 1500 $\text{tr}\cdot\text{min}^{-1}$. Ceci malgré une énergie spécifique légèrement supérieure ($70 \text{ J}\cdot\text{g}^{-1}$ contre $64 \text{ J}\cdot\text{g}^{-1}$) du fait de l'écart de température plus important entre l'huile et le gaz. D'après ces deux cas (a) et (b) et pour un diamètre de goutte donnée, on pourrait penser qu'il est possible de corrélérer le gain énergétique, apporté au cycle trans-critique à compression adiabatique et à la masse d'huile introduite dans le compresseur. En effet, un accroissement du rapport des masses R de 205 % entraîne une augmentation relative du gain sur le COP de 207 %. Seulement la comparaison des cas (a) et (c) démontre que d'autres paramètres que la masse, interviennent dans le processus d'amélioration du COP.

Pour ces deux derniers cas, les rapports de masse sont identiques ($R \approx 55 \%$) et le diamètre des gouttes est toujours supposé égal à 25 μm . Pour conserver ce rapport de masse constant, 64 injecteurs sont implantés sur le compresseur tournant à 3000 $\text{tr}\cdot\text{min}^{-1}$ (cas a), contre seulement 32 sur celui tournant à 1500 $\text{tr}\cdot\text{min}^{-1}$ (cas c). Dans ces conditions, l'énergie thermique spécifique extraite par l'huile lors d'un cycle, i.e. un tour complet de vilebrequin, est de $70 \text{ J}\cdot\text{g}^{-1}$ pour le cas (a) contre $85 \text{ J}\cdot\text{g}^{-1}$ dans le cas (c).

ⁱ R : Rapport des masses transférées par cycle (huile / CO_2)

ⁱⁱ $Q_{\text{huile}} = (Q_{\text{totale}} / m_{\text{huile}})_{\text{cycle}}$

ⁱⁱⁱ Amélioration du COP adiabatique : $\% \text{ COP} = (\text{COP}_{\text{Injection}} - \text{COP}_{\text{Adiabatique}}) / \text{COP}_{\text{Adiabatique}}$

Par conséquent, à masse d'huile introduite identique, lorsque la vitesse de rotation augmente, la résistance liée à l'échange thermique limite l'extraction de l'énergie calorifique. Toutefois, en comparaison avec la masse, l'influence de la résistance thermique est limitée. Bien que la vitesse soit doublée, l'énergie spécifique n'est diminuée que de 18%. Pour une résistance thermique de goutte donnée (même diamètre), l'augmentation de la vitesse de rotation du compresseur conduit les gouttes à extraire moins de chaleur.

Influence du diamètre de goutte sur les performances énergétiques (b, d sur Figures 4-24 et 4-25).

Selon les Figures 4-24 et 4-25, le gain énergétique est d'autant plus important que la taille des gouttes est petite car la surface d'échange entre le gaz et l'huile est accrue. Pour une même masse introduite, la surface est inversement proportionnelle au diamètre.

Afin de mieux comprendre l'impact du diamètre des gouttes sur la compression, les résultats des cas (b) et (d) de la Figure 4-25 vont être analysés dans le détail. Dans les deux cas, les systèmes d'injection sont identiques, ils comprennent 64 orifices d'un diamètre de 0,2 mm. En revanche dans le cas (b), les gouttelettes générées ont un diamètre de 25 µm contre 100 µm dans le cas (d). Quelques grandeurs relatives à ces essais sont indiquées dans le Tableau 4-9.

Tableau 4-9: Résumé des principales performances des cas (b et d) avec $d_0 = 0,2$ mm.

	Vitesse tr.min ⁻¹	D µm	R %	Q _{huile} J.g _{liq} ⁻¹	Q _{gaz} J	W J	% COP
Cas (b)	1500	25	112,7	64	350	102	15,5
Cas (d)	1500	100	109,5	10	354	113	3,7

L'augmentation de la taille des gouttes, de 25 µm à 100 µm, induit une diminution du gain énergétique, qui passe de 15,4 % à 3,7 %. Les Figures 4-28 et 4-29 représentent les évolutions respectives de la pression et de la température du gaz des deux cas (b) et (d), ainsi que celles de la compression adiabatique.

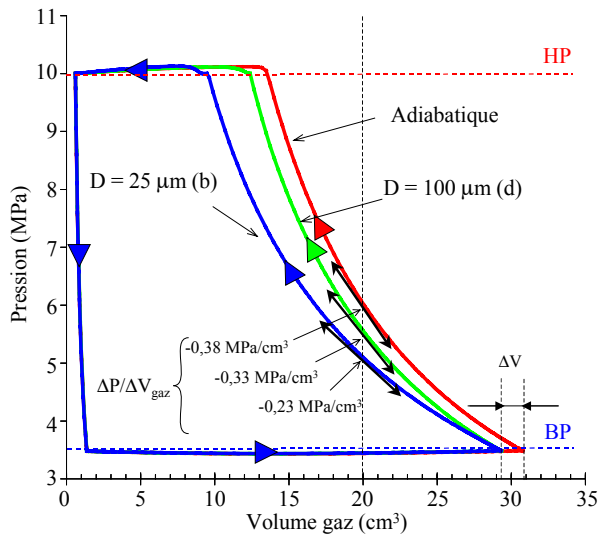


Figure 4-28: Diagrammes de Pression / Volume de gaz pour la compression adiabatique et les cas d'injection (b) et (d).

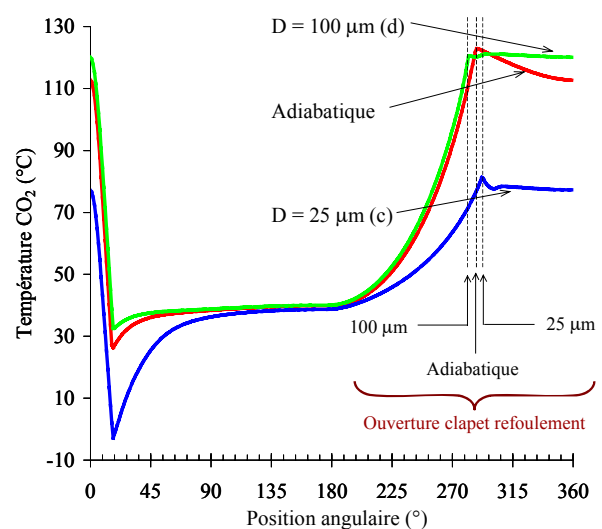


Figure 4-29: Impact de l'injection d'huile sur l'évolution de la température du CO₂ lors d'un tour de vilebrequin pour 3 configurations : compression adiabatique et les cas (b) et (d).

Il faut noter sur la Figure 4-28 que l'injection d'huile pendant les phases de détente et d'aspiration se traduit irrémédiablement par une diminution du volume utile à l'aspiration de nouveaux gaz. Cette perte de volume, notée ΔV sur la figure, a pour conséquence une diminution de la capacité frigorifique du compresseur. Pour cette configuration d'injection, la puissance frigorifique est réduite d'environ 5-6 % par rapport à celle développée par le même compresseur sans huile.

Pour un volume initial de gaz donné, la montée en pression du gaz est ralentie et l'ouverture du clapet de refoulement retardée, à condition que l'extraction de chaleur pendant la compression soit efficace.

L'analyse des coefficients directeurs des tangentes aux courbes de la Figure 4-28 semble confirmer cette hypothèse. Pour un volume de gaz de 20 cm^3 , l'élévation de la pression, dans le cas d'une compression adiabatique est de $0,38 \text{ MPa} / \text{cm}^3$. Elle est réduite à $0,33 \text{ MPa} / \text{cm}^3$ avec des gouttes injectées de $100 \mu\text{m}$ et n'est plus que de $0,23 \text{ MPa} / \text{cm}^3$ avec des gouttes de $25 \mu\text{m}$.

Seulement, la Figure 4-29 réfute partiellement cette hypothèse car, si la dernière configuration à ouvrir le clapet de refoulement est celle aux petites gouttes ($25 \mu\text{m}$), celle aux grosses gouttes ($100 \mu\text{m}$) ouvre le clapet prématurément avant la compression adiabatique. Ceci signifie qu'à partir d'une certaine taille de goutte, l'extraction de chaleur pendant la compression est tellement faible qu'elle est inhibée par l'injection continue d'huile qui intensifie la réduction du volume de gaz. Si cela n'a pas trop d'incidence sur le bon fonctionnement d'un compresseur à piston, nous verrons que la problématique est tout autre avec celle du scroll.

La Figure 4-29 démontre une nouvelle fois que seules les petites gouttelettes ont un impact positif sur l'évolution de la température du gaz. La température maximale atteinte par le gaz est de $77 \text{ }^\circ\text{C}$ avec des gouttes injectées de $25 \mu\text{m}$, contre une température isentropique de $129 \text{ }^\circ\text{C}$. Cette faible température de refoulement explique la forte diminution de la température des gaz en fin de détente ($-5 \text{ }^\circ\text{C}$ pour $25 \mu\text{m}$). En revanche, même si la masse de gaz contenue dans l'espace mort en fin de compression est plus importante, cela n'affecte pas de manière sensible la course d'aspiration du compresseur. Enfin, pour une géométrie d'injecteurs donnée, la génération de fines gouttelettes allonge la course de compression et donc le temps d'injection. Par conséquent, la masse d'huile transférée par cycle est accrue.

Interaction huile / piston (impact)

Les Figures 4-30 et 4-31 représentent les profils de vitesse de six grappes d'huile injectée dans le compresseur à 45° d'intervalle.

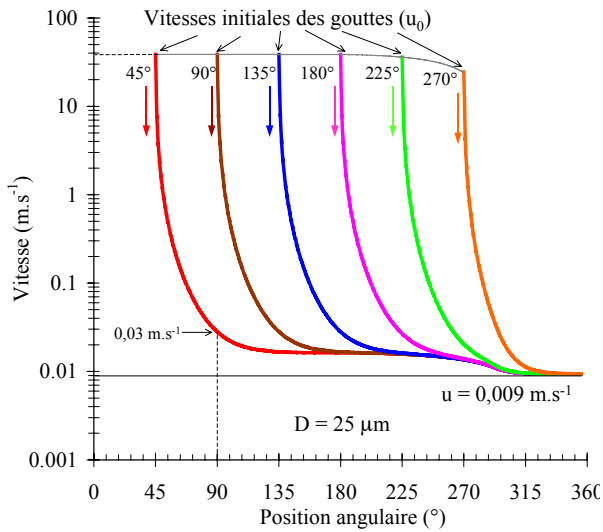


Figure 4-30: Profils des vitesses pour des tailles de goutte de $25 \mu\text{m}$ - cas (b).

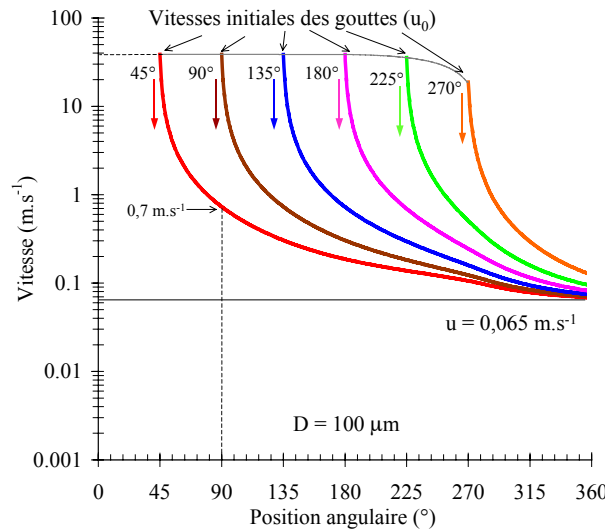


Figure 4-31: Profils des vitesses pour des tailles de goutte de $100 \mu\text{m}$ - cas (d).

Les vitesses décroissent très brusquement aussitôt après leur injection, d'autant plus avec les grosses gouttes du fait de leur masse plus importante. Deux gouttes injectées à l'instant $\theta = 45^\circ$ (en phase d'aspiration), ont des vitesses initiales identiques et égales à $38,7 \text{ m.s}^{-1}$. Après seulement $5 \cdot 10^{-3} \text{ s}$ (i.e. $\Delta\theta = 45^\circ$), la vitesse de la goutte de $25 \mu\text{m}$ n'est plus que de $0,03 \text{ m.s}^{-1}$, alors que dans les mêmes conditions la vitesse de la goutte de $100 \mu\text{m}$ est de $0,73 \text{ m.s}^{-1}$. Ensuite, à l'image de tout corps plongé dans un milieu sans mouvement, la vitesse du corps (donc des gouttes) a tendance à se stabiliser. Toujours en raison de la masse, la vitesse des gouttes de $100 \mu\text{m}$ tend vers $0,065 \text{ m.s}^{-1}$, contre seulement $0,009 \text{ m.s}^{-1}$ pour les gouttes de $25 \mu\text{m}$.

Plusieurs informations importantes peuvent être tirées de ces deux figures :

- (i) Comme la vitesse des gouttes décroît très rapidement, l'échange de chaleur entre chaque goutte et le gaz environnant, tend à s'apparenter à celui d'une sphère immobile. Par conséquent, les valeurs du nombre de Nusselt sont proche de 2 et le coefficient d'échange convectif (h) dépend essentiellement des caractéristique du gaz.
- (ii) Les grosses gouttes ralentissent moins rapidement. Par conséquent, il convient de vérifier qu'aucune goutte ne heurte le piston pendant une rotation entière du vilebrequin.

Les historiques des distances qui séparent les gouttes du piston ont été calculés à partir de l'Equation 4-42 et reportés sur les Figures 4-32 et 4-33.

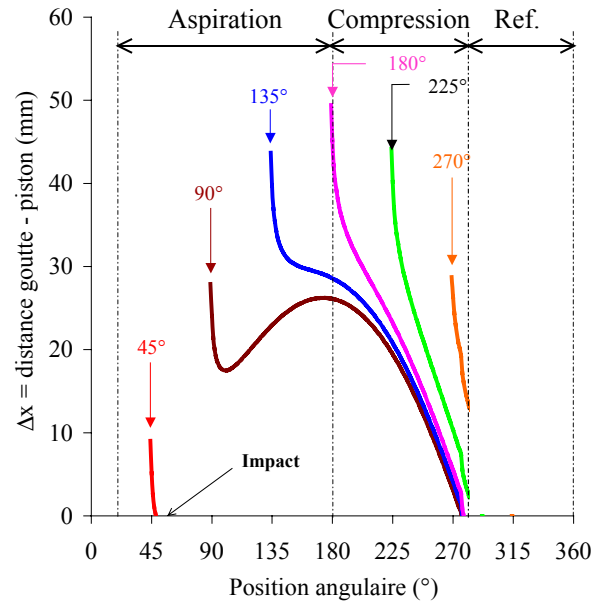
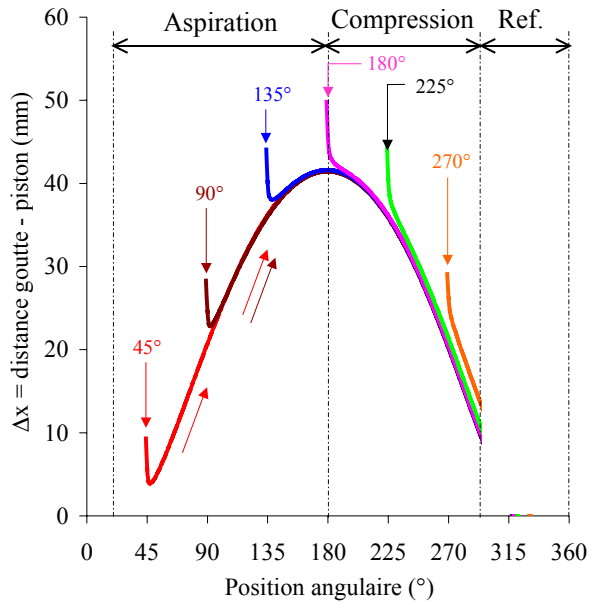


Figure 4-32: Historique des distances goutte-piston pour des gouttes de 25 μm - cas (b). Figure 4-33: Historique des distances goutte-piston pour des gouttes de 100 μm - cas (d).

D'après la Figure 4-32, aucune goutte ne percute la tête du piston avant la fin de la compression. Toutefois, la simulation montre que l'huile injectée pendant la course de détente et au tout début de la course d'aspiration est projetée sur le piston. Ce n'est qu'à partir de la position 38° que le piston est suffisamment reculé pour qu'aucune autre goutte ne vienne le percuter. A cette position, une épaisseur d'huile stabilisée de 0,36 mm s'est formée sur la tête du piston. Au-delà, le piston est suffisamment éloigné pour ne plus recevoir de projection d'huile avant la fin de la compression. Pendant la phase de refoulement en revanche, la Figure 4-32 montre que l'huile peut à nouveau s'accumuler sur le piston lorsque ce dernier approche du point mort haut. Cependant cette fraction massique est insignifiante du fait que la quasi-totalité de l'huile est refoulée du compresseur, entraînée par le gaz. Finalement dans notre cas, la masse piégée dans le compresseur représente 10% de la masse d'huile transférée par cycle.

Comme les gouttes de diamètre 100 μm parcourent plus de distance, la quantité qui s'accumule au fond du cylindre est plus importante et forme finalement à 55° une couche de 0,56 mm d'épaisseur. D'après la Figure 4-33, l'huile injectée à la position 45° ne met que 2° pour venir percuter le piston. En fin de phase de compression, l'huile en suspension qui a été injectée pendant la phase d'aspiration, entre en contact avec le piston qui remonte. L'épaisseur du film d'huile croît alors brutalement jusqu'à 2,8 mm et représente 79% de la masse d'huile transférée.

Dans la pratique, il paraît difficile d'évacuer la quantité accumulée sur le piston ailleurs que par un jeu interstitiel entre la segmentation et la chemise. Ce jeu doit être déterminé de façon à pouvoir évacuer vers le carter toute cette fraction d'huile pour qu'il n'y ait pas d'accumulation d'un cycle à l'autre. Un

important débit de "fuite" d'huile peut rapidement être énergivore car l'huile qui tombe dans le carter, généralement à la BP, doit ensuite être pompée pour atteindre le niveau de la pression d'injection. Une solution serait de placer le carter à la haute pression de manière à limiter la différence de pression avec la pression d'injection, mais le jeu interstitiel devrait être plus important (taux de fuite de gaz accru). Un modèle plus complet devra prendre en considération ce phénomène.

Réponse thermique des gouttes

Pour expliquer la forte réduction du COP avec l'injection de gouttes de tailles importantes, il suffit d'examiner la réponse thermique de celles-ci et de la comparer à la durée d'un cycle pour savoir si elles sont compatibles.

La Figure 4-34 représente la réponse thermique de trois gouttes de diamètre 25, 50 et 100 µm et considérées immobiles (Nu = 2). Elles sont toutes initialement à la température de 40 °C et sont plongées soudainement dans du dioxyde de carbone à 60 °C (et 8 MPa).

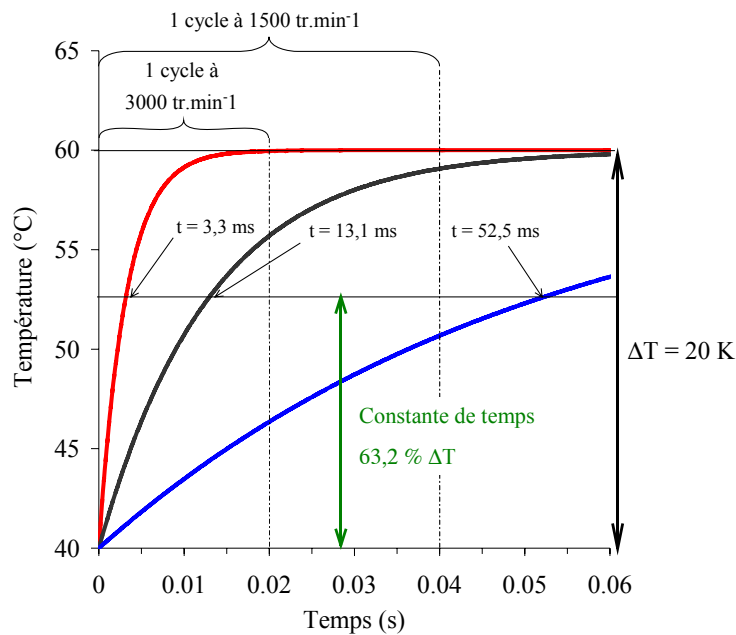


Figure 4-34: Réponse thermique de gouttes immobiles (Nu = 2) de différents diamètres (25, 50 et 100 µm) pour un échelon de température de 20 K dans du CO₂ (8 MPa et 60 °C).

La constante de temps d'une goutte de 25 µm de diamètre est de 3,3 ms, c'est-à-dire qu'il lui suffit de 3,3 ms pour franchir 63,2 % de l'échelon de température imposé (40 °C → 60 °C). Si le compresseur tourne à 3000 tr.min⁻¹, cela représente moins de 16,5 % du temps d'un cycle de compression (1 tour de vilebrequin) et moins de 8,25 % à 1500 tr.min⁻¹. Comme la constante varie au carré du diamètre, celle-ci passe à 13,1 ms et 52,5 ms pour les gouttes respectivement de 50 µm et 100 µm. Par conséquent, il est possible d'affirmer que des tailles de goutte supérieures à 50 µm ne sont pas adaptées à des compresseurs à piston tournant à plus de 1500 tr.min⁻¹.

Les conséquences de ces réponses thermiques ont été évaluées énergétiquement. Elles peuvent être illustrées par le tracé d'historiques de température de goutte simulés sur un cycle à 1500 tr.min⁻¹. Les Figure 4-35 et Figure 4-36 représentent pour les cas (b ; 25 µm) et (d ; 100 µm), les historiques de ces températures de grappes d'huile injectées tous les 45°.

La différence de température entre le gaz et l'huile à la fin de la compression du gaz est remarquable. Les petites gouttes (25 µm de diamètre sur la Figure 4-35) injectées avant la position 225° commencent à quitter le compresseur à une température homogène égale à 66 °C. Comme à ce moment, la température du gaz est d'environ 80 °C, l'écart de température est de 15 K. Même les gouttes injectées plus tardivement voient leur température augmenter significativement en fin de compression. Par exemple celles injectées à la position 270° passent de 40 °C à 61 °C, i.e. en moins de 2·10⁻³ secondes.

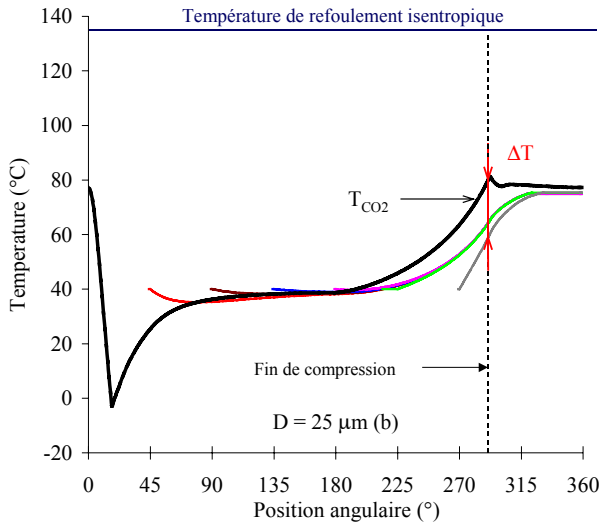


Figure 4-35: Historique des températures du gaz et des gouttes de 25 µm pendant un cycle.

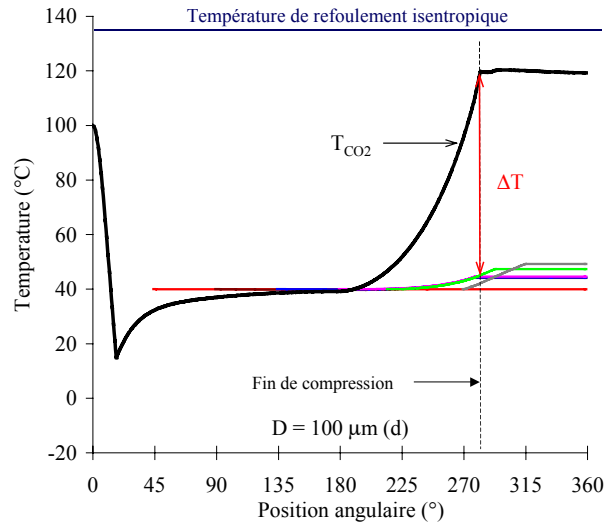


Figure 4-36: Historique des températures du gaz et des gouttes de 100 µm pendant un cycle.

En revanche, la situation est différente pour les gouttes de plus gros diamètre. D'après la Figure 4-36, la température des gouttes de 100 µm évolue très peu pendant la compression. Les premières injectées qui sortent du compresseur sans avoir touché le piston ne sont refoulées qu'à 45 °C, soit 5 K au-dessus de leur température initiale. Ce phénomène est principalement lié au faible rapport surface d'échange / volume qui augmente la réponse thermique des gouttes. Cependant, l'accumulation d'huile à la surface du piston peut également expliquer partiellement la faible quantité de chaleur extraite. La température des gouttes injectées à la position 45° ne varient pas au cours du cycle de compression. Comme elles heurtent le piston en moins de 2°, elles ne peuvent pas participer à l'échange thermique entre l'huile et le CO₂.

Influence du diamètre des injecteurs (e et f).

Les précédentes analyses ont démontré que le diamètre des gouttes est le paramètre clé, voire critique, de cette étude. Pour un objectif de gain énergétique et un diamètre de goutte fixés, la masse d'huile à introduire dans le compresseur est imposée. En revanche, il existe une forte interdépendance entre la taille des gouttes et celles des injecteurs car l'augmentation du diamètre de l'orifice a théoriquement tendance à générer de plus grosses gouttelettes. Ensuite, ce n'est que le nombre d'injecteur qui permet d'introduire la masse voulue.

Dans la configuration (b), la meilleure sur le plan énergétique avec une augmentation du COP du cycle trans-critique de base d'environ 15 %, la masse d'huile transférée par cycle est 11 % supérieure à celle du dioxyde de carbone. Ce rapport de masse (R = 110 %) est largement inférieur au maximum annoncé dans le précédent chapitre (R = 300 %) car l'étude se limite arbitrairement à 64 injecteurs. Ce nombre d'orifices peut paraître élevé mais si la surface totale d'injection est ramenée à un trou unique, son diamètre équivalent n'est que de 1,6 mm pour des orifices de 0,2 mm (0,8 mm pour des orifices de 0,1 mm). Par conséquent, l'encombrement du système d'injection est relativement limité lorsqu'il est implanté sur un compresseur de 28 mm d'alésage. Il y a donc plusieurs possibilités d'introduire la masse requise dans le compresseur.

Le Tableau 4-10 reporte les principaux résultats avec les configurations (e) et (f). Dans ces deux cas, le compresseur tourne à 1500 tr.min⁻¹ et de très fines gouttelettes (25 µm) sont atomisées. La surface cumulée de tous les injecteurs est identique et représente un diamètre d'orifice équivalent de 0,8 mm. En revanche, les arrangements des injecteurs sont différents : 16 injecteurs de diamètre 0,2 mm pour le cas (e) contre 64 injecteurs de diamètre 0,1 mm pour le cas (f).

Tableau 4-10: Résumé des principales performances des cas (e et f) - N = 1500 tr.min⁻¹, D = 25 µm -

	ni	d ₀	R	Q _{huile}	Q _{gaz}	W	% COP
	-	mm	%	J.g _{liq} ⁻¹	J	J	%
Cas (e)	16	0,2	26,8	103	367	116	5,1
Cas (f)	64	0,1	17,1	116	369	118	3,7

La masse d'huile injectée avec les petits injecteurs (0,1 mm) est 36 % plus faible qu'avec les plus gros (0,2 mm). En revanche la perte énergétique ne représente que 1 % car la chaleur spécifique extraite par l'huile injectée depuis les plus petits trous est accrue : 116 J.g⁻¹ contre 103 J.g⁻¹. La Figure 4-37 représentent l'évolution des coefficients de décharge de ces deux types d'injecteurs (0,1 et 0,2 mm).

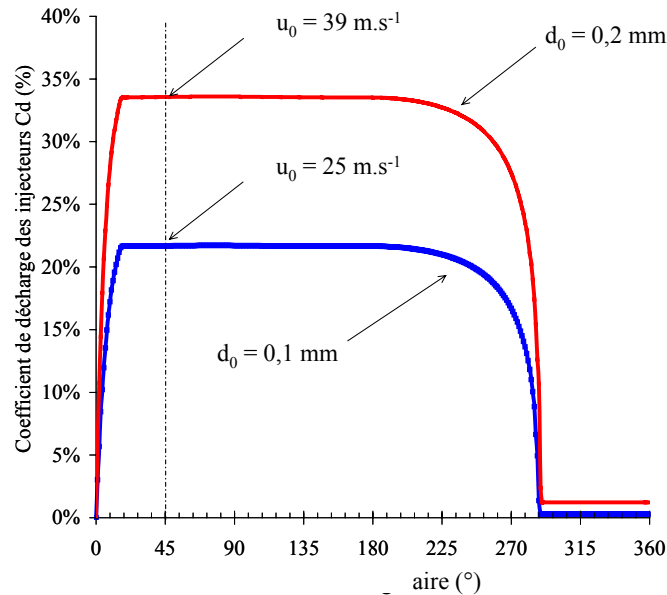


Figure 4-37 : Coefficient de décharge d'injecteur de 0,1 et 0,2 mm de diamètre, cas e et f.

Pour une différence de pression donnée, la diminution du diamètre de l'injecteur augmente la turbulence de l'écoulement et entraîne de plus importantes chutes de pression. Par conséquent, le coefficient de décharge d'un injecteur diminue avec sa taille. Par exemple, en phase d'aspiration lorsque la différence de pression est de 6,5 MPa, le coefficient de décharge du gros injecteur (0,2 mm) est de 33 % contre 22 % pour le plus petit (0,1 mm).

Le changement de taille des injecteurs se traduit par une masse introduite d'huile plus faible et d'une diminution des performances énergétiques. Un injecteur d'un diamètre 0,1 mm a une section de passage théorique quatre fois moins importante que celle d'un injecteur de 0,2 mm. L'impact de la réduction du diamètre est amplifié du fait que le coefficient de décharge de l'orifice diminue avec les petits diamètres.

4.2 Compresseur scroll

Le compresseur spiro-orbital, communément appelé scroll, est un compresseur rotatif constitué d'une spirale fixe et d'une autre en mouvement. Comme elles sont excentrées, il se crée une variation de volume qui comprime les gaz qu'elles renferment. La chambre d'aspiration se trouve autour des deux spirales et le refoulement se trouve au centre d'où le gaz s'échappe par un orifice. Ce type de compresseur possède des avantages intéressants : un niveau sonore réduit, une grande souplesse d'utilisation avec la vitesse variable, robustesse... La Figure 4-38 illustre une vue en coupe des spirales d'un compresseur scroll.

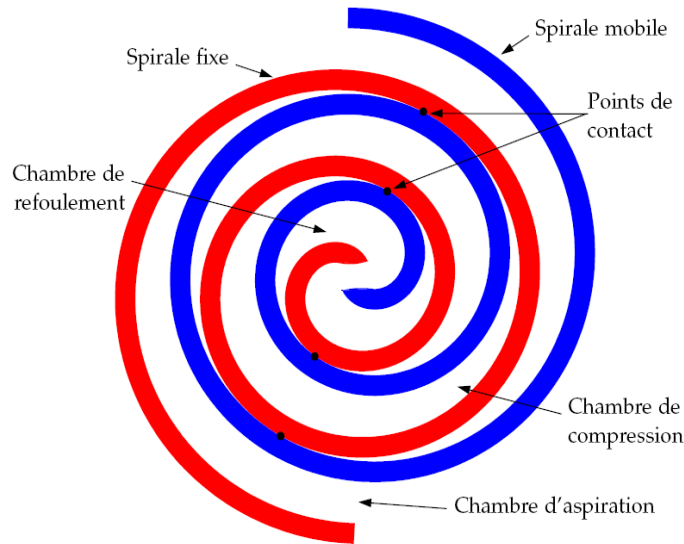


Figure 4-38 : Vue en coupe des spirales d'un compresseur scroll.

Le compresseur scroll, tout comme le compresseur à vis, se caractérise par l'absence de clapet d'aspiration et de refoulement. L'autre caractéristique importante est le rapport entre les volumes en début et en fin de compression, notés respectivement V_{dc} et V_{fc} , qui est généralement appelé V_i . Le taux de compression d'une évolution adiabatique réversible est imposé par le V_i , car comme l'indique l'Equation 4-50 pour un gaz parfait, le rapport de pression est lié au rapport de volume.

$$\delta = \frac{HP}{BP} = \frac{V_{dc}^\gamma}{V_{fc}^\gamma} = V_i^\gamma \quad (4-50)$$

avec : $PV^\gamma = \text{cste}$

Comme le montre la Figure 4-39, cela implique une éventuelle sur-compression ou sous compression selon que la pression de fin de compression (P_{fc}) soit inférieure ou supérieure à la pression du refroidisseur de gaz.

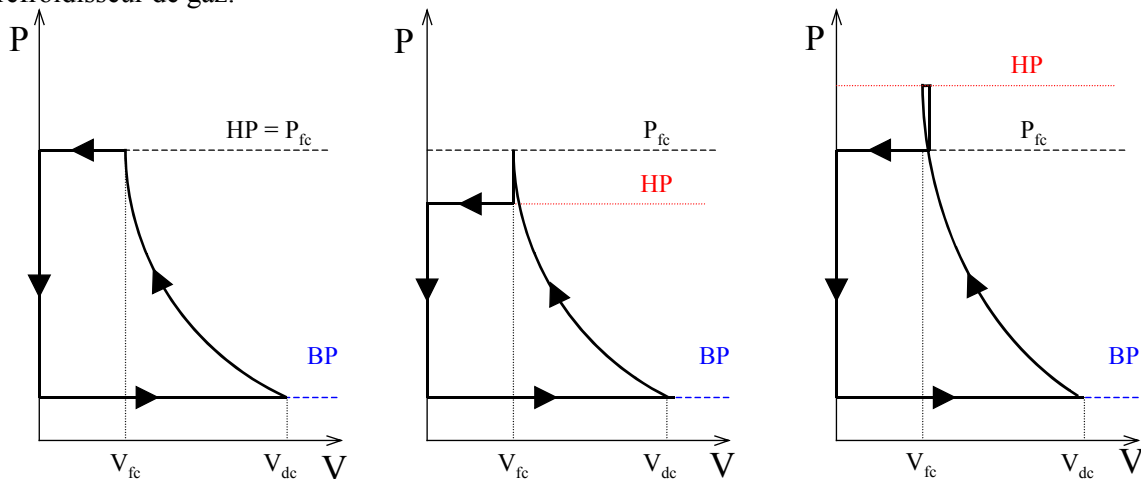


Figure 4-39: Sur-compression et sous-compression du gaz pour un compresseur scroll :

Le modèle numérique nécessite de connaître le volume interlobaire pour chaque position du rotor qui du fait de sa géométrie particulière est complexe à décrire. Wang et al. (2002) ont proposé un modèle mathématique simplifié qui décrit cette enveloppe de gaz pendant les phases successives d'aspiration de compression et de refoulement. Les trois équations sont reportées dans le Tableau 4-11.

Tableau 4-11 : Description du volume de la chambre de compression selon Wang (2002)

Position du rotor	Phase	Equation du volume
$0 \leq \theta < 2\pi$	Aspiration	$V = r_o \cdot r_b \cdot h \cdot \left[\begin{array}{l} \theta \left(2\varphi_e - \theta - \pi \right) + 2 \cdot (1 - \cos \theta) \\ - 2 \cdot \left(\varphi_e - \pi \right) \sin \theta - \frac{\pi}{4} \sin 2\theta \end{array} \right]$
$2\pi \leq \theta < \varphi_e - \pi - \varphi_s$	Compression	$V = 2\pi \cdot r_o \cdot r_b \cdot h \cdot \left(2\varphi_e + \pi - 2\theta \right)$
$\varphi_e - \pi - \varphi_s \leq \theta < \varphi_e + \pi - \varphi_s$ $\theta = \frac{3\pi}{2} - \varphi_s$	Refoulement	$V = r_o \cdot r_b \cdot h \cdot \left(\varphi_e - \theta + \theta \cdot \frac{\pi}{2} \right) \cdot \left(\varphi_e - \theta - \theta \cdot \frac{7\pi}{2} \right)$

Seulement cinq grandeurs sont requises pour le calcul du volume interlobaire : la hauteur des spirales (h), leur épaisseur (e), leur rayon de courbures (r_o et r_b) et les angles de développante (φ_e et φ_s). L'ensemble des caractéristiques du compresseur spiro-orbital sont reportées dans le Tableau 4-12.

Tableau 4-12 : Grandeurs caractéristiques du compresseur scroll

grandeur	valeur	grandeur	valeur
rayon de courbure spirale fixe r _b (mm)	1,75	rayon de courbure spirale mobile r _o ⁱ (mm)	2,713
angle final de la développante du cercle φ _e (rad)	24,944	angle initial de la développante centrale du cercle φ _s (rad)	3
épaisseur spirale e (mm)	2,784	hauteur h (mm)	12,5
rapport de volume interne Vi (-)	2,62	vitesse de rotation nominale (tr.min ⁻¹)	3000
Orifice aspiration d _a (mm)	15	Orifice aspiration d _r (mm)	5

Ces valeurs ont été choisies afin que le débit volumique balayé à vitesse nominale (3000 tr.min⁻¹) soit égal à celui du compresseur à piston (à 1500 tr.min⁻¹), i.e. 2,72 m³.h⁻¹. Lors d'un refroidissement efficace, la pression dans la chambre augmente moins rapidement que pour une compression isentropique et ce, malgré l'introduction d'huile. Par conséquent, le rapport Vi a été déterminé de manière à être légèrement inférieur à celui d'une compression adiabatique réversible. L'évolution du volume interlobaire du compresseur scroll utilisé dans la simulation est celle représenté sur la Figure 4-40.

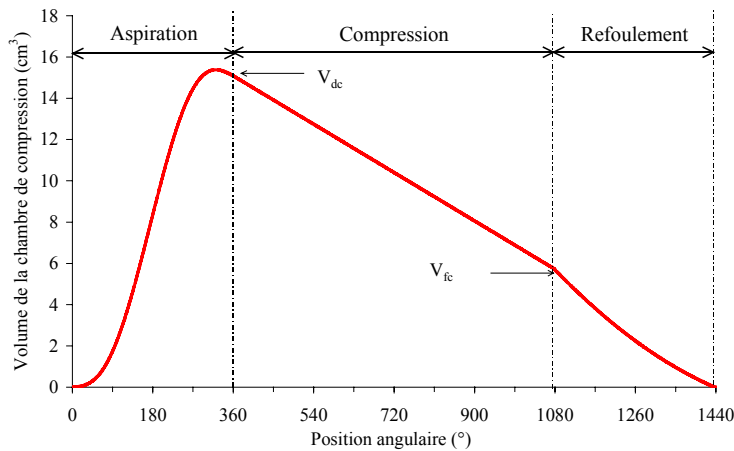


Figure 4-40: Volume de la chambre de compression d'après les données du Tableau 4-12.

ⁱ r_o = r_b · π - e

4.2.1 Compression isentropique (référence)

Les performances énergétiques d'un cycle trans-critique équipé du compresseur adiabatique décrit ci-dessus sont transcrites dans le Tableau 4-13.

Tableau 4-13: Résultats d'une compression adiabatique réversible à 10 MPa.

Rotation (tr.min ⁻¹)	$\dot{W}_{CP}; \dot{W}_D$ (W)	\dot{Q}_{EV} (W)	HP (MPa)	$P_{max}; T_{gaz, max}$ (MPa ; °C)	COP (-)
1500	1596 ; 156	4780	10	12,1 ; 147	3,321
3000	3240 ; 308	9540	10	12,1 ; 147	3,253

Les performances à 3000 tr.min⁻¹ sont similaires à celles du compresseur à piston à 1500 tr.min⁻¹ car à ces vitesses nominales respectives, les débits volume balayés sont les mêmes. Toutefois l'absence d'espace mort du compresseur scroll lui permet de dégager une puissance frigorifique plus grande. En revanche, comme la puissance mécanique absorbée par le compresseur spiro-orbital est supérieure à celle du piston, le COP est inférieur. Le choix du rapport V_i est à l'origine de cette dégradation énergétique, car il a été déterminé pour favoriser la compression à injection d'huile, au détriment de la compression isentropique. Les gaz sont sur-comprimés puisque leur pression atteint 12,1 MPa en fin de compression alors que la pression dans le circuit externe, 10 MPa.

La Figure 4-41 illustre l'impact du choix du rapport de volume V_i sur l'évolution de la pression du gaz en fonction du volume.

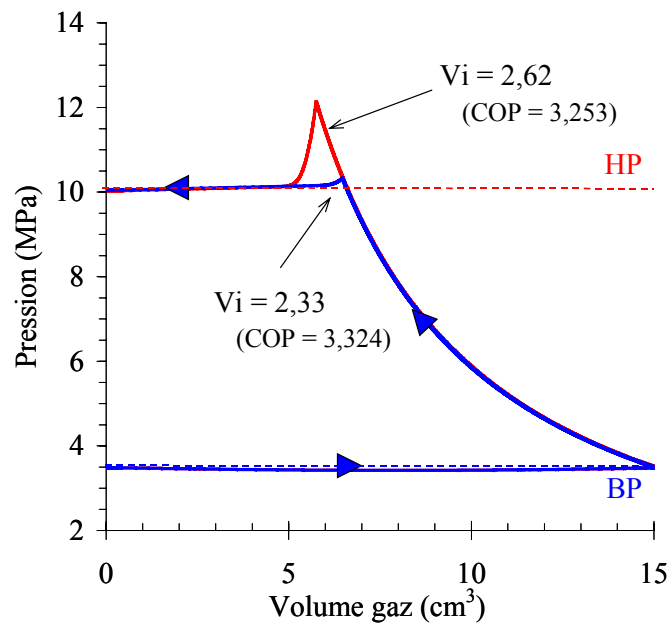


Figure 4-41: Diagramme Pression / Volume du compresseur scroll pour deux V_i (2,33 et 2,62) à 3000 tr.min⁻¹.

A vitesse nominale, i.e. 3000 tr.min⁻¹, le rapport optimal du V_i d'une compression adiabatique d'un cycle fonctionnant entre 3,5 et 10 MPa est d'environ 2,33. Par conséquent, le rapport choisi pour favoriser les cycles à injection entraîne une perte du COP qui passe de 3,324 à 3,253. Cela représente, à cette vitesse, une diminution du COP de 2,1 % contre 1,7 % à 1500 tr.min⁻¹.

4.2.2 Injection

Comme pour le compresseur à piston, le système d'injection a fait l'objet de plusieurs simulations paramétriques. Comme le nombre d'injecteur en communication avec la chambre de compression dépend de la surface découverte ($A = V/h$), il est préférable d'introduire la notion de densité d'injecteur (notée n_i) qui variera de 1 à 4. Concernant les tailles des injecteurs et des gouttes étudiées,

elles sont les mêmes qu'avec le compresseur à piston. L'ensemble de ces grandeurs variables est indiqué dans le Tableau 4-14.

Tableau 4-14: Grandeurs paramétriques du système d'injection (scroll)

grandeur	symbole	unité	valeurs paramétriques
densité d'injecteur	n_i	inj.cm ⁻²	1 ; 2 ; 4
diamètre des injecteurs	d_0	mm	0,1 ; 0,2
diamètre des gouttes	D	μm	25 ; 50 ; 100

La Figure 4-42 représente l'amélioration potentielle de l'injection d'huile dans un compresseur scroll sur le coefficient de performance d'un cycle trans-critique à compression adiabatique, en fonction du rapport des masses transférées par cycle. Tous les résultats des essais simulés sont reportés sur la figure.

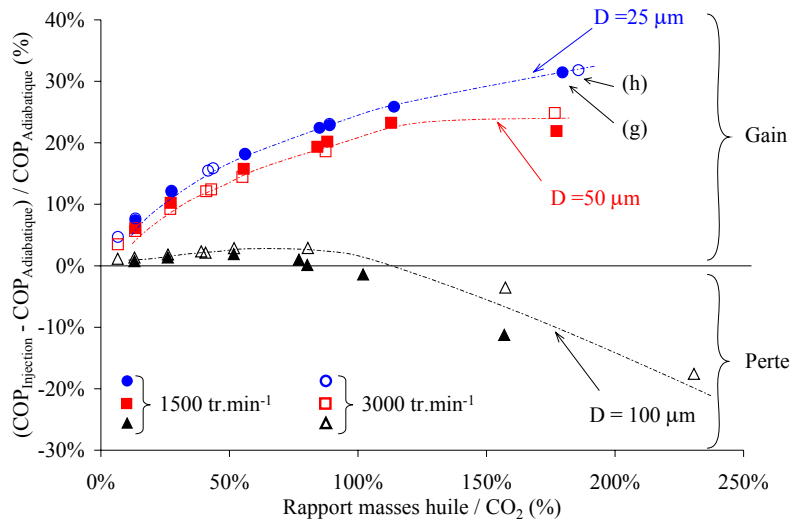


Figure 4-42 : Impact du rapport des masses huile / CO₂ par rapport au gain énergétique dans un compresseur scroll, pour différentes tailles de goutte.

Comme le comportement de l'huile vis à vis du gaz est identique à celui d'un compresseur à piston, seuls les avantages et inconvénients de la technologie scroll sont traités. La Figure 4-43 représente l'impact du rapport des masses huile / CO₂ sur le COP de tous les points de fonctionnement simulés avec le compresseur à pistons.

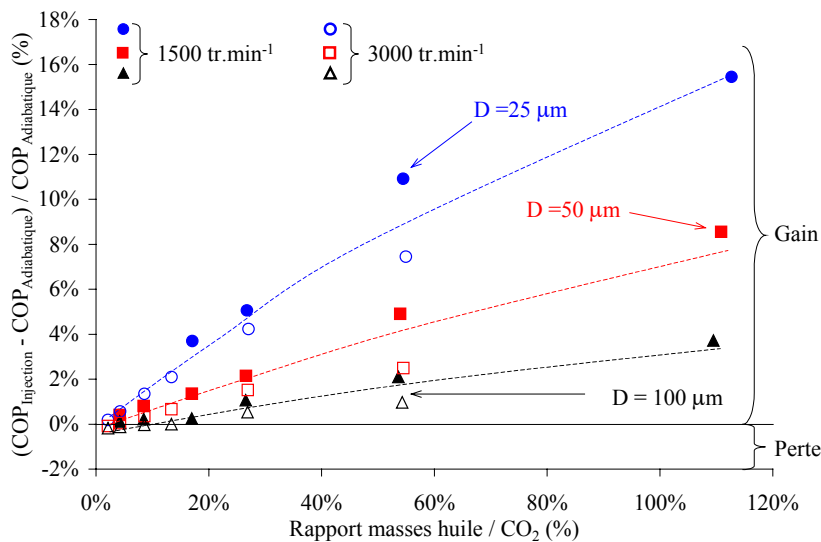


Figure 4-43 : Impact du rapport des masses huile / CO₂ par rapport au gain énergétique dans un compresseur à piston, pour différentes tailles de goutte.

En comparant les résultats des Figures 4-42 et 4-43, trois enseignements importants peuvent être tirés :

- (i) Contrairement au compresseur à piston et pour les gouttes de diamètre inférieur à 50 μm , l'amélioration énergétique du cycle trans-critique de base est indépendante de la vitesse du compresseur et du système d'injection.
- (ii) A rapport de masse identique, le compresseur scroll à injection d'huile possède un COP supérieur à celui du compresseur à pistons.
- (iii) Pour les gouttes de 100 μm , le système d'injection peut engendrer des pertes énergétiques plutôt que du profit.

Toutes ces observations s'expliquent par le seul fait que les temps de cycles sont plus importants avec les compresseurs scroll qu'avec ceux à piston.

Influence de la vitesse de rotation (cas g et h)

Les grandeurs principales des deux simulations d'injection (g) et (h), correspondant aux augmentations de COP les plus élevés, sont reportées dans le Tableau 4-15.

Tableau 4-15: Résumé des principales performances des cas (g et h) - $d_0 = 0,2 \text{ mm}$, $D = 25 \mu\text{m}$ -

	n_i inj.cm ⁻²	Vitesse tr.min ⁻¹	R %	Q_{huile} J.g _{liq} ⁻¹	Q_{gaz} J	W J	% COP %
Cas (g)	2	1500	180	56,4	183	48,0	31,4
Cas (h)	4	3000	186	54,6	183	48,6	31,8

Les injecteurs sont de même dimension, à savoir un diamètre d'orifice de 0,2 mm, et génèrent des gouttes de 25 μm . Dans le cas (g) le compresseur tourne à 1500 tr.min⁻¹ contre 3000 tr.min⁻¹ dans le cas (h). Les masses d'huile transférées par cycle sont à peu près identiques, 1,8 fois supérieures à celles du dioxyde de carbone. La densité des injecteurs est doublée à vitesse élevée afin de compenser le délai d'injection plus court. Dans ces conditions, l'amélioration du COP du cycle trans-critique de base est de 32 % environ. Ce gain est plus élevé que les 22 % annoncés dans le précédent chapitre et obtenu pour un mélange huile / CO₂ idéal dans les mêmes conditions (Figure 3-26). Cet écart est essentiellement dû à la différence de nature des cycles de référence, basés sur la compression adiabatique réversible. Le compresseur du mélange idéal était de technologie piston et tournait à 1500 tr.min⁻¹ tandis que le compresseur scroll utilisé ici tourne à 3000 tr.min⁻¹. Ces conditions différentes entraînent un COP de référence différent : 3,343 pour le compresseur à piston à 1500 tr.min⁻¹ et 3,253 pour le scroll à 3000 tr.min⁻¹.

Pour cette taille de goutte, l'indépendance des performances énergétiques vis à vis de la vitesse du compresseur est parfaitement illustrée par les Figures 4-44 et la 4-45. Ces deux figures représentent les historiques des températures du dioxyde de carbone et des grappes d'huile injectées tous les 125 ° environ.

Ces deux figures sont presque identiques et les températures du gaz en fin de compression sont d'environ 65 °C. La fin de la compression de ce compresseur intervient à la position 1077 °, alors que pour le compresseur à pistons elle se situe entre les positions 280 ° et 290 °. Cela signifie que le temps de séjour des gouttes dans le compresseur est multiplié par environ 4 (de 3,71 à 3,84). Par conséquent, une même goutte injectée dans le compresseur scroll extraira davantage de chaleur au gaz que dans un compresseur à piston. On peut remarquer sur la Figure 4-44 que très peu de temps après leur injection, quelques millisecondes, les grappes d'huile voient leur profil de température pratiquement superposé à celui du gaz. Comme la différence de température stabilisée n'excède pas 1 K, cela signifie que la résistance thermique entre les deux constituants est très faible. Dans ce cas, le mélange réel se rapproche du cas de l'équilibre local traité dans le chapitre 3. L'augmentation de la vitesse du compresseur augmente la différence de température mais celle-ci n'excède pas plus de 2 K.

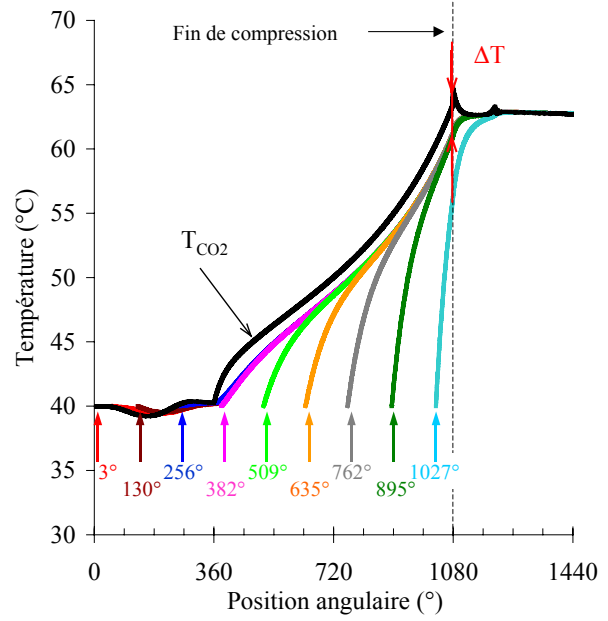
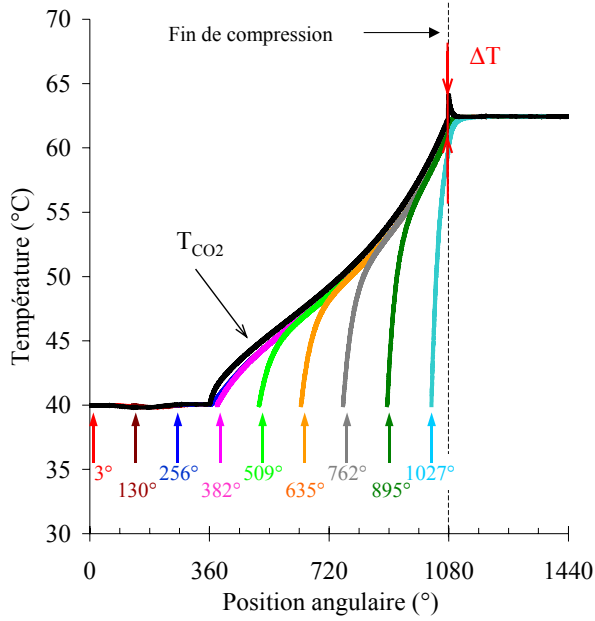


Figure 4-44 : Historique des températures du gaz et des gouttes pendant un cycle à 1500 tr.min⁻¹ (cas g) Figure 4-45 : Historique des températures du gaz et des gouttes pendant un cycle à 3000 tr.min⁻¹(cas h)

Inadéquation des grosses gouttes

Comme le temps de séjour des gouttes est allongé, cela doit théoriquement profiter aux plus grosses gouttes dont la réponse thermique est plus importante. Nous avons vu précédemment que celle d'une goutte de 50 μm était de 13,1 ms et 52,5 ms pour une goutte de 100 μm. Ces grandeurs sont effectivement plus adaptées au compresseur scroll car s'il tourne à 1500 tr.min⁻¹ le temps de séjour de la goutte est de 120 ms contre 30 ms avec le compresseur à pistons.

La Figure 4-46 représente la distance parcourue par des grappes d'huile, de diamètre 100 μm, injectées tous les 130°, en fonction de la position angulaire du compresseur. Les historiques de température du gaz et de ces mêmes gouttes sont indiquées sur la Figure 4-47, toujours en fonction de la position.

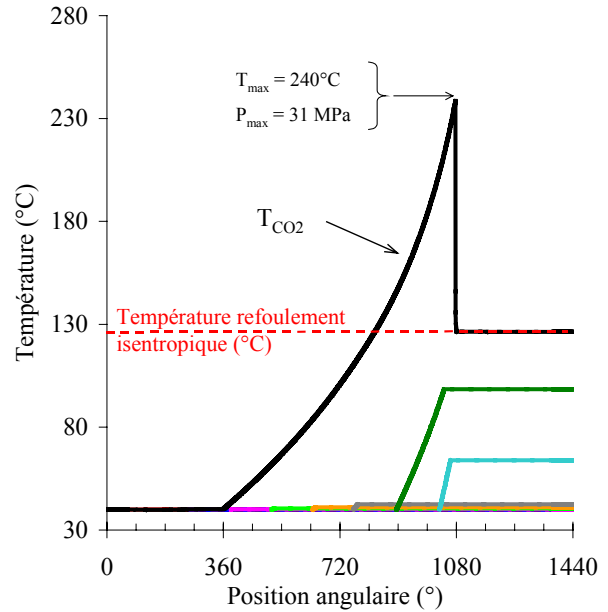
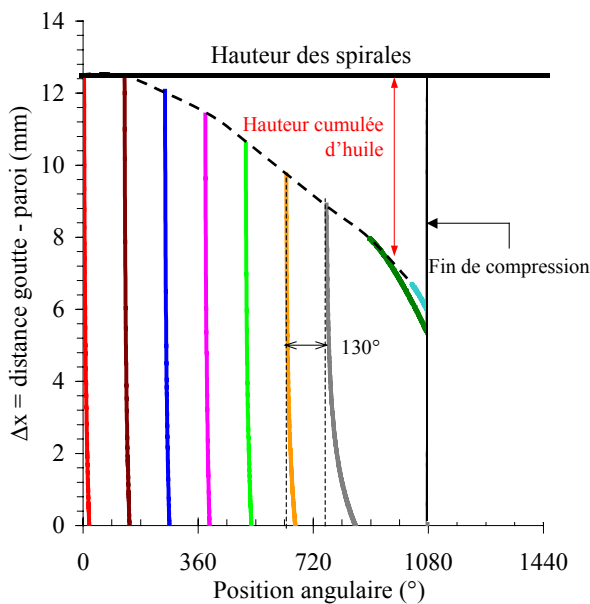


Figure 4-46: Historique des distances parcourues par les gouttes de 100 μm

Figure 4-47: Historique des températures de goutte de 100 μm

On remarque sur la Figure 4-46 que les premières gouttes injectées ne mettent que 15° pour atteindre le fond des spirales, soit une distance de 12,5 mm en 1,7 ms. Un volume d'accumulation d'huile se

créé au fond du compresseur, réduisant ainsi la distance à parcourir pour les prochaines gouttes. La hauteur cumulée atteint 3,6 mm à la position 750 °.

La Figure 4-47 illustre le fait que l'huile se retrouve piégée au fond du compresseur sans avoir eu le temps d'avoir un effet thermique significatif sur le gaz. Ce facteur combiné à la réduction accrue du volume disponible pour le gaz se traduit par une montée très rapide de la pression. Comme le début de la phase de refoulement s'effectue à une position angulaire fixe, qui est fonction de la géométrie des spirales et dessinées pour un cas favorable de refroidissement, la pression dépasse très largement la partie haute pression du circuit frigorifique. Dans le cas représenté, la pression maximale atteinte par le gaz est d'environ 31 MPa, pour une pression dans le circuit de 10 MPa, et la température en fin de compression est de 240 °C.

L'augmentation de la hauteur des spirales, prise égale à 12,5 mm dans notre cas, peut permettre d'éviter un tel scénario. Les gouttes mettraient ainsi plus de temps pour atteindre le fond de la spirale et auraient davantage de temps pour échanger de la chaleur avec le gaz. Pour une hauteur de 20 mm par exemple, la goutte injectée à la position 0 ° mettrait 130 ° pour heurter la paroi contre 15 ° à 12,5 mm.

En résumé, le concept d'injection d'huile dans un compresseur frigorifique au dioxyde de carbone semble plus adaptée à la technologie du scroll qu'à celle du piston. Cette technologie tire son avantage de son cycle complet plus long qui assure des temps de séjour des gouttelettes d'huile plus élevés. Avec les gouttes de taille trop importante, par exemple 100 µm, les probabilités de dysfonctionnement sont très importantes car la pression dans le compresseur peut atteindre plus de 20 MPa, contre 10 MPa initialement prévu.

5 Conclusion

Dans ce chapitre, une recherche bibliographique a été menée afin de comprendre les processus qui régissent les différents régimes de rupture de jet et de fractionnement secondaire de goutte. Bien que les publications consultées portent essentiellement sur l'injection de carburant dans un moteur thermique, nous avons essayé d'identifier les facteurs limitants ou favorables à l'atomisation d'un jet d'huile dans du CO₂ sous pression. La réponse à cette question varie selon les articles en particulier en ce qui concerne l'influence de la masse volumique. Il est ressorti que l'action des forces aérodynamiques, exercées sur le jet de liquide en sortie d'injecteur, est favorisée par la présence d'un milieu continu dense. En revanche, si la longueur de rupture de jet diminue, le fort ralentissement subi par les gouttes ne favorise pas le régime d'atomisation secondaire.

Toutes les équations du modèle numérique ont été présentées dans ce chapitre, elles comprennent les bilans de matière pour chaque espèce et le système d'équations propre à chaque grappe d'huile (échange thermique huile / CO₂, quantité de mouvement mono-directionnelle d'une goutte). L'injection d'une huile frigorifique dans deux technologies de compresseur a été simulée : le compresseur à piston et le compresseur scroll. Une étude paramétrique a été menée sur les différentes grandeurs caractéristiques du système d'injection : le nombre d'injecteurs, leur diamètre et celui des gouttes générées.

De cette partie, on peut selon la technologie du compresseur retenir les points suivants :

Compresseur à pistons

La vitesse de rotation du compresseur joue un rôle essentiel sur les performances du système à injection d'huile. A 3000 tr.min⁻¹, le coefficient de performance d'un cycle trans-critique à compression isentropique n'est amélioré, sur le domaine étudié, que de 7,5 % contre 15,5 % à la vitesse nominale de 1500 tr.min⁻¹. A vitesse élevée, la réponse thermique des gouttes et la durée d'un cycle complet du compresseur sont inadaptées pour envisager un gain substantiel.

A vitesse nominale, la génération de gouttelettes d'huile de diamètre égal à 100 µm apporte un gain sur le COP de seulement 5 %. La combinaison de deux effets est à l'origine des faibles quantités de chaleur échangées :

- Leur constante thermique est trop élevée (52,5 ms) comparativement à la durée d'un cycle (40 ms à 1500 tr.min⁻¹). La quantité de chaleur spécifique absorbée par les gouttes est limitée.

- La force d'inertie est tellement importante qu'elle précipite les gouttes contre la paroi du piston. Elles ne peuvent plus participer ensuite à l'échange thermique avec le gaz.

Le gain maximum observé sur le COP (15,5 %) a lieu pour des gouttes de 25 μm de diamètre et à la vitesse nominale de 1500 $\text{tr}\cdot\text{min}^{-1}$. Le dispositif d'injection est alors constitué de 64 injecteurs de 0,2 mm de diamètre.

Compresseur scroll

Dans le cas du compresseur scroll, l'amélioration des performances énergétiques est pratiquement indépendante de la vitesse de rotation du compresseur. Pour le compresseur choisi, un cycle de compression complet s'effectue en 4 tours de vilebrequin contre un tour seulement avec le compresseur à pistons. Dans ces conditions, avec des gouttes de 25 μm et un rapport de masse huile / CO_2 d'environ 180%, le gain énergétique est supérieur de 30 % à celui du cycle trans-critique de base, i.e. 28 % inférieur au cycle HFC-134a idéal. En pratique, des meilleures propriétés de transfert thermique du CO_2 réduisent cet écart. En revanche, si la taille des gouttes générées est doublée (50 μm), l'amélioration du COP reste supérieure à 20 %. Si en revanche, la taille est encore doublée (100 μm), c'est une dégradation de 30 % du COP qui est constatée. Les raisons sont identiques à celles du compresseur à piston mais le COP est plus largement détérioré. Comme il y a davantage d'huile injectée, sans aucun effet thermique, la pression croît plus rapidement. En l'absence de clapet de refoulement, elle atteint plus de 20 MPa, soit une valeur inacceptable pour la bonne tenue mécanique du compresseur.

Les gains annoncés sur le coefficient de performance sont sur-estimés avec le compresseur à piston car ils ne prennent pas en considération l'huile qui est entrée en contact avec le piston. Si cette huile est évacuée vers le carter à la basse pression, il faut comptabiliser le travail de compression de l'huile pour la ramener au niveau de la pression d'injection. Avec le compresseur scroll, il est acceptable de supposer que l'intégralité de l'huile peut être refoulée par l'orifice d'échappement.

Dans le modèle, le mélange est considéré homogène en concentration alors que dans le cas du compresseur à pistons, l'historique des trajectoires de gouttes ne soutient pas cette hypothèse. Les distances parcourues par les gouttes de diamètre 25 μm sont tellement faibles que les gaz ne peuvent être uniformes en température pendant la phase de compression. En théorie, ils devraient être plus frais en partie haute (présence de gouttes) et plus chauds en partie basse (absence de gouttes).

En revanche, malgré des performances énergétiques moindres, le refoulement commandé par l'ouverture des clapets rend l'utilisation du compresseur à pistons plus souple que celle du scroll.

Chapitre 5 : – Caractérisation expérimentale d'un spray d'huile –

Le modèle laisse entrevoir des possibilités d'amélioration des performances énergétiques du cycle trans-critique qui ne peuvent être atteintes que si les gouttelettes générées ont un diamètre inférieur à 50 μm .

Le but de ce dernier chapitre est de présenter les travaux expérimentaux envisagés pour valider la faisabilité, dans des conditions opératoires proches de celles d'un compresseur en fonctionnement, de production de gouttes de taille moyenne inférieure à 50 μm .

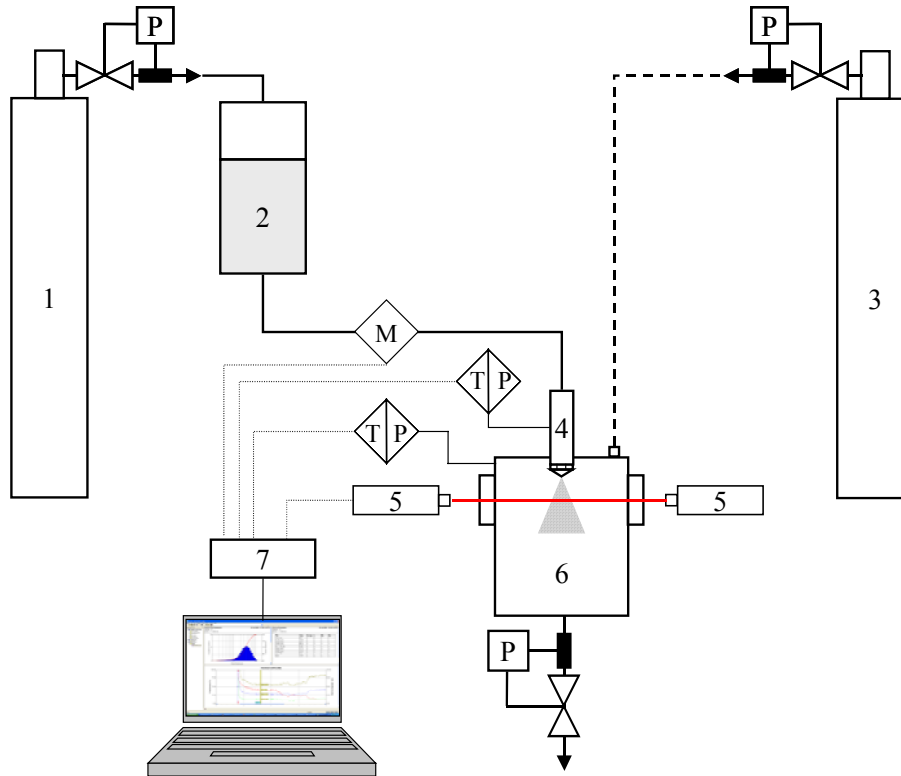
Ce chapitre débute par une présentation sommaire du dispositif expérimental. S'ensuivent les exposés successivement du principe de fonctionnement d'un granulomètre laser utilisé pour évaluer la taille des gouttes, de l'instrumentation scientifique en place et de la description de l'enceinte qui permet d'étudier l'injection dans du dioxyde de carbone sous pression.

Enfin, des résultats préliminaires sont présentés.

1	DISPOSITIF EXPERIMENTAL.....	153
1.1	CIRCUITS FLUIDIQUES	153
1.2	ANALYSEUR DE PARTICULE ET INSTRUMENTATION	155
1.3	ENCEINTE PRESSURISEE	159
2	EXPERIENCE.....	160
2.1	RESULTATS	161
2.2	INCOMPATIBILITE CO₂ - PMMA.....	163
3	CONCLUSION.....	164

1 Dispositif expérimental

L'installation expérimentale, dont le schéma de principe est celui de la Figure 5-1, a été spécifiquement conçue pour cette étude et financé sur des fonds propres au laboratoire. En l'absence d'expériences antérieures en granulométrie, la conception de cette installation expérimentale s'inspire des bancs d'injection de carburant.





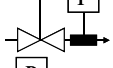
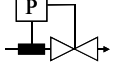
Nomenclature	Symboles
1 Bouteille d'azote	 Débitmètre massique
2 Réservoir d'huile sous pression	
3 Bouteille de dioxyde de carbone	 Transmetteur pression / Thermocouple
4 Injecteur	
5 Granulomètre laser (Spraytec)	 Détendeur bouteille
6 Enceinte sous pression	
7 Système d'acquisition	 Déverseur

Figure 5-1: Schéma de principe du dispositif expérimental.

Les circuits fluidiques, l'instrumentation scientifique ainsi que l'enceinte sous pression vont être successivement présentés.

1.1 Circuits fluidiques

Les indices de la description des circuits fluidiques de l'huile et du dioxyde de carbone se réfèrent à la Figure 5-1. Les conduites sont en acier inoxydable (type 316L) et raccordés aux équipements par un système de double bague à sertir.

L'huile RENISO C 85E dont les propriétés sont fournies en Annexe 8, est initialement stockée dans une capacité (2). Une pression pilote de 20 MPa maximum est générée par une bouteille d'azote (1) et régulée par un détendeur vissé à la sortie de la bouteille. Lorsque cette pression est supérieure à la

pression de gaz qui règne dans l'enceinte (6), l'huile est injectée dans cette dernière au travers d'un injecteur commercial.

Le CO₂ est introduit dans l'enceinte depuis une bouteille commerciale (3) initialement à 5,7 MPa environ (20 °C). Elle est équipée d'un détendeur qui permet la charge et le contrôle de la pression du gaz dans l'enceinte jusqu'à 5,7 MPa. Les pressions de gaz supérieures sont obtenues par le chauffage simultané de la bouteille de CO₂ (3) et de l'air du local dans lequel est implantée l'installation. Une ceinture chauffante électrique est enroulée autour de la bouteille et un système de ventilation et de chauffage contrôlé équipe le local habituellement destiné à tester des pompes à chaleur air / eau.

Comme la pression dans l'enceinte a tendance à augmenter avec l'introduction d'huile, un déverseur est implanté en partie basse de l'enceinte pour évacuer automatiquement l'huile injectée et maintenir la pression dans l'enceinte constante. Cette huile est recueillie dans un récipient pour être réintroduite manuellement après chaque expérience dans la capacité de stockage (2).

La finesse granulométrique du spray généré dépend des caractéristiques de l'injecteur. Pour cette étude, le choix s'est porté sur une buse de pulvérisation axiale à cône creux qui, d'après les fournisseurs consultés¹, favorisent la génération de fines gouttelettes du fait de la présence de gaz au cœur du spray et de l'effet swirl. Il faut rappeler que l'effet swirl est le mouvement de rotation donné à l'écoulement du liquide dans la chambre de turbulence qui se transforme à l'orifice de l'injecteur en une vitesse à composantes axiale et tangentielle. Les Figure 5-2 (a) et Figure 5-2 (b) représentent respectivement une coupe d'injecteur de la gamme proposée par le constructeur Lechter® et une photo de l'injecteur monté sur son tube de support.

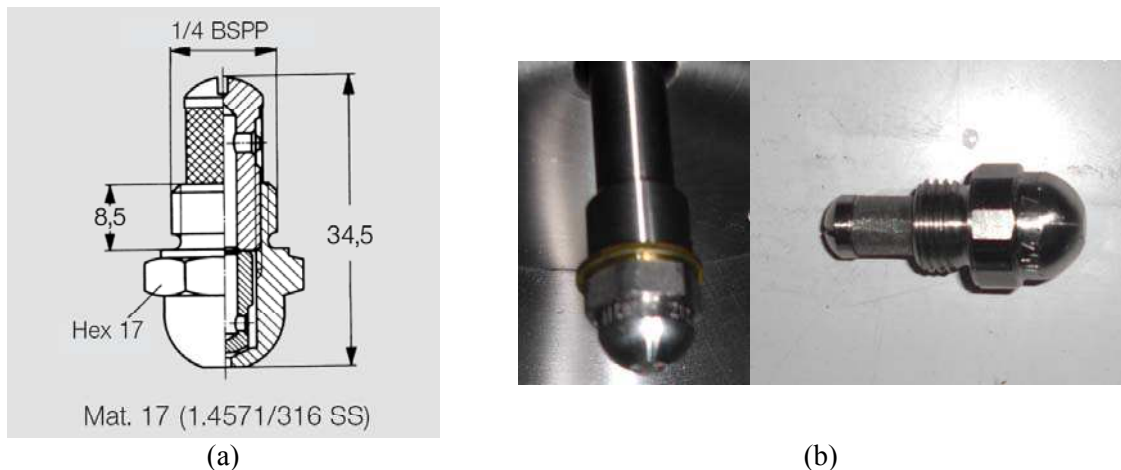


Figure 5-2: Buse d'injection vue en coupe (a) et montée sur son support (b).

La plus petite buse de la gamme proposée par Lechter® a été retenue afin de générer les plus fines gouttes possibles. Le diamètre de l'orifice, égal à 0,1 mm, est le plus petit proposé par les fabricants consultés. Comme précisé dans le chapitre sur l'atomisation, il semble difficile de trouver de plus petits injecteurs car le risque de bouchage intempestif est trop important. Le Tableau 5-1 indique les débits volumiques réels et les coefficients de décharge de l'injecteur obtenus pour différentes conditions d'injection d'eau.

Tableau 5-1: Performances de la buse Lechter® utilisée avec de l'eau (référence 212.004).

Grandeur	Unité	ΔP en MPa			
		0,5	0,7	1	2
\dot{V}	$l \cdot \text{min}^{-1}$	0,013	0,015	0,018	0,025
C_d eau	-	0,872	0,851	0,854	0,839

¹ Lechler, Delavan et Spraying systems

Ces coefficients de décharge (notés C_d dans le Tableau 5-1) sont nettement plus élevés que ceux utilisés dans le modèle numérique du précédent chapitre (Figure 4-18). Seulement, l'eau qui est nettement moins visqueuse que l'huile (1 mPa.s contre 79 mPa.s), favorise les forts coefficients de décharge. L'instrumentation disponible sur le banc d'essai permet de mesurer cette grandeur physique indispensable à la détermination du nombre d'injecteurs à implanter sur un compresseur.

1.2 Analyseur de particule et instrumentation

La mesure de la taille des gouttes, ainsi que leur distribution, peuvent être réalisées de deux manières : soit par prélèvement d'un échantillon de la phase continue liquide soit par la méthode non intrusive du laser optique. Comme le premier procédé n'est pas adapté à notre étude, seul les lasers optiques sont ici présentés.

Les instruments de mesure "optique" utilisent une source lumineuse étalon de longueur comprise dans le spectre visible ($\lambda = 0,4 - 0,7 \mu\text{m}$). Les processus de diffusion de la lumière peuvent être modélisés très différemment selon la taille et la forme des particules :

- (i) **Dimension** : Trois sous-catégories peuvent être identifiées, en fonction de la dimension caractéristique de la particule D et de la longueur d'onde λ :
 - Le diamètre est plus petit que la longueur d'onde ($D \ll \lambda$),
 - Les deux dimensions sont du même ordre de grandeur ($D \# \lambda$),
 - Le diamètre est plus important que la longueur d'onde ($D \gg \lambda$).
- (ii) **Sphéricité** : La longueur d'onde conditionne également la forme "effective" d'une particule. Une particule présentant, par rapport à une sphère parfaite, des irrégularités de surface de l'ordre $\varepsilon = 200\text{nm}$ sera perçue comme étant de forme irrégulière aux courtes longueurs d'ondes de type ultraviolets ($\varepsilon / \lambda = 1, \lambda = 0,2 \mu\text{m}$) et pratiquement assimilable à une sphère pour des ondes infrarouges ($\varepsilon / \lambda = 0,01, \lambda = 10 \mu\text{m}$). Les particules liquides, gazeuses, sont souvent sphériques lorsqu'elles sont "petites" (du fait de la tension superficielle) : gouttes, bulles....

Comme l'indique le Tableau 5-2, ces deux informations conditionnent aussi bien le choix des théories de diffusion de la lumière que le type d'appareil à utiliser.

Tableau 5-2: Théories et techniques de mesure en fonction de la taille et de la forme des particules, (Onofri, 2004).

Particule	Sphérique		Non Sphérique
$D \ll \lambda$	Théorie(s)	Théorie de Lorenz-Mie, de Rayleigh	
	Techniques	Extinctionométrie, Scattérométrie	
$D \# \lambda$	Théorie(s)	Théorie de Lorenz-Mie	
	Techniques	Diffractionométrie, Phase Doppler	
$D \gg \lambda$	Théorie(s)	Théorie de Lorenz-Mie, Diffraction de Fraunhofer, Optique géométrie et physique	
	Techniques	Diffractionométrie, Phase Doppler, Imagerie interférométrique ou non	

Etant donné la longueur d'onde des sources lumineuses des appareillages ($0,4 < \lambda < 0,7 \mu\text{m}$) et la taille des particules à mesurer dans notre étude ($\text{qq}\mu\text{m} < D < \text{qq}\text{centaines}\mu\text{m}$), plusieurs techniques de mesure sont envisageables mais la diffractionométrie semble la plus appropriée. En effet, la technique de diffractionométrie a l'avantage de caractériser instantanément un ensemble de particules, tandis que la technique phase Doppler est une caractérisation particule par particule et les résultats sont obtenus statistiquement par intégration dans le temps. L'appareil utilisé pour les expériences est celui commercialisé par la société Malvern Instruments sous l'appellation du Spraytec.

La diffraction dans un milieu homogène et isotope (de même vitesse de propagation pour tous les rayons lumineux quelle que soit leur direction), intervient lorsque la lumière ne se propage pas en ligne droite. Par conséquent, tout objet éclairé par un faisceau laser diffracte la lumière incidente reçue. Il en résulte une répartition lumineuse appelée tache d'Airy. Dans le cas d'une particule sphérique, la figure de diffraction à l'infini représente un disque central orné de cercles concentriques de plus en plus atténués.

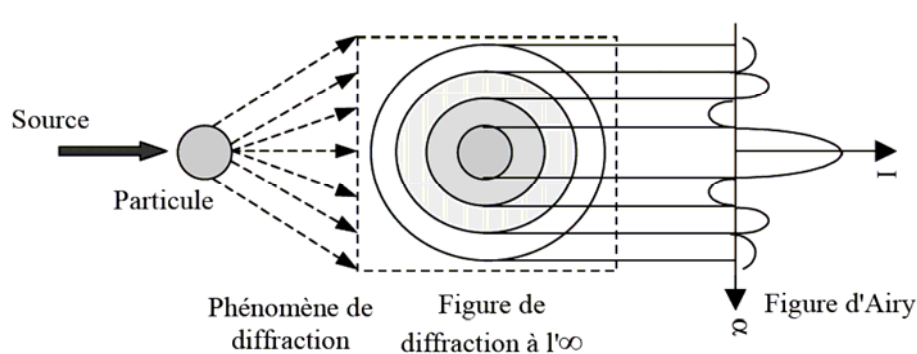


Figure 5-3: Diffraction de la lumière.

Une lentille collectrice de Fourier est utilisée pour "ramener de l'infini à une distance finie" les figures de diffraction formées par les particules rencontrées, et permettre la résolution mathématique de l'équation décrite par la figure d'Airy.

Différents modèles théoriques décrivent le phénomène physique de diffraction en champ lointain. Le logiciel de l'instrument scientifique, qui convertit l'image de diffraction mesurée en une distribution de taille de particule, gère de manière autonome le modèle de diffraction en fonction de la taille de particule :

- (i) L'approximation de Fraunhofer est utilisée avec les grosses particules car elle suppose que la lumière est totalement occultée par la particule. Les grosses particules sont considérées totalement absorbantes, il ne reste plus que le lobe dû à la diffraction vers l'avant.
- (ii) La théorie de Lorenz-Mie est plus adaptée aux particules de taille proche ou inférieure à la longueur d'onde du faisceau. La lumière qui traverse la particule subit d'autres transformations qui ne peuvent plus être négligées. L'onde est partiellement absorbée, sa vitesse est modifiée à l'interface des deux milieux, et l'énergie résiduelle des photons est réémise dans toutes les directions. La connaissance des indices de réfraction (indice réel) des phases continue et dispersée ainsi que l'indice d'absorption (indice imaginaire) de l'huile sont nécessaires au modèle des gouttes dont la taille est proche ou inférieure à la longueur d'onde du laser, $0,63 \mu\text{m}$ pour l'appareil utilisé.

L'indice de réfraction du dioxyde de carbone dans des conditions normalesⁱ, lorsqu'il est sollicité par l'onde du laser ($632,8 \mu\text{m}$), est égal à 1,00 (*Refractive index database* selon Weber, 2003). Le gaz sous pression étant plus dense, son indice de réfraction augmente de façon logarithmique. Toutefois cet accroissement est limité puisque sous un éclairage de 568 nm , l'indice de réfraction passe à 1,07 pour 10 MPa (1,16 pour 20 MPa et 1,19 pour 30 MPa), Fehrenbacher et al. (2002).

Comme les indices de réfraction et d'absorption de l'huile RENISO C85E ne sont pas disponibles, une recherche bibliographique sur les huiles usuelles a été réalisée. Fukuta et al. (2004) ont étudié l'indice de réfraction des huiles développées pour les HFC. Celui des huiles minérales est d'environ 1,5 contre 1,45 pour les huiles POE, PVE et PAGⁱⁱ. Leurs mesures indiquent que l'indice de réfraction varie peu avec la température (diminution de 0,01 entre $30 \text{ }^\circ\text{C}$ et $60 \text{ }^\circ\text{C}$). Concernant l'indice d'absorption, la société Malvern propose de le fixer à une valeur typique pour les huiles, i.e. 0,1. Par ailleurs, cette grandeur peut être déterminée expérimentalement par l'appareil.

ⁱ Conditions normales : $P = 1,013 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ et $T = 273,15 \text{ K}$.

ⁱⁱ POE : Polyol-ester, PVE : Polyvinylether, PAG : Polyalkylene-glycol

La masse volumique est aussi une valeur d'entrée mais n'est utile que pour connaître la surface d'échange spécifique exprimée en $\text{m}^2.\text{cm}^{-3}$, i.e. la surface totale des gouttes divisée par leur volume total.

Comme le montre la Figure 5-4, l'angle de diffraction est inversement proportionnel à la taille de la particule. Par conséquent, la mesure de répartition de l'intensité lumineuse diffractée suffit à déduire la taille des particules.

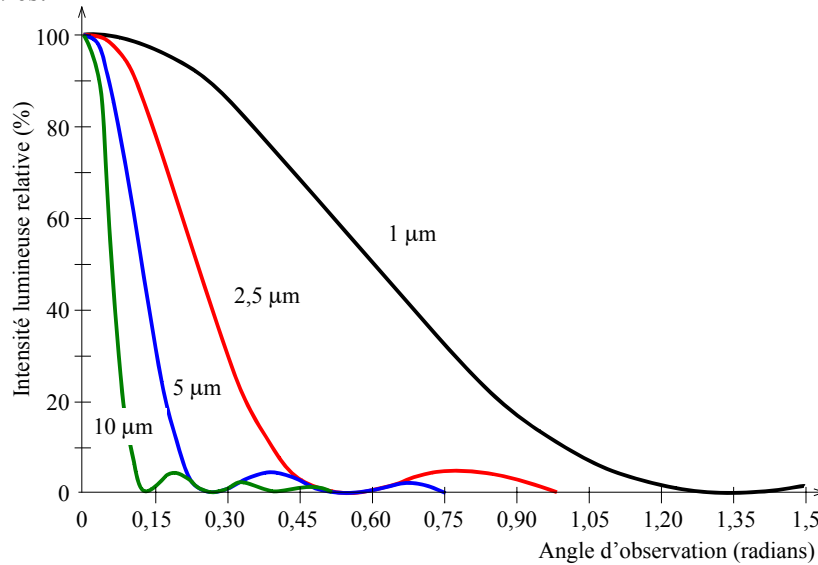


Figure 5-4: Intensité de la lumière diffractée par des particules sphériques dans un champ lointain pour un faisceau de longueur d'onde $0,6328 \mu\text{m}$ (Chatelet, 1996).

L'appareil commercial Spraytec de la société Malvern Instruments, dont le fonctionnement est basé sur l'analyse de la diffraction lumineuse expliquée brièvement ci-dessus, est représenté sur la Figure 5-5. Il permet la mesure de la distribution de taille de particule d'un spray sur un large spectre allant de $0,1 - 2000 \mu\text{m}$. Son système de détection breveté lui confère une mesure fiable indépendamment de la concentration du spray. Sa fréquence maximale d'acquisition d'une mesure toutes les $100 \mu\text{s}$ (soit 10 kHz), permet une caractérisation complète des sprays pulsés et des jets continus en capturant entièrement la dynamique d'injection.

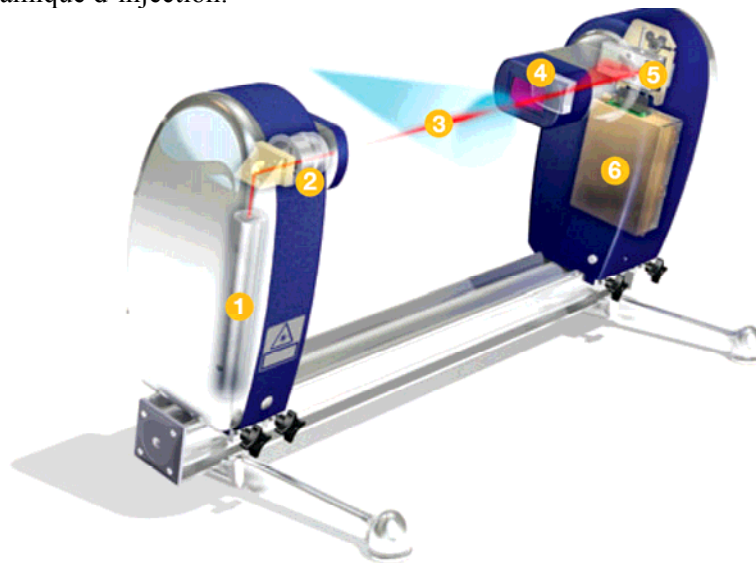


Figure 5-5: Granulomètre Spraytec (Documentation Malvern)

Un laser hélium-néon (1), d'une puissance de 5 mW , émet à une longueur d'onde (λ) égale à $632,8 \text{ nm}$, i.e. dans le rouge visible proche du rayonnement infrarouge. Le faisceau de lumière de

6 mm de diamètre traverse ensuite un dispositif optique appelé agrandisseur / collimateur (2) pour obtenir un faisceau de rayons de lumière parfaitement parallèles et plus large, 10 mm. Le faisceau rencontre les particules de manière incidente dans la zone de travail (3) puis est projeté sur une lentille convergente de Fourier (4). En l'absence de particules dans la zone de travail, la lentille transforme le faisceau parfaitement sphérique en un cône convergent en un point source, point d'extinction, situé à la distance focale. C'est à cette distance que sont implantées les cellules du capteur photosensible qui enregistre la répartition de l'éclairement diffracté dans le plan focal de la lentille.

Le capteur photosensible, qui est schématisé sur la Figure 5-6, est constitué de 42 anneaux concentriques semi-circulaires dont la position est alternée sur le disque support.

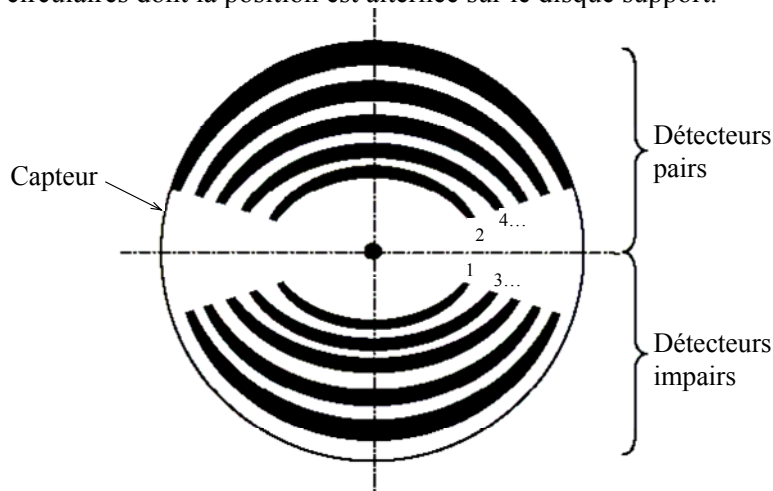


Figure 5-6: Schéma du capteur photosensible (Documentation Malvern)

Chaque particule éclairée par le faisceau laser diffracte la lumière sur tous les anneaux du détecteur. Les gouttes de petites tailles, dont l'angle de diffraction de la lumière est important, sont essentiellement mesurées par les anneaux de plus grands diamètres, proche de la périphérie du détecteur. Comme les figures de diffraction dans le plan focal sont toutes centrées quelle que soit la position des objets dans le faisceau incident, le détecteur fera une analyse radiale de toutes les figures de diffraction cumulées, par un découpage en anneaux bien adaptés aux particules sphériques.

Afin de mesurer l'intensité de la lumière non-déviée par le milieu traversé, une diode est positionnée au centre du capteur au point d'extinction de la focale de la lentille. La transmission T est donnée par l'équation suivante :

$$T = \frac{I}{I_0} \quad (5-1)$$

où I est l'intensité lumineuse reçue par la diode centrale du détecteur en présence du spray c'est-à-dire l'intensité lumineuse non diffractée, et I_0 l'intensité lumineuse reçue par la diode centrale du détecteur en l'absence de spray. Si la transmission T vaut 60 %, cela indique que 60 % de l'énergie lumineuse n'a pas été diffractée par les particules.

Mesurer la taille des gouttes d'un spray nécessite un choix judicieux de la lentille de Fourier à utiliser. La distance focale de la lentille est choisie en fonction de la gamme de taille des gouttes à mesurer. Cette contrainte est liée à des considérations géométriques mettant en jeu principalement les angles de diffraction maximum observés (liés aux plus petites gouttes), la distance focale de la lentille utilisée et la taille du capteur.

Tableau 5-3 : Choix de la lentille de Fourier

	Distance focale f (mm)	Gamme taille mesurable (μm)	Distance maximale spray - receptrer (mm)
Lentille 1	300	0,1 - 900	≈ 450
Lentille 2	750	2 - 2000	≈ 1125

Du fait des dimensions de l'enceinte pressurisée qui est décrite ci-après, le choix de la lentille s'est porté sur la lentille de distance focale 750 mm. La gamme de taille de goutte mesurable par la lentille 1 est plus adaptée mais les risques de diffraction aux grands angles avec les plus fines gouttes sont importants.

La Figure 5-7 représente le schéma de principe de fonctionnement d'un granulomètre à diffraction laser. On remarque que la lentille de Fourier n'est pas adaptée à ce montage car la lumière diffractée par la particule la plus à gauche n'est pas recueillie par la lentille et aucune information relative à cette particule ne parvient aux cellules photosensibles.

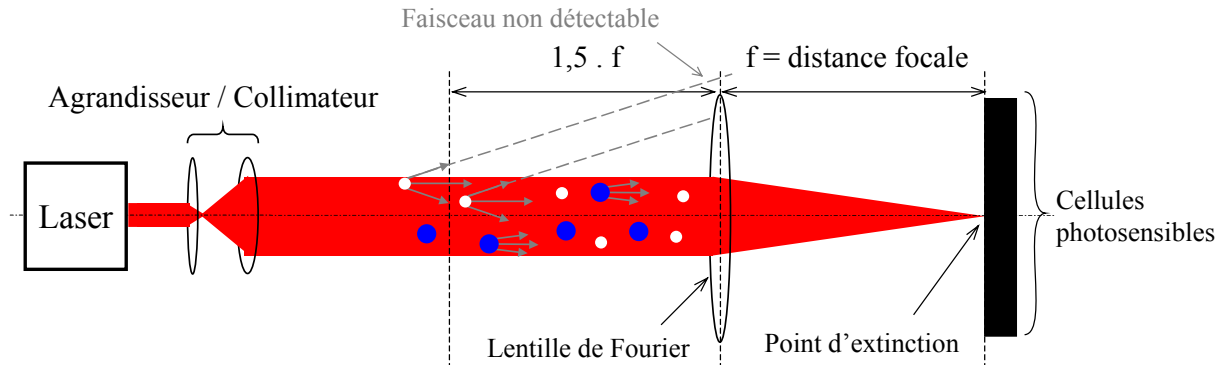


Figure 5-7: Schéma de principe de fonctionnement d'un granulomètre à diffraction laser.

L'instrumentation mise en place sur le prototype permet de mesurer les propriétés du gaz dans l'enceinte et de l'huile injectée et se compose de deux transmetteurs de pression, deux thermocouples de type T (couple cuivre constantan) et d'un débitmètre massique à effet coriolis.

Tableau 5-4: Instrumentation scientifique

Instrument	Type de signal	Plage de mesure	Précision
Débitmètre massique à effet Coriolis	4 – 20 mA	0 – 0,3 kg.s ⁻¹	+/- 0,03 %
Thermocouple de type T	f.é.m	- 185 - + 300 °C	+/- 0,5 °C
Transmetteur de pression à diaphragme	4 – 20 mA	0 – 16 MPa absolu	+/- 0,5 %

L'ensemble de ces cinq capteurs est relié à des modules d'acquisition de données analogiques de marque National Instruments®. Ce matériel d'acquisition est lui-même relié à un ordinateur sur lequel a été développé une interface basé sur un langage de programmation graphique (Labview 7.1).

1.3 Enceinte pressurisée

L'enceinte a été réalisée sur mesure par la société MECACONCEPT spécialisée dans la mécanique industrielle de précision. Cette enceinte, conforme à la directive des équipements sous pression ($P_{max} = 10$ MPa et $T_{max} = 60$ °C), est équipée de deux hublots en PMMAⁱ montés en vis à vis pour permettre le passage du faisceau lumineux. Le large diamètre des hublots (100 mm) permet d'étudier les sprays à longueur de pénétration et angle d'injection importants. L'ajustement de la position du faisceau permet l'étude de toutes les gouttes du spray, i.e. quelle que soit la position axiale et radiale des gouttes.

Le PMMA possède une meilleure transmission lumineuse que les verres classiques et la plus élevée des thermoplastiques (92 % pour 3 mm d'épaisseur selon la méthode ASTM D 1003). Cette excellente propriété optique est primordiale au bon fonctionnement du granulomètre laser et à la qualité des mesures effectuées. Lors du réglage du bruit de fond optique, la transmission T définie dans l'Equation 5-1 doit être la plus élevée possible et proche de l'unité, i.e. la valeur qui serait mesurée en l'absence des hublots.

ⁱ PMMA : Polyméthacrylate de méthyle usuellement appelé plexiglas®

Le corps principal de l'enceinte est réalisé d'une seule pièce sur laquelle viennent se fixer différentes brides dont l'étanchéité est assurée par des joints toriques en nitrile :

- Bride haute sur laquelle est implantée une soupape tarée à 10 MPa, le passage de l'injecteur, un transmetteur de pression et un thermocouple.
- Bride basse raccordée au déverseur.
- Brides latérales pour les hublots transparents en PMMA.

La Figure 5-8 représente deux photographies du dispositif expérimental réalisé et en conditions de fonctionnement.

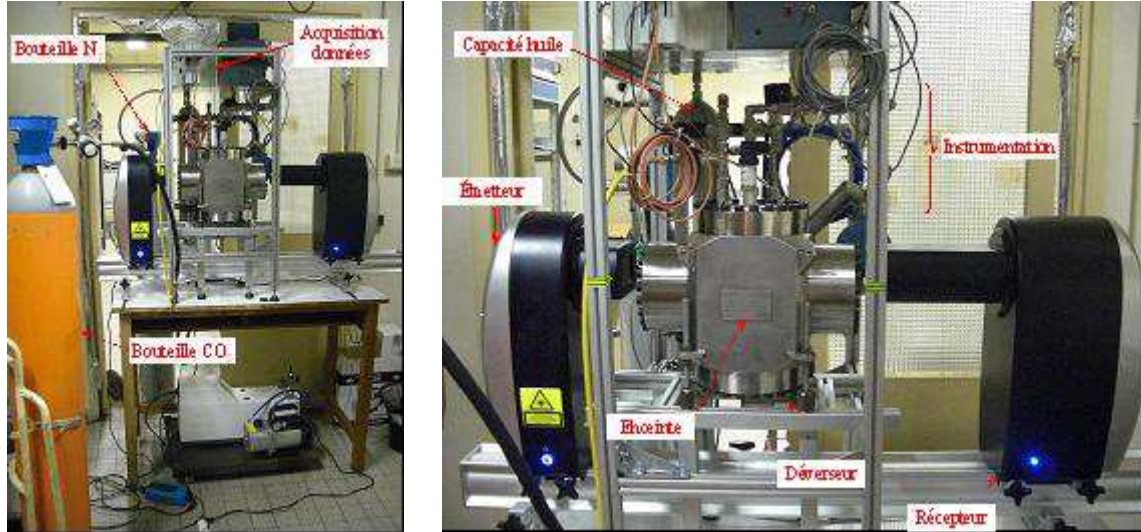


Figure 5-8: Photos du dispositif expérimental.

La photo de gauche montre la compacité de la réalisation, avec un système d'acquisition solidaire, qui rend possible la délocalisation de l'installation pour d'éventuelles collaborations futures. Les bouteilles de N₂ et CO₂ sont fixées à leurs chariots et raccordées à leurs circuits respectifs. La photo de droite est recentrée sur le dispositif de mesure granulométrique bien que la capacité d'huile et le déverseur qui régule la pression dans l'enceinte soient mentionnés.

2 Expérience

La première expérience à réaliser consiste à connaître, dans les conditions les plus favorables, la taille des plus petites gouttes qu'il est possible de générer avec l'huile RENISO 85 E et l'injecteur mis à disposition. Pour cela, il suffit d'avoir une différence de pression la plus élevée possible, entre l'huile injectée et le gaz.

Dans les conditions opératoires prises jusque là (chapitres 3 et 4), i.e. le cas d'un système frigorifique fonctionnant entre 40 °C et 0 °C, les pressions d'injection d'huile et de gaz dans l'enceinte doivent être réglées respectivement à 10 MPa et 3,5 MPa. Le réglage étant manuel, ces valeurs n'ont pu être respectées strictement et les véritables conditions utilisées lors de cet essai sont celles reportées dans Tableau 5-5. Ce cas correspond à la phase d'aspiration des compresseurs pendant laquelle il est admis d'importantes quantités d'huile. Pour les essais simulés qui offrent les meilleurs gains énergétiques, les quantités d'huile introduites pendant la phase d'aspiration des compresseurs à piston et scroll représentent respectivement, 2/3 et 1/3 de la masse totale d'huile transférée par cycle.

Tableau 5-5: Conditions Pression / Température de l'huile et du dioxyde de carbone lors de l'essai.

	Unité	Huile	Gaz
Pression	MPa	9,3	3,6
Température	°C	24,8	25,3

La pression d'injection est légèrement inférieure à celle attendue théoriquement (9,3 MPa contre 10 MPa), en revanche la pression du gaz est correctement fixée. Les températures ne sont que de 25 °C mais elles jouent un rôle secondaire par rapport aux pressions et restent du même ordre de grandeur.

Dans le chapitre précédent, il a été mis en évidence que la taille des gouttes dépendait de la distance de mesure par rapport au nez de l'injecteur. Pour cette expérience et comme le montre la Figure 5-9, le centre du faisceau laser a été réglé à 10 mm de l'orifice d'injection.

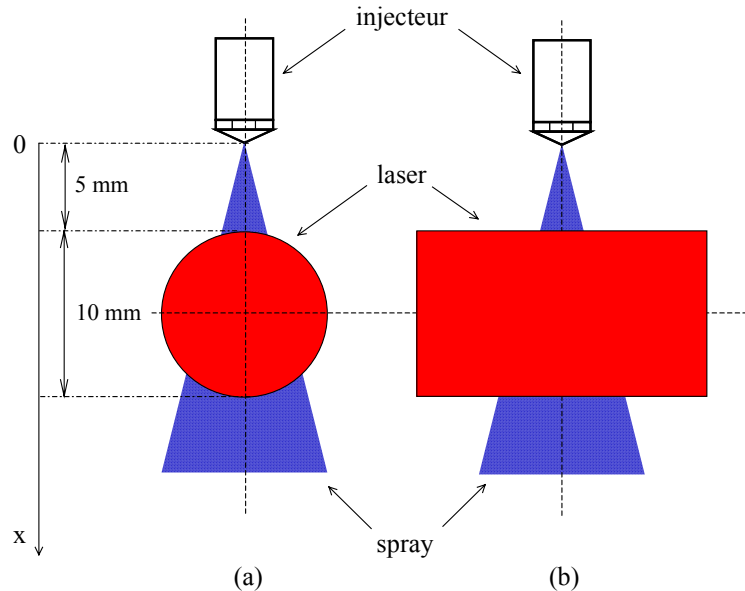


Figure 5-9: Position du faisceau laser par rapport au nez de l'injecteur pour la mesure de granulométrie.

Une fois le laser parfaitement aligné, i.e. le faisceau est perpendiculaire aux hublots, il faut s'assurer que sa transmission de l'émetteur au récepteur est correcte. En l'absence de gouttelettes dans la zone de travail, la lentille de Fourier permet d'avoir une intensité lumineuse forte sur les récepteurs centraux (1 et 2 sur la Figure 5-6) et qui décroît rapidement sur les récepteurs périphériques. Une fois ce réglage de bruit de fond effectué, l'appareil est prêt pour la mesure.

L'acquisition par le logiciel RTSizer© est paramétrée en mode continu sur une période de 4 secondes ; Elle débute automatiquement dès qu'une goutte est détectée par le faisceau, i.e. dès que le signal de transmission (T) passe en dessous d'une consigne de déclenchement (*trigger* réglé à 97 % par exemple). Le début et la fin de l'injection sont pilotés par l'opérateur qui actionne une vanne d'arrêt implantée sur le circuit d'huile à proximité de l'injecteur.

A chaque essai, les hublots sont souillés par des projections de gouttelettes d'huile et le faisceau de transmission (T) est diffracté par la pellicule d'huile déposée. Par conséquent, les hublots sont nettoyés à l'aide d'un chiffon sec en microfibres (qualité optique) et d'un produit nettoyant (Altunet®) spécialement développé pour le PMMA.

2.1 Résultats

La Figure 5-10 représente l'enregistrement dynamique réalisé pour les conditions décrites dans le Tableau 5-5. La transmission du faisceau (T) ainsi que quatre diamètres définis dans le Tableau 4-2 du chapitre 4, y sont reportés (D0,9, D0,1, D0,5 et D32).

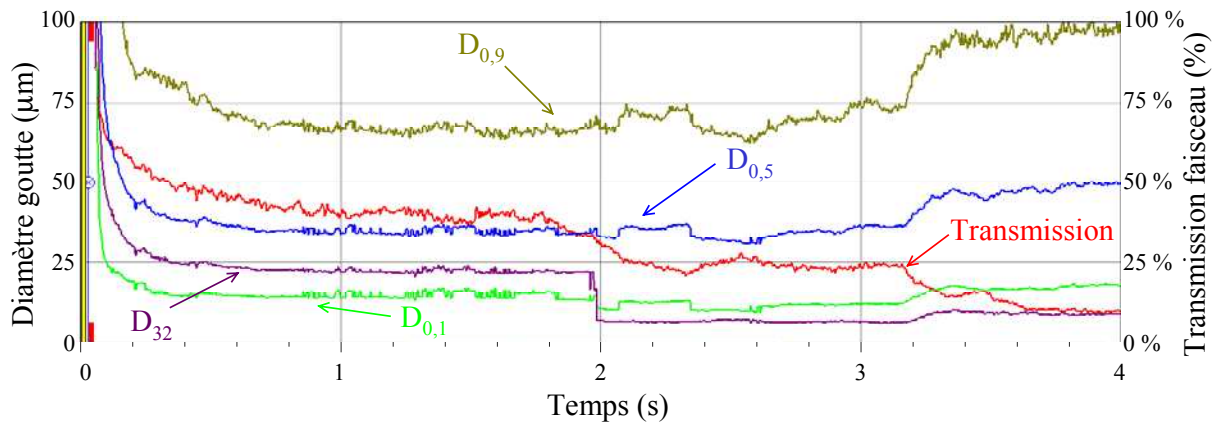


Figure 5-10: Enregistrement dynamique des tailles de particule et de la transmission du faisceau pour $P_{inj} = 9,3 \text{ MPa}$ et $P_{gaz} = 3,6 \text{ MPa}$.

A partir du début de l'injection ($t = 0 \text{ s}$), la transmission du signal (T) diminue car les gouttes absorbent une partie de l'énergie émise par le laser. En moins d'une seconde, le signal atteint une valeur d'environ 40 % qui reste stable jusqu'à $t = 2 \text{ s}$ puis diminue progressivement. Cette diminution soudaine après deux secondes d'injection sera abordée plus loin.

Les différents diamètres paramétrés suivent une évolution identique à celle du facteur de transmission. A $t = 0,6 \text{ secondes}$, les gouttes générées ont atteint des diamètres qui restent stables jusqu'à ce que le facteur de transmission du faisceau diminue, i.e. au-delà de 2 secondes. Entre 0,6 et 2 secondes, le pallier observé s'apparente à un régime permanent qu'il convient d'analyser. Durant cette période, 90% du volume total liquide est contenu dans des gouttes dont le diamètre est inférieur à $65 \mu\text{m}$ ($D_{0,9}$). 50 % du volume est contenu dans des gouttes au diamètre inférieur à $35 \mu\text{m}$ ($D_{0,5}$) et 10 % du volume est contenu dans des gouttes au diamètre inférieur à $15 \mu\text{m}$ ($D_{0,1}$). Enfin, le diamètre de Sauter (SMD ou D_{32}) du spray, qui est particulièrement adapté à notre étude d'échange convectif de chaleur, est de $22 \mu\text{m}$. Comme expliqué au chapitre 3, ce diamètre est très largement utilisé pour traiter des problèmes de transferts de masse et de chaleur entre des gouttes et leur environnement car il traduit le rapport moyen entre le volume (masse d'huile) et la surface des gouttes (surface d'échange huile / CO_2).

L'analyse de ce premier résultat expérimental, lorsqu'elle est associée aux précédentes simulations, est encourageante. Dans les conditions de pression d'un cycle trans-critique, il est possible de générer des gouttes d'huile de diamètre largement inférieur à $100 \mu\text{m}$ et d'espérer améliorer les performances énergétiques du cycle à compression adiabatique. En effet, il a été démontré dans le chapitre 4 que la compression refroidie à partir de gouttes d'huile de $100 \mu\text{m}$ de diamètre engendraient un COP inférieur à celui de la compression adiabatique. En revanche, pour des gouttes de diamètre inférieur et tout particulièrement $25 \mu\text{m}$, le COP peut théoriquement être amélioré significativement (30 % avec le compresseur scroll et des gouttes de $25 \mu\text{m}$).

La Figure 5-11 représente la distribution volumique et le volume cumulé des gouttes d'huile en fonction de leur diamètre. Ce point de mesure intervient pendant le régime permanent, plus exactement 1,32 secondes après le début de l'injection.

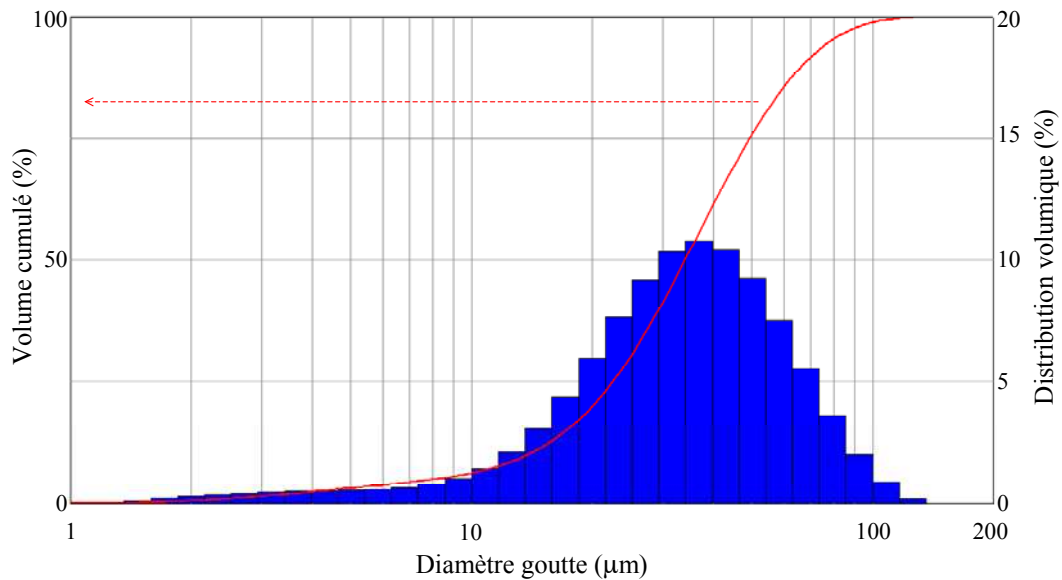


Figure 5-11: Distribution volumique et volume cumulé en fonction du diamètre des gouttes à $t = 1,32$ s après le début de l'injection.

Les gouttes qui traversent le faisceau ont un diamètre qui varie entre 1,3 et 120 μm , ce qui explique le facteur de dispersion important ($\Delta = 1,54$). Grâce à la courbe du volume cumulé, on retrouve le diamètre médian de masse $D_{0,5}$ (ou MMD) égal à 35 μm .

La chute soudaine du signal de transmission du laser, 2 secondes après le début de l'injection, peut trouver son explication dans la présence de très fines gouttelettes qui viennent parasiter la mesure. L'observation d'un brouillard "homogène" dans l'enceinte après 4 secondes d'injection semble étayer cette hypothèse.

En revanche, la diffraction multiple, et son modèle de résolution associé, ne semblent pas être la cause de cette chute du signal de transmission. La diffraction multiple apparaît dans des sprays denses lorsqu'un rayon lumineux est diffracté par plusieurs gouttes. Les angles de déviation de la lumière diffractée sont augmentés artificiellement. Ce qui en l'absence de modèle de diffraction multiple conduit à une surestimation de la population des petites gouttes. Dans un spray dense, le modèle de diffraction peut être remis en cause car des études ont mis en évidence une transmission limite en dessous de laquelle la diffraction multiple a une influence sur les distributions mesurées. Felton et al. (1985) ont estimé cette transmission limite à $T = 40\%$ environ, valeur qu'ont confirmée Paloposki et Kankkunen (1991). Seulement comme l'indique le Tableau 5-6, les résultats obtenus avec ou sans le modèle de diffraction multiple ne présentent pas de différence notable.

Tableau 5-6: Comparaison résultats avec / sans utilisation du modèle de diffraction multiple.

	T (%)	D_{90} (μm)	D_{50} (μm)	D_{10} (μm)	D_{32} (μm)
Sans modèle diffraction multiple	40,5	66,5	34,1	13,9	21,9
Avec modèle diffraction multiple	40,5	66,7	33,4	12,5	19,6

Des problèmes d'expérimentation n'ont pas permis de mesurer le coefficient de décharge de cet injecteur "swirl".

2.2 Incompatibilité CO_2 - PMMA

D'autres essais sont nécessaires à la caractérisation granulométrique du spray en fonction des paramètres de pression et température. Malheureusement à ce jour, seul l'essai présenté ci-dessus a pu être réalisé puisqu'un problème d'état de surface est apparu sur les faces internes des deux hublots. La perte de qualité des propriétés optiques du PMMA n'a pas permis de faire d'autres expériences.

Immédiatement après ce premier essai, des micro-rayures sont apparues à la surface des hublots. Après une exposition de 24 heures à l'air libre sans manipulation, les hublots sont devenus translucides et de grosses rayures sont apparues au centre du hublot. Ces rayures, qui paraissent profondes visuellement, ne sont pas détectables au toucher.



Figure 5-12: Photo d'un des hublots détériorés.

Il était alors évident que le PMMA était incompatible avec soit le dioxyde de carbone, soit l'huile ou les deux par réaction chimique. Afin de connaître le ou les composants incriminés, une campagne d'essais a été entreprise avec des petits échantillons de PMMA. Ceux en contact avec l'huile sont par la suite restés intacts tandis que ceux exposés au CO₂ sous pression (5 MPa) ont réagi conformément à la description qui vient d'être faite.

Le constructeur du PMMA a confirmé qu'il n'existait a priori pas, de contre indication à utiliser du dioxyde de carbone avec le PMMA. Comme ces tests de compatibilité ont vraisemblablement été réalisés à des pressions proches de la pression atmosphérique, des phénomènes de sorption sont peut être à l'origine de ce problème.

Actuellement, le remplacement du PMMA par du verre quartz est à l'étude. Des tests de qualification vont être réalisés sur des échantillons selon la même méthode décrite précédemment. Si ces essais sont concluants, des hublots seront installés et de nouvelles campagnes de mesures réalisées.

3 Conclusion

D'après la mesure expérimentale effectuée durant l'injection d'huile à 9,3 MPa dans du dioxyde de carbone à 3,6 MPa, il est possible de générer des gouttes d'huile d'un diamètre moyen de Sauter de 22 μm . Malheureusement, l'incompatibilité entre le dioxyde de carbone et le la matière des hublots (PMMA) a empêché de vérifier la reproductibilité de cette mesure ainsi que la poursuite du programme expérimental.

Conclusion générale

Les HFC (HydroFluoroCarbures), actuellement utilisés, sont de puissants gaz à effet de serre dont l'utilisation sera, comme dans le secteur automobile aujourd'hui, de plus en plus réglementée. L'expérience concluante du remplacement des CFC et des HCFC, et l'existence de solutions alternatives aux HFC actuels, pourraient inciter les législateurs à étendre cette mesure d'élimination progressive des HFC à l'ensemble des systèmes frigorifiques. D'autre part, la consommation d'électricité de ces systèmes est responsable de 80 % des émissions équivalentes de CO₂ associées à ce secteur. Aussi, des résultats significatifs ne pourront être obtenus que par la mise en oeuvre conjointe de fluides frigorigènes à faible impact environnemental et de systèmes à consommation énergétique optimisée. C'est la démarche qui a été suivie lors de ce travail.

Dans un premier temps, nous avons travaillé sur l'emploi de fluides frigorigènes à faible potentiel de réchauffement global (PRG) qui peuvent être soit synthétiques ou naturels.

Pour les fluides de synthèse, l'utilisation des HFO (HydroFluoroOléfines) est actuellement la voie privilégiée par l'industrie pour le remplacement des HFC. En effet, ces composés hautement réactifs présentent un PRG faible du fait de leur dégradation rapide dans l'atmosphère. Seulement, cette forte réactivité inquiète les comités d'experts internationaux qui estiment que ces composés sont susceptibles de favoriser les dérèglements climatiques (formation d'ozone stratosphérique, pluies acides et sous-composés à fort PRG). Par ailleurs, la définition du PRG d'une molécule, qui ne tient pas compte de l'effet de serre des produits de décomposition, n'est pas appropriée à ce type de molécule. De notre côté, nous avons entrepris une démarche d'identification de molécules potentiellement intéressantes pour le froid et la climatisation par le biais d'une approche CAMD (Computer Aided Molecular Design). Cette étude préliminaire révèle la possibilité d'adjoindre aux atomes d'hydrogène, fluor et carbone ceux d'azote et surtout d'oxygène. Si cette méthode permet aujourd'hui de prédire les propriétés thermodynamiques de composés inconnus, les critères environnementaux et toxicologiques doivent être mesurés expérimentalement, ou bien étudiés par des outils dédiés.

Les fluides naturels employés en réfrigération et conditionnement d'air possèdent de faibles PRG et sont de ce fait une véritable alternative aux HFC. Cependant, leur généralisation se heurte à des limites provenant de leur caractère toxique (NH₃), inflammable (hydrocarbures, NH₃) ou de leurs caractéristiques thermodynamiques défavorables (CO₂). Leur utilisation accrue nécessite la mise en oeuvre de composants spécifiques (échangeurs mini-canaux) pour réduire la charge en fluide ou d'architectures de cycle adaptée sans quoi les performances sont inférieures à celles obtenues avec les HFC ($COP_{CO_2} = 55\%$ du $COP_{HFC-134a}$ pour des températures de sources de 0 °C et 40 °C).

Dans un second temps, nous nous sommes consacrés à améliorer les performances énergétiques des systèmes au CO₂ par un travail sur l'architecture du cycle. Un cycle de Type-Carnot, basé sur une compression isotherme et deux détentes réversibles (isotherme et isentropique), a été présenté. Il permet d'obtenir le COP_{Carnot} avec un fluide idéal et plus de 99 % du COP_{Carnot} quelle que soit l'application. Une version simplifiée du cycle, basé uniquement sur la compression isotherme, permet déjà d'obtenir une amélioration notable du COP pour le CO₂ ($COP_{CO_2} = 87,5\%$ $COP_{HFC-134a}$ pour des températures de sources de 0 °C et 40 °C). De ce fait, nous nous sommes focalisés sur la réalisation pratique du refroidissement de la compression.

Le fractionnement de la compression, avec des refroidisseurs intermédiaires, a été la première solution étudiée. La mise en oeuvre de dix étages de compression augmente le COP de 45 %, soit un déficit du COP de seulement 20 % par rapport à celui du HFC-134a idéal. En revanche, l'utilisation d'un compresseur cinétique semble limiter son application aux puissances frigorifiques élevées.

Le refroidissement par injection d'huile a été évalué par simulation sur un compresseur à piston d'une puissance frigorifique de 8,4 kW (0 °C / 40 °C). Avec un débit massique d'huile trois fois plus important que celui du gaz, le COP est amélioré de plus de 30 %. En revanche, la capacité volumique du compresseur est réduite de 14 %. Ce résultat représente un cas limite puisque, dans cette première approche, le CO₂ et l'huile constituent un mélange homogène et idéal.

Afin de vérifier la faisabilité de cette dernière option, une étude plus complète a été menée sur les phénomènes pouvant intervenir lors de l'injection d'huile pendant la compression. Ainsi un nouveau modèle numérique prenant en compte la résistance thermique convective entre les gouttes et le CO₂, la trajectoire 1D des gouttes et leur interaction avec les parois, et différentes technologies de compresseur (piston et scroll) a été développé. Ce modèle a permis d'identifier les points clefs pour employer cette technologie :

Taille des gouttes

Un diamètre moyen inférieur à 50 µm est requis. En effet, pour des diamètres importants, le temps de réponse thermique de la goutte est trop important par rapport à la durée d'un cycle de compression (avec $D = 100 \mu\text{m}$, $\tau_{\text{goutte}} = 52 \text{ ms}$ alors que $\tau_{\text{compresseur}} = 40 \text{ ms}$ pour un compresseur à piston tournant à 1500 tr.min⁻¹). D'autre part, les forces de gravité augmentent avec le diamètre résultant en une augmentation de la vitesse des gouttes. Cette augmentation de vitesse se traduit par une rencontre plus rapide avec les parois du compresseur et donc par un inertage thermique des gouttes.

Masse injectée

Afin d'améliorer le COP du cycle trans-critique conventionnel d'au moins 10 %, un débit minimum d'huile deux fois plus important que celui du CO₂ ($R = 2$) est nécessaire. Plus la taille des gouttes est petite, plus il est intéressant d'injecter des quantités d'huile importantes dans le compresseur. Toutefois, le nombre d'injecteurs qu'il est possible d'implanter est limité par la géométrie du compresseur (64 injecteurs pour le compresseur à piston et 4 injecteurs.cm⁻² pour le compresseur scroll). Le diamètre de l'orifice est également important car pour une même quantité d'huile injectée, il faut 6,5 fois plus d'injecteurs de 0,1 mm que d'injecteurs de 0,2 mm.

Technologie du compresseur

La technologie du compresseur scroll semble mieux adaptée à l'injection d'huile. En effet, la durée du cycle complet est 4 fois plus élevée que celle du compresseur à piston, si bien que la quantité de gouttelettes d'huile injectée et leur temps de séjour moyen dans le compresseur sont plus importants. Le rapport des débits (R) peut atteindre 185 % contre 115 % avec le compresseur à piston. Pour des vitesses de rotation inférieures à 3000 tr.min⁻¹, la résistance thermique convective entre les gouttes (< 50 µm) et le gaz devient négligeable et l'amélioration du COP est semblable à celle obtenue pour un mélange idéal. En revanche, une mauvaise maîtrise de la granulométrie ($D > 50 \mu\text{m}$) et l'absence de clapet de refoulement, peuvent entraîner de graves dysfonctionnements. Avec des gouttes de 100 µm, la pression en fin de compression est d'environ 31 MPa pour 10 MPa requis (phénomène de surpression). Avec un compresseur à piston, l'huile accumulée sur le piston est évacuée vers le carter qui est généralement à la basse pression. Cette fraction massique, qui peut atteindre en fin de compression 79 % de la masse totale injectée ($D = 100 \mu\text{m}$), requiert un travail de pompe important pour atteindre la pression d'injection.

Ces précédents résultats démontrent que ce procédé n'est viable qu'avec un diamètre moyen de goutte inférieur à 50 µm. Un banc expérimental qui permet la caractérisation complète des injecteurs a été spécifiquement conçu pour l'étude. La mesure granulométrique réalisée sur l'injecteur commercial de type swirl génère, dans des conditions proches de celles d'un compresseur en fonctionnement, des gouttes d'un diamètre moyen de Sauter de 22 µm. Ce diamètre, inférieur au plus petit de ceux envisagés dans les simulations, laisse entrevoir des perspectives intéressantes pour l'étude.

Cette mesure doit être confirmée et de nouvelles seront effectuées avec le même injecteur pour connaître l'influence de la différence de pression (gaz / huile) et de la densité du gaz sur la granulométrie d'un spray. Ces expériences devront également être répétées avec un orifice court, qui semble plus approprié à notre étude. Ces informations expérimentales permettront de définir un cahier des charges de réalisation d'un compresseur scroll prototype. Cette étape permettra de valider ou de réfuter, in-situ, l'intérêt de cette technique de refroidissement.

Les calculs effectués durant ce travail exploratoire éludent plusieurs phénomènes qu'il conviendra de prendre en considération lors des prochains travaux. Premièrement, la conception d'un séparateur d'huile peu énergivore en sortie de compresseur est primordiale au procédé. Deuxièmement, la présence de plusieurs sprays denses dans un milieu aussi confiné qu'une chambre de compression, induit forcément des phénomènes de coalescence qui dégradent les performances estimées ici

jusqu'ici. Enfin, la solubilité des huiles dans le CO₂ peut modifier les écoulements dans les injecteurs ainsi que l'atomisation finale. Concernant ces points, la modélisation des écoulements multiphasiques par des outils dédiés, sera une solution pour développer la technique de refroidissement par injection d'huile. De plus, des informations sur la solubilité du CO₂ dans l'huile seront nécessaires à la bonne compréhension des différents phénomènes.

Bibliographie

- Aarlien R., Frivik P.E., (1998)**, Comparison of practical performance between CO₂ and R22 reversible heat pumps for residential use, *Proc. 3rd IIR Gustav Lorentzen Conferences on Natural Working Fluids, Oslo (Norvège)* p 388-398
- AEE (2008)**, Greenhouse gas emission trends and projections in Europe 2008 : Tracking progress towards Kyoto targets, *Report n°5/2008*, 182 p.
- Arbeau A., (2004)**, Etude de l'entraînement d'air dans un spray haute pression, diagnostics optiques et application à l'injection diesel, *Thèse de doctorat Institut National Polytechnique de Toulouse (France)*, 202 p.
- ASHRAE, (1997)**, Designation and Safety Classification of Refrigerants. ANSI/ASHRAE Standard 34, 23 p.
- ASHRAE, (2009)**, Position Document on Natural Refrigerants, *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*, 10 p.
- Baek J.S., Groll E.A., Lawless P.B., (2005a)**, Piston-cylinder work producing expansion device in a transcritical carbon dioxide cycle. Part I: experimental investigation, *International Journal of Refrigeration*, 28(2), p 141–151
- Baek J.S., Groll E.A., Lawless P.B., (2005b)**, Piston-cylinder work producing expansion device in a transcritical carbon dioxide cycle. Part II: theoretical model, *International Journal of Refrigeration*, 28(2), p 152–164
- Ballester, J., Dopazo, C., (1996)**, Drop Size Measurements in Heavy Oil Sprays form Pressure-Swirl Nozzles, *Atomization and Sprays*, 6(4), p 377-406
- Bejan A., (2003)**, Heat transfer book, *Edition Wiley*, 1480 p.
- Bilge D., Temir G., (2004)**, On The Optimum Numbers of Stages in Vapour Compression Refrigeration Systems, *American Journal of Applied Sciences*, 1(2), p 71-75
- Bivens D.B., Minor B.H., (1998)**, Fluoroethers and other next generation fluids, *International Journal of Refrigeration*, 21(7), p 567-576
- Bonjour J., Bejan A., (2006)**, Optimal distribution of cooling during gas compression, *Energy*, 31(4), p 409–424
- Boulawz Ksayer E., Clodic D., (2007)**, CO₂ ejector refrigeration cycle design, tests and results, *Proc. 22nd International Congress of Refrigeration, Beijing (Chine)*, B1-1590
- Boumaraf L., Lallemand A., (2007)**, Comparaison des performances optimales d'un éjecteur dimensionné selon les modèles à pression constante et à section constante, *13^{èmes} Journées Internationales de Thermique, Albi (France)*, 5 p.
- Bredesen A, Hafner A, Pettersen J, Aflekt K. (1997)**, Heat transfer and pressure drop for in-tube evaporation of CO₂. *International Conference on Heat Transfer Issues in Natural Refrigerants, College Park (USA)*, p 1–15

- Brodkey R.A., (1967)**, The phenomena of fluid motions, *Editions Addison-Wesley Publishing Company*, 752 p.
- Brown P.N., Hindmarsh A.C., Petzold L.R., (1994)**, Using Krylov methods in the solution of large-Scale differential-algebraic systems, *Society for Industrial and Applied Mathematics Journal on Scientific Computing*, 15(6), p 1467-1488
- Calm J.M., (2008)**, The next generation of refrigerants – Historical review, considerations, and outlook, *International Journal of Refrigeration*, 31(7), p 1123–1133
- Cecchinato L., Corradi M., Fornasieri E., Zamboni L., (2005)**, Carbon dioxide as refrigerant for tap water heat pumps: A comparison with the traditional solution, *International Journal of Refrigeration*, 28(8), p 1250–1258
- Cecchinato L., Chiarello M., Corradi M., Fornasieri E., Minetto S., Stringari P., Zilio C., (2009)**, Thermodynamic analysis of different two-stage trans-critical carbon dioxide cycles, *International Journal of Refrigeration*, 32(5), p 1058–1067
- Chaiwongsa P., Wongwiset S., (2008)**, Experimental study on R-134a refrigeration system using a two-phase ejector as an expansion device, *Applied Thermal Engineering*, 28(5), p 467-477
- Chatelet J., (1996)**, Systèmes optiques semi-actifs Application du laser à la granulométrie, *Techniques de l'ingénieur*, E4410
- Cheng N.S., (2009)**, Comparison of formulas for drag coefficient and settling velocity of spherical particle, *Powder Technology*, 189(3), p 395–398
- Cho H., Baek C., Park C., Kim Y., (2009)**, Performance evaluation of a two-stage CO₂ cycle with gas injection in the cooling mode operation, *International Journal of Refrigeration*, 32(1), p 40–46
- Chunnanond K., Aphornratana S., (2004)**, Ejectors: applications in refrigeration technology, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 8(2), p 129–155
- CITEPA (2007)**, Rapport national d'inventaire : Inventaire des émissions de gaz à effet de serre en France au titre de la Convention Cadre des Nations Unies sur les Changements Climatiques, *Centre Interprofessionnel Technique d'Etudes de la Pollution Atmosphérique (CITEPA 667)*, 403 p.
- Clodic D., Chang Y.S., Pougin A.M., (1999)**, Evaluation des fluides frigorigènes à faible GWP pour le froid domestique et commercial, les transports réfrigérés et la climatisation automobile, *Synthèse du rapport ADEME*, 30 p.
- Clodic D., Harnisch J., Schwarz W., (2003)**, Refrigerant emissions along the MAC system lifetime, *Présentation de la Conférence MAC summit, Bruxelles (Belgique)*, 39 p.
- Conde M.R., (1996)**, Estimation of thermophysical properties of lubricating oils and their solutions with refrigerants: an appraisal of existing methods, *Applied Thermal Engineering*, (16)1, p 51-61
- Coney M., Stephenson P., Malmgren A., Linnemann C., Morgan R., Richards R., Huxley R., Abdallah H., (2002)**, Development of a reciprocating compressor using water injection to achieve quasi-isothermal compression, *Proc. 16th International Compressor Engineering Conference, Purdue (USA)*, C4-3
- Coulomb D., (2009)**, HFCs are undergoing reappraisal: Les HFC sur la sellette, *International Journal of Refrigeration*, 32(2), p 183-184

- Cousin, J. Ren W.N., Nally S., (1999)**, Recent developments in simulations of internal flows in high pressure swirl injectors, *Oil and Gas Science and Technology Revue de l'IFP*, 54(2), p 227-231
- Cox N., Close-Brooks O., (2006)**, The development of low energy integrated commercial refrigeration, *Proc. of 7th IIR Gustav Lorentzen Conferences on Natural Working Fluids, Trondheim (Norvège)*, 8 p.
- Crowe C.T., Sommerfeld M., Tsuji Y., (1997)**, Multiphase flows with droplets and particles, *CRC press*, 472 p.
- Czerwonatis N., Eggers R., (2001)**, Disintegration of Liquid Jets and Drop Drag Coefficients in Pressurized Nitrogen and Carbon Dioxide, *Chemical Engineering Technology*, 24(6), p 619-624
- Dang C., Iino K., Fukuoka K., Hihara E., (2007)**, Effect of lubricating oil on cooling heat transfer of supercritical carbon dioxide, 30(4), *International Journal of Refrigeration*, p 724-731
- De Corso S.M., (1960)**, Effect of ambient and fuel pressure on spray drop size, *American Society of Mechanical Engineers Journal of Engineering Power*, 82(1), p. 10-18
- De Luca M., (2007)**, Contribution à la modélisation de la pulvérisation d'un liquide phytosanitaire en vue de réduire les pollutions, *Thèse de doctorat Aix-Marseille II (France)*, 200 p.
- Deng J.Q., Jian P.X., Lu T., Lu W., (2007)**, Particular characteristics of transcritical CO₂ refrigeration cycle with an ejector, *Applied Thermal Engineering*, 27(2-3), p 381-388
- Denis J., Briant J, Hipeaux J-C., (1997)**, Physico-chimie des lubrifiants, *éditions TECHNIP*, 432 p.
- Destoop T., (1989)**, Compresseurs volumétriques. *Techniques de l'Ingénieur*, B4220
- Duminil M., (1996)**, Théorie des machines frigorifiques : Machine à compression mécanique, *Techniques de l'ingénieur*, B9730
- Duminil M., (1999)**, Le CO₂ comme frigoporteur diphasique, *Revue Générale du Froid*, n° juin, p 29-37
- Elfsen F. White Micheme S., (2003)**, CO₂ effective comparison of supermarket refrigeration systems, *Proc. 21st International Congress of Refrigeration, Washington (USA)*, ICR649
- Endoh K., Kouno T., Gommori M., Tanaami T., Mizutani K., Miyata M., (2006)**, Instant hot water supply heat-pump water heater using CO₂ refrigerant for home use, *Proc. of 7th IIR Gustav Lorentzen Conferences on Natural Working Fluids, Trondheim (Norvège)*, 8 pages.
- Enkemann T, Kruse H, Oostendorp P. (1997)**, CO₂ as a heat pump working fluid for retrofitting hydronic heating systems in western Europe. *IEA/IIR Workshop on CO₂ Technologies in Refrigeration, Heat Pump and Air Conditioning Systems, Trondheim (Norvège)*
- EPEE (2002)**, Implications de la substitution des HFC au sein de l'UE : coûts reposant sur une étude du Danemark, Rapport du European Partnership for Energy and the Environment, http://www.epeeglobal.org/internet/docs/EU_scaled_Denmark_0212_fr.pdf
- Faeth G.M., (1990)**, Structure and atomization properties of dense turbulent sprays, *Proc. 23rd Symposium (International) on Combustion, Pittsburgh (USA)*, p 1345-1352

- Fehrenbacher U., Jakob T., Berger T., Knoll W., Ballauff M., (2002)**, Refractive index and swelling of thin PMMA films in CO₂/MMA mixtures at elevated pressures, *Fluid Phase Equilibria* 200(1), p 147–160
- Felton P.G., Hamidi A.A. & Aigal A.K., (1985)**, Measurement of Drop Size Distribution in Dense Sprays by Laser Diffraction, *Proc. International Conference on Liquid Atomization and Spray Systems, Londres (Angleterre)*, p 1-11
- Fisher C.R., Hales C., Wang W.C., Ko M., Sze N., (1990)**, Model calculations of the relative effects of CFCs and their replacements on global warming, *Nature*. 344, p 513–516
- Frank H., Christoph E.H., Holm-Hansen O., Bullister J.L., (2002)**, Trifluoroacetate in Ocean Waters, *Environmental Science and Technology*, 36(1), p 12-15
- Frössling N., (1938), Gerlands Beiter, Geophysik**, 52, p 170–175
- Fukuta M., Yanagisawa T., Radermacher R., (2003)**, Performance prediction of vane type expander for CO₂ cycle, *Proc. 21st International Congress of Refrigeration, Washington (USA), ICR0251*
- Fukuta M., Yanagisawa T., Miyamura S., Ogi Y., (2004)**, Concentration measurement of refrigerant/refrigeration oil mixture by refractive index, *International Journal of Refrigeration*, 27(4), p 346–352
- Fukuta M., Yanagisawa T., Kosuda O., (2006)**, Performance of scroll expander for CO₂ refrigeration cycle, *Proc. 18th International Compressor Engineering Conference, Purdue (USA), C109*
- Gagnepain L., (2006)**, La climatisation automobile : Impacts consommation et pollution, *Fiche repère de l'ADEME*, 2 p.
- Gani R., (2004)**, Chemical product design: challenges and opportunities, *Computers and Chemical Engineering*, 28(12), p 2441–2457
- GIEC, (2005)**, Piégeage et stockage du dioxyde de carbone, *Rapport spécial du groupe d'experts intergouvernemental sur l'évolution du climat, ISBN 92-9169-219-0*
- GIEC, (2007)**, Rapport de synthèse : Changements climatiques 2007, *Rapport de synthèse du groupe d'experts intergouvernemental sur l'évolution du climat, ISBN 92-9169-222-0*
- Giroto S., Minetto S., Neksa P., (2003)**, Commercial refrigeration system with CO₂ as refrigerant experimental results, *Proc. 21st International Congress of Refrigeration, Washington (USA), ICR290*
- Goodman C.L., (2008)**, Modeling, validation and design of integrated carbon dioxide heat pumps and water heaters, *Mémoire de Master, Institut technologique de Géorgie (USA)*, 264 p.
- Guan H., Ma Y., Li M., (2006)**, Some design features of CO₂ swing piston expander, *Applied Thermal Engineering*, 26(2-3), p 237–243
- Haaf S., Heinbokel B., (2002)**, Supermarktkälteanlagen mit natürlichen Kältemitteln = Supermarket refrigerating installations with natural refrigerant fluids, *Die Kälte und Klimatechnik*, 55(9), p 32-39
- Hammer H., Wertenbach J., (2000)**, Carbon Dioxide (R744) as supplementary heating device, *Engineering Conference Phoenix (USA)*, 18 p. (présentation)

- Halozan H., Rieberer R., (2006)**, HFCs or the Old Refrigerants — what will be the Future?, *Bulletin IIF/IIR n°2006-6*
- Heinbokel B., (2001)**, CO₂ als kälteträger und kältemittel in der supermarkt-tiefkühlung = CO₂ as primary and secondary refrigerant for LT refrigeration in supermarkets, *Revue KI. Luft- und Kältetechnik*, 37(10), p 484-488
- Heyl P., Kraus W.E., Quack H., (1998)**, Expander-compressor for efficient use of CO₂ as refrigerant, *Proc. 3rd IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Oslo (Norvège)*, p. 240-248.
- Heyl P., Quack H., (1999)**, Free piston expander-compressor for CO₂-design, application and results, *Proc. 20th International Congress of Refrigeration, ICR516*
- Hinze J.O., (1955)**, Fundamentals of the hydrodynamic mechanism of splitting in dispersion processes, *American Institute of Chemical Engineers Journal*, 1(3), p 289-295
- Hiwata A., Lida N., Sawai K., (2003)**, A study of cycle performance improvement with expander-compressor in air conditioning systems, *Institution of Mechanical Engineers Conference - International Conference on Compressors and Their Systems, Londres (Angleterre)*, C615/028
- Hrnjak P., (2006)**, Improvement options for CO₂ and R134a systems, *MAC Summit presentation, Saalfelden (Autriche)*, 15 p.
- Hsiang L.P., Faeth G.M., (1995)**, Drop deformation and breakup due to shock wave and steady disturbances, *International Journal of Multiphase Flow*, 21(4), p 545-560
- Huff H.J., Radermacher R., (2003)**, Final Report: CO₂ compressor-expander analysis, *Air-conditioning and Refrigeration Technology Institute, Program Contract n°611-10060*, 77 p.
- Hurley M.D., Wallington T.J., Javadi M.S., Nielsen O.J., (2008)**, Atmospheric chemistry of CF₃CF=CH₂: Products and mechanisms of Cl atom and OH radical initiated oxidation, *Chemical Physics Letters* 450(4-6), p 263–267
- Hwang Y., Radermacher R., (1998)**, Experimental evaluation of CO₂ water heater, *Proc. 3rd IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids*, p 368-375
- IIF (2004)**, Communiqué présenté par Didier Coulomb, *Directeur de l'Institut International du Froid à la dixième Conférence des Parties (COP-10) à la Convention Cadre des Nations Unies sur les Changements Climatiques, Buenos Aires (Argentine)*, 1 p.
- Ikegami T., Iguchi M., Aoki K., Iijima K., (2008)**, New Refrigerants Evaluation Results, *Présentation au SAE Alternative Refrigerant Systems Symposium, Phoenix (USA)*, 20 p.
- Ingebo R.D., (1985)**, Aerodynamic Effect of Combustor Inlet Air Pressure on Fuel Jet Atomization, *Journal of Propulsion*, 1(2), p 137-142
- Incropera .P., DeWitt D.P., (2006)**, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, *6th Edition, Ed. Wiley*, 1024 p.
- Jin D., Xue J., Takata N., Kuwahara K., Koyama S., (2007)**, Experimental study on the performance of CO₂ heat pump with an internal heat exchanger, *Proc. 22nd International Congress of Refrigeration, Beijing (Chine)*, E2-1297
- Karasawa T., Tanaka M., Abe K., Shiga S., Kurabayash T., (1992)**, Effect of Nozzle configuration on the atomisation of steady spray, *Atomization and sprays*, 2, p 411-426

- Kerhervé B., (2002)**, Etude et modélisation d'une pompe à chaleur au R-744, *mémoire d'ingénieur du conservatoire national des arts et métiers*, 87 p.
- Kiehl J.T. et Trenberth K.E. (1997)**, Earth's Annual Global Mean Energy Budget, *Bulletin of the American Meteorological Society*, 78, p 197-208
- Kilicarslan A., Müller N., (2004)**, COPs of R718 in comparison with other modern refrigerants, *Proc. 1st Cappadocia International Mechanical Engineering, Cappadocia (Turquie)*, p 317-323
- Kim M.H., Pettersen J., Bullard C.W., (2004)**, Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems, *Progress in Energy and Combustion Science*, 30, p 119–174
- Köhler J., Richter C., Tegethoff W., Tischendorf C., (2007)**, Experimental and theoretical study of a CO₂ ejector refrigeration cycle, *Présentation au VDA Alternative refrigerant meeting, Saalfelden (Autriche)*, 21 p.
- Kohsokabe H., Funakoshi S., Tojo K., Nakayama S., Kohno K., Kurashige K., (2008)**, Operating characteristics of CO₂ chiller cycles with expander-compressor Unit, *Proc. 8th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids*, 8 p.
- Kremer R. (2006)**, Análise teórica e experimental da influência da atomização de óleo em processos de compressão, *Mémoire de Master, Université Fédérale de Santa Catarina (Brésil)*, 160 p.
- Kremer R., Deschamps C.J., Barbosa J.R., (2008)**, Theoretical analysis of the effect of oil atomization in the cylinder of a reciprocating ammonia compressor, *Proc. 19th International Compressor Engineering Conference, Purdue (USA)*, 8 p.
- Kwang-II Choi, Pamitran A.S., Jong-Taek Oh, (2007)**, Two-phase flow heat transfer of CO₂ vaporization in smooth horizontal minichannels, *International Journal of Refrigeration*, 30(5), p 767-777
- Lachner B.F., (2004)**, The Use of Water as a Refrigerant: Impact of Cycle Modifications on Commercial Feasibility, *Master's Thesis, Université de Wisconsin-Madison (USA)*, 247 p.
- Lallemand A., (1994)**, Thermodynamique appliquée aux machines thermiques. Support de cours INSA Lyon.
- Lambers K., Süß J., Köhler J., (2006)**, Does the Voorhees-principle enhance the efficiency of CO₂ refrigeration systems, *Proc. 7th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Trondheim (Norvège)*, 8 p.
- Langmuir, I. Blodgett, K.B., (1946)**. A Mathematical Investigation of Water Droplet Trajectories, *Army Air Forces Technical Report n°5418*, p 1-65
- Lefebvre A.H., (1989)**, Atomization and sprays, *Editions Taylor et Francis*, 416 p.
- Li Y., Patten K.O., Youn D., Wuebbles D.J., (2006)**, Potential impacts of CF₃I on ozone as a replacement for CF₃Br in aircraft applications, *Atmospheric Chemistry and Physics*, 6, p 4559–4568
- Liu F., Groll E., (2008)**, Investigation of a two-phase flow ejector in a transcritical CO₂ air conditioning system, *Proc. 8th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Copenhagen (Danemark)*, 9 p.

- Leducq D., Macchi H., Hunlede R., Guilpart J., Marechal A., Colasson S., (2006)**, Conception et optimisation d'installations frigorifiques à faible charge en frigorigène, *Revue Générale du Froid*, n° avril, p 56-65
- Lorentzen G., (1994)**, Revival of carbon dioxide as refrigerant, *International Journal of Refrigeration*, 17(5), p 292-301
- McCann H., Jepsen E., Parker T. (1997)**, Near field droplet size measurements for a diesel spray at high background gas pressure, *Proc. American Institute of Aeronautics and Astronautic Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Reno (USA)*, 11 p.
- Mankad K., Nixon M., Fryer P.J., (1997)**, Measurements of particle-liquid heat transfer in systems of varied solids fraction, *Journal of Food Engineering*, 31(1), p 9-33
- Martinez I.O., Gonzalez J., Corberan J.M., (2006)**, Charge and COP of a reversible water to water unit using propane as alternative refrigerant to R407C, *Proc. 7th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Trondheim (Norvège)*, 8 p.
- Melissari B., Argyropoulos S.A., (2005)**, Development of a heat transfer dimensionless correlation for spheres immersed in a wide range of Prandtl number fluids, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48(21-22), p 4333-4341
- Mermond Y., Feidt M., Marvillet C., (1999)**, Thermodynamic mixtures of refrigerants and oils, *International Journal of Refrigeration*, 22(7), p. 569-579
- Meunier F., Rivet P., Terrier M.F., (2005)**, Froid industriel, *Editions Dunod*, 488 p.
- Meunier F., (2006)**, Refrigeration Carnot-type cycle based on isothermal vapour compression, *International Journal of Refrigeration*, 29(1), p 155-158
- Miyara A., (2008)**, Condensation of hydrocarbons – A review, *International Journal of Refrigeration*, 31(4), p 621-632
- Moore J., Nored M.G., Gernentz R.S., Brun K., (2007)**, Novel concepts for the compression of large volumes of carbon dioxide, Final Report of the SwRI Project 18.11919, 74 p.
- NASA (2000)**, Studying Earth's Environment From Space, *Site internet consulté en janvier 2009*, <http://www.ccpo.odu.edu/SEES/index.html>
- Neya K., Sato A., (1968)**, Effect of ambient air pressure on the spray characteristics of swirl atomizers, *Ship Research Institute, Tokyo (Japon)*, 28
- Nickl J., Will G., Quack H., Kraus W.E., (2005)**, Integration of a three-stage expander into a CO₂ refrigeration system, *International Journal of Refrigeration*, 28(8), p 1219-1224
- Nielsen O.J., Scott B.F., Spencer C., Wallington T.J., Ball J.C., (2001)**, Trifluoroacetic acid in ancient freshwater, *Atmospheric Environment*, 35(16), p 2799-2801
- Nielsen O.J., Javadi M.S., Sulbaek Andersen M.P., Hurley M.D., Wallington T.J., Singh R., (2007)**, Atmospheric chemistry of CF₃CF=CH₂: Kinetics and mechanisms of gas-phase reactions with Cl atoms, OH radicals, and O₃, *Chemical Physics Letters*, 439(1-3), p 18-22
- Orme M. (1997)**, Experiments on droplet collisions, bounce, coalescence and disruption, *Progress in Energy and Combustion Science*, 23(1), p 65-79

- Padet J., (2005)**, Convection thermique et massique Nombre de Nusselt : partie 1, *Techniques de l'ingénieur*, BE8206
- Palandre, L., Zoughaib, A., Clodic, D., Kuijpers, L., (2003)**, Estimation of the World-Wide Fleets of Refrigerant and Air-Conditioning Equipment in Order to Determine Forecasts of Refrigerant Emissions, *Proc.The Earth Technology Forum, Washington (USA)*, 13 p.
- Palm B., (2008)**, Ammonia in low capacity refrigeration and heat pump systems, *International Journal of Refrigeration*, 31(4), p 709-715
- Paloposki T., Kankkunen A., (1991)**, Multiple Scattering and Size Distribution Effects on the Performance of a Laser Diffraction Particle Sizer, *Proc. International Conference on Liquid Atomization and Spray Systems, Gaithersburg (USA)*, p 441-448
- Paul J., (2007)**, State of the art for cooling with "water as refrigerant" (R 718), *Proc. 22nd International Congress of Refrigeration, Beijing (Chine)*, B2-856
- Pettersen J., Neska P., (2003)**, Consequences of the Newest Improvements in R-744 Systems Automotive, *Présentation au SAE Alternative Refrigerant Systems Symposium, Phoenix (USA)*, 21 p.
- Piltch M., Erdman C.A., (1987)**, Use of breakup time data and velocity history data to predict the maximum size of stable fragments for acceleration-induced breakup of a liquid drop, *International Journal of Multiphase Flow*, 13(6), p 741-757
- Ramasamy R., Selvarajan V., (1999)**, Heat transfer to a single particle injected into a thermal plasma, *Computational Materials Science*, 15(3), p 265-274
- Ranz W.E., Marshall W.R., (1952)**, Evaporation from drops. Parts I & II, *Chemical Engineering Progress*, 48(141-6), p 173-180
- Reitz R.D., (1978)**, Atomization and other break-up regimes of a liquid jet, *Thèse de doctorat, Université de Princeton (USA)*
- Reitz R.D., Bracco F.V., (1982)**, Mechanism of atomisation of a liquid jet, *Physics of Fluids*, 25(2), p 1730-1741
- Richter M., Song S., Yin J., Kim M-H., Bullard C., Hrnjak P., (2003)**, Experimental results of transcritical CO₂ heat pump for residential application, *Energy*, 28(10), p 1005-1019
- Rieberer R., (1998)**, CO₂ as working fluid for heat pump, *Thèse de doctorat, Université de Graz (Autriche)*
- Rinne Frank, (2009)**, HFO-1234yf Technology Update-Part I, *Présentation au VDA Alternative refrigerant meeting, Saalfelden (Autriche)*, 20 p.
- Robinson D, Groll E., (1998)**, Efficiencies of transcritical CO₂ cycles with and without an expansion turbine, *International Journal of Refrigeration*, 21(7), p 577-589
- Rogers et Stephens (1988)**, Absolute infrared intensities for F-113 and F-114 and an assessment of their greenhouse warming potential relative to other chlorofluorocarbons, *Journal of geophysical research*, 93(3), p 2423-2428
- Romkes, S.J.P., Dautzenberg F.M., Van den Bleek C.M., Calis H.P.A., (2003)**, CFD modelling and experimental validation of particle-to-fluid mass and heat transfer in a packed bed at very low channel to particle diameter ratio, *Chemical engineering journal*, 96(1-3), p 3-13

- Sankarlal T., Mani A., (2007)**, Experimental investigations on ejector refrigeration system with ammonia, *Renewable Energy*, 32(8), p 1403–1413
- Sazhin S.S., (2006)**, Advanced models of fuel droplet heating and evaporation, *Progress in Energy and Combustion Science*, 32(2), p 162–214
- Schiefloe P., Neksa° P., (1999)**, CO₂ varmepumpe for bygningsoppvarming, Rapport de projet en Norvégien, SINTEF Energy Research (Norvège)
- Schiller L., Naumann A., (1935)**, A drag coefficient correlation, *VDI. Zeitung*, 77, p 318–320
- Schwarz W., Harnisch J., (2003)**, Establishing the Leakage Rates of Mobile Air Conditioners, *Rapport final pour la commission européenne (B4-3040/2002/337136/MAR/CI)*, 61 p.
- Schweitzer P.H., (1937)**, Mechanisms of desintegration of liquid jets, *Journal of Applied Physics*, 8, p 513-521
- Shang H.M., Kim Y.M., Chen C.P., Wan T. S., (1992)**, Studies on Fuel spray Characteristics in High-Pressure Environment, *American Institute of Aeronautics and Astronautics 28th Joint Propulsion Conference and Exhibit, Nashville (USA)*, 3234
- Shin J.S., Kim M.H., (2006)**, Performance evaluation of near-zeotropic R502 alternative refrigerants, *Proc. 7th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Trondheim (Norvège)*, 8 p.
- Solomon S., Burkholder J.B., Ravishankara, A.R., Garcia, R.R., (1994)**, Ozone depletion and global warming potentials of CF₃I, *Journal of Geophysical Research*, 99(10), p 20929-20936
- Sousa D., (2008)**, Etude des émissions de fluides frigorigènes de joints tournants de compresseur de climatisation automobile, *Thèse de doctorat, Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris (France)*, 155 p.
- Soo-Yong C., Chong-Hyun C., Chaesil K., (2008)**, Performance characteristics of a turbo expander substituted for expansion valve on air-conditioner, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 32(8), p 1655–1665
- Stene J., (2007)**, Integrated CO₂ heat pump systems for space heating and hot water heating in Low-energy houses and passive houses, *IIE Heat Pump Program (Annex 32), Workshop Kyoto (Japon)*, 14 p.
- Steven R.N., (2002)**, Wet gas metering with a horizontally mounted Venturi meter, *Flow Measurement and Instrumentation*, 12(5), p 361–372
- Suh H.K., Park S.H., Kim H.J., Lee C.S., (2009)**, Influence of ambient flow conditions on the droplet atomisation characteristics of dimethyl ether (DME), *Fuel*, 88(6), p 1070-1077
- Süss J., Kruse H., (1998)**, Heat transfer phenomena inside the cylinder of CO₂-compressors and the influence on their efficiency, *Proc. 3rd IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Oslo (Norvège)*, p 260-269.
- Toublanc C., (2002)**, Les perspectives du dioxyde de carbone comme fluide frigorigène, probatoire au mémoire d'ingénieur du conservatoire national des arts et métiers, 60 p.

- Toublanc C., Clausse M., Terrier M.F., Meunier F., (2006)**, CO₂ Carnot-type cycle based on isothermal vapour compression, *Proc. 7th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids*, 8 p.
- Toublanc C., Clausse M., (2008)**, Analysis of a novel refrigeration Carnot-type cycle based on isothermal vapour compression, *International Journal of Refrigeration*, 31(7), p 1190-1197
- Turton R., Levenspiel O., (1986)**, A Short Note on the Drag Correlation for Spheres, *Powder Technology*, 47(1), p 83-86
- Uchkin G.T., Rahimov H., Gapparova Z., Tursunov T., (2006)**, Retrofitting of ozone depleting R12 to R290/R600 blends, *Proc. 7th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids*, 8 p.
- UNDP (2008)**, Human Development Report 2007/2008 – Fighting climate change: Human solidarity in a divided world, ISBN 978-0-230-54704-9, 399 p.
- UNEP, (1997)**, UNEP Technology and Economic Assessment Panel Assessment of the use of flammable refrigerants, *Technology and Economic Assessment Panel Report*, 2(3), 312 p.
- UNEP, (1999)**, Synthèse des rapports sur les effets scientifiques et environnementaux et des rapports du Groupe de l'évaluation technique et économique du Protocole de Montréal, 42 p.
- UNEP, (2006)**, Report of the Technology and Economic Assessment Panel, 256 p.
- UNFCCC (2008)**, Rapport sur les données présentées dans les inventaires nationaux de gaz à effet de serre des Parties visées à l'annexe I de la Convention pour la période 1990-2006, *FCCC/SBI/2008/12*, 41 p.
- Wang D., Ganji A.R., (1999)**, Effects of nozzle geometry and ambient pressure on the characteristics of a modulated spray, *American Institute of Aeronautics and Astronautics 37th Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Reno (USA)*, 16263
- Wang B., Li X., Shi W., (2005)**, A general geometrical model of scroll compressors based on discretional initial angles of involute, *International Journal of Refrigeration*, 28(6), p 958-966
- Weber M.J., (2003)**, Handbook of Optical Materials, *CRC Press*, 512 p.
- Weiss P., (1994)**, CFC Alternatives for Refrigeration: More Than 2 Years of Field Trials, *Proc. International CFC and Halon Alternative Conference, Washington (USA)*, 22 p.
- Whitaker S., (1972)**, Forced convection heat transfer correlations for flow in pipes, past flat plates, single cylinders, single spheres, and for flow in packed beds and tube bundles. *American Institute of Chemical Engineers Journal*, 18, p 361–371
- Yang J.L., Ma Y.T., Li M.X., Guan H.Q., (2005)**, Exergy analysis of transcritical carbon dioxide refrigeration cycle with an expander, *Energy*, 30(7), p 1162–1175
- Yang J.L., Ma Y.T., Liu S.C., (2007)**, Performance investigation of transcritical carbon dioxide two-stage compression cycle with expander, *Energy*, 32(3), p 237–245
- Yang B., Peng X., Hea Z., Guo B., Xing Z., (2009)**, Experimental investigation on the internal working process of a CO₂ rotary vane expander, *Applied Thermal Engineering*, 29(11-12), p 2289-2296

- Yapıcı R., (2008)**, Experimental investigation of performance of vapor ejector refrigeration system using refrigerant R123, *Energy Conversion and Management*, 49(5), p 953–961
- Yon J., (2003)**, Jet diesel haute pression en champ proche et lointain : étude par imagerie, *Thèse de doctorat, Université de Rouen (France)*, 259 p.
- Yoon Y.B., (2005)**, Breakup Characteristics of Impinging and Swirl Type Injectors, Institute for Liquid Atomisation and Spray Systems conference, *Corée du sud*, p 32-46
- Yu J., Zhao H., Li Y., (2008)**, Application of an ejector in autocascade refrigeration cycle for the performance improvement, *International Journal of Refrigeration*, 31(2), p 279–286
- Zeng X., Ma Y., Liu S., Wang H., (2007)**, Testing and analysing on P-V diagram of CO₂ rolling piston expander, *Proc. 22nd International Congress of Refrigeration, Beijing (Chine)*, B2-431
- Zha S., Ma Y., Sun X., (2003)**, The development of CO₂ expander in CO₂ transcritical cycles, *Proc. 21st International Congress of Refrigeration, Washington (USA)*, ICR089
- Zha S., Hafner A., Neksa P., (2008)**, Investigation of R-744 Voorhees transcritical heat pump system, *International Journal of Refrigeration*, 31(1), p 16–22
- Zhang B., Peng X., He Z., Xing Z., Shu P., (2007)**, Development of a double acting free piston expander for power recovery in transcritical CO₂ cycle, *Applied Thermal Engineering*, 27(8-9), p 1629-1636
- Zhao Y., Li L., Wu H., Shu P., (2005)**, Theoretical and experimental studies of water injection scroll compressor in automotive fuel cell systems, *Energy Conversion and Management*, 46(9-10), p 1379-1392
- Zingerli A.P., Groll E.A., (2000)**, Influence of refrigeration oil on the heat transfer and pressure drop of supercritical CO₂ during in-tube cooling, *Proc. 4th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Purdue (USA)*, 10 p.
- Zoughaib, A., Clodic D., (2003)**, A turbo expander development for domestic refrigeration appliances, *Proc. 21st International Congress of Refrigeration, Washington (USA)*, ICR144

Annexes

1	PROCEDURES D’EVALUATION DE LA CONFORMITE A LA DESP	182
2	DETERMINATION DE LA CATEGORIE DE RISQUE DE LA DESP	183
3	CHARGES MAXIMALES EN FLUIDE FRIGORIGENE SELON EN-378.....	184
4	DEMONSTRATION DE LA FORMULE DE CLAPEYRON	186
5	PERFORMANCES D’UNE MACHINE FRIGORIFIQUE	187
6	FICHE SECURITE DE L’HEXAFLUOROACETONE.....	188
7	FICHE RENSEIGNEMENT HUILE RENISO C 85 E.....	189
8	PROPRIETES DE L’HUILE RENISO C 85E	190
9	SURFACE D’ECHANGE TOTALE DES GOUTTES.....	191
10	CORRELATIONS DU COEFFICIENT D’ECHANGE CONVECTIF	192

1 Procédures d'évaluation de la conformité à la DESP

Procédure d'évaluation de la conformité (ou modules) à la directive des équipements sous pression.

	Sans Assurance Qualité		Avec Assurance Qualité	
	Production en série	Production à l'unité	Production en série	Production à l'unité
I				A
II		A1		D1 ou E1
III	B + C1	B1 + F	B + E B1 + D H	H B1 + D
IV	B + F	G	B + D H1	H1

Avec :

A : contrôle interne de la fabrication, A1 : idem + surveillance de la vérification finale,
 B : examen CE de type, B1 : examen de la conception,
 C1 : conformité au type,
 D et D1 : assurance qualité production,
 E et E1 : assurance qualité produits,
 F : vérification sur produit,
 G : vérification CE à l'unité,
 H et H1 : assurance complète de la qualité(avec ou sans contrôle de la conception et surveillance particulière de la vérification finale)

2 Détermination de la catégorie de risque de la DESP

Pour mieux comprendre la démarche de la Directive, prenons le cas d'une bouteille accumulatrice de liquide (récipient) destinée à recevoir du propane (groupe 1) et d'une contenance de 50 litres.

Ces trois informations permettent de définir une catégorie d'appartenance au composant en se référant au Tableau 6-1.

Tableau 6-1: Détermination des catégories de risque selon la DESP.

Produits	Récipients	Tuyauteries	Dangerosité
Gaz, vap./liq., dont $P_{vap}(T_{max}) > 0,15$ MPa.	Tableau 1	Tableau 6	Groupe 1
	Tableau 2	Tableau 7	Groupe 2
Liquides, dont $P_{vap}(T_{max}) > 0,15$ MPa	Tableau 3	Tableau 8	Groupe 1
	Tableau 4	Tableau 9	Groupe 2

D'après le Tableau 6-1, la catégorie de risque de la bouteille de propane est déterminée à partir du "Tableau 1". Ce "Tableau 1" qui est illustré sur la Figure 6-1 comporte, comme tous les autres "Tableaux", quatre catégories de risque, notée de I à IV. L'appartenance à une des catégories dépend de l'énergie pneumatique stockée dans l'équipement qui est calculée à partir du produit de la pression relative et du volume interne de l'équipement.

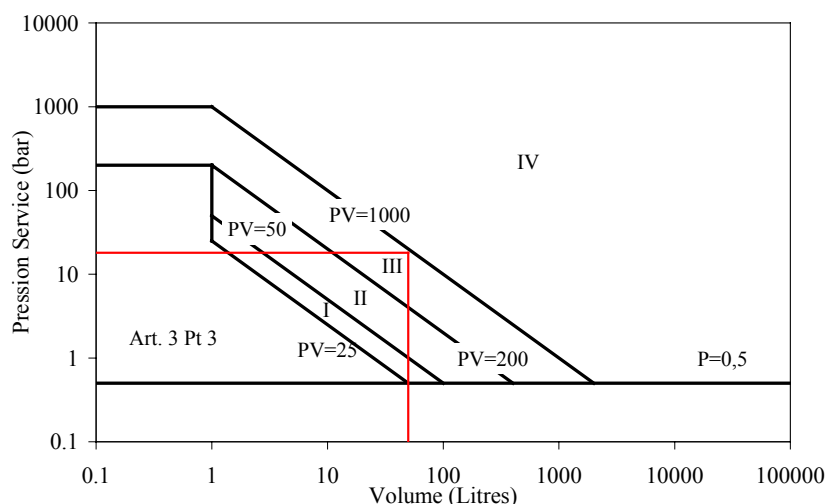


Figure 6-1 : Tableau 1 de la DESP (Gaz dangereux dans un récipient).

Si la température de conception normative du système frigorifique est de 55°C (EN-378-2 :2008), alors la pression de service qui correspond à la pression d'équilibre liquide/vapeur est de 18 bar relatif.

Par conséquent et d'après la Figure 6-1, le réservoir de 50 litres doit respecter toutes les prérogatives de la catégorie III. Ces procédures d'évaluation de la conformité (ou modules) sont ceux de l'Annexe 1. Elles dépendent du type de production (unité ou série) et du système d'assurance qualité.

3 Charges maximales en fluide frigorigène selon EN-378

Fluide groupe A : Charge admissible dans les systèmes frigorifiques hors confort et confort (cases grisées).

Local contenant le fluide frigorigène	Type d'occupation							
	Catégorie A (occupation générale)		Catégorie B (occupation supervisée)		Catégorie C (personnes autorisées)			
	Direct	Indirect	Direct	Indirect	Direct	Indirect		
Groupe de sécurité du fluide frigorigène – A1								
Espace occupé par l'homme qui n'est pas une salle des machines	LP·V	LP·V	∞ kg	∞ kg	∞ kg	∞ kg		
Compresseur + réservoir de liquide dans 1 salle des machines inoccupée	LP·V	∞ kg	∞ kg	∞ kg	∞ kg	∞ kg		
Toutes les parties contenant du fluide frigorigène dans 1 salle des	∞ kg	∞ kg	∞ kg	∞ kg	∞ kg	∞ kg		
Groupe de sécurité du fluide frigorigène – A2								
Espace occupé par l'homme qui n'est pas une salle des machines	LP·V et 38·LII	LP·V et 38·LII	10 kg	10 kg	10 kg ou 50 kg si < 1 pers. / 10 m ²	10 kg ou 50 kg si < 1 pers./10 m ²		
Compresseur + réservoir de liquide dans 1 salle des machines inoccupée ou à l'air libre	LP·V et 38·LII	LP·V	25 kg	∞ kg	25 kg ou ∞ kg si < 1 pers. / 10 m ²	∞ kg		
Toutes les parties contenant du fluide frigorigène dans 1 salle des machines inoccupée ou à l'air libre	LP·V et 132·LII	∞ kg	∞ kg	∞ kg	∞ kg	∞ kg		
Groupe de sécurité du fluide frigorigène – A3								
Espace occupé par l'homme qui n'est pas une salle des machines	Scellé	LP·V 1,5 kg	Scellé	LP·V 1,5 kg	LP·V 2,5 kg ou 1 kg en ss	LP·V 2,5 kg ou 1 kg en ss	10 kg ou 1 kg en ss	10 kg ou 1 kg en ss
Compresseur + réservoir de liquide dans 1 salle des machines inoccupée ou à l'air libre	Scellé	LP·V 1,5 kg	LP·V 1,5 kg	LP·V 2,5 kg ou 1 kg en ss	LP·V 2,5 kg ou 1 kg en ss	LP·V 25 kg ou 1 kg en ss	LP·V 25 kg ou 1 kg en ss	25 kg ou 1 kg en ss
Toutes les parties contenant du fluide frigorigène dans 1 salle des machines inoccupée ou à l'air libre	Scellé	LP·V 5 kg ou 1 kg en ss	LP·V 5 kg ou 1 kg en ss	LP·V 10 kg ou 1 kg en ss	LP·V 10 kg ou 1 kg en ss	LP·V ∞ kg ou 1 kg en ss	LP·V ∞ kg ou 1 kg en ss	∞ kg ou 1 kg en ss

Fluide groupe B : Charge admissible dans les systèmes frigorifiques hors confort et confort (cases grisées).

Local contenant le fluide frigorigène	Type d'occupation					
	Catégorie A (occupation générale)		Catégorie B (occupation supervisée)		Catégorie C (personnes autorisées)	
	Direct	Indirect	Direct	Indirect	Direct	Indirect
Groupe de sécurité du fluide frigorigène – B1						
Espace occupé par l'homme qui n'est pas une salle des machines	LP·V	LP·V	10 kg	10 kg	10 kg ou 50 kg si < 1 pers. / 10 m ²	10 kg ou 50 kg si < 1 pers. / 10 m ²
Compresseur + réservoir de liquide dans 1 salle des machines inoccupée ou à l'air libre	LP·V	Abs. scellé : 2,5 kg sinon LP·V	25 kg	∞ kg	25 kg ou ∞ kg si < 1 pers. / 10 m ²	∞ kg
Toutes les parties contenant du fluide frigorigène dans 1 salle des machines inoccupée ou à l'air libre	2,5 kg	∞ kg	∞ kg	∞ kg	∞ kg	∞ kg
Groupe de sécurité du fluide frigorigène – B2						
Espace occupé par l'homme qui n'est pas une salle des machines	Abs. scellé : 2,5 kg sinon LP·V	Abs. scellé : 2,5 kg sinon LP·V	10 kg	10 kg	10 kg ou 50 kg si < 1 pers. / 10 m ²	10 kg ou 50 kg si < 1 pers. / 10 m ²
Compresseur + réservoir de liquide dans 1 salle des machines inoccupée ou à l'air libre	Abs. scellé : 2,5 kg sinon LP·V	Absorption : 2,5 kg sinon LP·V	25 kg	∞ kg	25 kg ou ∞ kg si < 1 pers. / 10 m ²	∞ kg
Toutes les parties contenant du fluide frigorigène dans 1 salle des machines inoccupée ou à l'air libre	2,5 kg	∞ kg	∞ kg	∞ kg	∞ kg	∞ kg

Notes :

SS = Sous niveau du sol ; ∞ = pas de limite

LP = Limite Pratique (kg.m⁻³), h = hauteur du local ; A = Surface du local (m²) ; V = volume du local (m³) ; LII = Limite inférieure d'inflammabilité (kg.m⁻³)

Limites de charges dues à l'inflammabilité pour les systèmes de conditionnement d'air ou pompes à chaleur pour le confort des personnes

Parties contenant du FF dans espace occupé $m_{\max} = 2,5 \cdot LII^{5/4} \cdot A^{1/2} \cdot h_0$	Systèmes scellés à charge limitée	Enceinte à ventilation mécanique dans espace occupé
avec : h ₀ hauteur de l'installation (m) A surface de la pièce (m ²)	$m_{\max} = 0,55 \cdot LII \cdot A$	$m_{\max} = 130 \cdot LII$

4 Démonstration de la formule de Clapeyron

Les potentiels chimiques s'écrivent pour le liquide et la vapeur :

$$d\mu = M \cdot (v \cdot dP - s \cdot dT)$$

Or à l'équilibre nous avons :

$$d\mu_v = d\mu_l$$

D'où :

$$\frac{dP}{dT} = \frac{s_v - s_l}{v_v - v_l}$$

Ou sous la formulation générale de Clapeyron :

$$\frac{dP}{dT} = \frac{h_v - h_l}{T \cdot (v_v - v_l)}$$

En première approximation on dit que :

$$v_v \gg v_l$$

Et que la vapeur est considérée comme un gaz parfait :

$$v_v \approx \frac{r \cdot T}{P}$$

Alors :

$$\frac{dP}{dT} \approx \frac{P \cdot \Delta h_v}{r \cdot T^2}$$

Transformation de massique en molaire

$$\frac{dP}{P} \cdot \frac{T^2}{dT} \approx \frac{\Delta \bar{H}_v}{R}$$

$$d \ln P \approx \frac{\Delta \bar{H}_v}{R} \cdot \left(-d \left(\frac{1}{T} \right) \right)$$

$$\frac{d \ln P}{d \left(\frac{1}{T} \right)} \approx - \frac{\Delta \bar{H}_v}{R}$$

5 Performances d'une machine frigorifique

- Taux de compression τ :

$$\int_{BP}^{HP} d \ln P \approx \int_{T_{SF}}^{T_{SC}} \left[-\frac{\Delta \bar{H}_V}{R} \cdot d \left(\frac{1}{T} \right) \right]$$

$$\ln HP - \ln BP \approx -\frac{\Delta \bar{H}_V}{R} \cdot \left(\frac{1}{T_{SC}} - \frac{1}{T_{SF}} \right)$$

$$\ln \frac{HP}{BP} \approx -\frac{\Delta \bar{H}_V}{R} \cdot \left(\frac{T_{SF} - T_{SC}}{T_{SC} \cdot T_{SF}} \right)$$

$$\tau \approx e^{\frac{\Delta \bar{H}_V}{R} \cdot \left(\frac{T_{SC} - T_{SF}}{T_{SC} \cdot T_{SF}} \right)} \quad \text{ou encore} \quad \tau \approx e^{\left(R_1 \cdot \frac{\Delta \bar{H}_V}{R} \right)}$$

- Température de refoulement T_R en supposant que les gaz sont aspirés à T_{SF} :

$$P \cdot v^\gamma = \text{Cste} \quad \text{et} \quad P \cdot v = r \cdot T$$

$$BP \cdot \left(\frac{r \cdot T_{SF}}{BP} \right)^\gamma = HP \cdot \left(\frac{r \cdot T_R}{HP} \right)^\gamma \quad \text{soit} \quad \left(\frac{HP}{BP} \right)^{(1-\gamma)} = \left(\frac{T_{SF}}{T_R} \right)^\gamma$$

$$T_R = T_{SF} \cdot \tau^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \right)}$$

Si on remplace par expression précédente :

$$\ln \left(\frac{T_R}{T_{SF}} \right) = \ln \left(\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) = \frac{\gamma-1}{\gamma} \cdot \ln \tau$$

Avec :


$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} \quad \text{et} \quad R = C_p - C_v$$

$$\frac{\gamma-1}{\gamma} = \frac{R}{C_p}$$

Alors :

$$\ln \left(\frac{T_R}{T_{SF}} \right) = \frac{\Delta \bar{H}_V}{C_p} \cdot \left(\frac{T_{SC} - T_{SF}}{T_{SC} \cdot T_{SF}} \right) \quad \text{ou encore} \quad \ln \left(\frac{T_R}{T_{SF}} \right) = R_3 \cdot R_1 \quad \text{selon notation du Tableau 2-5.}$$

6 Fiche sécurité de l'Héxafluoroacétone

	FICHE DE DONNEES DE SECURITE	Page : 3 / 5
		Edition révisée n° : 1
		Date : 15/7/2005
		Remplace la fiche : 0/0/0
Hexafluoroacétone		AL063

9 PROPRIÉTÉS PHYSIQUES ET CHIMIQUES

Etat physique à 20 °C	: Gaz liquéfié.
Couleur	: Incolore. Dégage des fumées blanches dans l'air humide.
Odeur	: Piquant(e).
Masse moléculaire	: 166
Point de fusion [°C]	: -122
Point d'ébullition [°C]	: -27,5
Température critique [°C]	: 84
Pression de vapeur, 20°C	: 5,9 bar
Densité relative, gaz (air=1)	: 5,8
Densité relative, liquide (eau=1)	: 1,5
Solubilité dans l'eau [mg/l]	: S'hydrolyse.
Domaine d'inflammabilité [%vol dans l'air]	: Ininflammable.
Temp. d'autoinflammation [°C]	: Non applicable.
Autres données	: Gaz ou vapeur plus lourd que l'air. Peut s'accumuler dans les endroits confinés, en particulier au niveau ou en-dessous du sol.

10 STABILITÉ ET RÉACTIVITÉ

Stabilité et réactivité	: Réagit avec la plupart des métaux en présence d'humidité, en libérant de l'hydrogène, gaz extrêmement inflammable. En présence d'eau entraîne une corrosion rapide de certains métaux. Réagit avec l'eau pour former des acides corrosifs. Peut réagir violemment avec les alcalis.
-------------------------	--

11 INFORMATIONS TOXICOLOGIQUES

Informations toxicologiques	: Oedème retardé fatal du poumon. Brûlures sévères de la peau, des yeux et des voies respiratoires à concentration plus élevée. L'absorption excessive de F- peut entraîner une fluorose aiguë avec hypocalcémie, interférence avec diverses fonctions métaboliques et atteinte d'organes (cœur, foie, reins). Ce produit peut compromettre la fertilité et nuire au fœtus.
CL50 [ppm/1h]	: 470

12 INFORMATIONS ÉCOLOGIQUES

Information relative aux effets écologiques	: Peut causer des changements de pH aux systèmes écologiques aqueux.
---	--

13 CONSIDÉRATIONS RELATIVES À L'ÉLIMINATION

Généralités	: Eviter de rejeter à l'atmosphère. Ne pas rejeter dans tout endroit où son accumulation pourrait être dangereuse. Ne pas évacuer dans les endroits où il y a un risque de former un mélange explosif avec l'air. Le gaz rejeté doit être brûlé dans un brûleur approprié équipé d'un arrêt anti-retour de flamme. Les gaz toxiques et corrosifs produits par combustion doivent être lavés avant rejet à l'atmosphère. Contacter le fournisseur si des instructions sont souhaitées.
-------------	---

AIR LIQUIDE SA
France

7 Fiche renseignement huile RENISO C 85 E

Product Information

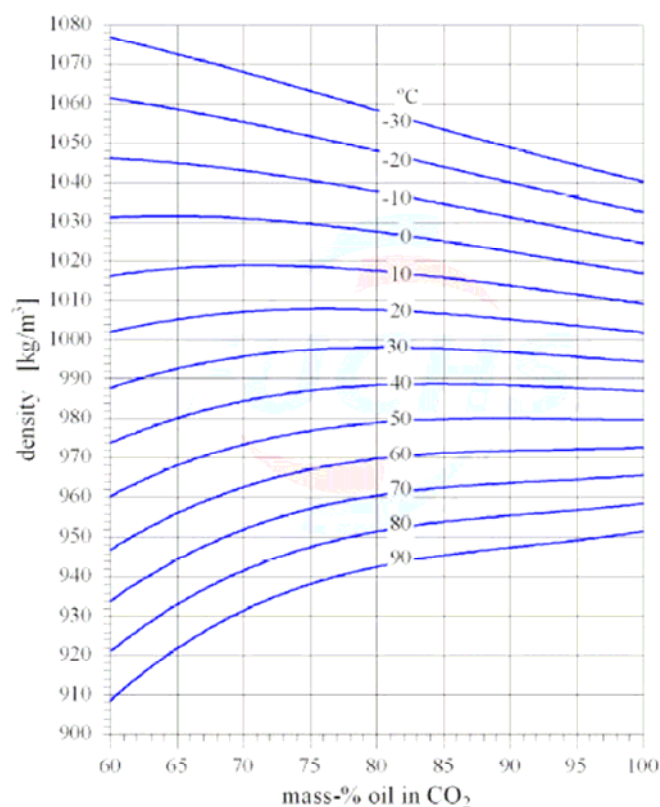


RENISO C 85 E Refrigeration Oil for CO₂ Compressors

Typical technical data:

Properties	Unit		Test Method
Colour		0	DIN ISO 2049
Density at 15°C	kg/m ³	1004	DIN 51 757
Flashpoint	°C	288	DIN ISO 2592
Kinematic viscosity at 40°C at 100°C	mm ² /s mm ² /s	80 10.3	DIN 51 562-1
Viscosity index	-	111	DIN ISO 2909
Pour point	°C	-39	DIN ISO 3016
Neutralization number	mgKOH/g	0.02	DIN 51 558-3
Water content	mg/kg	< 30	DIN 51 777-2

Density of the mixture: RENISO C 85 E – CO₂



8 Propriétés de l'huile RENISO C 85E

A partir de la masse volumique à une température T_0 , il est possible de prédire la masse volumique de l'huile à n'importe quelle température, Conde (1996) :

$$\rho(T) = \rho(T_0) - A \cdot (T - T_0) \quad (4-7)$$

Il est généralement admis de supposer la constante A égale à 0,6. Seulement les données fournies sur la fiche de renseignement en Annexe 5 permettent de réajuster la valeur du coefficient A^i à 0,72 ($A = 0,72$).

Aucune donnée sur la chaleur massique de l'huile RENISO C 85 C n'était fournie par le constructeur. En revanche, une corrélation est disponible sur une huile de la même famille, la RENISO C 170, (Goodman, 2008). A défaut, la chaleur massique de cette huile sera utilisée dans le modèle.

$$C_p(T) = 2,869 \cdot T + 1775 \quad (4-8)$$

Avec la température T en °C et la chaleur massique C_p en $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$.

N'ayant aucune information au sujet de la conductivité thermique de l'huile Reniso C 85E, elle a été approchée par une équation générique qui fait intervenir la densité de l'huile, Mermond et al. 1999.

$$\lambda_1 = 0,1172 \cdot \frac{\rho_{H_2O}}{\rho_1} \cdot (1 - 0,0054 \cdot T_1) \quad (4-45)$$

où la température est exprimée en °C et la masse volumique de référence prise égale à $998,5 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$, la conductivité thermique s'exprime en $W \cdot \text{m}^{-1} \cdot K^{-1}$.

Tableau 8-2: Propriétés de l'huile RENISO C85 E utilisée dans le modèle.

Masse volumique ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	Chaleurs massiques ($J \cdot \text{kg}^{-1} \cdot K^{-1}$)	Viscosité cinématique ($\text{cSt} / \text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$)
986	1890	80

ⁱ Les masses volumiques de l'huile à 90 °C et -30 °C sont respectivement égales à $953,5 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ et $1040 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

9 Surface d'échange totale des gouttes

Étudions deux cas, aux indices respectifs (1) et (2), où une même masse d'huile (m) est introduite dans le compresseur. Cette masse d'huile peut à chaque fois s'exprimer en fonction du volume unitaire des gouttes (Vu), de leur nombre (n) et de la masse volumique (ρ).

$$m = n_1 \cdot Vu_1 \cdot \rho = n_2 \cdot Vu_2 \cdot \rho \quad (8-1)$$

Par conséquent le rapport de quantité de goutte dépend uniquement des diamètres respectifs (d) :

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{Vu_2}{Vu_1} = \frac{\pi d_2^3 / 6}{\pi d_1^3 / 6} = \frac{d_2^3}{d_1^3} \quad (8-2)$$

Les surfaces d'échanges totales des deux cas peuvent s'écrire :

$$S_{T1} = n_1 \cdot Su_1 = n_1 \cdot \pi \cdot d_1 \quad \text{et} \quad S_{T2} = n_2 \cdot Su_2 = n_2 \cdot \pi \cdot d_2 \quad (8-3)$$

En combinant les Equations 8-2 et 8-3, le rapport des surfaces d'échange totales peut s'exprimer uniquement en fonction du rapport des diamètres, comme le montre l'Equation 8-4 :

$$\frac{S_{T2}}{S_{T1}} = \frac{d_1}{d_2} \quad (8-4)$$

Par conséquent pour une même masse d'huile introduite, doubler le diamètre des gouttes revient à réduire de moitié la surface d'échange entre le gaz et les gouttes.

10 Corrélations du coefficient d'échange convectif

Source	Auteurs	Corrélations de Nusselt	Prandtl	Reynolds	Autres
Whitaker (1972)	Whitaker (1972)	$2 + \left(0,4 \cdot \text{Re}^{1/2} + 0,06 \cdot \text{Re}^{2/3}\right) \cdot \text{Pr}^{0,4} \cdot \left(\frac{\mu_g}{\mu_l}\right)^{1/4}$	0,71 - 380	$3,5 - 7,6 \cdot 10^4$	$1 < \mu_l/\mu_g < 3,2$ Air, huile, eau - sphère
Melissari et Argyropoulos (2005)	Hsu (1965)	$0,921 \cdot (\text{Re} \cdot \text{Pr})^{0,5}$	< 1	< $2 \cdot 10^5$	Métal liquide - sphère solide
	Siderman (1966)	$1,13 \cdot (\text{Re} \cdot \text{Pr})^{0,5}$			
	Kreith (1963)	$0,178 \cdot \text{Re}^{0,375}$	$\equiv 10^{-2}$	$7 \cdot 10^4 - 10^6$	Métal liquide - sphère solide
	Witte (1968)	$2 + 0,386 \cdot (\text{Re} \cdot \text{Pr})^{0,5}$	$\equiv 10^{-3}$	$3 \cdot 10^4 - 2 \cdot 10^5$	Sodium liquide - sphère
	Argyropoulos (1995)	$2 + 1,114 \cdot \text{Re}^{0,557} \cdot \text{Pr}^{0,914}$	$10^{-2} - 10^{-1}$	< $3 \cdot 10^4$	
	Whitaker (1972)	$2 + \left(0,4 \cdot \text{Re}^{1/2} + 0,06 \cdot \text{Re}^{2/3}\right) \cdot \text{Pr}^{0,4} \cdot \left(\frac{\mu_g}{\mu_l}\right)^{1/4}$	0,71 - 380	$3,5 - 7,6 \cdot 10^4$	$1 < \mu_l/\mu_g < 3,2$ Air, huile, eau - sphère
	Ranz - Marshall (1952)	$2 + 0,6 \text{Re}^{1/2} \text{Pr}^{1/3}$	0,6 - 400	$10 - 7 \cdot 10^4$	Métal liquide - sphère solide
	Vliet - Leppert (1961)	$(2,7 + 0,12 \cdot \text{Re}^{0,66}) \text{Pr}^{0,5}$	$\equiv 10$	< 10^5	Eau - sphère solide
	Aziz et al. (1995)	$0,991 \text{Re}^{0,527} \text{Pr}^{0,043}$	$\equiv 10$	$3 \cdot 10^3 - 3 \cdot 10^4$	Eau - glace en fusion
	Hao et al. (1999)	$1,015 \text{Re}^{0,48} \text{Pr}^{0,23}$	$\equiv 10$	< $3 \cdot 10^3$	Eau - glace en fusion
Melissari - Argyropoulos (2005)	$2 + 0,47 \text{Re}^{1/2} \text{Pr}^{0,36}$	$10^{-3} - 10^1$	$\cdot 10 - 5 \cdot 10^4$	Métal liquide - sphère solide	
Padet (2005)	Froessling (1938)	$2 + 0,552 \text{Re}^{1/2} \text{Pr}^{1/3}$	0,6 - 2,7	2 - 800	Air - sphère (eau, nitrobenzene, aniline, naphthalene)
	Kramers (1946)	$2 + 1,3 \text{Pr}^{0,15} + 0,66 \text{Re}^{1/2} \text{Pr}^{0,31}$	0,714 - 380	0,42 - 2100	Air, huile, eau - sphère acier

	Katsnel'son - Timofeyeva (1949)	$2 + 0,03 Re^{0,54} Pr^{0,33} + 0,35 Re^{0,58} Pr^{0,36}$		> 0		
	Kreith	$2,2 \cdot Pr + 0,48 \cdot Re^{1/2} \cdot Pr$	-	1 - 25	Métal liquide - sphère solide	
	Whitaker (1972)	$2 + \left(0,4 \cdot Re^{1/2} + 0,06 \cdot Re^{2/3} \right) \cdot Pr^{0,4} \cdot \left(\frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{1/4}$	0,71 - 380	$3,5 - 7,6 \cdot 10^4$	$1 < \mu_l/\mu_g < 3,2$	Air, huile, eau - sphère
Romkes (2003)	Ranz - Marshall (1952)	$2 + 0,6 Re^{1/2} Pr^{1/3}$	0,6 - 400	$10 - 7 \cdot 10^4$	Re, Pr at $T_f = \frac{T_b - T_\infty}{2}$	
	Whitaker (1972)	$2 + \left(0,4 \cdot Re^{1/2} + 0,06 \cdot Re^{2/3} \right) \cdot Pr^{0,4} \cdot \left(\frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{1/4}$	0,71 - 380	$3,5 - 7,6 \cdot 10^4$	$1 < \mu_l/\mu_g < 3,2$	Air, huile, eau - sphère
	Achenbach (1978)	$2 + \left(\frac{1}{4} Re + 3 \cdot 10^{-4} Re^{1,6} \right)$	$\equiv 0,71$	$10^2 - 2 \cdot 10^5$	Single sphere	
Sazhin (2006)	Whitaker (1972)	$2 + \left(0,4 \cdot Re^{1/2} + 0,06 \cdot Re^{2/3} \right) \cdot Pr^{0,4} \cdot \left(\frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{1/4}$	0,71 - 380	$3,5 - 7,6 \cdot 10^4$	$1 < \mu_l/\mu_g < 3,2$	Air, huile, eau - sphère
	Melissari - Argyropoulos (2005)	$2 + 0,47 Re^{0,5} Pr^{0,36}$	0,003 - 10	$10^2 - 5 \cdot 10^4$		
Incropera et al. (2006)	Whitaker (1972)	$2 + \left(0,4 \cdot Re^{1/2} + 0,06 \cdot Re^{2/3} \right) \cdot Pr^{0,4} \cdot \left(\frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{1/4}$	0,71 - 380	$3,5 - 7,6 \cdot 10^4$	$1 < \mu_l/\mu_g < 3,2$	Air, huile, eau - sphère
	Ranz - Marshall (1952)	$2 + 0,6 Re^{1/2} Pr^{1/3}$	0,6 - 400	$10 - 7 \cdot 10^4$		
Bejan (2003)	Vliet - Leppert (1961)	$\left(1,2 + 0,53 Re^{0,54} \right) Pr^{0,3} \left(\frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{1/4}$	2 - 380	$1 - 3 \cdot 10^5$	Eau - sphère	

Amélioration du cycle trans-critique au CO₂ par une compression refroidie : évaluations numérique et expérimentale

Résumé

Les émissions mondiales de gaz à effet de serre, du domaine du froid et de la climatisation, sont à la fois d'origine directe et indirecte. Elles sont respectivement liées à la nature des fluides frigorigènes utilisés et aux consommations énergétiques des systèmes. La recherche de nouvelles molécules de synthèse à faible pouvoir de réchauffement global et l'emploi de fluides naturels dans des architectures de cycle adaptées constituent la base de ce travail. Concernant ce dernier point, la compression isotherme pallie efficacement les propriétés thermodynamiques du dioxyde de carbone, qui sont peu favorables aux systèmes à compression de vapeur. Cette transformation idéale permet l'obtention d'un COP équivalent à 92 % du COP_{Carnot}. L'injection d'huile dans la chambre de compression, sous forme de fines gouttelettes, a été envisagée pour approcher cette compression isotherme. Son potentiel a tout d'abord été évalué par simulation numérique pour des compresseurs piston et scroll. Il est apparu qu'une taille de goutte de 25 µm et un débit d'huile trois fois plus important que celui du CO₂, conduisent à un gain énergétique substantiel : +30 % par rapport au cycle trans-critique conventionnel. La faisabilité d'obtention d'un spray, constitué de gouttelettes d'un diamètre moyen de 50 µm, a fait l'objet d'une première validation expérimentale. Cette solution qui peut être combinée avec d'autres innovations technologiques pourrait permettre d'avoir des équipements frigorifiques, au dioxyde de carbone, ayant un impact environnemental global inférieur à celui des systèmes utilisant des fluides de synthèse.

Mots clés :

fluides frigorigènes, CO₂, cycle trans-critique, compression isotherme, injection d'huile, simulation numérique, dispositif expérimental

CO₂ trans-critical cycle improvement with compression cooling by oil injection: numerical and experimental evaluations

Abstract

Emissions of greenhouse gas are both direct and indirect in the for refrigeration and air conditioning sector. They are respectively related to the refrigerant nature and the energy system consumptions. The aim of this work consists in searching new synthetic molecules with low global warming potential and studying natural fluids. For the CO₂ case, a dedicated cycle is often necessary to match reference performances. Regarding this last point, the isothermal compression overcomes the poor CO₂ thermodynamic properties with vapor compression systems. This ideal transformation allows having a COP equal to 92% of COP_{Carnot}. Oil injection as fine droplets into the compression chamber has been proposed to achieve the isothermal compression for piston and scroll compressors. A substantial COP increase, + 30% compared with conventional transcritical cycle, has been estimated by numerical simulation. In this case, the oil flow rate is three times bigger than that of CO₂ and the droplets diameter is supposed to be 25 µm. The feasibility to obtain a spray made of droplets with an average diameter of 50 µm, has been experimentally validated. This solution, which can be combined with other technological innovations, should give CO₂ refrigeration equipment with global environmental impact lower than that of synthetic fluids systems.

Keywords :

refrigerants, CO₂, transcritical cycle, isothermal compression, oil injection, modelling, test bench