



HAL
open science

Impact de l'huile de lubrification sur les performances thermodynamiques des pompes à chaleur réversibles

Mohammed Youbi-Idrissi

► **To cite this version:**

Mohammed Youbi-Idrissi. Impact de l'huile de lubrification sur les performances thermodynamiques des pompes à chaleur réversibles. Energie électrique. Conservatoire national des arts et métiers - CNAM, 2003. Français. NNT : . tel-00011290

HAL Id: tel-00011290

<https://theses.hal.science/tel-00011290>

Submitted on 4 Jan 2006

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

Ecole Doctorale Technologique et Professionnelle
Formation doctorale : Energétique

par

Mohammed YOUBI-IDRISSI

IMPACT DE L'HUILE DE LUBRIFICATION SUR LES PERFORMANCES THERMODYNAMIQUES DES POMPES A CHALEUR REVERSIBLES

Date de soutenance : le 08 Décembre 2003 devant la commission d'examen

Jury

J. LEBRUN	Professeur, Université de Liège, Belgique	Rapporteur
D. FAVRAT	Professeur, EFPL Lausanne, Suisse	Rapporteur
F. MEUNIER	Professeur, CNAM Paris	Examineur
C. MARVILLET	Directeur de Recherche, CEA Grenoble	Examineur
J. BONJOUR	Maître de Conférences, CNAM Paris	Examineur
A. BAILLY	Directeur de Recherche, CIAT Culoz	Examineur
E. MERLIN	Ingénieur ADEME	Invité

Cette thèse a été préparée au Laboratoire du Froid (E.A 21) de l'Institut Français du Froid Industriel et du Génie Climatique (IFFI), Paris

AVANT-PROPOS

Ce travail a été mené au Laboratoire du Froid de l'Institut Français du Froid Industriel et du Génie Climatique (IFFI) au CNAM à Paris. Il a été financièrement soutenu par l'Agence de l'Environnement et de la Maîtrise de l'Energie (ADEME).

Je souhaite exprimer ma profonde gratitude à Monsieur le Professeur Francis MEUNIER, Directeur de l'IFFI, pour m'avoir accueilli dans son laboratoire et pour avoir assuré la direction de cette thèse. Sa confiance et son soutien constant m'ont été d'une extrême utilité pour sa réalisation.

Je suis très reconnaissant à Monsieur Jocelyn BONJOUR, Maître de Conférences, pour la rigueur d'esprit qu'il m'a transmise tout au long de la thèse dont il a assuré un suivi permanent. Je le remercie également pour son soutien dans les moments difficiles.

Je tiens à remercier Monsieur le Professeur Jean LEBRUN, Professeur à l'Université de Liège en Belgique et Monsieur le Professeur Daniel FAVRAT, Professeur à l'Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne en Suisse, pour avoir accepté d'être rapporteurs de ce mémoire.

Mes plus vifs remerciements vont également à Monsieur Christophe MARVILLET, Directeur du GRETh-CEA de Grenoble, pour ses précieux conseils et pour avoir bien voulu examiner ce travail, ainsi, qu'à Monsieur André BAILLY, Directeur du Laboratoire de Recherche CIAT pour avoir répondu présent pour être membre du Jury.

Un clin d'œil à tous mes collègues de Laboratoire, chercheurs, ingénieurs, techniciens et stagiaires qu'il me fut très agréable de côtoyer. Ma reconnaissance va plus particulièrement à Mlle Marie-France Terrier, Ingénieur de Recherche à l'IFFI, pour la précieuse aide apportée à cette étude.

Enfin, si j'ai pu mener à bien ce travail, c'est grâce à l'amour, à l'encouragement, et au soutien sans relâche de mes parents, de ceux et celles qui ont une énorme place dans mon cœur. A eux je dédie ce travail, témoignage de mon amour et de l'affection que je leur porte.

SOMMAIRE

AVANT PROPOS	2
NOMENCLATURE	8
INTRODUCTION	16
CHAPITRE I : ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE	
1 Frigorigènes et lubrifiants	20
<i>1.1 Rôles de l'huile dans le circuit frigorifique</i>	<i>20</i>
<i>1.2 Compatibilité entre frigorigène et lubrifiant</i>	<i>20</i>
1.2.1 Les huiles Polyol-ester (POE)	21
1.2.2 Les huiles Polyalkylene-glycol (PAG)	22
1.2.3 Les huiles Polyvinylether (PVE)	22
<i>1.3 Présence de l'huile dans le système frigorifique : où et comment ?</i>	<i>23</i>
<i>1.4 Retour de l'huile au compresseur</i>	<i>25</i>
2 Comportement thermodynamique et thermique des mélanges de frigorigène et d'huile	25
<i>2.1 Propriétés thermophysiques du lubrifiant</i>	<i>26</i>
2.1.1 Masse volumique	26
2.1.2 Viscosité cinématique	26
2.1.3 Conductivité thermique	27
2.1.4 Capacité thermique massique	27
2.1.5 Tension superficielle	28
<i>2.2 Propriétés thermodynamiques des mélanges frigorigène/huile</i>	<i>29</i>
2.2.1 Miscibilité	29
2.2.2 Solubilité	30
2.2.3 Courbes de solubilité : équilibre liquide-vapeur	31
2.2.3.1 Modèles thermodynamiques	32
2.2.3.2 Approches empiriques	34
2.2.3.3 Choix et orientation	36

2.2.4	Masse volumique	37
2.2.5	Viscosité	37
2.2.5.1	<i>Viscosité cinématique</i>	38
2.2.5.2	<i>Viscosité dynamique</i>	39
2.2.6	Conductivité thermique	39
2.2.7	Capacité thermique massique	39
2.2.8	Tension superficielle	39
3	Transfert thermique en présence d'huile	40
3.1	<i>Condensation</i>	40
3.1.1	Paramètres d'influence	40
3.1.2	Modèles de prédiction	43
3.1.2.1	<i>Corrélation de Shah (1979)</i>	41
3.1.2.2	<i>Corrélation de Dobson et Chato (1998)</i>	44
3.2	<i>Evaporation</i>	45
3.2.1	Mécanismes de transfert	45
3.2.2	Tendances générales	46
3.2.3	Modèles de prédiction	48
3.3	<i>Pertes de pression dans les échangeurs thermiques en présence d'huile</i>.....	50
3.3.1	Modèles de prédiction	51
3.3.1.1	<i>Modèles homogènes</i>	52
3.3.1.2	<i>Modèles à phases séparées</i>	54
4	Impact de l'huile sur la charge en fluide dans une machine frigorifique	56

CHAPITRE II : SOLUBILITE FRIGORIGENE/HUILE

1	Mesure de solubilité du fluide frigorigène dans l'huile	60
1.1	<i>Méthodes de mesure de solubilité</i>	60
1.1.1	Méthode "Gas Liquid Chromatography"	60
1.1.2	Méthode isochore	61
1.1.3	Choix de la méthode de mesure	61
1.2	<i>Résultats expérimentaux</i>	61
1.2.1	Couple CO ₂ /PAG	61

1.2.2	Couple R134a/POE	70
1.2.2.1	<i>Comportement dynamique du mélange</i>	70
1.2.2.2	<i>Courbes de solubilité</i>	71
1.2.3	Couples R32/POE et R125/POE	72
2	Modèles thermodynamiques de calcul de solubilité	75
2.1	<i>Paramètres des modèles</i>	75
2.1.1	Coefficient d'activité	75
2.1.2	Coefficient de fugacité	76
2.1.3	Effet Poynting	78
2.2	<i>Procédures de calcul</i>	79
2.3	<i>Résultats de la modélisation numérique</i>	80
2.3.1	Paramètres d'interaction binaires	80
2.3.2	Déviations moyennes	81
2.3.3	Courbes de solubilité	81
3	Solubilité différentielle	83
4	Conclusion	85

CHAPITRE III : ENTHALPIE FRIGORIGÈNE/HUILE

1	Calcul d'enthalpie d'un mélange frigorigène/huile	88
1.1	<i>Modèle thermodynamique</i>	90
1.2	<i>Exemples d'application du modèle</i>	100
1.2.1	Rapport d'enthalpie	102
1.2.2	Quantité non-évoluée	102
2	Etude expérimentale in-situ d'une machine de grande puissance fonctionnant au R407C : validation du modèle	103
3	Conclusion	110

CHAPITRE IV : SYSTEME FRIGORIFIQUE : EXPERIENCES ET MODELISATION

1	Etude expérimentale d'une pompe à chaleur fonctionnant au R407C	114
1.1	<i>Description de la machine</i>	114

1.2	<i>Etude locale des performances thermodynamiques d'une pompe à chaleur réversible</i>	116
1.2.1	Composition du fluide frigorigène dans le circuit	116
1.2.1.1	<i>Causes de la variation de composition</i>	116
1.2.1.2	<i>Dispositif expérimental</i>	117
1.2.1.3	<i>Résultats et analyses</i>	118
1.2.2	Comportement de la batterie à ailettes	129
1.2.2.1	<i>Mode rafraîchissement</i>	129
1.2.2.2	<i>Mode chauffage</i>	131
1.2.3	Taux de circulation d'huile	132
2	Modélisation d'une machine frigorifique en régime permanent	134
2.1	<i>Modèle de compresseur</i>	135
2.1.1	Equations du modèle	135
2.1.2	Identification des paramètres	136
2.2	<i>Modèle d'évaporateur</i>	138
2.3	<i>Modèle de condenseur</i>	141
2.4	<i>Modèle de la bouteille</i>	142
2.5	<i>Structure du modèle complet</i>	142
2.6	<i>Résultats du modèle</i>	143
2.6.1	Performances globales	144
2.6.2	Profil de température et du coefficient d'échange le long des échangeurs	144
2.6.3	Composition du frigorigène le long du circuit frigorifique	146
3	Effets de l'huile sur la composition circulante et locale : tendances générales	148
4	Conclusion	150

CONCLUSION GENERALE

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

ANNEXES

Annexe A : Equilibre liquide vapeur d'un mélange à plusieurs composants

Annexe B : Estimation de la charge en frigorigène : état de l'art

Annexe C : Valorisation des compétences : nouveau chapitre de la thèse

Nomenclature

A	coefficient empirique	
$a_0 - a_9$	constantes empiriques	
a-f	constantes empiriques	
B	coefficient empirique	
$b_0 - b_9$	constantes empiriques	
C	solubilité du frigorigène dans l'huile	
\dot{C}	composition circulante	
C_g	fraction massique circulante d'huile	
C_L	composition locale	
C_{loc}	concentration locale d'huile	
c_p	capacité thermique massique	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
D	diamètre	m
D_h	diamètre hydraulique	m
dz	élément de longueur	m
E	facteur d'intensification d'échange en ébullition convective	
F	facteur d'intensification d'échange en condensation	
f	fugacité	Pa
f	coefficient de frottement (liquide ou vapeur)	
f_{dp}	facteur diphasique	
G	vitesse massique	$kg.m^{-2}.s^{-1}$
g	accélération de la pesanteur	$m.s^{-2}$
h	enthalpie massique	$J.kg^{-1}$
h	coefficient d'échange thermique	$W.m^{-2}.K^{-1}$
i	incertitude	
K	coefficient d'échange global	$W.m^{-2}.K^{-1}$
k	coefficient polytropique	
L	longueur	m
M	masse	kg
M	masse molaire	$kg.mol^{-1}$
\dot{m}	débit massique	$kg.s^{-1}$
m	exposant de pondération	
N	nombre des points de mesure	

NEQ	quantité non-évaporée	
n	nombre de volumes ou de composants	
P	pression	Pa
Pe	effet Poynting	
\dot{Q}	puissance thermique	W
\dot{q}	densité de flux	W.m ⁻²
R	constante universelle des gaz parfaits	J.mol ⁻¹ .K ⁻¹
R _p	rapport de pression	
R _h	rapport de variation d'enthalpie	
S	section, surface	m ²
S	facteur d'atténuation d'échange en ébullition nucléée	
s	densité de l'huile par rapport à l'eau	
T	température	K
t	temps	s
t _s	facteur de student	
U	vitesse	m.s ⁻¹
V	volume	m ³
v	volume molaire	m ³ .mol ⁻¹
\dot{W}	Puissance mécanique	W
X	titre en vapeur du fluide frigorigène seul	
X'	titre en vapeur du mélange fluide frigorigène/huile	
x	fraction massique ou molaire de la phase liquide	
y	fraction massique ou molaire de la phase vapeur	
Z	coefficient de compressibilité	

Lettres grecques

α	taux de vide	
β	coefficient empirique	
Γ	glissement de vitesse	
γ	coefficient d'activité	
Δh_{LV}	chaleur latente de vaporisation	kJ.kg ⁻¹
$\Delta\lambda$	coefficient d'interaction binaire	
δ	déviation moyenne	
ε	critère de convergence	

ζ	taux de remplissage	
η	rendement	
θ	angle	rad
ϑ	volume massique	$\text{m}^3.\text{kg}$
λ	conductivité thermique	
μ	viscosité dynamique	Pa.s
ν	viscosité cinématique	$\text{m}^2.\text{s}$
ρ	masse volumique	$\text{kg}.\text{m}^{-3}$
σ	tension superficielle	$\text{N}.\text{m}^{-1}$
σ	écart type	
τ	constante de temps	s
τ	taux de compression	
τ_w	Contrainte de cisaillement	Pa
ϕ	facteur diphasique	
φ	coefficient de fugacité	
χ_{tt}	paramètre de Martinelli	
ω	vitesse de rotation	$\text{tr}.\text{s}^{-1}$

Indices

0	référence
A	accélération
amb	ambient
asp	aspiration
bout	bouteille
bub	point de bulle
cal	calculé
comp	compresseur
cond	condenseur
crit	critique
cyl	cylindrée
dew	point de rosée
e	entrée
eau	eau
eb	ébullition convective

eff	effectif
ev	évaporation
evap	évaporateur
exp	expérimentale
ext	extérieur
F	frottement
G	gravité
i	élément, composant
ini	initial
int	intérieur
is	isentropique
j	élément, composant
L	liquide
m	mélange
n	nombre de composants
oil	huile
pool	ébullition en vase
r	refoulement
ref	fluide frigorigène
s	sortie
sat	saturation
tot	total
V	vapeur
v	volumétrique

Opérateurs

—	valeur moyenne
Δ	écart

Groupements adimensionnels

Bo	nombre d'ébullition	$Bo = \frac{\dot{q}}{\Delta h_{LV} G}$
Fr	nombre de Froude	$Fr = \frac{G^2}{gD\rho^2}$

K_f nombre de Pierre

$$K_f = \frac{\Delta X \Delta h_{LV}}{L g}$$

Pr nombre de Prandtl

$$Pr = \frac{c_p \mu}{\lambda}$$

Re nombre de Reynolds

$$Re = \frac{GD}{\mu}$$

We nombre de Weber

$$We = \frac{G^2 D}{\rho \sigma}$$

INTRODUCTION

Sous l'impulsion des rapports d'experts et de chercheurs internationaux, la communauté mondiale a pris conscience de la probable responsabilité des actions humaines dans divers dérèglements climatiques. Ainsi, en 1987, le protocole de Montréal a été ratifié par 31 nations. Quelques années plus tard, des révisions successives de ce protocole ont eu lieu pour compléter la liste des substances à bannir, en raison de la participation de ces fluides à la dégradation possible de la couche d'ozone ou/et à l'augmentation de l'effet de serre.

Les ChloroFluoroCarbures (CFC) et les HydroChloroFluoroCarbures (HCFC) font partie de ces substances montrées du doigt. Ces fluides ont été largement utilisés dans les applications industrielles de la production du froid et du conditionnement d'air, mais leur élimination progressive a amené à l'adoption à court terme d'autres fluides de remplacement, tels que les HydroFluoroCarbures (HFC). Ces derniers ne possèdent pas de composé chloré et leur action sur la couche d'ozone est nulle, mais leurs performances demandent à être évaluées ou confirmées. De plus, les HFC ne sont pas solubles dans les huiles minérales, traditionnellement employées avec les CFC et les HCFC. Ceci a entraîné l'utilisation de nouvelles huiles pour la lubrification des compresseurs.

Miscibles avec les nouveaux frigorigènes HFC, les huiles synthétiques de type Polyol-ester (POE), Polyalkylene-glycol (PAG) ou encore Polyvinylether (PVE) se sont imposées au détriment des huiles minérales. Cependant, l'affinité exigée entre frigorigène et lubrifiant peut être à l'origine de nombreux problèmes risquant de provoquer des avaries aussi bien thermiques que thermodynamiques. Ces incidences sur les performances des systèmes frigorifiques et sur chacun des composants du circuit restent encore mal connues, en particulier pour les nouveaux couples frigorigène/huile.

A travers les différents chapitres de ce manuscrit, nous fournirons des résultats, tant en terme de données expérimentales qu'en terme de modélisation, pour apporter quelques éléments de réponses permettant de :

- mettre en évidence différents effets de l'huile sur les performances énergétiques des circuits frigorifiques ;
- élaborer des prescriptions quant aux choix des huiles de lubrification et aux valeurs limites sur les fractions d'huile en circulation pour réduire, voire éviter d'éventuelles dégradations des performances des équipements ;
- enrichir les outils de conception et de dimensionnement de ces systèmes.

Ainsi, une synthèse bibliographique est présentée dans le premier chapitre afin de connaître l'état de l'art en matière de comportement thermique et thermodynamique des couples frigorigène/huile. Le rôle de l'huile dans le système frigorifique est d'abord défini, puis le calcul des propriétés des mélanges frigorigène/huile est présenté. Il servira de base pour appréhender l'impact de l'huile en terme du coefficient d'échange, aussi bien qu'en évaporation qu'en condensation, ainsi que sur les pertes de charges. Enfin, nous présenterons également dans ce chapitre, l'effet de l'huile sur le calcul de la charge en frigorigène dans tout le circuit.

Dans le deuxième chapitre, l'accent sera mis sur le calcul de solubilité d'un couple frigorigène/huile. Un simple dispositif expérimental combiné à une méthode de calcul de solubilité est décrit. Cette méthode permet d'étudier le comportement dynamique et à l'équilibre de différents couples. Les résultats expérimentaux obtenus grâce à ce dispositif sont commentés et analysés. On présente également dans ce chapitre une modélisation de

l'équilibre liquide-vapeur par le biais de cinq modèles thermodynamiques, dits de « composition locale du mélange », pour valider les résultats expérimentaux et pour évaluer l'utilité et la capacité de chacun à prédire la solubilité du frigorigène dans l'huile. La notion de « solubilité préférentielle » des couples frigorigène/huile expérimentés est également abordée.

Le troisième chapitre est consacré à l'évaluation de l'enthalpie d'un mélange de frigorigène et d'huile. Nous présentons d'abord le modèle thermodynamique développé, ses applications, ses paramètres d'influence avant de proposer une validation expérimentale sur un site industriel. Au cours de ce chapitre, nous mettons en évidence l'impact de l'huile, quand elle est prise en compte dans le calcul d'enthalpie, sur la modification du diagramme de Mollier et sur l'évaluation de la quantité non-éaporée à la sortie de l'évaporateur.

L'étude expérimentale d'une pompe à chaleur réversible eau/air fonctionnant avec un fluide non-azéotropique est présentée dans le quatrième chapitre. Nous nous intéressons plus particulièrement à une analyse de la composition circulante, à une étude fine de la batterie à ailettes et aux mesures du taux de circulation d'huile dans la machine. Le deuxième volet de ce chapitre est dédié à une modélisation du comportement d'une machine frigorifique en régime stationnaire. Le modèle établi permet de simuler le profil de température et du coefficient d'échange local le long des échangeurs, ainsi que la composition locale (hors effet de l'huile) en chaque point du circuit. Nous achevons ce chapitre par une présentation des tendances générales de la composition locale de chaque composant du mélange lorsque l'huile est prise en compte dans la simulation numérique.

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

Chapitre I : Etude bibliographique

Bien que les lubrifiants soient indispensables au bon fonctionnement des cycles frigorifiques, leur présence dans tous les organes de l'installation est accompagnée d'effets indésirables qui dépendent, entre autres, de la compatibilité chimique entre l'huile et le fluide frigorigène ainsi que le taux d'entraînement de cette huile hors du compresseur. L'objectif principal de cette synthèse bibliographique est de mettre en évidence ces impacts. Un article présentant certains éléments de cette synthèse a été publié dans la Revue Générale du Froid (Youbi-Idrissi et al., 2002).

1 Frigorigènes et lubrifiants

1.1 Rôles de l'huile dans le circuit frigorifique

Dans les unités frigorifiques à compression de vapeur, l'huile est utilisée principalement pour assurer le bon fonctionnement du compresseur. Son premier rôle est de créer un film d'huile suffisant pour la lubrification de toutes les pièces mécaniques en mouvement dans le compresseur. Elle assure aussi l'étanchéité qui peut être :

- statique, l'huile contribue à obturer les micro-orifices que peuvent présenter les pièces ou les assemblages fixes ;
- dynamique, l'huile maintient un joint fluide entre les pièces en mouvements relatifs et par ailleurs soumises à des différences de pression ; c'est le cas pour les inter-lobes dans les compresseurs à vis, pour le piston/chemise dans les compresseurs à pistons, et pour la garniture des joints tournants dans les compresseurs ouverts (Duminil, 2003).

En outre, l'huile joue aussi un important rôle caloporteur et sert comme un agent de refroidissement, tout en remplissant d'autres fonctions secondaires telles que la réduction du bruit et l'évacuation des impuretés chimiques et des dépôts qui peuvent circuler dans le système dû au rodage ou aux débris produits lors de la fabrication de l'unité (Giniès, 2003). Toutes ces actions favorables de l'huile montrent son utilité au sein du circuit frigorifique. Pourtant, nous verrons que cette présence s'accompagne de divers inconvénients.

1.2 Compatibilité entre frigorigène et lubrifiant

Le fluide frigorigène utilisé dans le circuit et le lubrifiant du compresseur doivent être compatibles afin d'assurer une stabilité thermique et chimique du couple. Cette compatibilité est évaluée par la miscibilité de l'huile avec le fluide frigorigène à l'état liquide, ou encore la solubilité du fluide frigorigène dans l'huile. La miscibilité est une caractéristique indispensable pour garantir un retour correct du lubrifiant au compresseur. Ce point sera détaillé plus loin. Nous nous intéresserons particulièrement aux huiles miscibles avec les frigorigènes.

Les huiles minérales ont été les premiers lubrifiants utilisés avec les fluides frigorigènes traditionnels (CFC et HCFC) en raison de leur forte miscibilité. Ces lubrifiants sont produits à partir d'huiles naturelles par distillation et se composent de paraffines, de naphthalines et d'aromatiques (Figure 1.1).

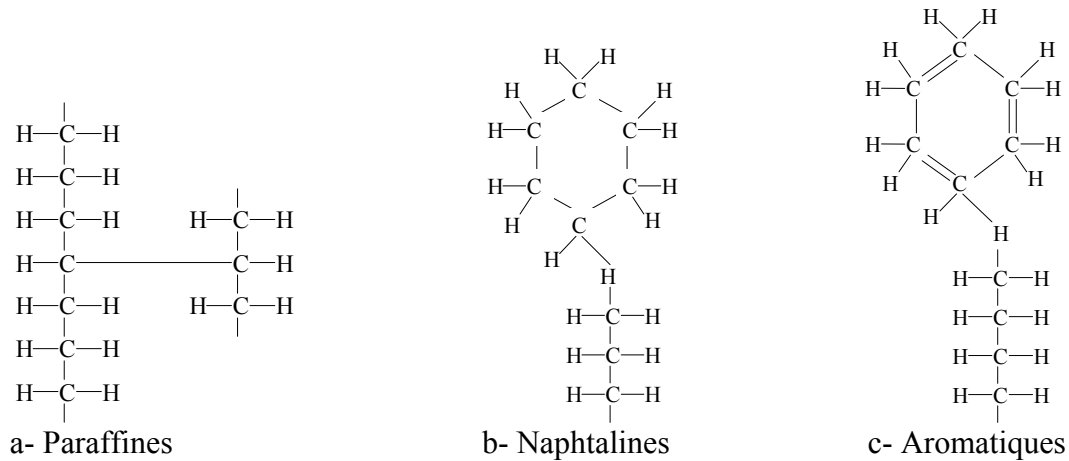


Figure 1.1 : Structure chimique des huiles minérales

La faible miscibilité des huiles minérales avec quelques HCFC (R22 et R13 en particulier) a encouragé la recherche de nouvelles huiles synthétiques (March et Kandil, 2002). Une bonne miscibilité a été obtenue avec les Alkyl-Benzènes (AB). A partir des années quatre-vingt-dix, l'abandon des fluides frigorigènes de type CFC et HCFC en Europe dans les applications industrielles de la réfrigération et du conditionnement d'air (suite au Protocole de Montréal et aux directives européennes les plus récentes) a amené à l'adoption à court terme des fluides frigorigènes de type HFC (sans chlore) dont les plus connus aujourd'hui sont : le R134a, le R125, le R32, le R143a ainsi que leurs mélanges (R407C, R410A, R404A, ...). Associées à cette nouvelle génération de frigorigènes, les huiles de lubrification ont également évolué ; une nouvelle gamme d'huiles synthétiques s'est imposée au détriment des huiles minérales utilisées avec les CFC. Il en est de même des Alkyl-Benzènes avec les HCFC.

Les huiles synthétiques sont parfaitement miscibles avec les frigorigènes HFC. Il en existe plusieurs types, nous présentons ici les plus utilisées aujourd'hui :

1.2.1 Les huiles Polyol-ester (POE)

Ce sont des huiles biodégradables, largement utilisées dans les systèmes de froid commercial et domestique. Elles sont miscibles avec les huiles minérales ce qui ne pose généralement pas de problème lors du remplacement du couple CFC/huile minérale par un couple HFC/POE. La figure 1.2 représente la structure chimique générale de ces lubrifiants. R et R1 sont des branches constituées de CH₂ et CH₃.

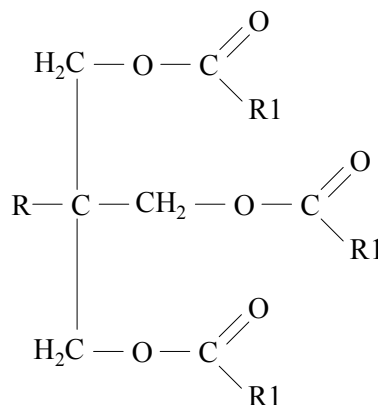


Figure 1.2 : Structure chimique d'une huile Polyol-ester

Contrairement aux huiles minérales, les POE sont des produits hygroscopiques. En présence d'eau, de chaleur et d'un catalyseur, la stabilité du lubrifiant peut être affectée ; la POE à base d'ester se transforme en alcool, en ester partiel et en acide. Une panne prématurée du système frigorifique peut être la conséquence de cette réaction chimique (Giniès, 2003). En plus, comme ce lubrifiant est un fluide polaire, les impuretés présentes dans le système frigorifique ont tendance à se dissoudre dans l'huile. Cela peut conduire à un blocage des tubes capillaires du circuit (Nakao et al., 2000 ; March et Kandil, 2002).

1.2.2 Les huiles Polyalkylene-glycol (PAG)

La structure chimique générale de ces huiles est donnée sur la figure 1.3 (March et Kandil, 2002).

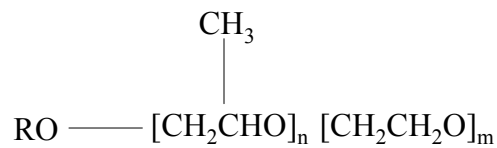


Figure 1.3 : Structure d'une huile Polyalkylene glycol

Les PAG sont des huiles d'excellent pouvoir lubrifiant. Elles sont couramment utilisées dans les systèmes de conditionnement d'air mobiles en raison de leur compatibilité avec la plupart des élastomères. Cependant, ces lubrifiants sont très hygroscopiques et ont une faible miscibilité avec les huiles minérales, ce qui risque de poser de sérieux problèmes lors du changement du couple frigorigène/huile dans un système frigorifique déjà utilisé.

1.2.3 Les huiles Polyvinylether (PVE)

La figure 1.4 montre la structure chimique des huiles Polyvinylether (PVE). Ces huiles ont été récemment développées et sont souvent utilisées avec le R407C. Les huiles PVE ne sont pas biodégradables, ont une structure chimique relativement simple et sont facilement malléables ; leur viscosité et leur miscibilité peuvent être aisément ajustées en modifiant les nombre m/n dans la formule chimique. En comparaison avec les POE, les huiles PVE ont une meilleure miscibilité et un pouvoir lubrifiant plus élevé. Cependant ces lubrifiants présentent l'inconvénient d'une très faible miscibilité avec les huiles minérales et un coût élevé.

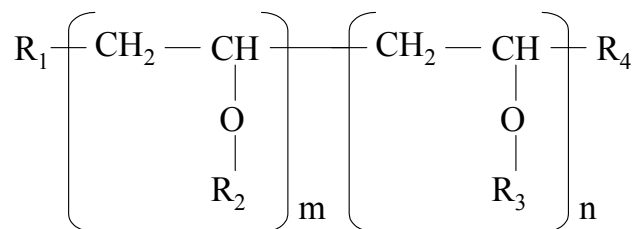


Figure 1.4 : Structure chimique d'une huile Polyvinylether

Ainsi, on ne peut pas trouver un lubrifiant ne présentant que des propriétés avantageuses et n'ayant aucun effet indésirable. La structure chimique précédemment présentée pour les trois lubrifiants POE, PAG et PVE n'est pas figée puisqu'il existe, dans un même groupe de

lubrifiants, des molécules très différentes (Mermond, 1999). Les fabricants d'huile recourent systématiquement à un ajout d'additifs pour réajuster les propriétés de l'huile afin de répondre aux exigences des compressoristes et des frigoristes.

1.3 Présence de l'huile dans le système frigorifique : où et comment ?

Dans un fonctionnement normal d'un système frigorifique, il serait idéal que le lubrifiant du compresseur reste aux différents points de graissage pour remplir l'ensemble des rôles décrits précédemment ; or, il est inévitable qu'une certaine quantité d'huile s'échappe du compresseur, en particulier au démarrage après un arrêt. En effet, à l'arrêt, l'évaporateur de la machine frigorifique s'échauffe, la pression d'évaporation s'élève. Dans le même temps, le compresseur se refroidit et l'huile présente dans le carter du compresseur absorbe une grande quantité de frigorigène jusqu'à l'égalisation des pressions. Lors de la remise en route de la machine, la diminution rapide de la pression dans le carter crée une désorption du frigorigène, d'où un phénomène de moussage au démarrage. La mousse peut envahir les cylindres, ce que l'on désigne par « coup d'huile ». En régime permanent de fonctionnement, la quantité d'huile rejetée par le compresseur dans le circuit dépend essentiellement de deux paramètres :

- Le compresseur lui-même : son cycle de fonctionnement et sa technologie de fabrication (tolérances, conception des clapets, qualité d'étanchéité, ...) ;
- Les propriétés de l'huile et particulièrement sa viscosité.

Entraînée par le compresseur, l'huile se trouvera en différents points du circuit et conduira à des conséquences nuisibles dans certaines conditions de fonctionnement.

La figure 1.5 représente schématiquement un circuit frigorifique usuel avec évaporateur à détente directe et résume l'état de la présence de l'huile en différents points du circuit pour un couple miscible de fluide frigorigène et d'huile.

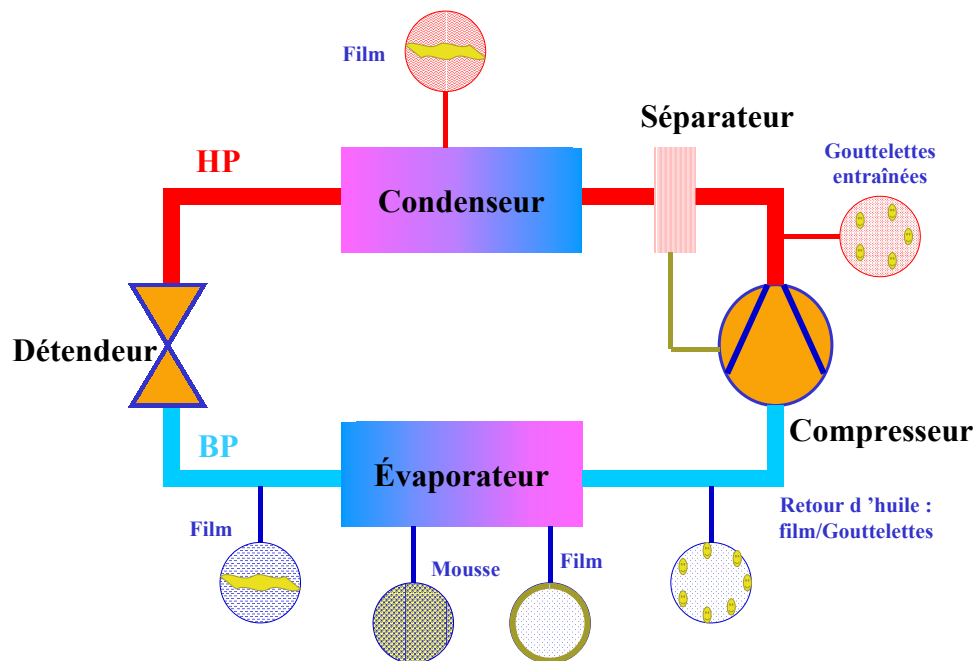


Figure 1.5 : Entraînement et retour d'huile dans le circuit frigorifique

En général, l'huile entraînée par le compresseur circule :

- Dans la conduite de refoulement, sous forme de gouttelettes entraînées par le gaz chaud. Comme le refoulement est le point le plus chaud du circuit, ces gouttelettes sont pratiquement pures en huile. Le séparateur d'huile est obligatoire lorsque le circuit présente des difficultés vis-à-vis du retour d'huile vers le compresseur. Son rôle consiste à stopper l'huile en faisant chuter la vitesse des gaz et à assurer son retour dans le carter du compresseur ;
 - Dans le condenseur, l'huile se dissout dans le fluide frigorigène en phase liquide et y reste pendant toute la phase de condensation ;
 - Après détente, l'évaporateur est alimenté par un mélange liquide-vapeur. L'huile contient une partie de fluide frigorigène en solution (homogène dans le cas d'une huile miscible), sa viscosité a tendance à freiner le mouvement. Au niveau de l'évaporateur, on assiste à deux effets contradictoires de la température et de la viscosité :
1. Lorsque le fluide frigorigène s'évapore, la phase liquide contient moins de frigorigène et devient plus visqueuse ;
 2. L'évaporateur est le point le plus froid du circuit frigorifique. En fin d'évaporation, au fur et à mesure que l'huile avance, elle se réchauffe dans la zone de surchauffe, ce qui tend à réduire sa viscosité.

L'évaporation du fluide frigorigène augmente la viscosité de l'huile plus rapidement que ne peut la diminuer l'augmentation de la température. Lorsque ces deux effets arrivent à s'équilibrer, la viscosité de l'huile atteint sa valeur maximale. Ce point se situe, typiquement, pour des surchauffes voisines de 15 à 20°C. Au-delà, la viscosité diminue progressivement du fait du réchauffement de l'huile (Revue Pratique du Froid, 1968).

Par ailleurs, la présence d'huile dans le circuit frigorifique peut être répartie différemment selon la vitesse d'écoulement et la conception du circuit. En effet, en fonctionnement réel de la machine frigorifique, l'huile se trouve en concentration plus élevée dans certains éléments que dans d'autres. Clodic et Ben-Yahia (2002) indiquent qu'en dehors de la tuyauterie de refoulement, les sections de l'installation privilégiées pour le stockage de l'huile sont la zone de surchauffe de l'évaporateur et les canalisations de retour au compresseur. Ainsi, selon la position relative de l'évaporateur vis à vis du compresseur, le débit de retour d'huile est profondément différent et donc les quantités stockées dans ces zones varient. Ce phénomène doit être soigneusement pris en compte pour des installations où les distances sont longues entre les évaporateurs et les compresseurs, comme en froid commercial pour les grandes surfaces, où les longueurs de tuyauteries peuvent être supérieures à 200 m et les différences d'altitude supérieures à 10 m.

En régime transitoire, l'huile peut s'accumuler lorsque les vitesses de circulation sont faibles, en particulier dans les tuyauteries en phase gazeuse où les quantités stockées s'accroissent avec le temps. Lorsque l'accumulation d'huile atteint un certain seuil, la vitesse du gaz augmente dans le diamètre équivalent laissé libre. Ces amas d'huile accroissent les pertes de charge et peuvent rapidement poser des problèmes de manque d'huile au compresseur (Clodic et Ben-Yahia, 2002).

1.4 Retour de l'huile au compresseur

Pour éviter tout dysfonctionnement, il est impératif d'assurer un retour correct vers le compresseur de l'huile échappée. Les techniques pour assurer ce retour diffèrent selon deux paramètres essentiels :

- la miscibilité ou non du couple frigorigène/huile ;
- la nature des échangeurs pour lesquels nous distinguons deux groupes principaux d'évaporateurs fonctionnant avec un couple miscible de frigorigène/huile :

1- Evaporateurs à détente directe dont le passage du fluide frigorigène est réglé par la pression et la température à la sortie de l'évaporateur. Dans ce cas, le retour de l'huile est simple car à la sortie de l'évaporateur, un mélange formé d'une phase vapeur constituée de frigorigène cohabite avec une phase liquide très riche en huile. Le retour du liquide (frigorigène liquide + huile) vers le compresseur est assuré par les vapeurs aspirées. En outre, la présence du séparateur d'huile dans la partie haute pression limite la quantité d'huile qui circule et contribue au retour d'une partie de l'huile au compresseur.

2- Evaporateurs noyés alimentés en fluide frigorigène par des régulateurs de niveau. Dans ce cas, le retour d'huile est plus compliqué et doit être assuré par les dispositions suivantes :

- a- Mise en œuvre d'un séparateur en sortie du compresseur pour limiter la quantité d'huile entraînée hors du compresseur ;
- b- Séparation de l'huile dans la bouteille en basse pression (BP) par prélèvement d'un débit dans la partie où la solution est riche en huile, c'est à dire dans la partie supérieure pour les HFC. Le débit du fluide frigorigène prélevé est ré-évaporé pour séparer l'huile avant sa ré-injection dans le carter du compresseur ;
- c- Utilisation d'un échangeur liquide-vapeur (ELV) permettant de dégazer les gouttelettes d'huile avant aspiration dans le compresseur.

Dans le cas où l'huile n'est pas miscible avec le frigorigène, comme c'est généralement le cas des huiles minérales avec l'ammoniac, l'huile est séparée du fluide par décantation dans la bouteille séparatrice en basse pression. En effet, dans le cas du couple ammoniac/huile minérale, l'huile s'accumule en partie basse par différence de masse volumique (l'huile étant plus dense que l'ammoniac). Un dispositif de purgeur manuel permet de l'extraire et de la réintroduire dans le carter du compresseur. Pour des raisons de sécurité, il faut disposer également d'un séparateur d'huile, le plus efficace possible, à la sortie du compresseur. Néanmoins, comme inévitablement un peu d'huile traverse le circuit, il convient de s'assurer qu'elle ne risque pas de s'accumuler dans le circuit basse température.

2 Comportement thermodynamique et thermique des mélanges de frigorigène et d'huile

Comme il a été montré plus haut, le frigorigène entraîne dans tout le système une partie du lubrifiant présent au refoulement du compresseur. Par conséquent, la variation des propriétés du mélange (solubilité, viscosité et masse volumique, ...) a un impact sur les performances énergétiques de ces machines. La caractérisation des lois de mélange pour ces propriétés est le premier pas vers une compréhension de l'incidence de l'huile sur le fonctionnement des installations frigorifiques.

Dans la littérature, les propriétés thermodynamiques et de transport de ces mélanges sont mal connues. Peu de données sont disponibles surtout pour les lubrifiants. Les fournisseurs d'huile se limitent généralement à donner la masse volumique et la viscosité cinématique à une seule température. La masse molaire de l'huile demeure un véritable secret industriel parce qu'elle peut permettre d'identifier la formule chimique du lubrifiant.

Plusieurs auteurs ont tenté de réaliser une revue complète des propriétés des lubrifiants et de leurs mélanges avec les frigorigènes (Baustian et al., 1986 ; Thome, 1992 ; Conde, 1996 ; Mermond et al., 1999 ; Yan et al., 2000 ; ...). Nous présentons ici une synthèse de ces travaux.

2.1 Propriétés thermophysiques du lubrifiant

Les huiles présentent une pression de vapeur très faible par rapport à celle des frigorigènes. Dans les mélanges de frigorigène/huile, plusieurs auteurs considèrent l'huile comme un corps non volatil. C'est pour cette raison que nous ne présentons dans ce paragraphe que les propriétés thermophysiques des lubrifiants sous forme liquide.

2.1.1 Masse volumique

La plupart des fabricants d'huile fournissent la masse volumique du lubrifiant à une seule température (T_0). En effet, la masse volumique des lubrifiants diminue d'une manière quasi-linéaire avec l'augmentation de la température. Conde (1996) suggère d'utiliser ainsi l'expression suivante :

$$\rho_{\text{oil}}(T) = \rho_{\text{oil}}(T_0) - A(T - T_0) \quad (1.1)$$

Avec $A = 0,6$ donnant, selon l'auteur, une bonne approximation de la masse volumique (en kg/m^3).

2.1.2 Viscosité cinématique

C'est une propriété assez importante, désignée selon la norme ISO 3448 par une classe ou un « grade de viscosité » (Viscosity Grade) qui représente la valeur de la viscosité cinématique en mm^2/s (cSt) à une température de 40°C . Les lubrifiants ont des grades de viscosité qui s'échelonnent ordinairement de 15 à 220.

La viscosité cinématique de l'huile varie fortement avec la température. Pour caractériser cette propriété, Wahlström et Vamling (1999a) ont testé l'équation de Walther :

$$\ln \ln(v_{\text{oil}} + 0,7) = A + B \ln(T) \quad (1.2)$$

v est exprimée en mm^2/s et T en K. Les constantes A et B peuvent être obtenues en connaissant deux valeurs de la viscosité cinématique à deux températures différentes. Les auteurs indiquent qu'une bonne adéquation entre les résultats expérimentaux et l'équation (1.2) a été obtenue. Une autre expression de la viscosité cinématique a été proposée par Kedierski cité par Mermond et al. (1999) :

$$v_{oil} = Ae^{\frac{B}{T}} \quad (1.3)$$

Les constantes A et B de l'équation (1.3) sont déterminées de la même manière que dans l'équation (1.2).

Il convient de rappeler que la viscosité cinématique v_{oil} est liée à la viscosité dynamique μ_{oil} par la relation suivante :

$$v_{oil} = \frac{\mu_{oil}}{\rho_{oil}} \quad (1.4)$$

2.1.3 Conductivité thermique

Plusieurs corrélations sont disponibles dans la littérature, quelques unes exigent la connaissance de la masse molaire et de la température critique de l'huile. Thome (1992) suggère d'employer la corrélation suivante en fonction de la température lorsqu'une valeur de la conductivité thermique de l'huile est connue :

$$\lambda_{oil} = \frac{Bc_{p_{oil}} \left(\frac{\rho_{oil}}{16,018} \right)}{T} \quad (1.5)$$

Dans ce cas, la constante B est facile à déterminer. Une autre expression plus simple qui ne nécessite que la masse volumique, a été proposée par Liley et Gambill, cités par Mermond et al. (1999) :

$$\lambda_{oil} = \frac{117,02}{\rho_{oil}} (1 - 0,0054T) \quad (1.6)$$

où λ_{oil} est en $W.m^{-1}.K^{-1}$, ρ_{oil} est en $kg.m^3$ et T est en K.

2.1.4 Capacité thermique massique

Plusieurs auteurs (Thome, 1992 ; Mermond et al., 1999 ; Yan et al., 2000 ; ...) recommandent la corrélation de Liley et Gambill (1973) pour le calcul de la capacité thermique massique du lubrifiant :

$$c_{p_{oil}} = 4,186 \left[\frac{0,388 + 0,00045(1,8T + 32)}{\sqrt{s}} \right] = (1,684 + 0,0034T)/\sqrt{s} \quad (1.7)$$

où $c_{p_{oil}}$ est en $kJ/kg.K$, T est en $^{\circ}C$ et s est la densité de l'huile par rapport à l'eau à $15,56^{\circ}C$.

Cette corrélation peut être appliquée dans une gamme de température très étendue : $-18^{\circ}\text{C} < T < 204^{\circ}\text{C}$, elle ne nécessite que la connaissance de la densité de l'huile qui doit être dans l'intervalle suivant : $0,75 < s = \left[\frac{\rho_{\text{oil}}}{\rho_{\text{eau}}} \right]_{T=15,6^{\circ}\text{C}} < 0,96$.

2.1.5 Tension superficielle

La tension superficielle est une propriété physique pour laquelle on ne dispose que de très peu de données. Nous citons seulement la relation de Bell et al. (1987) proposée pour une huile Shell de grade 68 ; la température est exprimée en $^{\circ}\text{C}$ et σ_{oil} en N.m^{-1} .

$$\sigma_{\text{oil}} = 0,03742 - 0,0001253T \quad (1.8)$$

Une autre relation plus compliquée a été suggérée par Conde (1996). Elle requiert la connaissance de la pression critique, de la température critique et de la température d'ébullition.

Le tableau 1.1 présente quelques ordres de grandeurs des propriétés thermophysiques d'une huile pure pour trois températures différentes (0°C , 20°C et 40°C).

Température ($^{\circ}\text{C}$)	λ (W/m.K)	c_p (kJ/kg.K)	σ (N/m)
0°C	0,117	1,69	0,0374
20°C	0,106	1,76	0,0349
40°C	0,095	1,83	0,0324

Tableau 1.1 : Ordres de grandeur de quelques propriétés thermophysiques de l'huile de lubrification (calculées à partir des corrélations précédentes)

Dans la figure 1.6, nous appliquons les équations précédentes et nous comparons la masse volumique, la viscosité cinématique, la conductivité thermique, la capacité thermique massique et la tension superficielle d'une huile pure rapportées à celles d'un frigorigène pur (R134a). Cette figure montre que l'évolution diffère d'une propriété à l'autre, néanmoins, trois tendances se distinguent :

- Une évolution très légère en fonction de la température : c'est le cas du rapport de la masse volumique, de la conductivité thermique et de la capacité thermique massique. En général, les lubrifiants sont moins denses que les frigorigènes et relativement plus conducteurs sur une grande plage de température ;
- Une augmentation rapide du rapport de la tension superficielle en fonction de la température. La tension superficielle de l'huile pure est largement supérieure à celle des frigorigènes purs, le rapport des deux pouvant atteindre plusieurs unités pour des hautes températures ;

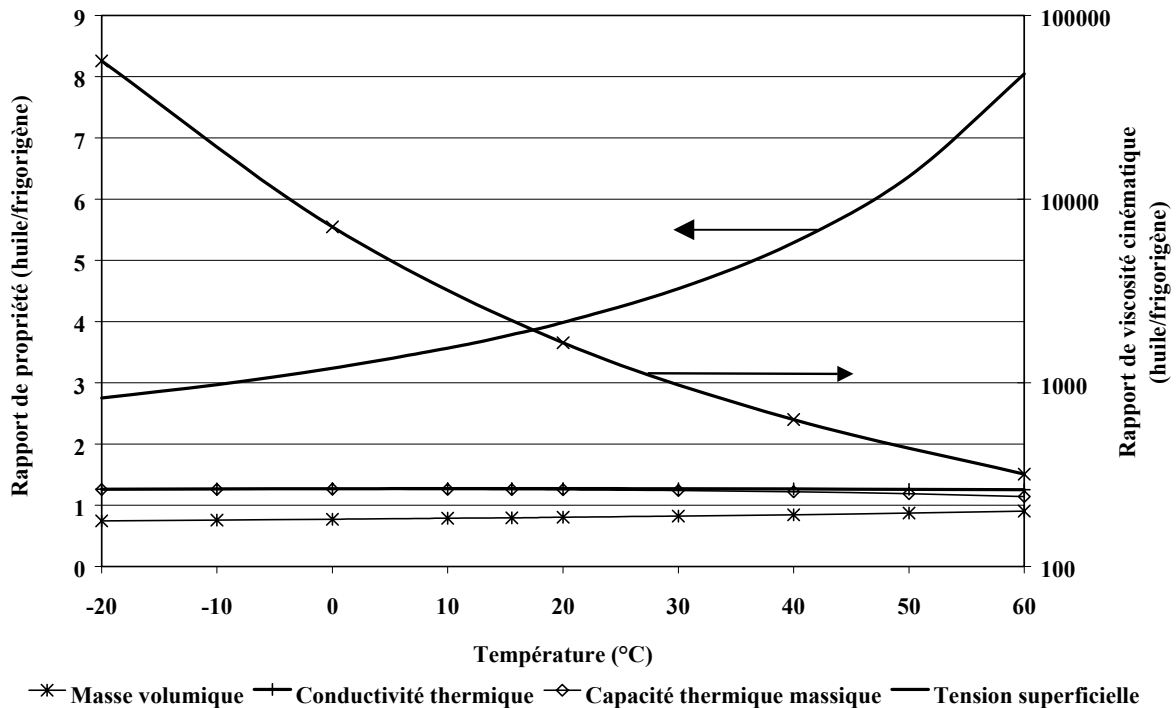


Figure 1.6 : Evolution du rapport des propriétés thermophysiques d'une huile pure avec celle du R134a pur, en fonction de la température

- Une diminution nette du rapport de viscosité en fonction de la température. L'huile étant beaucoup plus visqueuse que le frigorigène pur, le rapport entre les deux peut atteindre jusqu'à 5 ordres de grandeurs surtout à basse température.

Ce tour d'horizon a montré qu'un manque de données sur les propriétés thermophysiques des huiles persiste toujours. Ce manque est particulièrement notable pour les propriétés liées directement au type d'huile et à sa qualité, telles que la tension superficielle ou la masse molaire. En effet, la présence d'additifs rend l'estimation de ces deux propriétés peu fiable alors que les autres propriétés (ρ_{oil} , ν_{oil} , λ_{oil}) sont généralement fonctions de la température (Mermond, 1999).

2.2 Propriétés thermodynamiques des mélanges frigorigène/huile

2.2.1 Miscibilité

Pour un mélange de frigorigène et d'huile, la première question qui s'impose : l'huile est-elle miscible ou non avec le fluide frigorigène ? La réponse à cette question diffère selon les types d'huile, la nature des frigorigènes et les conditions de pression et de température. Néanmoins, on distingue trois niveaux de miscibilité d'une huile avec un fluide frigorigène :

- L'huile est absolument non miscible avec le frigorigène ; comme l'huile minérale et l'ammoniac. L'huile dans ce cas constitue une phase liquide séparée de celle du frigorigène. La pression d'équilibre est quasi-égale à celle du frigorigène pur ;
- L'huile est parfaitement miscible avec le frigorigène ; c'est le cas des HFC avec les POE, les PAG ou encore les PVE dans une large plage de température et de teneur en huile

correspondant aux conditions de fonctionnement des machines frigorifiques. Dans ce cas, l'huile et le frigorigène constituent une seule phase homogène ;

- L'huile est partiellement miscible avec le frigorigène au repos. Le mélange de fluide frigorigène et d'huile est alors constitué de deux couches : une est riche en huile et l'autre est riche en fluide frigorigène. La miscibilité partielle apparaît particulièrement lorsque le fluide frigorigène est lui-même constitué du mélange de deux ou plusieurs fluides frigorigènes.

La figure 1.7 présente l'allure caractéristique des courbes indiquant les limites de miscibilité d'une huile POE avec du R410A, du R32 et du R125 où nous trouvons les trois cas précédents, représentés sur la figure par les points A, B, C et D :

- Point A : l'huile en ce point est absolument non miscible avec aucun des trois fluides (R410A, R32 et R125) ;
- Point B : l'huile en ce point est parfaitement miscible avec les trois fluides (R410A, R32 et R125) ;
- Points C et D : en ces points, l'huile, bien que miscible avec le R410A, est non miscible avec un des composants de ce frigorigène (R32). On considère dans ce cas que la miscibilité de l'huile avec le R410A dans ces deux points est imparfaite ou partielle. A une température donnée, on constate la présence de deux couches : une couche relativement riche en huile (point C) et une couche riche en frigorigène (point D).

Ainsi, la miscibilité est une propriété qui détermine les conditions de température et éventuellement de pression dans lesquelles le couple frigorigène/huile constitue (ou non) une phase liquide homogène.

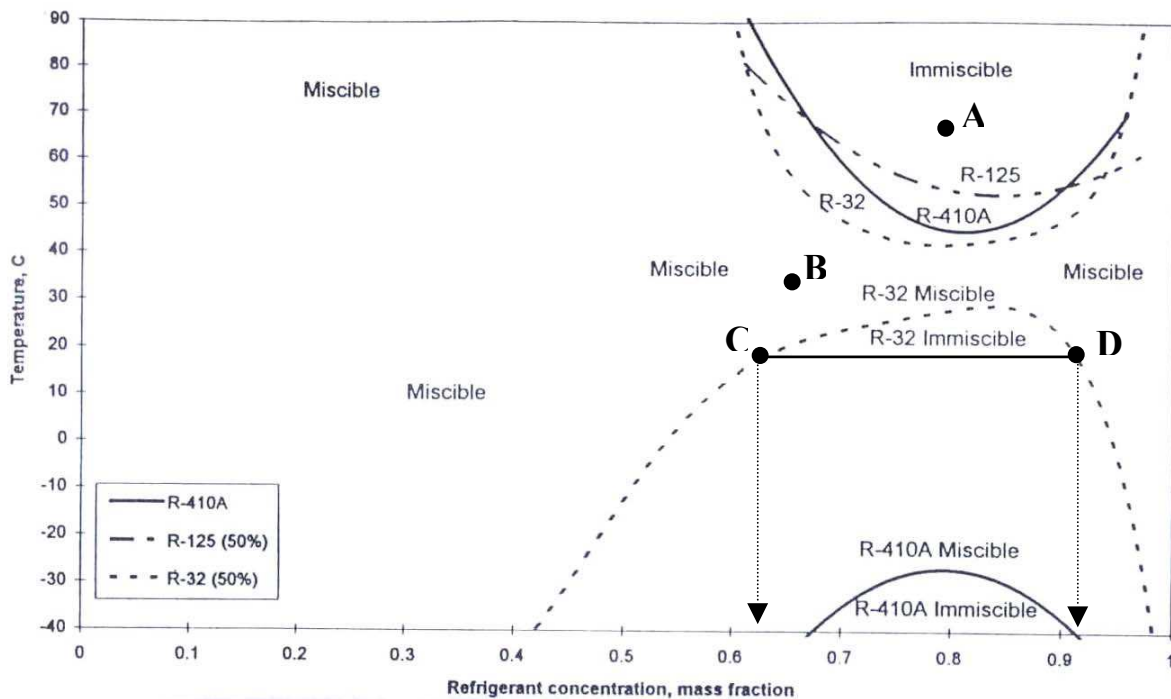


Figure 1.7 : Courbes de miscibilité de R410A, R32, R125 avec une huile POE (Kang et Pate, 1999).

2.2.2 Solubilité

La solubilité indique, pour une huile miscible avec un fluide frigorigène à l'état de l'équilibre, la fraction massique du frigorigène dissoute dans la phase liquide homogène frigorigène + huile :

$$\text{Solubilité} = x_{\text{ref}} \quad (1.9)$$

$$x_{\text{ref}} = 1 - x_{\text{oil}} = \frac{M_{\text{ref,L}}}{M_{\text{ref,L}} + M_{\text{oil}}} \quad (1.10)$$

Cette fraction massique ou « solubilité » est bien entendu dépendante, d'une part des conditions de pression et de température, et d'autre part de la nature du frigorigène et de l'huile. En d'autres termes, dans les mêmes conditions de température et de pression, la solubilité d'un fluide frigorigène peut être différente selon le type d'huile et son grade de viscosité. Inversement, dans les mêmes conditions de température et de pression, une huile absorbe plus ou moins de frigorigène selon le choix de ce dernier. Dans le cas d'un mélange de fluide, la solubilité de chaque constituant diffère et on parle ainsi de la « solubilité différentielle » des constituants dans le lubrifiant.

2.2.3 Courbes de solubilité : équilibre liquide-vapeur

Lorsque huile et frigorigène sont miscibles, l'équilibre liquide-vapeur est modifié par rapport au fluide frigorigène pur, du fait de la présence de l'huile. Les travaux menés sur les propriétés de l'équilibre liquide-vapeur dans un mélange de fluide frigorigène et d'huile montrent que le diagramme de phases est assez différent de celui d'un mélange classique, où les deux courbes d'ébullition et de rosée sont généralement représentées en fonction de la pression et de la composition. En effet, la pression de saturation de l'huile est extrêmement faible si bien qu'on peut supposer que la phase vapeur du mélange n'est composée que de frigorigène. Il est alors plus commode de représenter uniquement la courbe d'ébullition, appelée fréquemment courbe de solubilité, sous la forme $P(x_{\text{ref}}, T)$ ou $P(x_{\text{oil}}, T)$.

Les figures 1.8a, 1.8b et 1.8c représentent l'allure typique des courbes de solubilité. Ainsi, la pression de vapeur des mélanges frigorigène/huile est d'autant plus faible que la fraction massique en huile x_{oil} est plus élevée ; les courbes de pression de vapeur des mélanges huile/frigorigène « s'aplatissent » lorsque la teneur en huile s'élève (figure 8a).

Les courbes de la figure 8b sont des isothermes reliant la pression de vapeur à la teneur en huile. Comme le montre la figure 8c, ces courbes sont des projections des intersections d'une surface caractéristique P - T - x_{oil} à une température donnée.

Les méthodes prédictives de ces équilibres peuvent être classées selon deux catégories :

- Des modèles thermodynamiques, par le biais de facteurs d'activité ;
- Des approches empiriques par lissage polynomial à partir de données expérimentales.

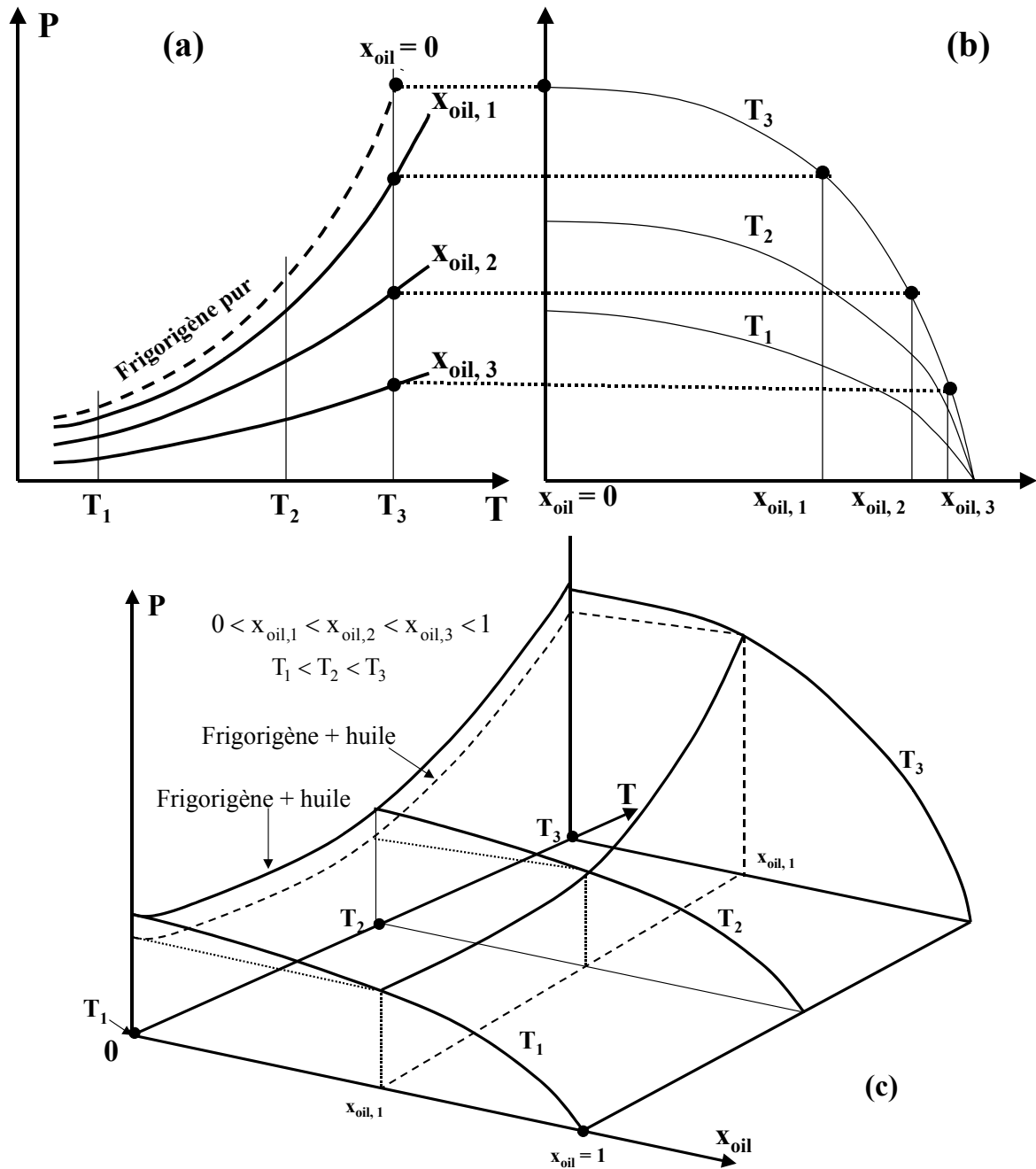


Figure 1.8 : Différentes formes des courbes de solubilité d'un mélange de frigorigène/huile

L'objectif n'est pas ici d'établir une liste exhaustive de ces méthodes, mais de présenter celles qui sont les plus rencontrées dans la littérature, afin de faire le choix convenable par la suite, de la méthode la plus adaptée à chaque cas.

2.2.3.1 Modèles thermodynamiques

L'équilibre liquide-vapeur d'un mélange de n composants est traduit par l'égalité de fugacité des phases liquide et vapeur de chaque composant (i) :

$$f_i^L = f_i^V \quad (1.11)$$

Il existe principalement deux méthodes pour calculer la fugacité d'un composant i :

- A partir du coefficient de fugacité;
- A partir de l'équation d'état du fluide : le domaine de validité de la méthode s'étend alors sur des plages de température et de pression très larges, incluant même la pression critique.

2.2.3.1.1 Modélisation à partir du coefficient de fugacité

La phase vapeur du mélange est considérée comme n'étant composée que de fluide frigorigène. La fugacité de la phase vapeur peut être exprimée :

$$f_{\text{ref}}^{\text{V}} = \phi_{\text{ref}}^{\text{V}} y_{\text{ref}} P \quad (1.12)$$

où P est la pression du système, y_{ref} est la fraction molaire de la phase vapeur ($y_{\text{ref}}=1$) et $\phi_{\text{ref}}^{\text{V}}$ est le coefficient de fugacité. En outre, la fugacité de la phase liquide peut être exprimée :

$$f_{\text{ref}}^{\text{L}} = f_{\text{ref}}^{*\text{L}} x_{\text{ref}} \gamma_{\text{ref}} \quad (1.13)$$

où γ_{ref} est le coefficient d'activité, x_{ref} est la fraction molaire liquide du frigorigène et $f_{\text{ref}}^{*\text{L}}$ est la fugacité du frigorigène à la température et à la pression du système (P, T), donnée par la relation :

$$f_{\text{ref}}^{*\text{L}} = P_{\text{ref}}^{\text{sat}} \phi_{\text{ref}}^{\text{sat}} \exp\left(\frac{v_{\text{ref}}^{\text{L}} (P - P_{\text{ref}}^{\text{sat}})}{RT}\right) \quad (1.14)$$

$v_{\text{ref}}^{\text{L}}$ étant le volume molaire du frigorigène liquide.

Dans cette expression, la fugacité $f_{\text{ref}}^{*\text{L}}$ correspond à la pression de saturation du fluide frigorigène avec deux corrections : $\phi_{\text{ref}}^{\text{sat}}$ pour corriger les déviations par rapport à un gaz parfait idéal et $\exp\left(\frac{v_{\text{ref}}^{\text{L}} (P - P_{\text{ref}}^{\text{sat}})}{RT}\right)$, facteur de Poynting, pour tenir compte de l'effet de la

pression du système sur la fugacité du liquide. La combinaison des équations précédentes permet de tirer la pression de saturation du mélange :

$$P = \gamma_{\text{ref}} x_{\text{ref}} \frac{\phi_{\text{ref}}^{\text{sat}}}{\phi_{\text{ref}}} P_{\text{ref}}^{\text{sat}} \exp\left(\frac{v_{\text{ref}}^{\text{L}} (P - P_{\text{ref}}^{\text{sat}})}{RT}\right) \quad (1.15)$$

Dans cette expression, on est confronté à deux difficultés pour déterminer la pression du mélange :

- Une première concerne le calcul des deux coefficients de fugacité, nécessitant un choix difficile d'une équation d'état. Lin et Moshfeghian, cités par Burton et al. (1999), ont comparé différentes équations d'état et ont retenu celle de Peng-Robinson. Martz et al. (1996) ont sélectionné la même équation.
- Une deuxième difficulté plus sérieuse concerne l'estimation du coefficient d'activité γ_{ref} . Pour cela, différents modèles ont été proposés dans la littérature. Dans les travaux récents de Wahlström et Vamling (1999b et 2000), cinq modèles ont été examinés afin de déterminer leur fiabilité vis-à-vis des données expérimentales de solubilité. Ces deux modèles sont présentés en détail dans l'Annexe A.

Bien que la précision soit assez bonne, ce type de méthode de modélisation d'équilibre liquide-vapeur d'un mélange de fluide frigorigène et d'huile présente trois inconvénients majeurs :

- 1- la nécessité d'avoir la structure moléculaire de l'huile pour le calcul du coefficient de fugacité alors qu'elle est peu disponible voire confidentielle pour les fournisseurs des lubrifiants ;
- 2- le manque de données sur les paramètres d'interactions binaires ;
- 3- les bons résultats ne sont obtenus que pour des pressions assez éloignées de la pression critique du fluide étudié (Guillemet et Lottin, 2002).

2.2.3.1.2 Modélisation à partir de l'équation d'état

Il s'agit d'une autre façon de modéliser l'équilibre liquide-vapeur d'un couple de frigorigène et d'huile. C'est une méthode relativement simple et peu contraignante car elle ne requiert pas la connaissance de la structure moléculaire de l'huile et ne nécessite que peu de paramètres.

Le modèle le plus répandu est celui de Yokozeki et al. (1994) basé sur l'équation d'état de Peng-Robinson modifiée par Stryjek et Vera (1986), où a et b sont des constantes empiriques :

$$P = \frac{RT}{v-b} - \frac{a(T)}{v(v+b)+b(v-b)} \quad (1.16)$$

Il a été appliqué aux couples de frigorigène/huile de type HFC/POE et HFC/AB (Yokozeki, 1994 ; Takigawa et al., 2002) et récemment par Guillemet et Lottin (2002) pour modéliser l'équilibre liquide-vapeur d'un mélange ternaire de R125/R32 et une huile POE. Ce modèle est présenté en détail dans l'Annexe A.

2.2.3.2 Approches empiriques

En raison de leur facilité et de leur fiabilité, ces approches empiriques sont les plus utilisées. Il s'agit d'un lissage polynomial à des degrés souvent élevés, des données expérimentales. Plusieurs auteurs ont tenté de donner une forme générale de l'équation d'équilibre liquide-vapeur du mélange frigorigène/huile. On cite ici la suggestion de Thome et Phil (1995) qui ont adapté la corrélation de Takaishi et al. (1987) donnée initialement pour le R22 et une huile alkyl-benzène (AB) :

$$\ln(P) = \frac{A(x_{oil})}{T} + B(x_{oil}) \quad (1.17)$$

avec :

$$A(x_{oil}) = a_0 + a_1 x_{oil} + a_2 x_{oil}^3 + a_3 x_{oil}^5 + a_4 x_{oil}^7 \quad (1.18)$$

$$B(x_{oil}) = b_0 + b_1 x_{oil} + b_2 x_{oil}^3 + b_3 x_{oil}^5 + b_4 x_{oil}^7 \quad (1.19)$$

P est exprimée en MPa, T est en K, x_{oil} est la fraction massique dans le mélange, et les coefficients d'ajustement a_i et b_i sont donnés dans le tableau 1.2. L'auteur a remarqué que les coefficients a_1 à a_4 et b_1 à b_4 sont quasi constants pour tous les mélanges, tandis que a_0 et b_0 dépendent de la nature de frigorigène et de sa pression de saturation ($x_{oil} = 0$).

$a_0 = -2394,5$	$a_1 = 182,52$	$a_2 = -724,21$	$a_3 = 3868$	$a_4 = -5268,9$
$b_0 = 8,0736$	$b_1 = -0,72212$	$b_2 = 2,3914$	$b_3 = -13,779$	$b_4 = 17,066$

Tableau 1.2 : Coefficients des polynômes de Takaishi et al. (1987) pour un mélange de R22/AB

Pour calculer les valeurs de a_0 et b_0 pour un fluide frigorigène donné, on prend deux pressions juste en dessous et au-dessus d'une pression de saturation donnée, ce qui correspond à deux températures de saturation du fluide pur et les deux couples (T_{sat}, P_{sat}) sont ensuite utilisés pour résoudre un système de deux équations à deux inconnues.

Nous avons appliqué l'approche empirique de Thome et Phil (1995) pour le R134a. Les coefficients a_0 et b_0 ont été d'abord déterminés ($a_0 = -2677,2$ et $b_0 = 8,5614$) puis, les courbes de solubilité ont été tracées (figure 1.9) pour une gamme de température de -20°C à 60°C .

Cette méthode a été employée par Zürcher et al. (1998.a et 1998.b) pour le R134a et le R407C avec une huile POE, et par Mermond et al. (1999) pour le R134a et le R410A mélangés avec la même huile.

Bien qu'elle soit simple à utiliser, la méthode de Thome et Phil (1995) pour la prédiction de la solubilité d'un frigorigène dans l'huile est une approche très générale qui présente deux inconvénients majeurs :

1. L'impossibilité de considérer la nature d'huile et de son grade de viscosité. Or, ces deux paramètres influent fortement sur la solubilité d'un frigorigène dans l'huile ;
2. La surestimation de la pression du mélange frigorigène/huile dans la zone des faibles fractions massiques en frigorigène ($x_{ref} < 0,1$) où la pression doit être plus basse et plutôt proche de zéro : zone hachurée de la figure 1.9.

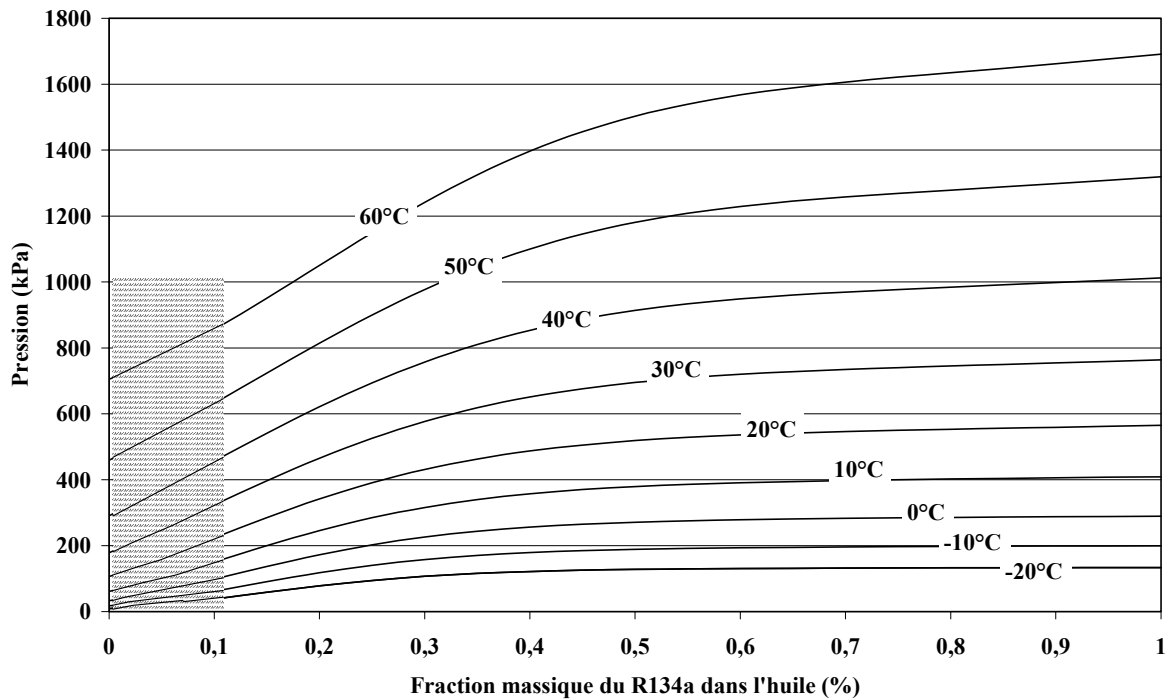


Figure 1.9 : Courbes de solubilité du R134a/huile selon l'approche empirique de Thome et Phil (1995)

Henderson (1994) a établi une autre équation à partir d'une large base de données, les corrélations fournies s'appliquent aux faibles et aux fortes fractions massiques du frigorigène :

$$x_{\text{ref}} < 0,3 \quad P = \left(a_1 + a_2 T + a_3 T^2 \right) + x_{\text{ref}} \left(a_4 + a_5 T + a_6 T^2 \right) + x_{\text{ref}}^2 \left(a_7 + a_8 T + a_9 T^2 \right) \quad (1.20)$$

$$x_{\text{ref}} > 0,3 \quad \log_{10}(P) = \left(a_1 + \frac{a_2}{T} + \frac{a_3}{T^2} \right) + x_{\text{ref}} \left(a_4 + \frac{a_5}{T} + \frac{a_6}{T^2} \right) + x_{\text{ref}}^2 \left(a_7 + \frac{a_8}{T} + \frac{a_9}{T^2} \right) \quad (1.21)$$

Cavestri (1995) a suggéré de tenir compte de la pression de saturation du frigorigène pur, et, à partir d'une importante base de données, il a présenté son équation sous la forme suivante :

$$P = x_{\text{ref}} P_{\text{sat}} + x_{\text{ref}} (1 - x_{\text{ref}}) (a + bT + cT^2 + dx_{\text{ref}} + ex_{\text{ref}} T + fx_{\text{ref}} T^2) P_{\text{sat}} \quad (1.22)$$

D'autres expressions polynomiales ont été proposées dans la littérature, mais elles sont propres aux mélanges étudiés et aux conditions d'essais dans lesquelles ont été établies. Ainsi, leur extension aux autres mélanges et aux autres conditions de fonctionnement reste limitée.

2.2.3.3 Choix et orientation

La prédiction de l'équilibre liquide-vapeur pour les mélanges de frigorigènes et d'huile peut être réalisée selon une approche thermodynamique ou empirique. Le manque de données sur le lubrifiant limite l'utilisation de la modélisation avec le facteur d'activité, alors que l'approche empirique semble plus facile à mettre en œuvre et elle peut être adoptée en première approximation. On explore alors l'équilibre frigorigène/huile sur tout le domaine P-

T utile. Dans ce cas, ce n'est pas le manque de données qui constitue vraiment un obstacle à l'utilisation de ces modèles, mais plutôt leur complexité et les problèmes numériques qui ne manquent pas de se produire lorsqu'on cherche à représenter les équilibres liquide-vapeur de corps aussi différents que les huiles et les fluides frigorigènes (Yokozeki, 1994).

Cependant, pratiquement tous les lubrifiants contiennent des additifs qui influent fortement sur les propriétés thermodynamiques et de transport du mélange. Un recours aux mesures expérimentales est donc souhaitable pour obtenir des données de solubilité fiables. Ce choix est d'autant plus justifiable que la base de données sur l'équilibre liquide-vapeur des nouveaux couples de frigorigène/huile est aujourd'hui assez pauvre.

2.2.4 Masse volumique

Cette propriété, avec la viscosité cinématique, est une donnée fréquemment indiquée par les fournisseurs du lubrifiant. Lorsqu'on dispose de la masse volumique du frigorigène et de l'huile, la masse volumique du mélange pourra être aisément calculée à partir de l'une des deux équations suivantes :

$$\rho_m = x_{oil}\rho_{oil} + (1 - x_{oil})\rho_{ref,L} \quad (1.23)$$

$$\frac{1}{\rho_m} = \frac{x_{oil}}{\rho_{oil}} + \frac{1 - x_{oil}}{\rho_{ref,L}} \quad (1.24)$$

Yan et al. (2000) ont comparé des mesures expérimentales de masse volumique de deux mélanges constitués de R22/POE et R134a/POE, avec les prédictions théoriques obtenues à partir des deux équations (1.23) et (1.24). Ils indiquent que l'équation (1.24) est la plus précise dans une gamme de température de -35°C à 20°C , au delà, les deux équations conduisent à la même précision. Jensen et Jackman, cités par Mermond et al. (1999), ont enregistré un écart absolu maximal avec les valeurs mesurées de 4% avec l'équation (1.24). En effet, l'équation (1.24) est la plus physique car elle exprime l'addition des volumes massiques. C'est pour cette raison qu'elle est souvent utilisée pour estimer la masse volumique des mélanges.

2.2.5 Viscosité

La viscosité du mélange frigorigène/huile dépend non seulement du grade de viscosité de l'huile et de la compatibilité du couple, mais aussi fortement de la température et de la pression. La forme semi-logarithmique est très courante pour représenter la viscosité cinématique du mélange en fonction de la température, pour différentes valeurs de la teneur en huile. La dépendance en pression est aussi incluse dans cette présentation (figure 1.10) appelée « courbe de Daniel ». Ainsi, la viscosité du mélange frigorigène/huile, dans les conditions de température et de pression de fonctionnement des machines frigorifiques, peut être inférieure de un à deux ordres de grandeurs par rapport à la viscosité du lubrifiant pur. Notons que la viscosité du frigorigène pur (de type HFC, HC ou naturel) est typiquement deux à trois ordres de grandeurs plus petite que celle de l'huile pure (Geller, 1998).

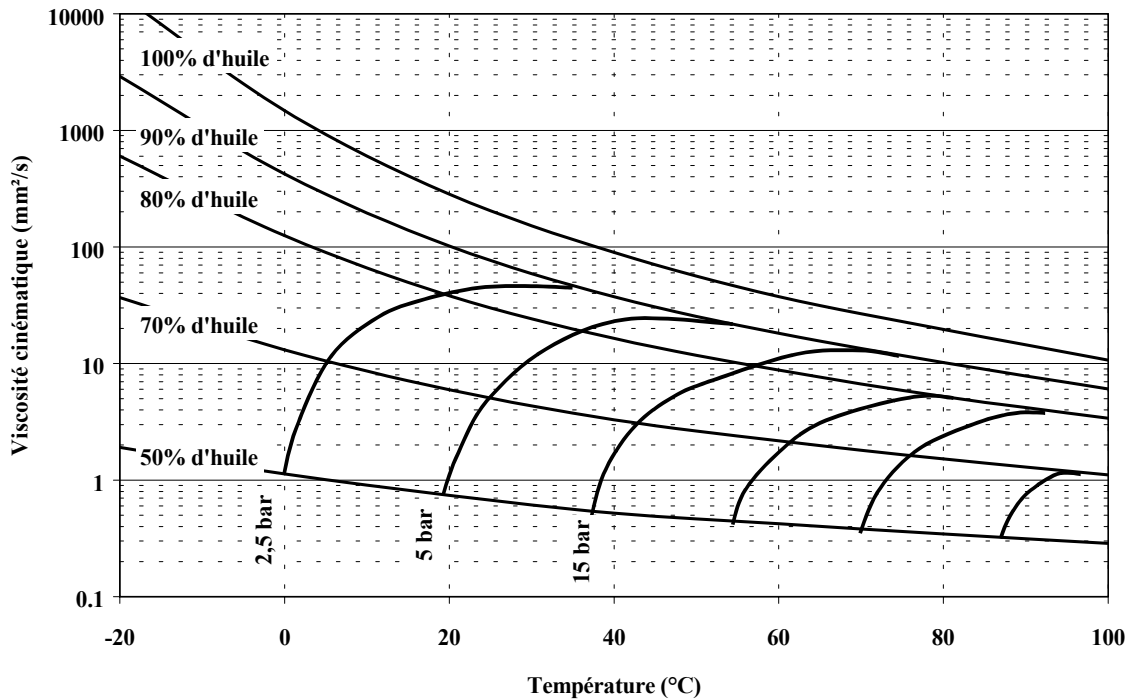


Figure 1.10 : Diagramme de Viscosité - température - pression - teneur en huile typique d'un mélange de HFC/POE

Pour prédire la viscosité du mélange frigorigène/huile, plusieurs lois sont proposées dans la littérature pour la cinématique et la dynamique.

2.2.5.1 Viscosité cinématique

Wahlström et Vamling (1999a) ont mesuré la viscosité cinématique de deux huiles POE pures et en mélange avec du R125 et du R134a. Ils suggèrent d'utiliser la loi de mélange suivant :

$$\ln \ln(v_m + 0,7) = A - 151,3(1 - x_{oil}) M^{0,8728} + B \ln(T) \quad (1.25)$$

où v_m est la viscosité cinématique du mélange frigorigène/huile exprimée en mm^2/s (cSt), M est la masse molaire du fluide frigorigène exprimée en g/mol et T est la température en K. A et B sont deux constantes pouvant être calculées pour l'huile pure à deux valeurs différentes.

A partir d'une base expérimentale relativement riche, une autre relation a été proposée par Geller et Davis (1995) :

$$\ln v_m = x_{oil} \ln v_{oil} + (1 - x_{oil}) \ln v_{ref,L} \quad (1.26)$$

Il convient de préciser que x_{oil} dans les deux équations précédentes est une fraction massique définie dans l'équation (1.10).

2.2.5.2 Viscosité dynamique

Baustian et al. (1986) ont comparé quatre relations pour la viscosité dynamique d'un mélange de frigorigène/huile, ils ont sélectionné la corrélation suivante :

$$\mu_m = x_{oil} \mu_{oil}^{1/3} + (1 - x_{oil}) \mu_{ref}^{1/3} \quad (1.27)$$

où x_{oil} est une fraction molaire de l'huile dans le mélange.

Conde (1996) recommande l'usage de la loi de mélange suivante :

$$\ln \mu_m = x_{oil} \ln(\mu_{oil}) + (1 - x_{oil}) \ln(\mu_{ref}) \quad (1.28)$$

Dans les travaux récents de Takigawa et al. (2002), la viscosité dynamique a été mesurée pour plusieurs couples de HFC/POE, les auteurs suggèrent d'appliquer la corrélation suivante :

$$\mu_m = [x_{oil} \mu_{oil} + (1 - x_{oil}) \mu_{ref}]^n \quad (1.29)$$

où n est un paramètre d'ajustement variant selon les couples de frigorigène/huile étudiés de 1,44 à 5,1.

Une étude comparative de l'ensemble de ces relations sera présentée plus loin.

2.2.6 Conductivité thermique

La conductivité thermique des lubrifiants peut être de 40% à 100% supérieure à celle de frigorigène pur. Lorsque la différence est assez importante, Bretszanajder, cité par Baustian (1986) recommande l'utilisation de la loi de mélange suivante :

$$\lambda_m = (1 - x_{oil}) \lambda_{ref} + x_{oil} \lambda_{oil} - 0,72 x_{oil} (1 - x_{oil}) (\lambda_{oil} - \lambda_{ref}) \quad (1.30)$$

2.2.7 Capacité thermique massique

La littérature ne fournit qu'une seule relation pour la capacité thermique massique des mélanges de frigorigène/huile. Il s'agit d'une loi idéale basée sur les fractions massiques de chaque constituant :

$$c_{p,m} = x_{oil} c_{p,oil} + (1 - x_{oil}) c_{p,ref} \quad (1.31)$$

2.2.8 Tension superficielle

Cette caractéristique intervient dans les mécanismes de transfert de chaleur en ébullition, élément moteur d'échange thermique au cours de l'évaporation, ainsi que dans la configuration d'écoulements diphasiques (Mermond et al., 1999). Plusieurs auteurs se sont intéressés à cette propriété, parmi lesquels Jensen et Jackman (1984), qui suggèrent d'employer la relation suivante :

$$\sigma_m = x_{\text{oil}}^{1/2} \sigma_{\text{oil}} + (1 - x_{\text{oil}}^{1/2}) \sigma_{\text{ref}} \quad (1.32)$$

Les auteurs annoncent une incertitude moyenne de 1,6% sur l'ensemble des leurs données expérimentales.

Il ressort de cette étude que la caractérisation des propriétés thermodynamiques des couples de frigorigène/huile impose un choix de la loi adéquate de mélange. Ce choix devient plus compliqué lorsque le frigorigène lui même est un mélange non-azéotrope, comme le R407C.

Outre le plan thermodynamique, l'huile a ainsi un impact sur les mécanismes de transfert thermique aussi bien en évaporation qu'en condensation, sur les pertes de charge et sur les configurations d'écoulement. Dans cette partie, nous présentons les principaux effets sur chacun de ces points.

3 Transfert thermique en présence d'huile

3.1 Condensation

Dans la littérature, les études menées sur les mécanismes de transfert thermique lors de condensation des fluides frigorigènes en présence d'huile sont très limitées. Le tableau 1.3 présente une liste non exhaustive de ces travaux, ainsi que les conditions d'essais et la géométrie étudiée lorsque celles-ci sont indiquées.

Auteurs	Frigorigène	Titre en vapeur	Diamètre (mm)	Huile (%)	Vitesse massique (kg/m ² .s)
Tatsumi et al. (1982)	R22	0,10-0,75	9,52	0 - 5	-
Mori et Nakayama (1983)	R113	0,2 – 0,8	25,4	0 - 5	-
Tojo et al. (1984)	R22	-	9,52	0 - 5	-
Shinohara et Tobe (1985)	R22	-	9,52	0 - 5	-
Khanpara et al. (1986)	R113	0,2 – 0,8	9,52	0 - 5	-
Schlager et al. (1987)	R22	0,15 – 0,85	9,52	0 - 5	125 - 400
Schlager et al. (1988)	R22	0,05 – 0,88	9.52	0 - 5	125 - 400
Schlager et al. (1990)	R22	0,05 – 0,88	9.52	0 - 5	125 - 400
Eckels et Pate (1991)	R134a/R12	0,05 – 0,88	12,7	0 – 5.5	125 - 400
Shao et Granryd (1995)	R134a	0,05 - 1	6	1 – 5.5	120 - 260
Cho et Tae (2001)	R22/R407C	0,5 – 0,9	9.52	0 - 5	100 - 400
Bassi et Bansal (2003)	R134a	0 - 1	26	0 - 5	-

Tableau 1.3 : Etudes menées sur la condensation des mélange de frigorigène et d'huile

3.1.1 Paramètres d'influence

Les études citées plus haut, conduisent pratiquement toutes à la même conclusion : la présence d'huile dans le condenseur pénalise ses performances thermiques par rapport au

frigorigène seul à cause d'une dégradation du coefficient d'échange thermique et une augmentation des pertes de charge. La dégradation du coefficient d'échange est influencée par trois paramètres essentiels :

1. **La teneur en huile dans le mélange** : le coefficient d'échange convectif lors de la condensation d'un mélange de frigorigène/huile est d'autant plus pénalisé que la fraction massique d'huile est élevée. La figure 1.11 montre des résultats expérimentaux de Bassi et Bansal (2003) traçant l'évolution du coefficient d'échange local en fonction du titre en vapeur pour le R134a pur et en mélange avec 2% et 5% d'une huile POE.

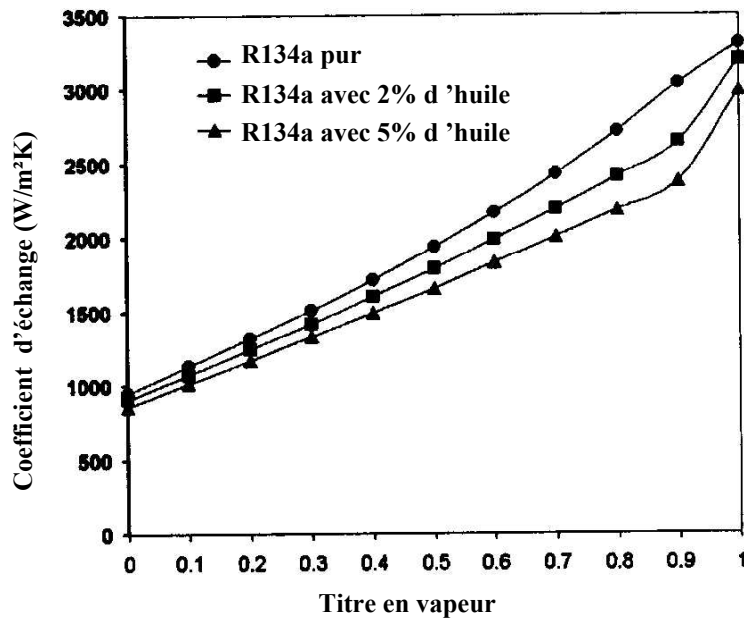


Figure 1.11 : Variation du coefficient de transfert thermique en condensation dans un tube lisse pour le R134a pur et en mélange avec une huile POE (Bassi et Bansal, 2003)

Comme nous pouvons le constater dans cet exemple, la réduction du coefficient d'échange global est d'environ 7% pour une fraction massique d'huile de 2%, alors qu'elle est de 20% lorsque la teneur en huile est de 5%. Localement, c'est au début de la condensation (titre en vapeur élevé $> 0,8$) que l'écart entre le coefficient d'échange du frigorigène seul et en mélange avec l'huile est plus élevé. Cette tendance, souvent rencontrée dans la littérature, est la conséquence d'une concentration en huile élevée dans la phase liquide au début de la condensation, conduisant à une augmentation de viscosité de cette phase, donc à une réduction du nombre de Reynolds et du coefficient d'échange local.

Notons que dans quelques cas isolés, la présence d'huile en très faible teneur ($< 1\%$) peut conduire à une légère amélioration des échanges thermiques (Eckels et Pate, 1991).

2. **La vitesse massique G (en $\text{kg/m}^2\text{s}$)** : définie comme le rapport entre le débit massique du fluide circulant (en kg/s) et la section de passage (en m^2). En général, la dégradation du coefficient d'échange global est d'autant plus élevée que la vitesse massique du mélange frigorigène/huile est faible. Ce constat est partagé par plusieurs auteurs (Schlager et al., 1988 ; Eckels et Pate, 1991 ; Cho et Tae, 2001). En effet, à une grande vitesse massique

(>200 kg/m²s), le frigorigène/huile forme un mélange plus homogène, ce qui empêche la présence d'un film liquide riche en huile conduisant à une isolation thermique et donc à une dégradation du coefficient d'échange. La figure 1.12 montre l'impact de la vitesse massique ($G = 100$ ou 400 kg/m²s) et du titre en vapeur ($X=0,5$ ou $0,9$) sur l'évolution du coefficient d'échange convectif lors de la condensation de R22/huile minérale et de R407C/huile POE.

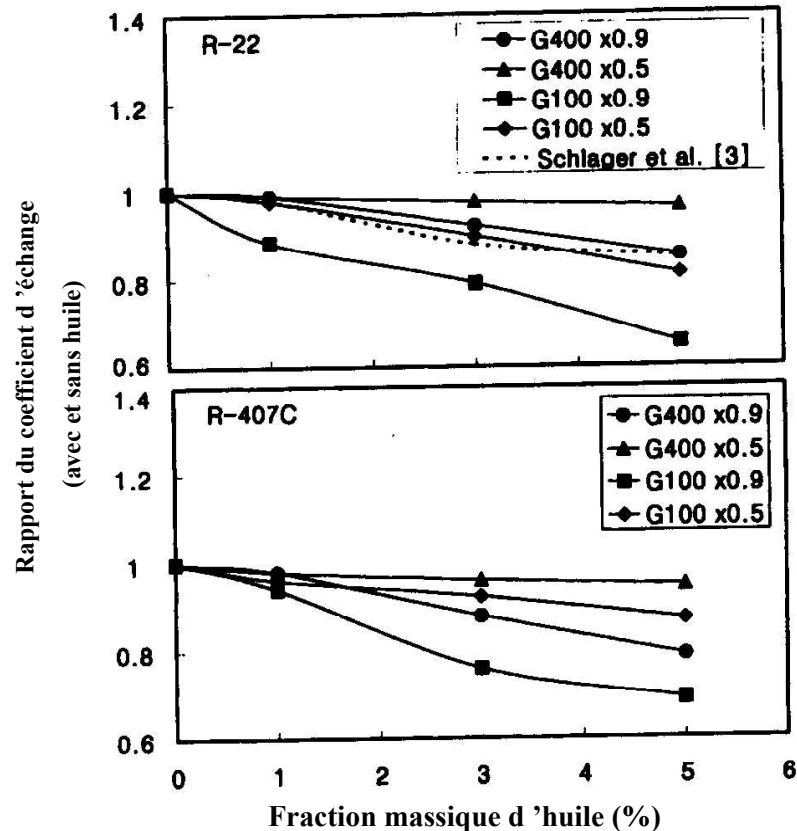


Figure 1.12 : Impact de la vitesse massique sur l'évolution du coefficient d'échange en condensation du R22 et R407C et d'huile dans un tube à micro-ailettes (Cho et Tae, 2001)

- Le type d'huile** : ce paramètre a été étudié par Schlager et al. (1989) pour deux huiles de grade 150 et 300 mélangées avec du R22. Les auteurs annoncent qu'une baisse d'environ 5 à 7% du coefficient d'échange est enregistrée pour le couple dont l'huile est plus visqueuse. Cette tendance est plus marquée pour la condensation dans les tubes micro-ailetés que dans les tubes lisses (figure 1.13).

Enfin, deux huiles de même grade de viscosité, employées dans des conditions d'essais similaires avec le même fluide frigorigène, ne conduisent pas nécessairement au même coefficient d'échange convectif lors de la condensation. Le comportement du couple frigorigène/huile en terme de miscibilité/solubilité et son impact sur les mécanismes de condensation de ces mélanges est un paramètre peu évoqué dans la littérature. Ce qui peut expliquer certains écarts dans les résultats expérimentaux.

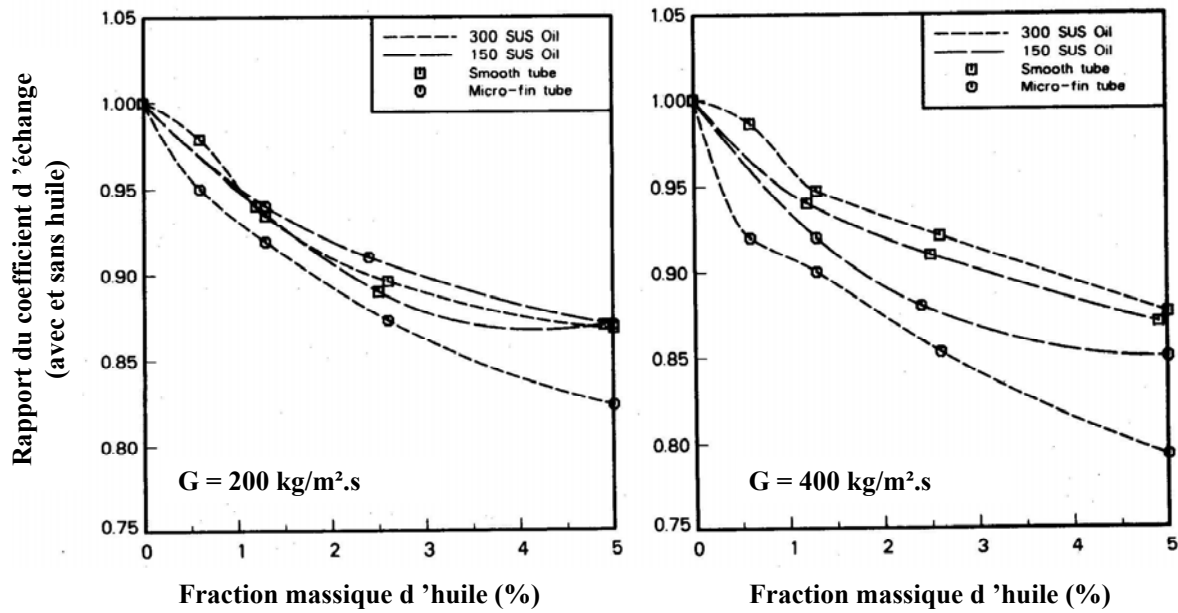


Figure 1.13 : Impact de la viscosité de l'huile sur le rapport du coefficient d'échange en condensation du R22 pur et en mélange avec de l'huile (Schlager et al., 1989)

3.1.2 Modèles de prédiction

Les modèles thermiques pour prédire le coefficient d'échange lors de la condensation d'un mélange de frigorigène/huile sont assez rares dans la littérature. Néanmoins, deux approches empiriques se distinguent :

- Dans la première méthode, les corrélations pour le frigorigène pur sont utilisées en intégrant les propriétés du mélange frigorigène/huile au lieu du frigorigène pur. Certains auteurs ne considèrent d'ailleurs parmi toutes les propriétés du mélange, que la viscosité dynamique, calculée par l'équation (1.27) en justifiant ce choix par l'importante influence de cette propriété en présence d'huile.
- La deuxième méthode consiste à modifier le coefficient d'échange, calculé pour initialement le frigorigène seul, au moyen d'un facteur correctif pour tenir en compte de la présence d'huile. Ainsi, le coefficient d'échange thermique lors de la condensation d'un mélange de frigorigène/huile est exprimé par la relation suivante :

$$h_{\text{ref,oil}} = F h_{\text{ref}} \quad (1.33)$$

Le facteur correctif F est souvent donné par :

$$F = \exp(-aC_g) \quad (1.34)$$

où C_g est la fraction massique d'huile circulante (teneur en huile) :

$$C_g = \frac{\dot{m}_{\text{oil}}}{\dot{m}_{\text{ref,L}} + \dot{m}_{\text{oil}} + \dot{m}_{\text{ref,V}}} \quad (1.35)$$

Notons que dans un régime établi, la fraction massique d'huile circulante C_g (rapport des débits massiques) est équivalente à la fraction massique d'huile x_{oil} (rapport des masses).

a est un paramètre qui varie selon les couples de frigorigène/huile étudiés par les auteurs (tableau 1.4) :

Frigorigène/huile	Valeur de a	Auteurs
R12/huile minérale	5	Tichy et al. (1995)
R22/huile minérale	3,2	Schlager et al. (1990)
R134a/huile POE	5	Shao et Granryd (1995)
R134a/huile POE	2,2	Bassi et Bansal (2003)

Tableau 1.4 : Valeur de n en fonction des couples de frigorigène/huile

Dans les deux approches précédentes, il est indispensable d'utiliser une corrélation de base pour le calcul du coefficient d'échange convectif lors de la condensation du frigorigène seul. De ce côté, la littérature est relativement riche et plusieurs corrélations sont proposées. Boissieux et al. (2000) ont comparé plusieurs modèles de la littérature avec des mesures expérimentales sur le R407C et le R404A. Ils suggèrent l'utilisation de la corrélation de Dobson et Chato (1998) ou celle de Shah (1979) qui semblent mieux convenir aux mélanges de fluides frigorigènes. Ces deux corrélations sont largement utilisées, nous proposons donc de les présenter ici :

3.1.2.1 Corrélation de Shah (1979) :

$$h_{ref} = h_L \left[(1 - X)^{0,8} + \frac{3,8X^{0,76}(1 - X)^{0,04}}{\left(\frac{P_{sat}}{P_{crit}} \right)^{0,38}} \right] \quad (1.36)$$

avec :

$$h_L = \frac{\lambda_L}{D_h} \left(0,023 Pr_L^{0,4} \left(\frac{GD_h}{\mu_L} \right)^{0,8} \right) \quad (1.37)$$

où X est le titre en vapeur défini par :

$$X = \frac{\dot{m}_V}{\dot{m}_L + \dot{m}_V} \quad (1.38)$$

D_h est le diamètre hydraulique de la canalisation. Cette corrélation a été validée pour un régime d'écoulement annulaire (Vitesse > 3 m/s et $Re_L > 350$).

3.1.2.2 Corrélation de Dobson et Chato (1998)

La corrélation de Dobson et chato (1998) est aussi valable pour un écoulement annulaire ($Re_L > 1250$) :

$$h_{ref} = \frac{\lambda_L}{D_h} \left(0,023 Re_L^{0,8} Pr_L^{0,4} \left[1 + \frac{2,22}{\chi_{tt}^{0,89}} \right] \right) \quad (1.39)$$

Avec :

$$Re_L = \frac{G(1-X)D_h}{\mu_L} \quad (1.40)$$

$$Pr_L = \frac{c_{p,L}\mu_L}{\lambda_L} \quad (1.41)$$

$$\chi_{tt} = \left(\frac{1-X}{X} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_V} \right)^{0,1} \quad (1.42)$$

3.2 Evaporation

3.2.1 Mécanismes de transfert

L'évaporation d'un mélange de frigorigène/huile est visiblement un des sujets sur lequel nous disposons de nombreux travaux de recherche. Mermond (1999) a réalisé une étude bibliographique détaillée sur les mécanismes de transfert de chaleur lors de l'ébullition en convection forcée (« *flow boiling* ») de ces mélanges.

En effet, l'ébullition en convection forcée regroupe deux mécanismes différents :

1. L'ébullition nucléée (« *nucleate boiling* ») qui se produit sous forme de bulles en contact avec une paroi chauffée, le fluide étant en écoulement ;
2. L'évaporation convective (« *convective boiling* ») pour laquelle la chaleur est transférée à travers un film liquide. La vapeur est produite par convection à l'interface entre le liquide chauffé et sa vapeur.

Un tour d'horizon de l'ensemble des travaux menés sur l'évaporation des mélanges de frigorigène/huile permet d'observer la présence de deux catégories d'études :

- Dans la première, les auteurs étudient l'évolution du coefficient d'échange local en fonction du titre en vapeur, d'abord pour le frigorigène seul (pur ou en mélange de plusieurs composants) puis avec la présence d'une quantité variable d'huile.
- Dans la deuxième, c'est plutôt une comparaison basée sur la nature du fluide qui est mise en avant, en comparant plusieurs couples de frigorigène/huile entre eux.

Dans les deux démarches, les principaux paramètres d'influence (géométrie, flux de chaleur et vitesse massique) sont souvent examinés.

Nous présentons dans le tableau 1.5, une liste non-exhaustive des études réalisées sur ce sujet.

Auteurs	Frigorigène	Titre en vapeur	Diamètre (mm)	Huile (%)	Vitesse massique (kg/m ² .s)
Schlager et al. (1987)	R22	-	9,52	0 - 5	125 - 400
Eckels et al. (1991)	R124/R22/R152a	-	9,52	0 - 5,4	125 - 400
Hambraeus (1991)	R134a	0,1 - 0,9	12	0 - 5	-
Kedzierski et Kaul (1993)	R134a	-	8,7	0 - 6	45 - 200
Tchéou et McNeil (1994)	R134a	-	10,9	0 - 5	257 - 515
Nidegger et al. (1997)	R134a	0,1 - 0,9	11,9	0 - 5	100 - 300
Usmani et Ravigururajan (1996)	R22/R12/R113/R134a	0,1 - 0,88	8,51/8,82	0 - 8	100 - 200
Zürcher et al. (1997, 1998a et 1998b)	R134a/R407C	0,2 - 0,6	10,92	0 - 5	100 - 300
Thome et al. (1992)	R134a	0,1 - 0,9	10,92	0 - 5	100 - 400
Mermond (1999)	R134a/R410A	0,15 - 0,9	12	0 - 6	100 - 200
Youbi-Idrissi et al. (2000)	R134a/R410A	0,15 - 0,9	12	0 - 6	100 - 200
Gupta et al. (2000)	R134a	0,1 - 0,7	9,52	0,2 - 5	75 - 500
Infante Ferreira et al. (2001)	R404A	0,1 - 0,9	9,52	0 - 4	200 - 400

Tableau 1.5 : Quelques études menées sur l'évaporation des mélanges de frigorigène et d'huile

3.2.2 Tendances générales

Les résultats des études menées sur l'ébullition en convection forcée des mélanges de frigorigène/huile montrent une large diversité des conclusions annoncées par les chercheurs qui s'accordent pour mettre en évidence le caractère imprévisible et la complexité des mécanismes de transfert thermique dès qu'il y a une présence d'huile. Néanmoins, nous avons pu tirer de l'ensemble de ces travaux, quelques tendances générales :

- La présence d'huile à des faibles fractions massiques (<2%) lors de l'évaporation d'un mélange de frigorigène/huile apporte dans certains cas, un accroissement significatif du coefficient d'échange thermique (du mélange frigorigène/huile par rapport au fluide seul) pouvant atteindre jusqu'à 50%. Cette amélioration est particulièrement observée dans une gamme de titre en vapeur comprise entre 0,1 et 0,6. Kedzierski et Kaul (1993) fournissent quelques éléments de réponse expliquant ce phénomène. Selon ces auteurs, le dépôt d'huile sur la paroi se comporte comme une surface poreuse, en multipliant les sites de nucléation, les échanges thermiques par ébullition nucléée (dominants dans cette zone d'évaporation) s'améliorent. Cette explication est appuyée par de multiples tests de visualisation qui montrent la présence d'un phénomène de moussage dans la zone des titres en vapeur entre 0,3 et 0,6. Le moussage modifie la configuration d'écoulement qui devient annulaire au lieu d'être stratifiée. Cependant, cette amélioration du coefficient d'échange n'est pas systématiquement rencontrée dans les travaux de la littérature.

Usmani et Ravigururajan (1996) et Schlager et al. (1998) -entre autres- notent même au contraire une baisse du coefficient d'échange, quelles que soit les conditions de fonctionnement (fraction massique d'huile, vitesse massique, densité de flux de chaleur, ...). Les travaux récents de Mermond (1999) confirment ce caractère relativement imprévisible des échanges thermiques en évaporation avec la présence d'huile, notamment dans la zone où le titre en vapeur est compris entre 0,1 et 0,6. L'auteur a bien détecté une amélioration du coefficient d'échange pour le R134a/POE (figure 1.14). En revanche, avec le R410A, la présence d'huile a conduit à une nette baisse du coefficient d'échange sur toute la gamme du titre en vapeur (figure 1.15).

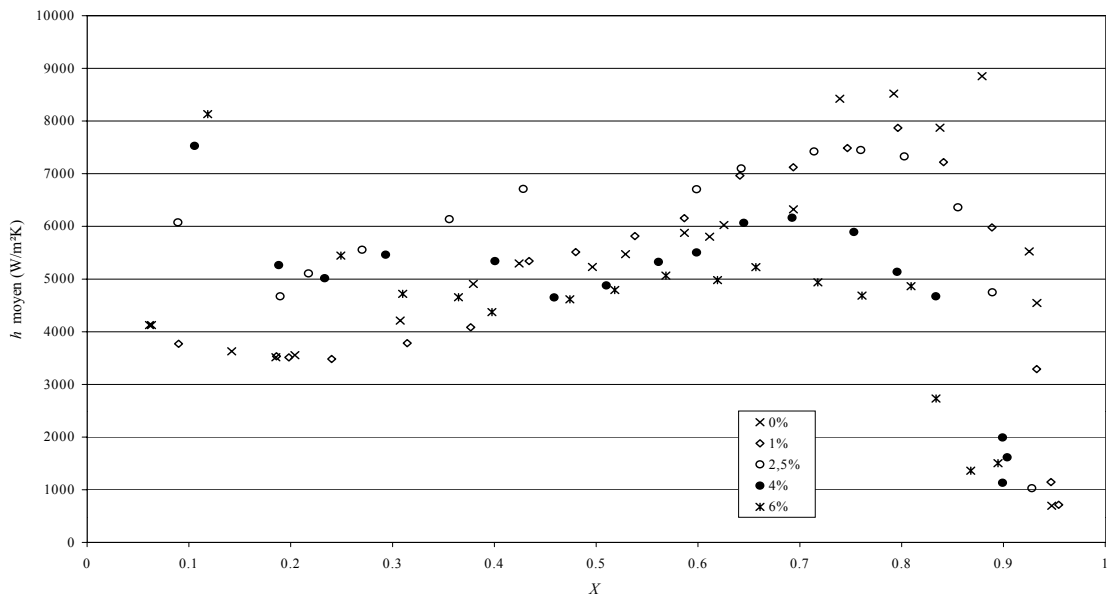


Figure 1.14 : Distribution du coefficient d'échange local, à une vitesse massique de $200 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$ pour le R134a/POE dans un tube lisse (Mermond, 1999)

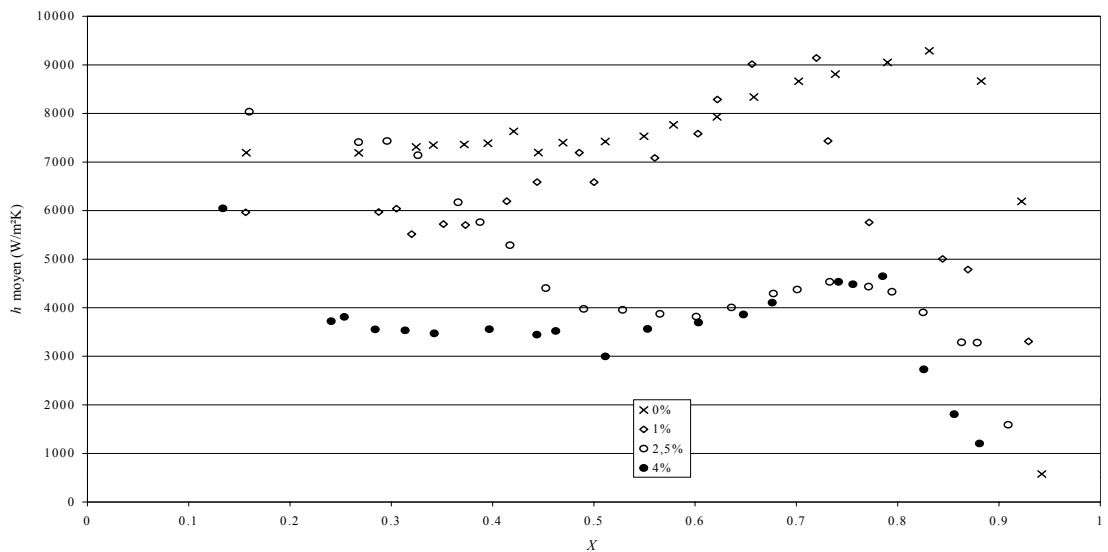


Figure 1.15 : Distribution du coefficient d'échange local, à une vitesse massique de $200 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$ pour le R410A/POE dans un tube lisse (Mermond, 1999)

- A partir d'un titre en vapeur d'environ 0,7 et quelle que soit la nature du mélange, les échanges thermiques en présence d'huile sont nettement réduits par rapport au frigorigène seul (figures 1.14 et 1.15). Il convient de noter que la baisse du coefficient d'échange est d'autant plus sensible que la fraction massique d'huile est élevée. Zürcher et al. (1998b) ont identifié à partir de tests de visualisation, quelques effets responsables de cette dégradation : l'huile étant un corps non-volatile, elle est accumulée en partie haute de la paroi des tubes. Ainsi, l'assèchement « dryout » observé pour les fluides seuls (sans présence d'huile) est substitué par un film liquide qui devient, au fur et à mesure que le titre en vapeur augmente, plus riche en huile. Cette concentration en huile modifie localement les propriétés thermodynamiques, particulièrement la viscosité et de la tension superficielle qui augmentent, ainsi que la température d'ébullition locale.
- En évaporation intra-tubulaire du frigorigène/huile dans les tubes à surface modifiée, la présence des rainures défavorise les échanges thermiques, à cause d'un phénomène de rétention d'huile entre les rainures. La dégradation du coefficient d'échange peut atteindre 30% avec l'utilisation des tubes à surface améliorée contenant des micro-ailettes en comparaison avec des tubes lisses (figure 1.16).

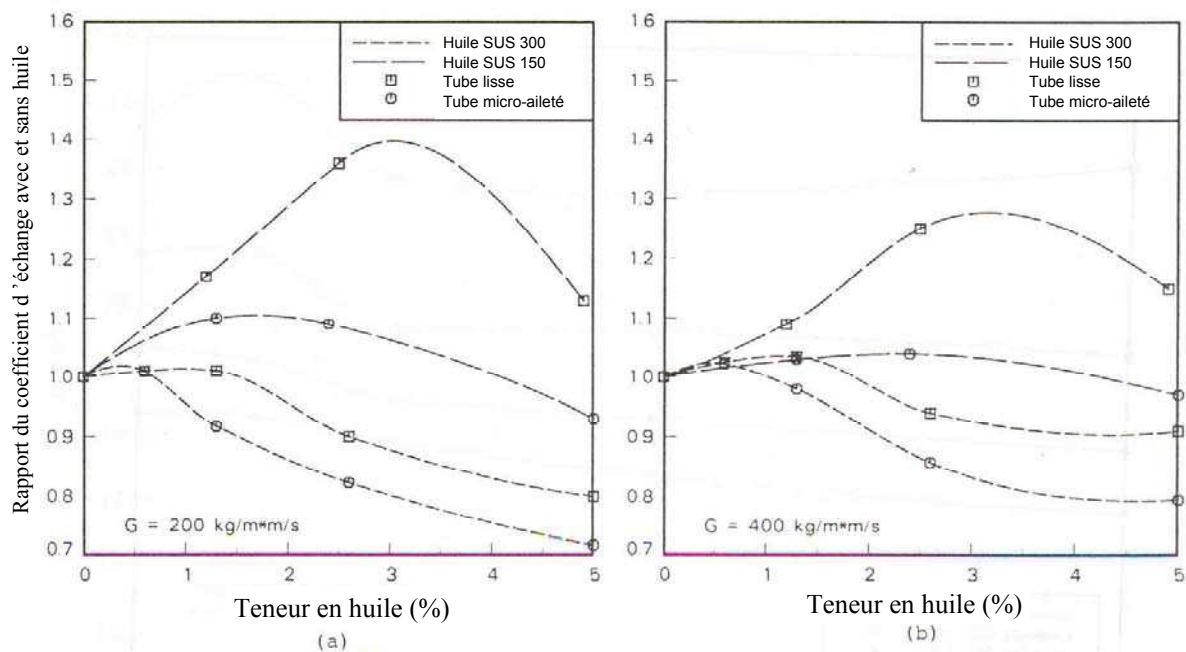


Figure 1.16 : Comparaison du rapport du coefficient d'échange avec et sans présence d'huile lors de l'évaporation d'un mélange de R22 avec deux huiles différentes à l'intérieur des tubes lisses et à micro-ailettes (Schlager et al., 1987)

3.2.3 Modèles de prédiction

Bien que les travaux sur l'évaporation des mélanges de frigorigène/huile soient nombreux, la littérature propose peu de modèles de prédiction du coefficient d'échange en ébullition convective incluant l'effet d'huile. Les corrélations actuelles peuvent être scindées en trois approches différentes :

- Dans la première méthode, les corrélations établies pour le frigorigène seul sont utilisées en intégrant les propriétés du mélange frigorigène/huile au lieu du frigorigène seul. Cette démarche a été récemment adoptée par Lottin et al. (2003) pour la modélisation d'un évaporateur en tenant compte de la présence d'huile. Ainsi, cette méthode requiert le choix d'une corrélation de base. Plusieurs types de corrélations pour le calcul du coefficient d'échange du frigorigène seul (sans présence d'huile) sont disponibles. Nous proposons de présenter dans ce paragraphe la corrélation de Gungor et Winterton (1987) de type « asymptotique » où le coefficient d'échange convectif (h_{ref}) est une somme pondérée par un exposant (m) des deux contributions de transfert lors de l'évaporation : l'ébullition nucléée (h_{eb}) et l'ébullition convective (h_{cv}). Ainsi, le coefficient d'échange prend la forme suivante :

$$(h_{ref})^m = (h_{eb})^m + (h_{cv})^m \quad m = 1 \quad (1.43)$$

La corrélation de Gungor et Winterton (1987) est très répandue et fournit généralement des bons résultats. C'est une corrélation asymptotique d'ordre 1 ($m=1$) :

$$h_{ref} = E h_L + Sh_{pool} \quad (1.44)$$

où h_L est le coefficient d'échange de la phase liquide calculé par la corrélation de Dittus-Boelter :

$$h_L = 0,023 Re_L^{0,8} Pr_L^{0,4} \frac{\lambda_L}{D} \quad (1.45)$$

Re_L et Pr_L étant le nombre de Reynolds et le nombre le Prandtl calculés respectivement par les équations (1.40) et (1.41).

h_{pool} est le coefficient d'échange en ébullition en vase (*pool boiling*) exprimé par la corrélation de Cooper (1984) :

$$h_{pool} = 55 \left(\frac{P}{P_{crit}} \right)^{0,12} \left(-\log \left(\frac{P}{P_{crit}} \right) \right)^{-0,55} M^{-0,5} \dot{q}^{0,67} \quad (1.46)$$

où P_{crit} est la pression critique du frigorigène, M est sa masse molaire et \dot{q} est la densité du flux de chaleur appliquée (en W/m^2).

E est le coefficient d'intensification d'évaporation convective (>1) prenant compte de l'augmentation progressive de la vitesse de vapeur en raison de la présence des bulles :

$$E = 1 + 24000 Bo^{1,16} + 1,37 \frac{1}{\chi_{tt}^{0,86}} \quad (1.47)$$

χ_{tt} est le paramètre de Martinelli exprimé par la relation (1.42) et Bo est le coefficient d'ébullition :

$$Bo = \frac{\dot{q}}{\Delta h_{LV} G} \quad (1.48)$$

Δh_{LV} est la chaleur latente du frigorigène.

Dans l'équation (1.44), S représente un facteur d'atténuation (<1) de l'ébullition nucléée :

$$S = \frac{1}{1 + 1,15 \cdot 10^{-6} E^2 Re_L^{1,17}} \quad (1.49)$$

Il convient de noter que la corrélation de Gungor et Winterton (1987) est particulièrement adaptée aux frigorigènes purs et azéotropes. Lorsque le frigorigène est un mélange non-azéotrope, comme la cas du R407C, les mécanismes régissant les échanges thermiques se compliquent d'avantage : les composants les plus volatils forment une fine couche de diffusion (à l'interface liquide vapeur) qui participe à la dégradation du coefficient d'échange local. Plusieurs auteurs optent pour la relation de Bell et Ghaly (1973) pour le calcul du coefficient d'échange lors de l'évaporation des mélanges non-azéotropes :

$$\frac{1}{h_m} = \frac{1}{h_{ref}} + \frac{X c_{pV} \frac{\Delta T_{bub}}{\Delta h}}{h_V} \quad (1.50)$$

ΔT_{bub} est l'écart de température d'ébullition et Δh est la différence d'enthalpie correspondante. h_V est le coefficient d'échange de la phase vapeur pouvant être calculé par la corrélation classique de Dittus-Boelter.

- La deuxième approche consiste à ajuster chaque terme du coefficient d'échange (d'ébullition nucléée et convective) en utilisant des coefficients correctifs pour tenir compte de la présence d'huile. Nous citons ici -à titre d'exemple- la corrélation de Tchéou et McNeil (1994) qui proposent un modèle asymptotique d'ordre 3.
- La dernière catégorie de corrélations est un assemblage des deux premières approches. Autrement dit, les auteurs utilisent une corrélation de base (établie initialement pour le frigorigène seul) dans laquelle sont introduites les propriétés thermodynamiques du mélange frigorigène/huile et des facteurs correctifs. Cette approche a été utilisée par Zürcher et al. (1998b). Pour simplifier, les auteurs suggèrent d'employer les propriétés thermodynamiques du frigorigène seul à l'exception de la viscosité dynamique calculée pour le mélange. La corrélation de Kattan et al. (1998), basée sur la carte d'écoulement, a été sélectionnée dans cette approche.

3.3 Pertes de pression dans les échangeurs thermiques en présence d'huile

Durant un demi-siècle, les systèmes frigorifiques pour les applications industrielles de réfrigération et de conditionnement d'air ont principalement utilisé du R12 et du R22 avec des tubes lisses, où il circulait une petite fraction de lubrifiant mélangée avec le frigorigène. Les pertes de pression dans ces tubes ont été étudiées et corrélées. Aujourd'hui, l'industrie des échangeurs thermiques a évolué ; hormis l'introduction des nouveaux couples de frigorigène/huile (HFC/huile synthétique), une autre évolution technologique a eu lieu car environ 50% des nouveaux évaporateurs et condenseurs des équipements frigorifiques emploient aujourd'hui des tubes rainurés à surface améliorée. Les études concernant les pertes de pression dans ces nouvelles conditions ont commencé à apparaître dans les années quatre-vingt-dix. Nous notons deux sortes d'études :

1. Une première tente de comparer les pertes de pression des nouveaux frigorigènes, tel que R134a, R32, R125, R407C, R410A, ... avec du R12 ou du R22. Bien que les conditions expérimentales changent d'une étude à l'autre, les conclusions sont relativement uniformes. Le R134a présente plus de pertes de pression que le R12. En comparaison avec le R22, le R410A enregistre moins de perte de pression (20% à 40%). Quant au R407C, la différence est non significative.
2. Un deuxième genre d'étude consiste à comparer les pertes de pression avec et sans présence d'huile. Dans ce cas, tous les auteurs aboutissent aux mêmes conclusions : la circulation d'une fraction d'huile avec le frigorigène augmente significativement les pertes de pression dans les évaporateurs, cette augmentation est plus grande vers les forts titres en vapeur. En effet, dans les conditions de fonctionnement normales, l'huile est un corps non volatil, la fraction de liquide non évaporée s'enrichit en huile au fur et à mesure que le titre en vapeur augmente, la concentration massique locale en huile augmente aussi, modifiant ainsi la viscosité du mélange. En revanche, la présence d'huile semble avoir un effet non remarquable sur les pertes de pression dans les condenseurs.

3.3.1 Modèles de prédiction

Pour un petit volume de contrôle de longueur (dz) dans lequel circule un fluide diphasique en mono-directionnel, les lois de conservation de la masse et de la quantité de mouvement s'écrivent :

$$\frac{d}{dz} [\alpha \rho_V U_V + (1 - \alpha) \rho_L U_L] = 0 \quad (1.51)$$

$$\frac{d}{dz} [\alpha \rho_V U_V^2 + (1 - \alpha) \rho_L U_L^2] = \frac{dP}{dz} + [\alpha \rho_V + (1 - \alpha) \rho_L] g \cos \theta + \frac{4\tau_w}{D} \quad (1.52)$$

où $\alpha \rho_V U_V + (1 - \alpha) \rho_L U_L = G = \text{constante}$

L'équation (1.51) devient donc :

$$\frac{dP}{dz} = \underbrace{\frac{4\tau_w}{D}}_{\text{Frottement}} + G^2 \underbrace{\frac{d}{dz} \left[\frac{X^2}{\alpha \rho_V} + \frac{(1-X)^2}{(1-\alpha)\rho_L} \right]}_{\text{Accélération}} + \underbrace{[\alpha \rho_V + (1 - \alpha) \rho_L] g \cos \theta}_{\text{Gravité}} \quad (1.53)$$

θ étant l'angle formé par la direction verticale et le sens de l'écoulement.

La perte de pression totale est donc la somme des trois termes

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_{\text{tot}} = \left(\frac{dP}{dz}\right)_F + \left(\frac{dP}{dz}\right)_A + \left(\frac{dP}{dz}\right)_G \quad (1.54)$$

Le premier terme représente le gradient de pression par frottement, lié aux dissipations visqueuses et au contact fluide et paroi. Le deuxième terme traduit la perte de pression par accélération due à la variation de la quantité de mouvement des deux phases et à l'évolution du titre en vapeur. Le dernier terme représente la perte de pression par gravité.

Pour un tube de longueur L, il est calculé par la relation suivante :

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_G = \frac{g \cos \theta}{L} \int_0^L [\alpha \rho_V + (1-\alpha) \rho_L] dz \quad (1.55)$$

Ce terme est nul pour les tubes horizontaux ($\theta = \pi/2$).

La prédiction de la chute de pression nécessite la connaissance du taux de vide α (défini comme étant le rapport entre le volume occupé par la phase vapeur sur le volume total), des deux vitesses de la phase liquide et vapeur et de la distribution du titre en vapeur. La littérature fournit deux modèles principaux : le modèle homogène et le modèle hétérogène. Le premier consiste à assimiler l'écoulement diphasique à un écoulement monophasique dont les propriétés sont une combinaison des deux phases. La vitesse de circulation des deux phases est de plus supposée identique (le glissement, défini comme le rapport des deux vitesses moyennes de la vapeur et du liquide, est égal à l'unité). Dans le second modèle (hétérogène ou encore à phases séparées), les deux phases liquide et vapeur ont leur propre vitesse, si bien que le glissement est différent de un.

Pour les deux modèles, le terme d'accélération est calculé par l'intégration de la relation suivante :

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_A = - \frac{d}{dz} \left[\frac{G^2 X^2}{\alpha \rho_V} + \frac{G^2 (1-X)^2}{\rho_L (1-\alpha)} \right] \quad (1.56)$$

3.3.1.1 Modèles homogènes

Pierre (1964) a étudié la perte de pression en évaporation du R12 et du R22 pur et en mélange avec du lubrifiant dans des tubes lisses horizontaux de différents diamètres. Il a proposé la corrélation suivante :

$$\Delta P_{\text{tot}} = \left[f_{dp} + \frac{(\Delta X) D}{\bar{X} L} \right] \frac{G^2 L \bar{X}}{D \rho_L} \quad (1.57)$$

où ΔX est la différence de titre en vapeur entre la sortie et l'entrée et \bar{X} est le titre moyen en vapeur sur la longueur du tube L . La masse volumique de vapeur ρ_V , la vitesse massique, et les propriétés pour le facteur diphasique f_{dp} sont évaluées à une température moyenne du frigorigène.

Pour le fluide frigorigène pur :

$$f_{dp} = 0,0185 \left(\frac{K_f}{Re} \right)^{0,25} \quad \text{pour} \quad \left(\frac{Re}{K_f} \right) > 1 \quad (1.58)$$

Pour un mélange de fluide frigorigène et d'huile :

$$f_{dp} = 0,053 \left(\frac{K_f}{Re} \right)^{0,25} \quad (1.59)$$

K_f est le nombre adimensionnel de Pierre, il est défini comme :

$$K_f = \left(\frac{\Delta X \Delta h_{LV}}{L g} \right) \quad (1.60)$$

où Δh_{LV} est la chaleur latente du frigorigène. Choi et al. (2001) indiquent que la capacité de cette corrélation à prévoir les pertes de pression en condensation est adéquate bien qu'elle ait été initialement développée pour l'évaporation. Ils ont conclu, à l'issue d'une analyse comparative, que les modèles existant ne permettent pas de prévoir d'une manière suffisante les pertes de pression dans les échangeurs thermiques modernes fonctionnant avec les nouveaux frigorigènes seuls ou en mélange avec les huiles. Ils proposent donc une nouvelle corrélation établie sur une large base de données constituée de frigorigènes purs, de mélanges de frigorigènes et de mélanges de frigorigène/huile. La corrélation proposée est une version modifiée de celle de Pierre (1964) valable pour les écoulements horizontaux :

$$\Delta P_{tot} = \Delta P_F + \Delta P_A = \left(\frac{f_N L (\vartheta_s - \vartheta_e)}{D} + (\vartheta_s - \vartheta_e) \right) G^2 \quad (1.61)$$

ϑ est le volume massique du frigorigène.

$$f_N = 0,00506 Re_L^{-0,0951} K_f^{0,1554} \quad (1.62)$$

Le nombre de Reynolds est calculé comme :

$$Re_L = \frac{GD_h}{\mu_L} \quad (1.63)$$

Pour tenir en compte de l'effet de l'huile, Choi et al. (2001) utilisent la même corrélation, avec deux modifications :

1. Le titre en vapeur pour le mélange frigorigène/huile est calculé comme :

$$X' = \frac{\dot{m}_V}{\dot{m}_V + \dot{m}_{ref,L} + \dot{m}_{oil}} \quad (1.64)$$

2. Dans le nombre de Reynolds, la viscosité dynamique est celle du mélange de frigorigène et d'huile exprimée par une des équations de loi de mélange [équation (1.27) ; (1.28) ou (1.29)].

3.3.1.2 Modèles à phases séparées

Les corrélations basées sur la séparation des phases ont continué à se développer depuis la publication du modèle de Lockhart et Martinelli (1949) où un paramètre de Lockhart-Martinelli a été défini pour un écoulement turbulent :

$$\chi_{tt} = \left[\frac{\left(\frac{dP}{dz} \right)_L}{\left(\frac{dP}{dz} \right)_V} \right]_F^{0,5} = \left(\frac{1-X}{X} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_V} \right)^{0,1} \quad (1.65)$$

Le gradient de pression par frottement a été lié au gradient de pression en simple phase liquide ou vapeur, d'où la définition des deux facteurs diphasiques suivants :

$$\phi_L^2 = \frac{\left(\frac{dP}{dz} \right)_F}{\left(\frac{dP}{dz} \right)_L} \quad (1.66)$$

$$\phi_V^2 = \frac{\left(\frac{dP}{dz} \right)_F}{\left(\frac{dP}{dz} \right)_V} \quad (1.67)$$

La perte de pression correspondant à la phase liquide est calculée à l'aide des relations suivantes :

$$\Delta P = 4f_L \frac{L}{D} \frac{G^2 (1-X)^2}{2\rho_L} \quad (1.68)$$

où le coefficient de frottement en simple phase liquide est calculé par la relation :

$$f_L = \frac{16}{Re_L} \quad \text{si} \quad Re_L < 2300$$

$$f_L = 0,079 Re_L^{-1/4} \quad \text{si} \quad Re_L > 2300$$

Les facteurs diphasiques ϕ_L^2 et ϕ_V^2 , peuvent être calculés en fonction du paramètre de Lockhart et Martinelli :

$$\phi_L^2 = 1 + \frac{c}{\chi_{tt}} + \frac{1}{\chi_{tt}^2} \quad (1.69)$$

Le paramètre c dépend du régime de l'écoulement, il a été estimé par Lockhart-Martinelli à une valeur de 20 pour un écoulement turbulent.

Friedel (1979) a proposé une autre expression du facteur diphasique :

$$\phi_L^2 = \frac{\left(\frac{dP}{dz}\right)_F}{\left(\frac{dP}{dz}\right)_L} = A_1 + \frac{3,24 A_2 A_3}{Fr^{0,045} We^{0,035}} \quad (1.70)$$

avec

$$A_1 = (1-X)^2 + X^2 \left(\frac{f_V}{f_L} \right) \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} \right) \quad (1.71)$$

$$A_2 = X^{0,78} (1-X)^{0,224} \quad (1.72)$$

$$A_3 = \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{0,78} \left(\frac{\mu_V}{\mu_L} \right)^{0,19} \left(1 - \frac{\mu_V}{\mu_L} \right)^{0,7} \quad (1.73)$$

$$Fr = \frac{G^2}{gD\bar{\rho}^2} \quad (1.74)$$

$$We = \frac{G^2 D}{\bar{\rho} \sigma} \quad (1.75)$$

Dans cette expression, f_L et f_V sont des facteurs de frottement en simple phase liquide et vapeur, $\bar{\rho}$ est la masse volumique moyenne du mélange.

Zürcher et al. (1998b) ont utilisé la même corrélation pour le mélange de frigorigène et d'huile en ajoutant un facteur correctif pour tenir compte de la variation de la viscosité du mélange :

$$\left(\phi_L^2\right)_{\text{ref,oil}} = \left(\phi_L^2\right) \left(\frac{\mu_{\text{oil}}}{\mu_L}\right)^{aC_{\text{loc}}} \quad (1.76)$$

où C_{loc} est la concentration locale d'huile dans la phase liquide du mélange exprimée par :

$$C_{\text{loc}} = \frac{\dot{m}_{\text{oil}}}{\dot{m}_{\text{oil}} + \dot{m}_{\text{ref,L}}} = \frac{C_g}{1 - X'} \quad (1.77)$$

X' est le titre en vapeur exprimé par l'équation (1.64).

a est estimé pour le R134a à 0,18355, tandis que pour le R407C, il prend une forme linéaire :

$$a = 3,583 C_g + 0,0616$$

Dans les récents travaux de Mermond (1999), une autre forme du facteur diphasique a été suggérée :

$$\left(\phi_L^2\right)_{\text{ref,oil}} = \left(\phi_L^2\right) A \left(\frac{\mu_{\text{ref}}}{\mu_L}\right)^B \quad (1.78)$$

μ_{ref} est la viscosité du mélange : $\mu_{\text{ref}} = X\mu_v + (1-X)\mu_L$

$$\left(\phi_L^2\right)_{\text{ref,oil}} = \left(\phi_L^2\right) B \left(X \frac{\mu_v}{\mu_L} + 1 - X\right)^A \quad (1.79)$$

Les valeurs de n et de K ont été fournies pour le R134a et le R410A :

R134a	$A = 0,245$	$B = 0,54$
R410A	$A = 0,33$	$B = 0,63$

Les tentatives de modélisation des chutes de pression en évaporation et en condensation n'ont obtenu qu'un succès limité. En effet, la plupart des modèles proposés ayant été établis pour des géométries (tubes) et pour des fluides donnés, leur extension à d'autres fluides dans des conditions expérimentales différentes peut engendrer des résultats incorrects.

4 Impact de l'huile sur la charge en fluide dans une machine frigorifique

En raison des contraintes environnementales et législatives, le frigoriste aujourd'hui est amené à optimiser ses systèmes frigorifiques pour produire la même quantité de froid avec une meilleure efficacité énergétique. L'estimation au plus juste pour minimiser la charge frigorifique à introduire dans la machine frigorifique est une étape essentielle pour cette optimisation. Cette démarche est restée longtemps basée sur des méthodes simplifiées de

nature empirique (somme des ratios de la charge en fluide frigorigène sur le volume interne dans les échangeurs de la machine). Mais pour une estimation plus fine de la charge, le frigoriste recourt souvent à un ajustement expérimental par des essais successifs. Dans l'Annexe B, un état de l'art pour l'évaluation du besoin en fluide frigorigène dans les éléments principaux de la machine frigorifique est présenté, ainsi que des algorithmes de calcul simplifiés.

La difficulté de l'exercice réside dans l'évaluation correcte du taux de vide au niveau des échangeurs thermiques. Les corrélations du taux de vide disponibles dans la littérature ont été établies pour les frigorigènes seuls et ne tiennent pas compte de la présence d'huile. Parmi toutes les corrélations de taux de vide, celle de Hughmark (1962) semble la plus appropriée pour évaluer la masse en fluide frigorigène dans les zones diphasiques, avec un écart généralement inférieur à 10% selon la plupart des auteurs (Otaki, 1971 ; Machado et al., 1998 ; Kreinghrai et Michael, 2000 ; ...).

Cependant, le manque de corrélations pour le calcul du taux de vide en tenant compte de la présence de l'huile est un obstacle majeur limitant l'évaluation de son impact sur l'estimation du besoin en fluide frigorigène dans les zones diphasiques du circuit. De plus, le compresseur contient toujours une charge massique en huile dans son carter. Le lubrifiant étant miscible avec le fluide frigorigène, une quantité de ce dernier est dissoute dans l'huile, ce dont il faut tenir compte.

Connaissant les conditions de pression et de température régnant dans le carter du compresseur, la fraction de frigorigène liquide absorbée par l'huile (x_{ref}) pourra être déterminée à partir des courbes de solubilité (figure 1.8). Dans les installations de petite puissance frigorifique, la portion massique de frigorigène dissoute dans le carter du compresseur peut représenter jusqu'à un tiers de la charge totale de la machine (Skaugen, 2003).

Chapitre II : Solubilité frigorigène/huile

1 Mesure de solubilité du fluide frigorigène dans l'huile

Nous présentons dans ce chapitre, les travaux expérimentaux réalisés pour la mesure de solubilité de différents fluides frigorigènes dans l'huile. Ce travail s'est imposé à l'issue de l'étude bibliographique présentée dans le chapitre précédent où nous avons jugé indispensable la réalisation de telles expériences pour les raisons suivantes :

- L'importance d'avoir des données fiables sur la solubilité du couple de frigorigène/huile étudié, une information clé pour comprendre finement l'impact de l'huile et ses effets complexes sur les performances des machines frigorifiques. Or, cette propriété est rarement donnée par les fournisseurs d'huiles et encore peu disponible dans la littérature. Elle est de plus propre au couple frigorigène/huile utilisé dans la machine.

Dans le cas où le frigorigène est lui-même un mélange de plusieurs fluides, la solubilité préférentielle d'un de ses composants dans l'huile peut être une donnée intéressante pour comprendre certains phénomènes liés au fonctionnement de la machine.

- La nécessité d'alimenter la base de données sur la solubilité des nouveaux couples de frigorigènes/huiles, particulièrement ceux qui sont considérés aujourd'hui comme des candidats potentiels pour le remplacement du couple R22/AB.
- La recherche d'une méthode de mesure de solubilité simple, fiable et pouvant être étendue aux couples de frigorigène/huile ayant des propriétés thermodynamiques assez différentes, particulièrement une pression élevée comme dans le cas du CO₂.

Pour l'ensemble de ces raisons, deux types de fluides frigorigènes ont été choisis :

1. Les nouveaux HFC : R134a, R125, R32 ;
2. Le dioxyde de carbone.

De même, pour les lubrifiants, les essais ont été menés pour deux types différents :

1. Une huile commerciale 3MA-POE (Polyolester) de grade 32 pour les frigorigènes de type HFC ;
2. Une huile commerciale Polyakene-glycol (EA 318-120) pour le CO₂.

1.1 Méthodes de mesure de solubilité

Dans la littérature, nous rencontrons deux principales méthodes pour la mesure de solubilité.

1.1.1 Méthode "Gas Liquid Chromatography"

Selon Wahlström (1999), la méthode GLC a été utilisée pour la première fois à l'Institut Français du Pétrole en 1990. La procédure expérimentale comporte trois étapes essentielles : d'abord, l'huile est diluée dans un solvant léger (généralement le n-pentane). Cette solution est pompée dans la colonne dans un sens, puis dans le sens inverse pour obtenir un dépôt homogène de solution. La deuxième étape consiste à maintenir la colonne dans un four à plus de 100°C pour éliminer toute présence d'eau. Enfin, dans la dernière étape, une quantité de

frigorigène est injectée puis une analyse est effectuée pour identifier la quantité de frigorigène dissoute dans l'huile.

Cette méthode a été adoptée par Zuliani et al. (1992) cités par Wahlström (1999). Bien que la précision annoncée soit haute, le mode opératoire de la méthode semble compliqué à mettre en œuvre avec un coût d'instrumentation relativement élevé.

1.1.2 Méthode isochore

En raison de sa simplicité, cette méthode semble être la plus répandue. En effet, le dispositif expérimental se compose essentiellement d'une cellule de mesure en verre, instrumentée en capteurs de pression et de température et maintenue à une température contrôlée. Plusieurs auteurs ont utilisé cette méthode pour mesurer la solubilité de couples de frigorigène/huile (Henderson, 1994 ; Takaiishi et Oguchi, 1993 ; Fakuta et al., 1995 ; ...). L'avantage d'un tel dispositif expérimental est la possibilité d'une visualisation du mélange étudié, facilitant ainsi :

1. Le tracé des limites de miscibilité du lubrifiant avec le frigorigène ;
2. Le calcul de la solubilité à partir d'une évaluation du volume occupé par la phase vapeur dans la cellule de mesure.

Cependant, ces cellules (en verre) présentent l'inconvénient d'être fragiles avec une pression de fonctionnement limitée et un coût élevé.

1.1.3 Choix de la méthode de mesure

Dans notre étude, nous avons choisi une méthode de mesure de solubilité du frigorigène/huile de type « isochore » en remplaçant la cellule en verre par une simple cellule en inox où la pression peut atteindre 120 bar. Cette méthode impose, en revanche, un calcul du niveau de liquide dans la cellule ou, en d'autres termes, du volume occupé par la phase vapeur du mélange pour prédire la solubilité du couple étudié.

1.2 Résultats expérimentaux

1.2.1 Couple CO₂/PAG

Le dispositif expérimental, le mode opératoire et les résultats expérimentaux des mesures de solubilité du CO₂ dans l'huile PAG EA 318-120, ont fait l'objet d'une communication intitulée « *Solubility of CO₂ in a synthetic oil* » et présentée au « *Congrès International du Froid* » à Washington en Août 2003.

Dans la première partie de cette communication nous démontrons comment un calcul simple de solubilité peut être fait à partir des données disponibles et en faisant quelques hypothèses réalistes. Nous présentons ensuite le comportement dynamique en phase transitoire lorsque le mélange est porté d'un état d'équilibre stationnaire à pression et température données à un autre état en modifiant sa température. Enfin, les courbes de solubilité de ce mélange sont présentées. Le texte intégral de cette communication se trouve aux pages 62-69 de ce document.

SOLUBILITY OF CO₂ IN A SYNTHETIC OIL

**Mohammed YOUNI-IDRISSI, Jocelyn BONJOUR, Marie-France TERRIER,
Francis MEUNIER**

IFFI – Laboratoire du Froid (E.A. 21), CNAM, 292 rue St Martin
75141 PARIS cedex 03, France, (+33) 1 58 80 85 65, youbi@cnam.fr

Christophe MARVILLET

CEA / DTEN / GRETh, 17 rue des Martyrs, 38054 GRENOBLE Cedex 9, France

ABSTRACT

For environmental reasons which involve a reduction of the greenhouse effect gases emission, carbon dioxide is an attractive substitute to replace the classical refrigerants. However, because of the high pressure of CO₂ and its thermodynamic properties, the reliability and energetic performance of refrigerating units require a suitable choice of lubricant. The oil miscibility and solubility are important parameters to make this choice. In this study, the solubility of CO₂ in a synthetic oil of Polyalkylene-glycol type was measured for temperatures ranging from -20°C to 60°C at pressures up to 12 MPa. The experimental data gave an indication on the miscibility limit of the studied pair of CO₂/lubricant .

INTRODUCTION

In the air-conditioning applications and cascade cooling systems, CO₂ is a potential candidate to replace, in the medium and long term, the HCFC and HFC refrigerants, profiting by excellent environmental characteristics (ODP = 0 and GWP = 1). However, its saturation pressure is seven to eight times higher than that of R22 or R134a, the typical discharge pressure of CO₂ can be 10 MPa higher and suction pressure 3 MPa higher than those of R22. These high pressures require not only a technological adaptation of components, and particularly the compressor, but also a suitable choice of the lubrication oil. A wrong choice of lubricant may lead to a significant deterioration of the system performances and its long term reliability (Li and Rajewski, 2000).

One important criterion for the choice of the lubricant is its miscibility with the refrigerant. From this point of view, modern synthetic oils of POE or PAG type usually present acceptable qualities of lubrication and miscibility with CO₂.

We propose in this paper, an experimental study for the determination of the CO₂ solubility in a synthetic oil (EA 318-120) of Polyalkylene-glycol (PAG) type. The tests were carried out in a range of temperature of -20°C to 60°C and allowed to plot the miscibility limit of the studied CO₂/oil pair. The vapor pressure of the CO₂/oil mixture provided a measurement of solubility.

1 EXPERIMENTAL FACILITY AND PROCEDURE

Figure 1 shows the schematic of the experimental facility used in this study allowing the solubility measurement for a refrigerant/oil pair. It consists of a cylinder (height $h = 12$ cm and total internal volume $V_t = 314$ cm³). The measuring cell is equipped with two K-type thermocouples calibrated with an accuracy of $\pm 0,2$ K. One is located 2 cm away from the bottom of the cell, in order to measure the temperature in the liquid phase, and the other is 3 cm from the cell top to measure the temperature of the vapor phase. The system pressure is measured using two pressure transducers of different range. The first is used for mixtures with low mass fractions of CO₂ and ranges from 0 to 4 MPa. The second ranges from 0 to 14 MPa and is used for the mixtures with high mass fractions of CO₂. Both pressure transducers have an accuracy of 1% of the measured value. A valve is placed at the top allowing the filling and evacuation of the cell. Lastly, the unit (cell + thermocouples) is immersed in a temperature thermostat bath which can operate in the temperature range -30°C/+80°C with a good thermal stability. Both thermocouples, as well as the pressure transducer, are connected to an acquisition system where the parameters evolution is measured in real time.

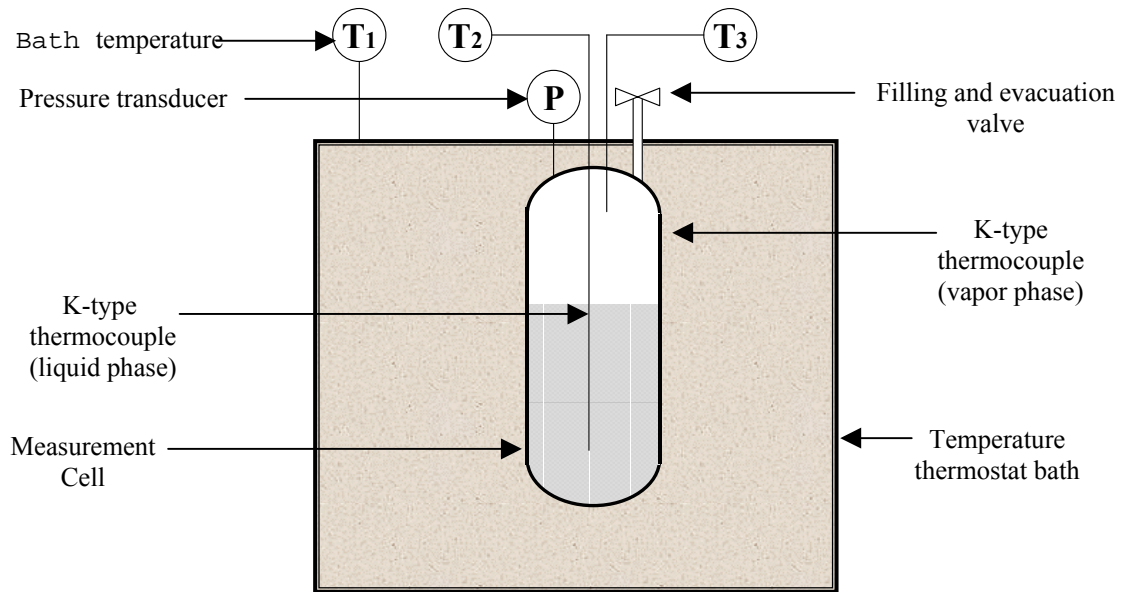


Figure 1: Schematic of the experimental facility

Initially, the cell is empty. Using a graduated syringe, a given volume of oil V_{oil} is directly aspirated from an oil tank and is introduced in the cell. The aim of this operation is to limit the contact of oil with the ambient air. The introduced oil mass M_{oil} is also measured by weighting the oil tank, before and after its filling, by means of a balance having an uncertainty of $\pm 0,1$ g. Then, the oil is degassed. For that purpose, the cell is sealed and a primary vacuum (0.1 kPa) is imposed. The unit (cell + accessories) is then weighted and a mass of refrigerant M_{ref} is introduced in the cell.

To investigate the whole range of solubility, the tests are carried out in two parts: in the first part, the volume of oil introduced is approximately 60 to 70% of the total volume of the cell. This part allows to have experimental points with a low mass fraction of CO_2 (the most meaningful region). In the second part, we initially introduce an oil volume of 20 to 30% of the total cell volume to have points in the range of high mass fractions of CO_2 . Once the CO_2 /oil mixture is constituted in the cell, the bath temperature control starts.

In the literature, the majority of experimental setups used for the solubility measurement of refrigerant in oil are constituted of a measuring cell of glass (Takaishi and Oguchi, 1993; Fukuta *et al.* 1995, ...). The advantage of such devices is the behavior visualization of the studied mixture. Thus, it facilitates:

1. the plotting of the miscibility limit of the lubricant with the refrigerant;
2. the solubility calculation, as it can be evaluated from a visual measurement of the vapor volume in cell.

However, the glass cell presents the disadvantage to being fragile, with a limited working pressure and a high cost. In the present study, the experimental facility consists of a simple cell made of stainless steel in which the working pressure can exceed 10 MPa. Its main drawback lies in its opaqueness, which requires a theoretical solubility calculation.

2 SOLUBILITY CALCULATION

When a mass of refrigerant M_{ref} is introduced in the cell, initially filled with oil, the refrigerant splits into two portions:

- A vapor portion whose mass is M_v ;
- A liquid portion M_L , for which two cases may arise:
 - 1- If the oil is miscible with the refrigerant, the oil absorbs the quantity M_L of refrigerant so as to form a single homogeneous liquid phase. The equilibrium pressure of the refrigerant/oil mixture is lower than that of the pure refrigerant.

- 2- If the oil is immiscible with the refrigerant, the liquid phase is constituted by two separate layers; the oil on a side and the refrigerant on another. The equilibrium pressure of the refrigerant/oil mixture is equal to that of the pure refrigerant.

For the present solubility calculation, we consider the case of a lubricant totally miscible with the refrigerant.

When the temperature of the cell is homogeneous ($T_1 = T_2 = T_3$), the pressure measurement allows to calculate the refrigerant mass fraction in the mixture liquid phase, defined as:

$$x = \frac{M_L}{M_{oil} + M_L} = \frac{M_{ref} - M_v}{M_{oil} + M_{ref} - M_v} \quad (1)$$

As the calculation of x requires the determination of the vapor refrigerant mass, we consider that the vapor phase of the mixture is exclusively constituted by the refrigerant. This assumption is realistic because the partial pressure of oil is much lower (by approximately 1/100 000) than that of the partial pressure of refrigerant.

Once the temperature and the pressure reigning in the cell are measured, the vapor density of the refrigerant ρ_v can be given by REFPROP.6. Then:

$$M_v = V_v \rho_v(P, T) \quad (2)$$

$$M_v = (V_t - V_{oil} - V_L) \rho_v(P, T) \quad (3)$$

where V_t is the total internal volume of the cell, V_{oil} is the introduced oil volume, and:

$$V_L = \frac{M_L}{\rho_L} = \frac{M_{ref} - M_v}{\rho_L} \quad (4)$$

The liquid density of refrigerant (ρ_L) can be considered, at a first approximation, as equal to that of the liquid refrigerant at the saturation pressure.

By combining the eq. (2), (3) and (4), the vapor mass of refrigerant in eq. (1) can be expressed by the following relation:

$$M_v = \frac{\left(V_t - V_{oil} - \frac{M_{ref}}{\rho_L(P)} \right) \rho_v(P, T) \rho_L(P)}{\rho_L(P) - \rho_v(P, T)} \quad (5)$$

As an increase in the temperature of the refrigerant/oil mixture from -20°C to 60°C leads to an approximate variation of 5% of the oil volume, eq. (5) must be rewritten to take into account such a variation:

$$M_v = \frac{\left(V_t - \frac{M_{oil}}{\rho_{oil}(T)} - \frac{M_{ref}}{\rho_L(P)} \right) \rho_v(P, T) \rho_L(P)}{\rho_L(P) - \rho_v(P, T)} \quad (6)$$

Most manufacturers of lubricating oils provide density data at more than one temperature. In such cases, Conde (1996) proposes the following equation:

$$\rho_{oil}(T) = \rho_{oil}(T_0) - A(T - T_0) \quad (7)$$

He indicates that the eq. (7) with $A = 0.6$ usually provides a reasonable approximation.

In the present study, the oil density at ambient temperature ($T_0 \approx 20^\circ\text{C}$) is $987 \text{ kg/m}^3 (\pm 2\%)$.

3 SYSTEM DYNAMIC BEHAVIOR DURING EXPERIMENTATION

Figures 2 and 3 show two examples of system dynamic behavior during experimentation for a mixture composed of 48 g of CO₂ and 98.3 g of oil. For both figures, time $t = 0$ corresponds to an equilibrium steady-state. Then, the cell is heated from -9.6°C to 0.4°C in first case (figure 2) and from 10°C to 20°C in the second (figure 3).

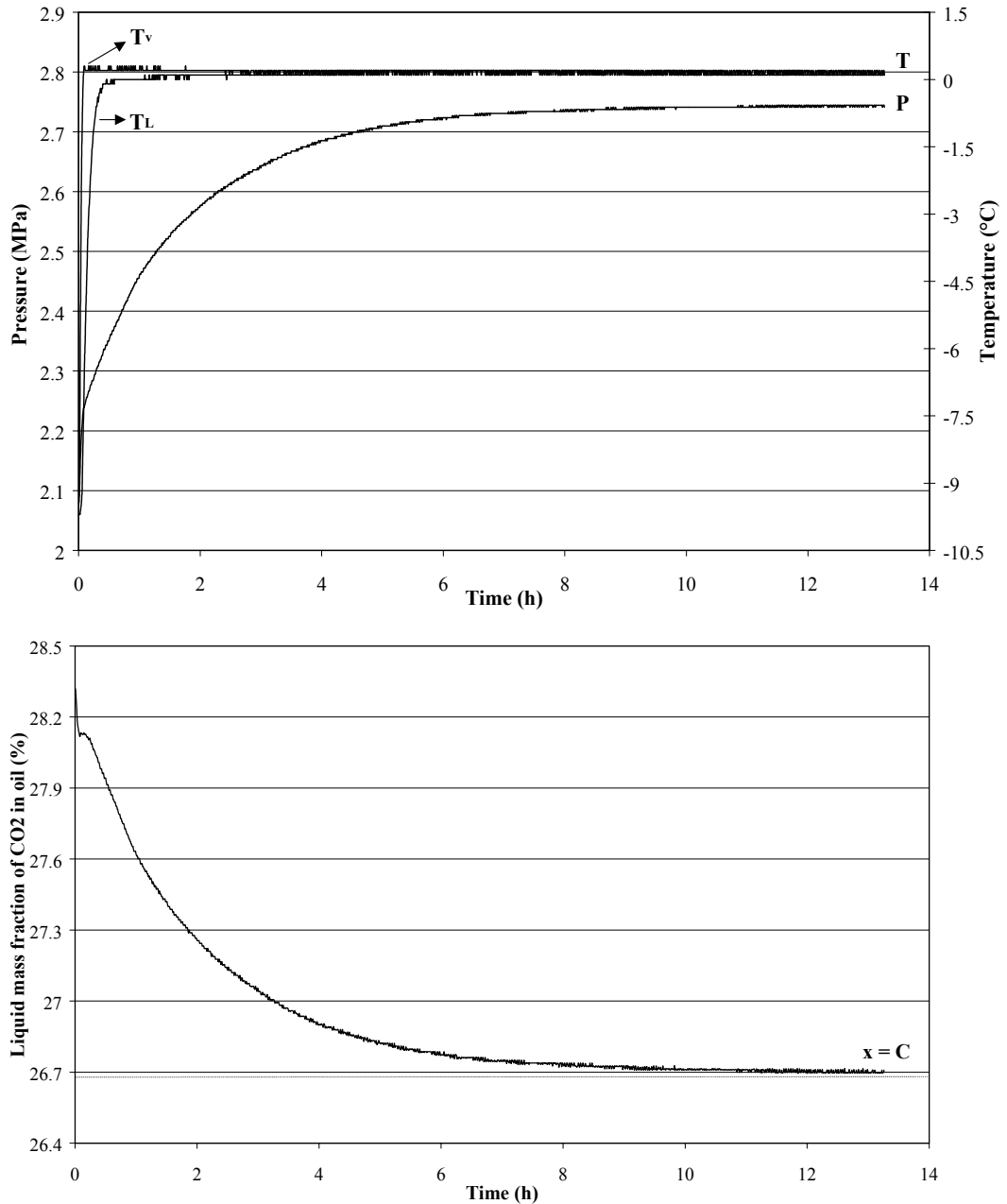


Figure 2: Time evolutions of P and x when the mixture CO₂/oil (48 g/98.3 g) is heated from -9.6°C to 0.4°C

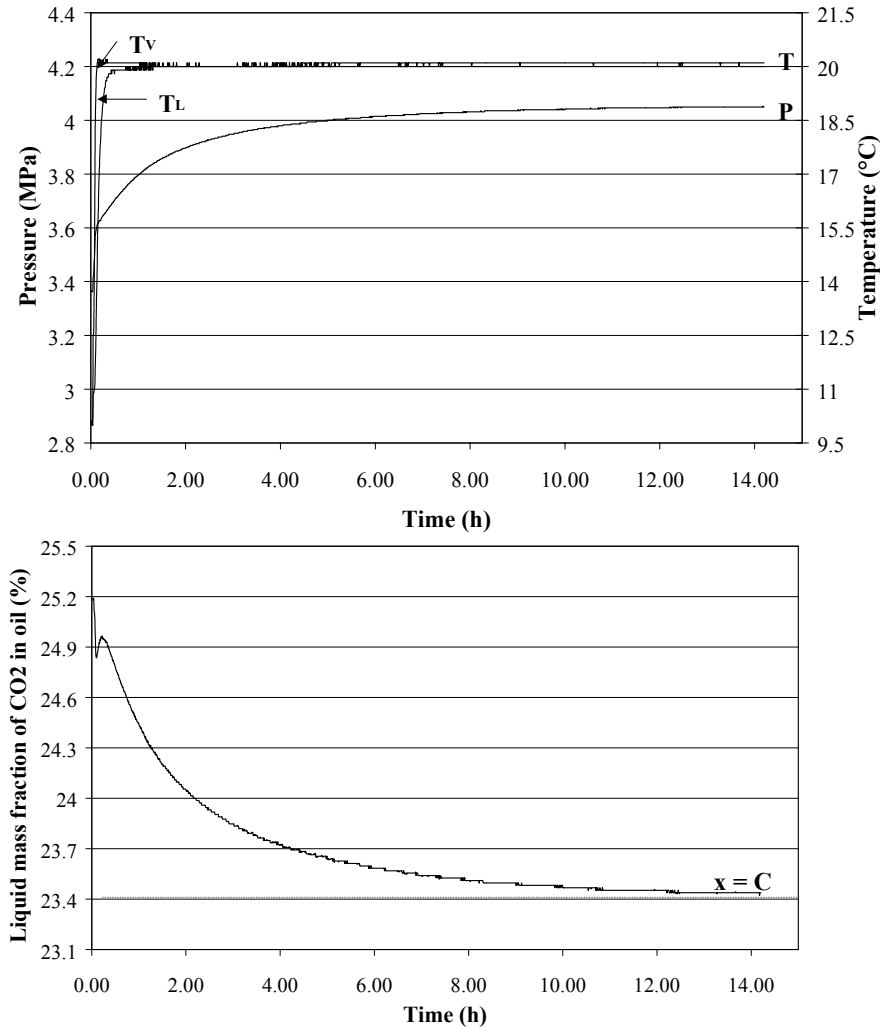


Figure 3: Time evolutions of P and x when the mixture CO₂/oil (48 g/98.3 g) is heated from 10°C to 20°C

For these two examples, the mixture temperature exhibits a transient behavior which lasts less than half an hour before it reaches its steady-state value. In spite of the temperature homogeneity of liquid and vapor phases, the pressure continues to increase and CO₂ continuously desorbes from the liquid phase. When the desorption is complete, the CO₂/oil mixture tends towards a steady-state equilibrium. The liquid mass fraction of CO₂ in oil arrives to its limit value which is the solubility C of CO₂ in oil at the measured temperature and pressure. A time-constant (τ) for the evolution of x is defined as the time at which the variation of the liquid mass fraction of CO₂ in oil is 99% of its total variation. It is important to note that τ is almost identical in both cases which means that τ is relatively independent of the mixture temperature. The solubility for the given mixture composition decreases from 26.7% for T=0.4°C to 23.4% for T=20°C: indeed, the lubricant is more miscible with refrigerant when the temperature is higher.

During experiments carried out on various compositions of CO₂/oil mixture, we noticed that τ increases with decreasing the CO₂ mass fraction in oil (figure 4). Fahuta *et al.* (1995) studied the transient mixing characteristics of R22 with different lubricants of mineral type (Suniso 3GS, 4GS and 5GS) and obtained approximately the same orders of magnitude for τ . It should be emphasized that for a given refrigerant/oil mixture composition, the volume of the measuring cell also has an impact on τ , which decreases with decreasing the cell volume.

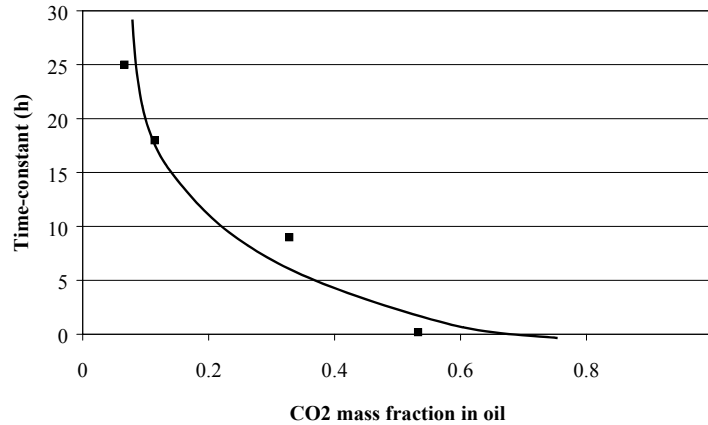


Figure 4 : Time-constant as function of CO₂ mass fraction in oil

4 SOLUBILITY OF CO₂/OIL, EXPERIMENTAL RESULTS AND DISCUSSION

Figure 5 represents the equilibrium pressure of CO₂ with oil EA 318-120 and the corresponding solubility for a range of temperature of -20°C to 60°C.

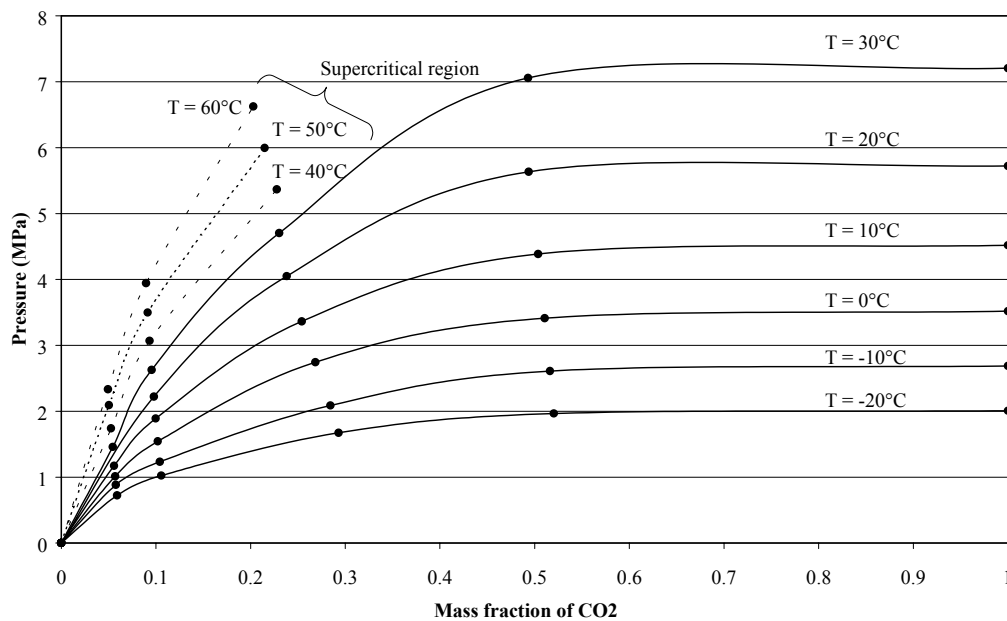


Figure 5. Solubility curves of CO₂/oil

For the temperatures lower than the critical temperature of pure CO₂ (31,06°C), we note the presence of two distinct regions:

- For $C < 0.5$, the pressure increases with the increase in the temperature and the liquid mass fraction of CO₂. The CO₂ is thus soluble in oil.
- For $C > 0.5$, at a given temperature, the pressure is independent of CO₂ mass fraction, and is equal to that of pure CO₂. This behavior is probably due to a miscibility defect with CO₂. Among the few studies carried out on the miscibility of synthetic oils with carbon dioxide, an analogous observation was performed by Seeton *et al.* (2000): the authors showed that several oils of PAG type are miscible with CO₂ only in an interval from 0 to about 45% of CO₂ mass fraction in oil. The present studied oil (EA 318-120) is immiscible with CO₂ for $C > 0.5$. Figure 6 shows the miscibility limit of the oil studied with CO₂.

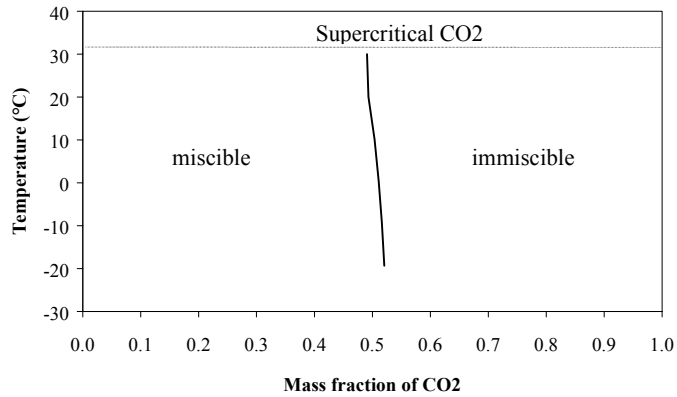


Figure 6: Miscibility limit of oil with CO₂

For temperatures higher than 31.06°C, CO₂ is in a supercritical state, for which the thermodynamic properties change abruptly. So the notion of oil miscibility with CO₂ in this range of temperature loses its meaning and no limit can be plotted.

5 SOLUBILITY PREDICTION OF CO₂/OIL PAG

For the prediction of the solubility data, we propose an empirical approach. This type of method has the advantage to be easily exploitable in computer codes, but its extension to other pairs of refrigerant and oil remains limited. The literature provides several forms of equation, among which that suggested by Jeng *et al.* (2001) was chosen:

$$P = a_1C + a_2CT + a_3C^2 + a_4C^2T + a_5C^2T^2 \quad (8)$$

where C is the solubility (liquid mass fraction of CO₂ in oil), T is the temperature in K and P is obtained in MPa. a₁ to a₅ are empirical coefficients calculated by regressions and given in table 1.

Table 1: Empirical coefficients of equation (8)

a ₁	a ₂	a ₃	a ₄	a ₅
-83.27	0.34105	64.03	-0.25951	8.02 × 10 ⁻⁶

We compare in figure 7 the experimental values of equilibrium pressure for CO₂/oil mixture with those predicted by eq. (8). The average deviation between the experimental data and their fit is 6.5%.

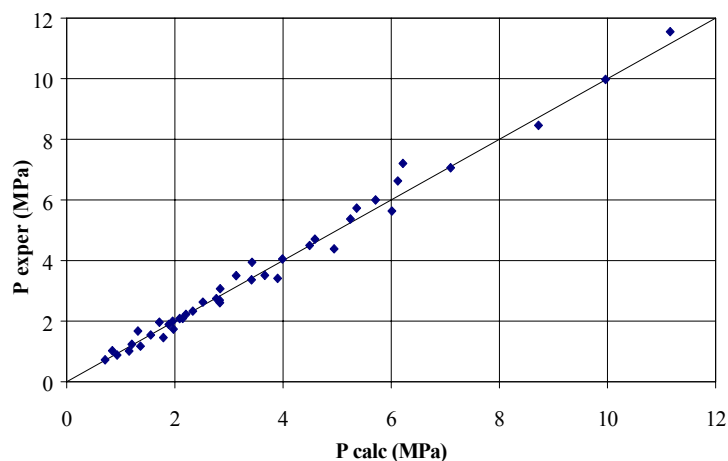


Figure 7: Equilibrium pressure: experimental and predicted data

International Congress of Refrigeration 2003, Washington, D.C.

CONCLUSION

From vapor pressure measurements, solubility data for carbon dioxide and a polyalkylene-glycol oil have been obtained. The temperature could vary from -20°C to 60°C at pressures up to 12 MPa. The study allowed to plot the miscibility limit of CO_2 /oil mixture; the oil is miscible with CO_2 for CO_2 mass fractions lower than 50%. Beyond that value, the equilibrium pressure is quasi-equal to that of pure CO_2 . The experimental measurements were correlated with a simple function. The average deviation of the prediction with respect to the experimental data is 6.5%.

NOMENCLATURE

Latin

a_1 - a_5	empirical constants
C	solubility, kg/kg
h	height, m
M	mass, kg
P	pressure, Pa
T	temperature, K
t	time, s
x	liquid mass fraction
V	volume, m^3

Greek

ρ	density, kg/m^3
τ	time-constant, s

Subscripts

L	liquid
oil	oil
ref	refrigerant (liquid+vapor)
t	total
v	vapour

REFERENCES

- Conde, M. R., 1996, Estimation of thermophysical properties of lubricating oil and their solutions with refrigerants: an appraisal of existing methods, *Appl. Therm. Eng.*, no 66: p. 51-61.
- Fakuta, M., Yanagizawa, T., Shimizu, T., Nishijima, H., 1995, Transit mixing characteristics of refrigerant with refrigeration oil, *Proc. Int. Congr. Refrig.*, vol. Iva: p. 215-222.
- Jeng, Y. -R., Chang, C. -S., Wang, C. -C., 2001, Vapor pressure of R-410A/oil and R-407C/oil mixtures, , *Appl. Therm. Eng.*, no 21, p. 863-870.
- Li, H., Rajewski, T.-E., 2000, Experimental study of lubricant candidates for the CO_2 refrigeration system, *Proc. of commissions B1/B2 with E1/E2 of IIR/IIF, Purdue Univesity*: p. 438-445.
- Seeton, C., Fahl, J., Henderson, D., 2000, Solubility, viscosity, boundary lubrication and miscibility of CO_2 and synthetic lubricants, *Proc. of commissions B1/B2 with E1/E2 of IIR/IIF, Purdue Univesity*: p. 446-454.
- Takaishi, Y., Oguchi, K., 1993, Measurements of the solubility of the system of HFC 125 and Polyol ester lubricant, *Proc. of commissions B1/B2 of IIR/IIF, Podova*: p. 99-105.

SOLUBILITE DU CO_2 DANS UNE HUILE SYNTHETIQUE

RESUME : Pour des raisons environnementales, le dioxyde de carbone est un substitut attractif pour remplacer les fluides frigorigènes classiques. Cependant, la pression élevée du CO_2 et ses propriétés thermodynamiques nécessitent un choix approprié du lubrifiant. La miscibilité de l'huile est un paramètre important pour faire ce choix. Dans cette étude, la solubilité du CO_2 dans une huile synthétique de type Polyalkylene-glycol a été mesurée dans une gamme de température de -20°C à 60°C et à des pressions allant jusqu'à 12 MPa. Les résultats expérimentaux ont fourni une indication sur la limite de miscibilité pour le couple CO_2 /huile étudié.

Couple R134a/POE**1.2.2.1 Comportement dynamique du mélange**

La solubilité du R134a dans l'huile POE (32-3MA) a été mesurée de la même manière que celle présentée auparavant. A partir des mesures de la température (en phase liquide et vapeur) et de la pression, nous avons pu observer le comportement dynamique de ce couple durant l'expérience. La figure 2.1 représente un exemple typique de ce comportement pour un mélange constitué de 13,5 g de R134a et de 191,6 g d'huile. Dans cette figure, l'instant $t = 0$ correspond à un état d'équilibre stationnaire du mélange. La cellule a été ensuite refroidie d'une température initiale de $27,2^{\circ}\text{C}$ à $-19,3^{\circ}\text{C}$ (en agissant sur la température du bain thermostaté réglée à -20°C).

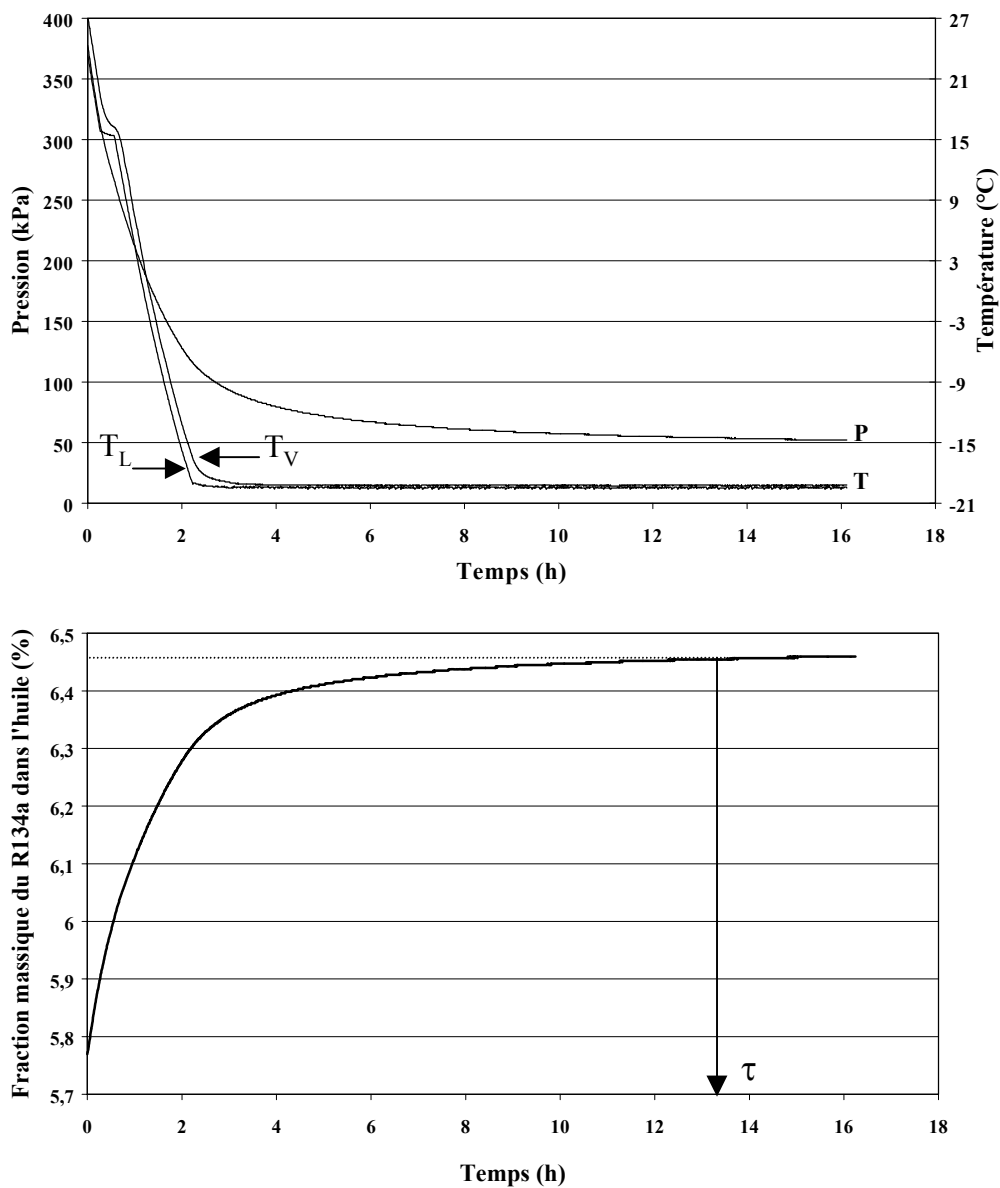


Figure 2.1 : Evolution de P et de x lorsque le mélange R134a/POE (13,5g/191,6g) est refroidi de $27,2^{\circ}\text{C}$ à $-19,3^{\circ}\text{C}$

Sur la figure 2.1, les deux températures (du liquide et de la vapeur) passent par une phase transitoire d'environ deux heures avant de se stabiliser à une température proche de celle imposée par le bain thermostaté. La pression, quant à elle, continue de baisser car la phase liquide s'enrichit et la phase vapeur s'appauvrit en frigorigène absorbé au fur et à mesure par l'huile. Lorsque l'absorption du frigorigène dans l'huile est complète, le mélange tend vers un état d'équilibre stationnaire ; la quantité absorbée par l'huile (x) atteint sa valeur limite, indiquant la solubilité C du frigorigène dans l'huile à la température et à la pression mesurées :

$$C = \lim_{t \rightarrow \infty} x(t)$$

Dans l'exemple précédent, il a fallu environ 12 h pour que le mélange arrive pratiquement à l'état de saturation ($\tau=12$ h). Rappelons que τ représente 99% de la variation totale de pression (le seuil de 99% a été choisi arbitrairement pour avoir une bonne représentation de la valeur limite de solubilité).

L'ensemble des mesures réalisées pour le R134a/POE montrent que τ diminue lorsque la fraction massique du R134a dans l'huile augmente (figure 2.2).

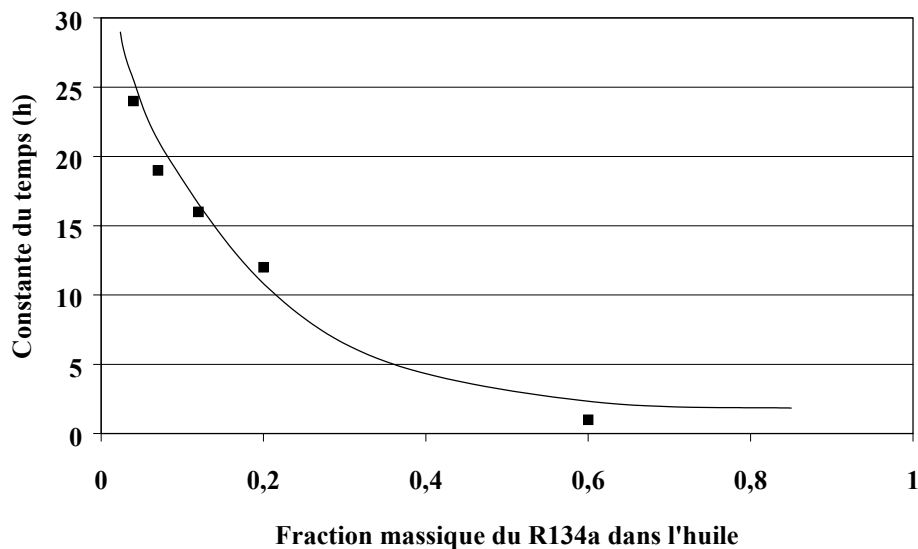


Figure 2.2 : Constante de temps en fonction de la fraction massique du R134a dans l'huile

L'évolution de la constante de temps pour le couple R134a/POE est similaire à celle du couple précédent (CO₂/PAG). Cela signifie que la constante est une caractéristique du système expérimental constitué de la cellule et du mélange frigorigène/huile.

1.2.2.2 Courbes de solubilité

Comme nous l'avons montré dans le premier chapitre, les courbes de solubilité se présentent sous différentes formes. Néanmoins, trois informations figurent quelle que soit la présentation retenue : la pression, la température et la solubilité. Les courbes relatives au mélange de R134a/POE (32-3MA) sont représentées sur la figure 2.3.

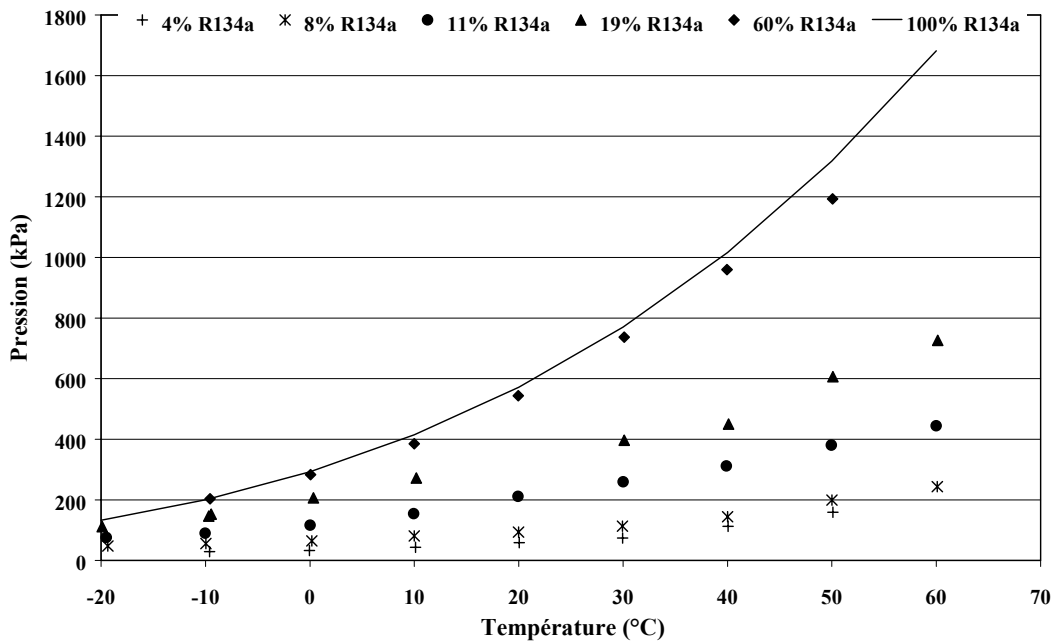


Figure 2.3 : Solubilité du R134a dans une huile synthétique POE

Les tendances observées dans la figure 2.3 sont tout à fait conformes à celles obtenues généralement dans la littérature pour des couples de R134a/POE : la pression est d'autant plus élevée que le mélange est riche en frigorigène et que sa température est élevée.

1.2.3 Couples R32/POE et R125/POE

De la même manière que pour les mélanges de CO₂/PAG et de R134a/POE, le comportement des deux couples R32/POE et R125/POE a été étudié en phase dynamique et en état d'équilibre stationnaire. Ainsi, à partir des mesures de pression et de température, la fraction massique de chacun des deux frigorigènes dans l'huile POE (32-3MA) a été calculée à chaque instant (t) durant les expériences. Les résultats obtenus suivent des allures parfaitement analogues à celles présentées sur la figure 2.1 ; la phase transitoire d'absorption (lorsque le mélange est refroidi) ou de désorption (lorsque le mélange est chauffé) est d'autant plus longue que la composition initiale du couple frigorigène/huile est riche en lubrifiant. En outre, la méthode de calcul utilisée a permis, pour chaque mélange constitué, la déduction du temps nécessaire (τ) pour que l'équilibre stationnaire et donc la solubilité (quantité maximale du frigorigène absorbée par l'huile) soient atteints.

Nous comparons dans la figure 2.4, l'évolution de la constante du temps (τ) en fonction de la fraction massique du frigorigène pour les trois couples étudiés. Cette figure montre que l'absorption complète d'une même fraction massique du frigorigène dans l'huile POE (32-3MA) nécessite une durée plus importante lorsqu'il s'agit du R134a que du R125. En d'autres termes, le R32 s'absorbe plus rapidement que le R125 et le R134a. Les tendances de la figure 2.4 confirment « qualitativement » la présence d'une solubilité préférentielle en faveur du R134a en premier, du R125 puis du R32 en dernier. Une investigation « quantitative » plus détaillée de la solubilité différentielle des fluides R134a/R125/R32 dans le lubrifiant expérimenté dans cette étude, sera détaillée dans le prochain paragraphe de ce chapitre.

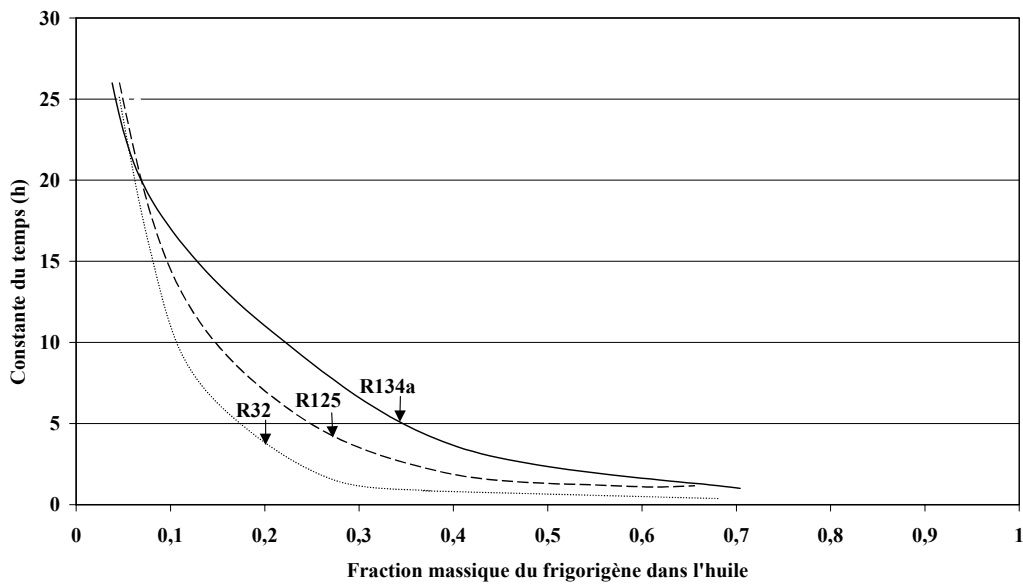


Figure 2.4 : Résultats expérimentaux de la constante du temps en fonction de la fraction massique des trois frigorigènes R134a/R125/R32

Quant aux résultats expérimentaux de solubilité des couples R125/POE et R32/POE, ils sont respectivement présentés dans les figures 2.5 et 2.6. Les courbes obtenues sont similaires aux tendances générales observées dans la littérature. Pour en témoigner, la figure 2.7 montre un exemple des courbes de solubilité fournies par Cavestri (1995) pour un couple de R32/POE (EMKARAT-RL32S). L'auteur présente également dans le même graphique les résultats de viscosité cinématique (la pression peut être lue sur l'axe droite de la figure).

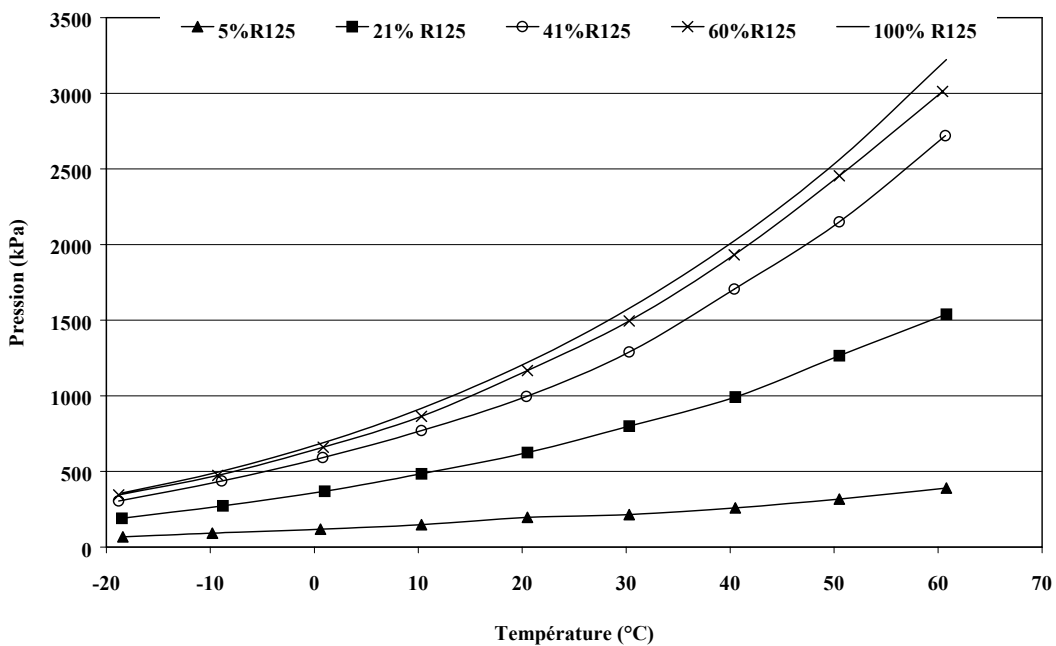


Figure 2.5 : Solubilité du R125 dans une huile synthétique POE

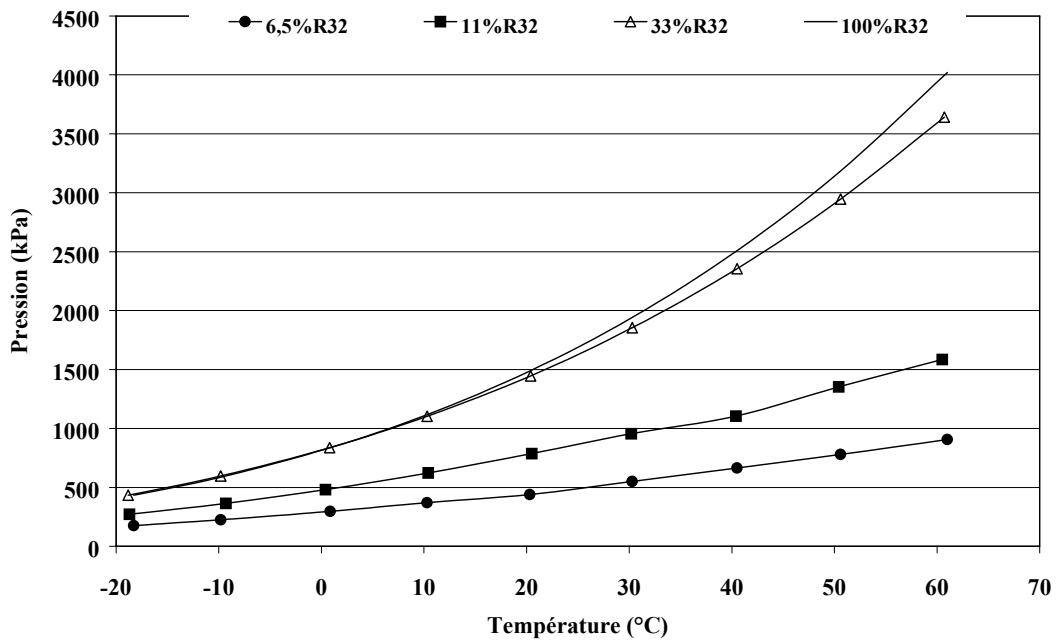


Figure 2.6 : Solubilité du R32 dans une huile synthétique POE

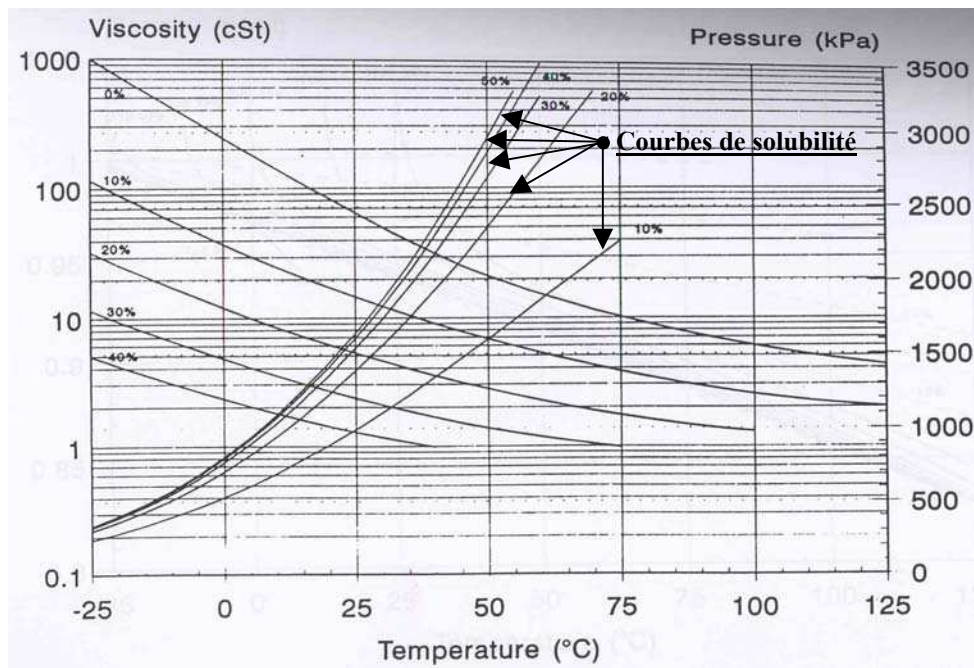


Figure 2.7 : Courbes de viscosité/solubilité du couples R32/POE (EMKARATE-RL32S) fournies par Cavestri (1995)

La comparaison des deux figures 2.6 et 2.7 montre que même si les tendances se ressemblent, la solubilité demeure une donnée propre à chaque couple frigorigène/huile.

2 Modèles thermodynamiques de calcul de solubilité

Dans ce paragraphe, nous proposons d'analyser quelques modèles de la littérature concernant le calcul de l'équilibre liquide-vapeur des mélanges de frigorigène/huile à partir des données expérimentales de la solubilité des différents couples expérimentés. Pour cet objectif, nous avons opté pour les méthodes de calcul basées sur le concept du coefficient d'activité. Cinq modèles thermodynamiques (Wilson, Heil, Katayama, Wang & Chao et NRTL -Non Random Two Liquid-) dits de « composition locale du mélange » seront testés afin d'évaluer l'utilité et la capacité de chacun quant à la prédiction de l'équilibre liquide-vapeur de tels mélanges. Une description détaillée de ces modèles est présentée dans l'Annexe A.

2.1 Paramètres des modèles

L'équilibre liquide-vapeur d'un mélange composé de (n) fluides distincts (frigorigènes et huile) induit une égalité de la fugacité des deux phases liquide et vapeur pour chaque composant (i) du mélange :

$$\gamma_i x_i \varphi_i^{\text{sat}} P_i^{\text{sat}} P e_i = y_i \varphi_i^V P \quad (2.1)$$

Il intervient de cette expression trois paramètres essentiels :

- γ_i : le coefficient d'activité ;
- φ_i^{sat} et φ_i^V : respectivement, le coefficient de fugacité de la vapeur saturante et le coefficient de fugacité de la vapeur ;
- $P e_i$: effet Poynting.

Rappelons que dans l'équation (2.1), x_i et y_i sont respectivement la fraction molaire liquide et vapeur du composant (i).

Il est couramment considéré que la phase vapeur de ces mélange ne contient pas de traces d'huile. Ainsi :

$$x_{\text{oil}} + \sum_i^{n-1} x_i = 1 \quad \text{et} \quad \sum_i^{n-1} y_i = 1 \quad (2.2)$$

Nous proposons dans un premier temps d'observer, à partir de nos données expérimentales, la tendance d'évolution de chacun de ces paramètres en fonction de la température et de la composition du mélange.

2.1.1 Coefficient d'activité

Nous présentons dans la figure 2.8 un exemple d'évolution du coefficient d'activité (calculé à partir de l'équation 2.1) en fonction de la température et de la fraction massique du frigorigène dans l'huile.

Les résultats expérimentaux suivent globalement les tendances observées dans la littérature ; le coefficient d'activité augmente lorsque la température diminue. Il est d'autant plus élevé que la fraction massique du frigorigène est élevée.

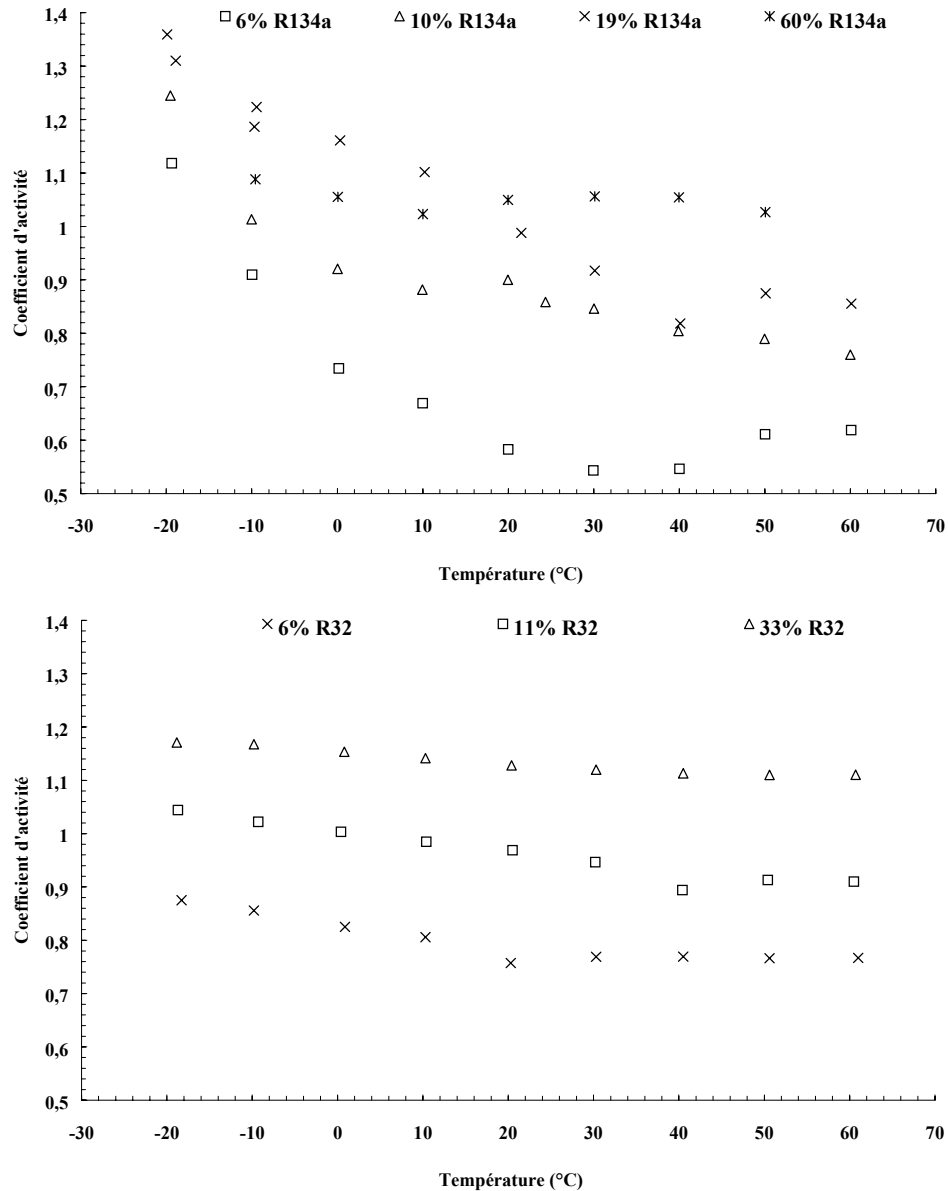


Figure 2.8 : Données expérimentales du coefficient d'activité de deux couples R134a/POE grade 32 et R32/POE grade 32

2.1.2 Coefficient de fugacité

Le coefficient de fugacité pour un composant (i) est généralement évalué à partir des données expérimentales en utilisant une équation d'état. Burton et al. (1999) montrent que pour

l'équation d'état de Peng-Robinson, le coefficient de fugacité du composant (i) : $\left[\phi_i = \frac{f_i}{y_i P} \right]$

peut être exprimé par la relation suivante :

$$\ln \phi_i = \frac{b_i}{b} (Z-1) - \ln(Z-B) - \frac{A}{2\sqrt{2}B} \left(\frac{2 \sum_j x_j a_{ji}}{a} - \frac{b_i}{b} \right) \ln \left(\frac{Z+2,414 B}{Z-0,414 B} \right) \quad (2.3)$$

Les paramètres intervenant dans le calcul de cette expression sont détaillés dans l'annexe A.

La figure 2.9 montre que le coefficient de fugacité de la vapeur saturante des deux frigorigènes purs (R134a et R32) varie entre 0,95 et 0,7 lorsque la température augmente de -20°C à 60°C.

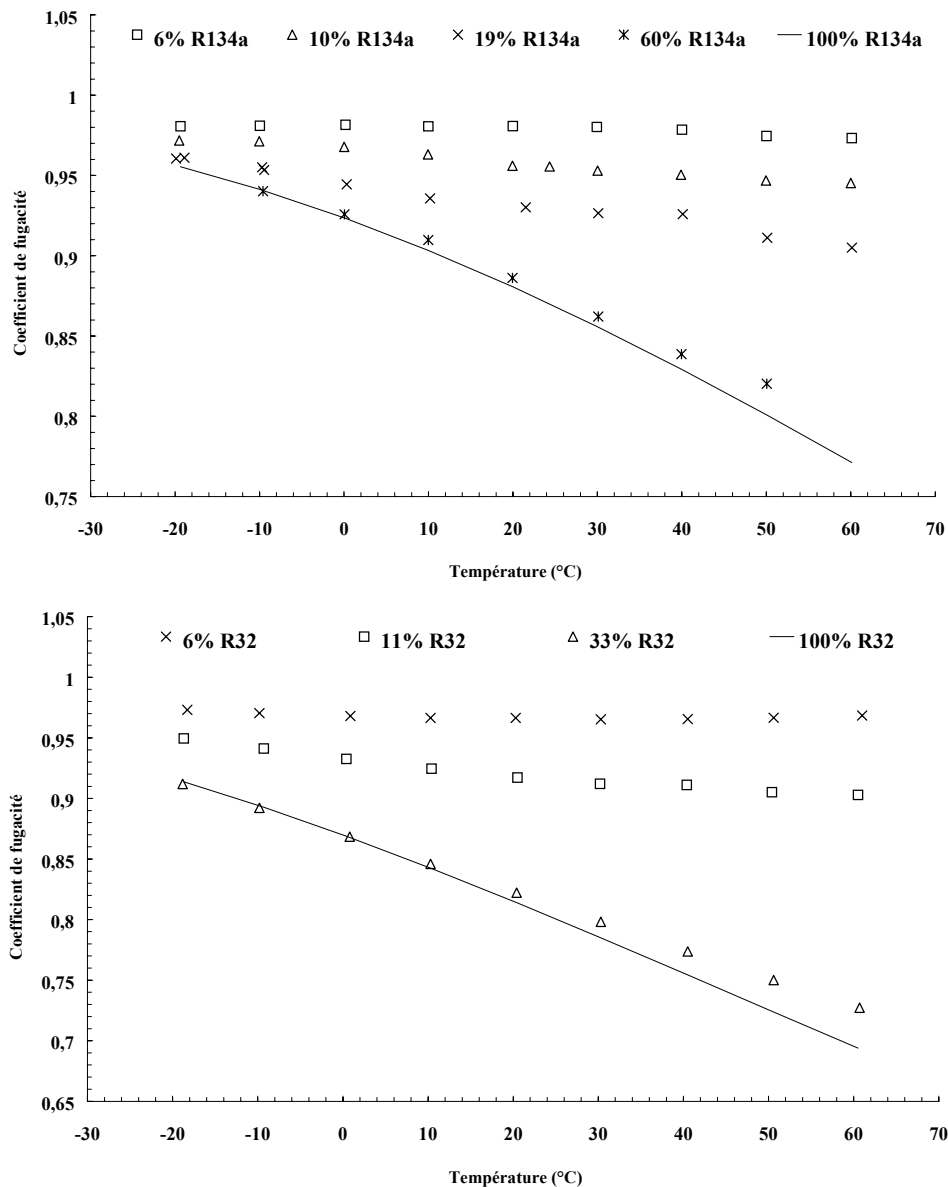


Figure 2.9 : Coefficient de fugacité en fonction de la température pour les deux couples R134a/POE grade 32 et R32/POE grade 32

Avec la présence d'huile dans le mélange, la pression d'équilibre diminue, induisant ainsi une augmentation de la fugacité de la phase vapeur et de son coefficient qui s'approche de un, au fur et à mesure que le mélange devient plus riche en huile.

2.1.3 Effet Poynting

L'effet Poynting tient compte de la déviation de la pression P du mélange frigorigène/huile par rapport à la pression de saturation P^{sat} du frigorigène pur et s'exprime par l'approximation suivante :

$$Pe_i \approx \exp\left(\frac{v_{i,l}(P - P_i^{\text{sat}})}{RT}\right) \quad (2.4)$$

La figure 2.10 montre un exemple de l'évolution de ce paramètre pour le couple R134a/POE (32-3MA), en fonction de la température et pour différentes fractions massiques en frigorigène.

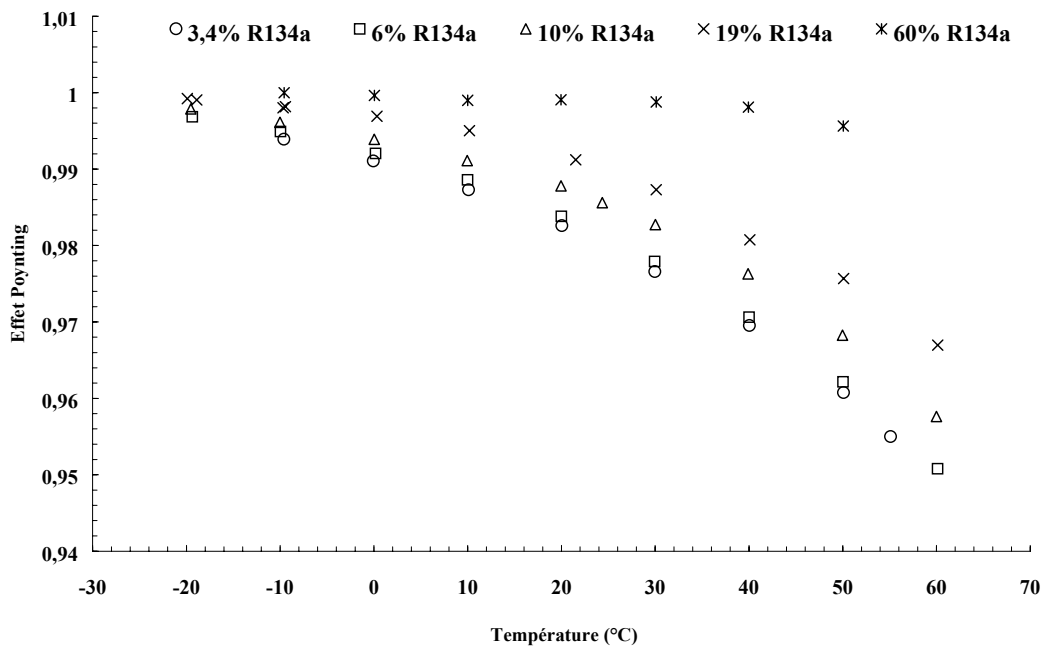


Figure 2.10 : Effet Poynting en fonction de la température pour le couple R134a/POE grade 32

L'effet Poynting diminue avec l'augmentation de la température et de la fraction massique du frigorigène dans le mélange. Autrement dit, la déviation de la pression du système par rapport à la pression de saturation du frigorigène pur est d'autant plus élevée que le mélange est concentré en huile et que sa température est élevée.

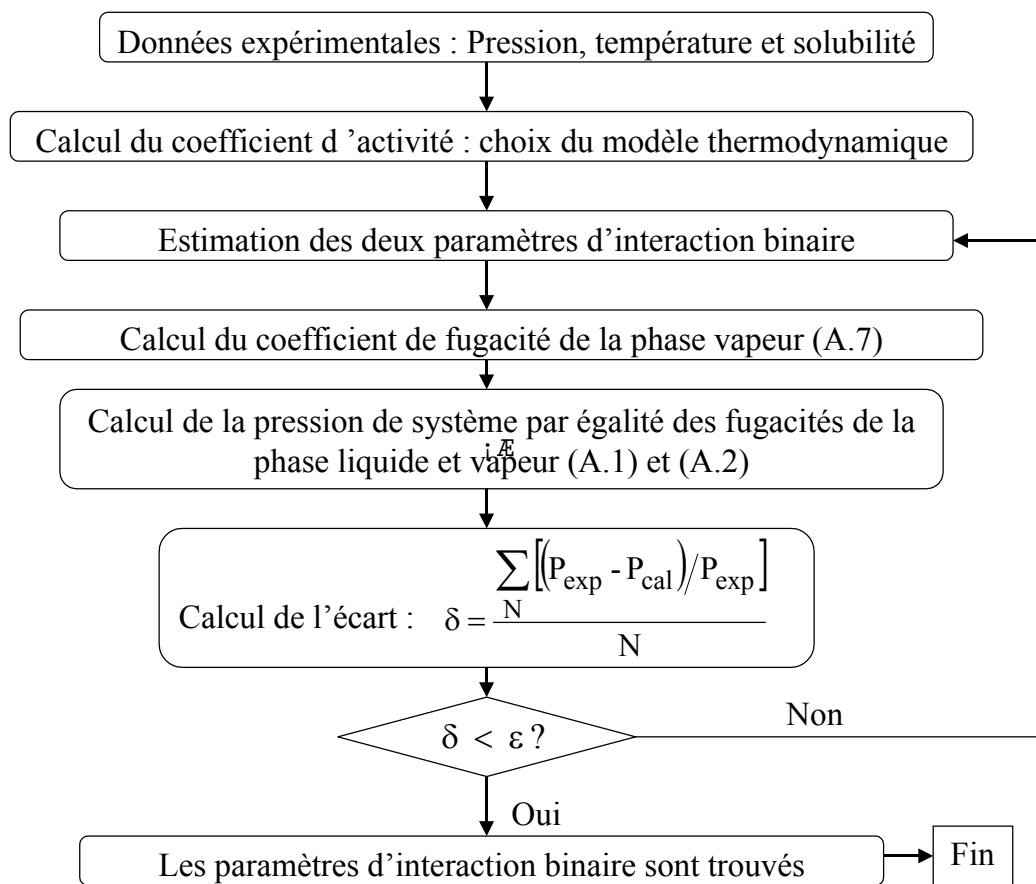
Des tendances analogues ont été observées pour les autres couples étudiés, elles sont cohérentes avec les résultats de la littérature, notamment avec ceux de Martz et al. (1996) et Burton et al. (1999).

2.2 Procédures de calcul

Dans la méthode que nous avons retenue pour la modélisation des équilibres liquide-vapeur des mélanges frigorigène/huile, le premier paramètre à identifier est le coefficient d'activité.

Dans les cinq modèles décrits dans l'Annexe A, le coefficient d'activité d'un mélange binaire peut être prédit pour une température et une composition du mélange données si et seulement si nous disposons de deux paramètres d'interaction binaire ($\Delta\lambda_1$ et $\Delta\lambda_2$). Pour un mélange de n composants, une extension de ces modèles reste possible, elle requiert $n(n-1)$ paramètres d'interactions binaires.

Nous présentons dans la figure 2.11 la procédure de calcul utilisée pour le calcul des deux paramètres d'interaction binaire d'un couple à partir de N points de mesure.



(ϵ est un critère arbitraire de l'ordre de 10^{-6})

Figure 2.11 : Algorithme de calcul des deux paramètres d'interaction binaires pour un couple défini

Une fois que les paramètres d'interaction binaire sont déterminés pour un couple donné de frigorigène et d'huile, les courbes de solubilité (pression, température, fraction massique en frigorigène) peuvent être prédites selon l'algorithme détaillé dans la figure 2.12 :

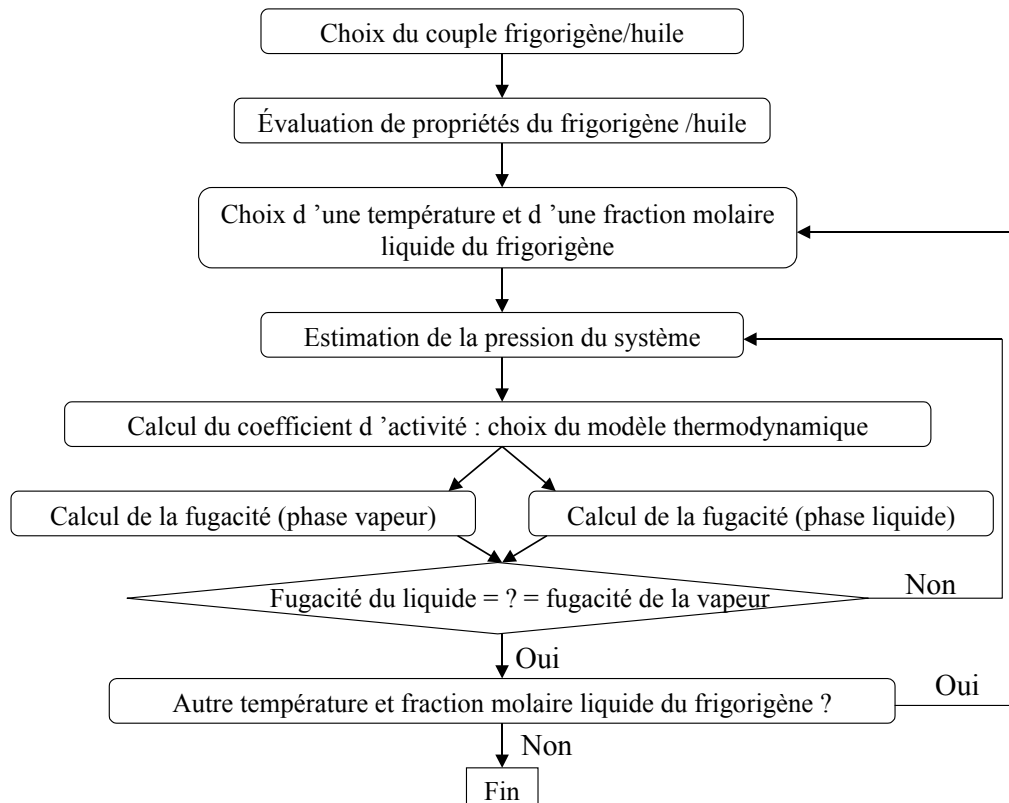


Figure 2.12 : Algorithme de calcul des courbes de solubilité d'un couple de frigorigène/huile

2.3 Résultats de la modélisation numérique

2.3.1 Paramètres d'interaction binaires

Le tableau 2.1 présente pour chaque couple étudié, les deux paramètres d'interaction binaire obtenus pour les cinq modèles thermodynamiques de calcul du coefficient d'activité.

Couples	Modèles	Wilson	Heil	Tsuboka & Katayama	Wang & Chao	NRTL
		$\Delta\lambda_1$	$\Delta\lambda_2$			
R134a/POE grade 32	$\Delta\lambda_1$	1595,8	776,9	1281,2	5625,3	25024,5
	$\Delta\lambda_2$	18500	2875,7	-6291,8	-3683	-1644,3
R32/POE grade 32	$\Delta\lambda_1$	2734	1713,3	732,6	2592,3	1953,4
	$\Delta\lambda_2$	20000	-1998	-6584,8	13696,2	-3934,4
R125/POE grade 32	$\Delta\lambda_1$	1684,2	817,5	1258,8	-505	1082,4
	$\Delta\lambda_2$	20000,7	2726,8	-4783,5	4929,8	-1434,2

Tableau 2.1 : Paramètres d'interaction binaire des modèles thermodynamiques

Les ordres de grandeurs de ces paramètres sont comparables à ceux obtenus par Burton et al. (1999) et Martz et al. (1996). L'écart est dû essentiellement à la nature de l'huile employée dans nos essais, différente de celle utilisée par ces autres auteurs, ce qui conduit naturellement à des courbes de solubilité différentes.

2.3.2 Déviation moyenne

La figure 2.13 montre, pour chaque couple frigorigène/huile étudié, la déviation moyenne entre les résultats expérimentaux et ceux obtenus par les cinq modèles thermodynamiques.

Le pourcentage de la déviation moyenne est calculée par l'expression suivante :

$$\delta = 100 \times \frac{\sum_i^N \left| \frac{P_{\text{cal}} - P_{\text{exp}}}{P_{\text{exp}}} \right|}{N} \quad (2.5)$$

N étant le nombre de points de mesures

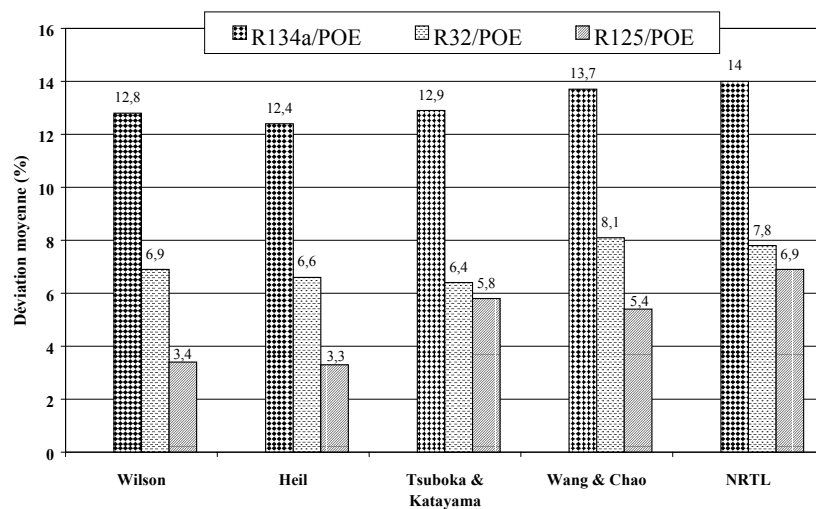


Figure 2.13 : Déviation moyenne entre la pression mesurée et celle prédite par les différents modèles

Les résultats de l'historgramme (2.13) mettent en tête les deux modèles thermodynamiques de Heil et de Wilson offrant la meilleure prédiction de l'équilibre liquide-vapeur des couples testés. Nos résultats de modélisation sont en parfaite adéquation avec les conclusions de Burton et al. (1999) qui recommandent également l'utilisation de ces deux modèles pour une autre huile de type POE.

2.3.3 Courbes de solubilité

Nous présentons dans ce paragraphe, les résultats de modélisation comparés aux points expérimentaux pour les trois couples étudiés. En raison de sa bonne performance, le modèle thermodynamique de Heil a été choisi pour cette comparaison (figure 2.14). Notons que la déviation moyenne -relativement élevée- du couple R134a/POE est peu visible sur la figure 2.14 pour deux raisons : d'une part car la déviation la plus élevée est enregistrée dans la zone des faibles fractions massiques en frigorigène (<0,1), et d'autre part à cause d'un niveau de pression relativement bas du couple R134a/POE en comparaison du R125/POE ou du R32/POE.

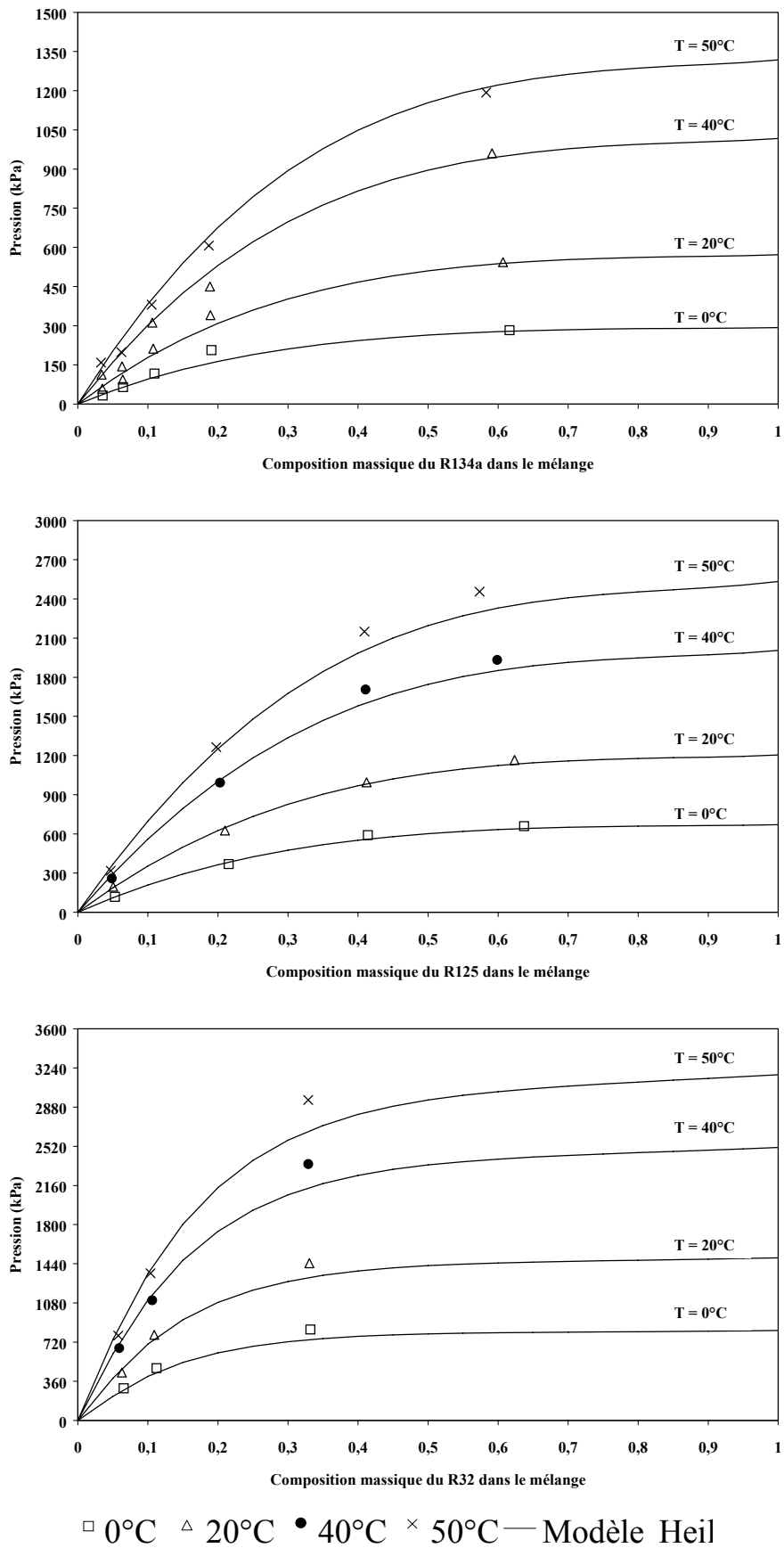


Figure 2.14 : Résultats expérimentaux et de modélisation des courbes de solubilité

3 Solubilité différentielle

Comme nous l'avons montré précédemment, la solubilité d'un frigorigène dans une huile donnée peut être plus ou moins élevée selon le frigorigène employé. Inversement, le même frigorigène s'absorbe en quantité différente selon le type de lubrifiant. L'objectif de ce paragraphe est d'identifier l'écart de solubilité, appelé « solubilité différentielle » ou « solubilité préférentielle » pour les trois couples frigorigène/huile expérimentés, lorsqu'ils sont soumis à des conditions équivalentes de pression et de température.

Rappelons qu'à une température donnée, le niveau de pression dépend du type de frigorigène, désigné comme d'autant plus volatil que sa pression est élevée. A titre d'exemple, la pression de saturation des frigorigènes R134a, R125, R32 à une température de 20°C est respectivement : 5,7 bar, 12 bar et 14,7 bar. Le R32 et le R125 sont alors plus volatils que le R134a. Pour cette raison, nous comparerons la solubilité des trois couples R134/POE, R125/POE, R32/POE, en considérant non seulement la même température (T) mais également le même rapport de pression (R_p), défini comme étant la pression d'équilibre liquide-vapeur du mélange (frigorigène/huile) rapportée à la pression de saturation du frigorigène pur à la température (T) :

$$R_p = \frac{P}{P_{\text{sat}}(T)} \quad (2.6)$$

La figure 2.15 montre l'évolution du R_p pour les trois couples, en fonction de la fraction massique du frigorigène dans l'huile à deux températures différentes.

Soumis au même rapport de pression, nous constatons que la quantité du R134a dissoute dans l'huile est quasi-équivalente à celle du R125, quelle que soit la température du mélange. Autrement dit, les deux frigorigènes R134a et R125 n'ont pratiquement pas de solubilité différentielle dans l'huile POE (32-3MA). En revanche, le R32 se dissout -dans la même huile et dans les conditions équivalentes de température et de pression- en quantité moins importante que le R134a ou le R125. Il existe donc une solubilité différentielle entre le R134a et le R32 et entre le R125 et le R32 dans l'huile POE (32-3MA). La figure 2.15 montre aussi que la température du mélange n'a qu'un faible effet sur ces tendances.

Dans la figure 2.16, nous avons présenté l'écart absolu de solubilité entre les deux frigorigènes R134a et R32 en fonction du rapport de pression à une température de 0°C. Cette figure montre que l'écart augmente -approximativement- linéairement avec l'augmentation du R_p . Il atteint un seuil maximum de 0,12 pour un rapport de pression d'environ 0,85. Après cette valeur de R_p , l'écart de solubilité chute rapidement pour s'annuler lorsque le mélange frigorigène/huile contient peu d'huile induisant un rapport de pression R_p d'environ un.

L'impact de la solubilité différentielle des couple frigorigène/huile sur le calcul de quelques propriétés thermodynamiques clés telle que l'enthalpie, ainsi que sur le fonctionnement des circuits frigorifiques sera abordé dans les chapitres suivants de ce mémoire. Nous élaborerons par la suite quelques recommandations quant aux choix des huiles de lubrification.

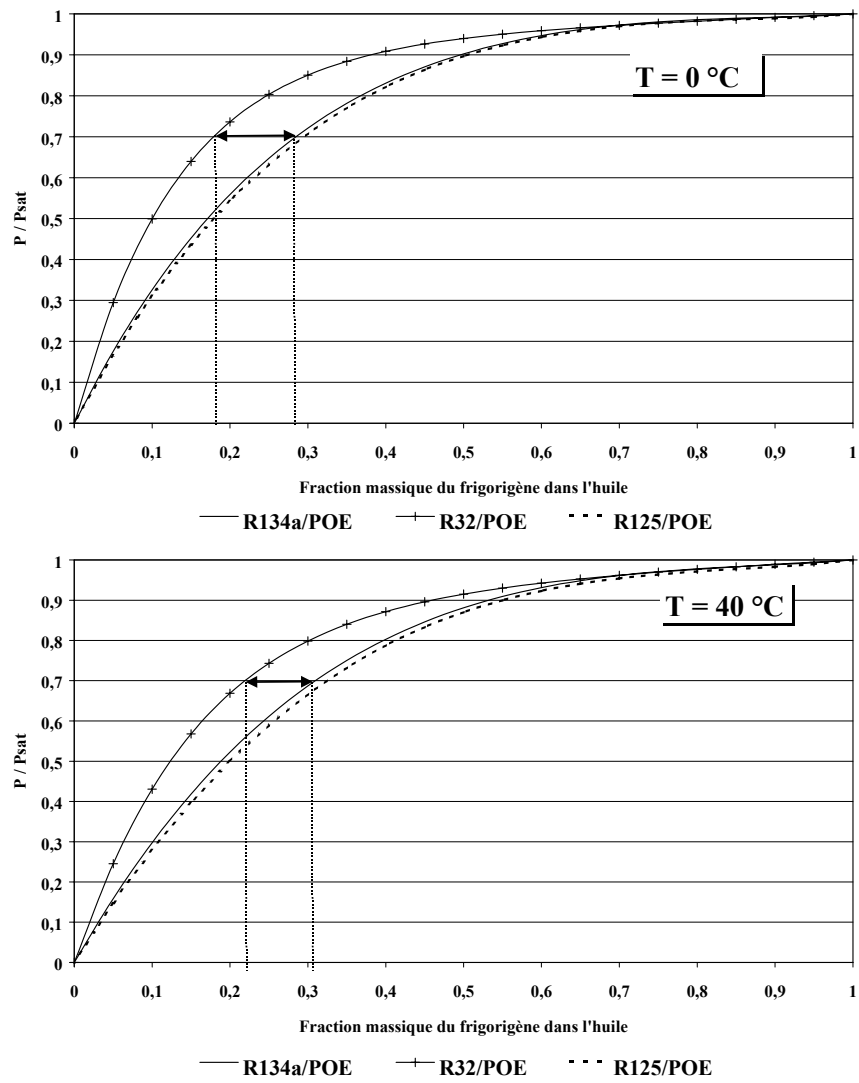


Figure 2.15 : Evolution du rapport de pression en fonction de la fraction massique de trois frigorigènes (R134a, R125, R32) dans l'huile POE (32-3MA)

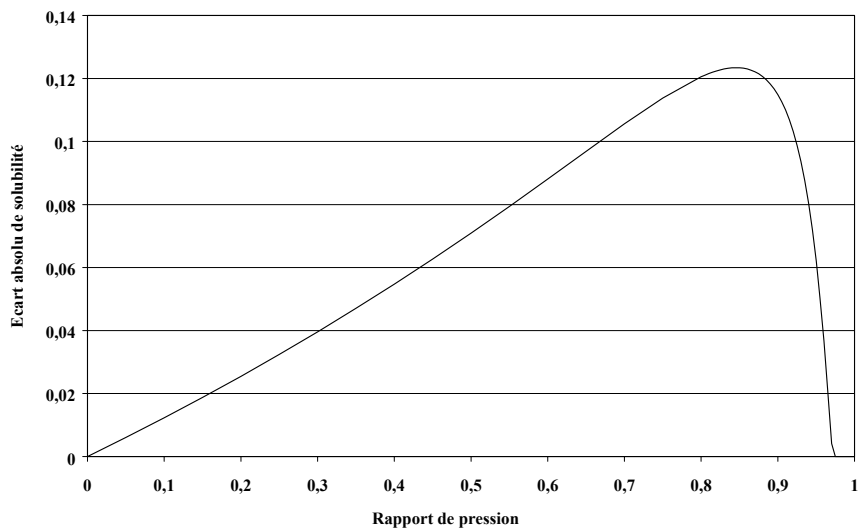


Figure 2.16 : Ecart absolu de solubilité du R134a et R32 dans l'huile POE (32-3MA) à une température de 0°C

4 Conclusion

Au cours de ce chapitre, nous avons décrit deux méthodes principales pour mesurer la solubilité d'un frigorigène dans l'huile. Dans notre étude, la méthode « isochore » a été privilégiée, car en utilisant une simple cellule en inox instrumentée en mesure de pression et de température, le comportement d'un mélange de frigorigène/huile peut être étudié en phase transitoire et en équilibre stationnaire. Ainsi, les résultats de solubilité ont été présentés et analysés pour une large gamme de conditions de pression et de température des différents couples frigorigène/huile (CO₂/PAG, R134a/POE, R32/POE, R125/POE).

L'ensemble des résultats expérimentaux obtenus à l'aide de cette méthode, qui n'exige qu'un simple calcul de solubilité, ont permis d'atteindre les objectifs fixés au début de l'étude. En particulier, un premier objectif était d'enrichir la base de données sur la solubilité des nouveaux couples frigorigène/huile. Un second objectif était de proposer une méthode de mesure simple et fiable, qui a pu être étendue avec succès au couple CO₂/PAG.

Enfin, la modélisation de l'équilibre liquide-vapeur de tels mélanges au moyen de modèle thermodynamique a permis, d'une part la validation de nos mesures expérimentales, et d'autre part l'analyse de cinq modèles thermodynamiques et la sélection du Modèle de Heil offrant la meilleure prédiction de la solubilité des couples frigorigène/huile.

Chapitre III : Enthalpie frigorigène/huile

1 Calcul d'enthalpie d'un mélange frigorigène/huile

Comme nous l'avons démontré dans le premier chapitre de ce mémoire, la présence de l'huile dans le circuit frigorifique modifie les propriétés thermodynamiques et thermophysiques du fluide telles que l'équilibre liquide-vapeur, la viscosité, la masse volumique, la tension superficielle, ... Le comportement thermodynamique du mélange frigorigène/huile diffère par rapport à celui du fluide frigorigène seul. En effet, la température d'ébullition de l'huile est d'environ 250°C et est nettement supérieure à celle des fluides frigorigènes utilisés dans les machines frigorifiques. Par conséquent, la présence de l'huile dans le fluide rend le mélange frigorigène/huile fortement non-azéotropique.

A partir des données de solubilité d'un couple de frigorigène/huile, l'évolution de la température en fonction du titre en vapeur peut être obtenue. Les figures 3.1 et 3.2 montrent, pour une pression constante, l'évolution de la température en fonction du titre en vapeur dans un évaporateur pour deux fluides frigorigènes différents (R134a et R407C) seuls et en mélange avec une fraction massique de 2% d'huile et de 4% d'huile. Notons que dans les deux figures 3.1 et 3.2, le titre en vapeur pour le frigorigène seul est défini par l'équation (1.38) et le titre en vapeur pour le mélange frigorigène/huile est défini par l'équation (1.64).

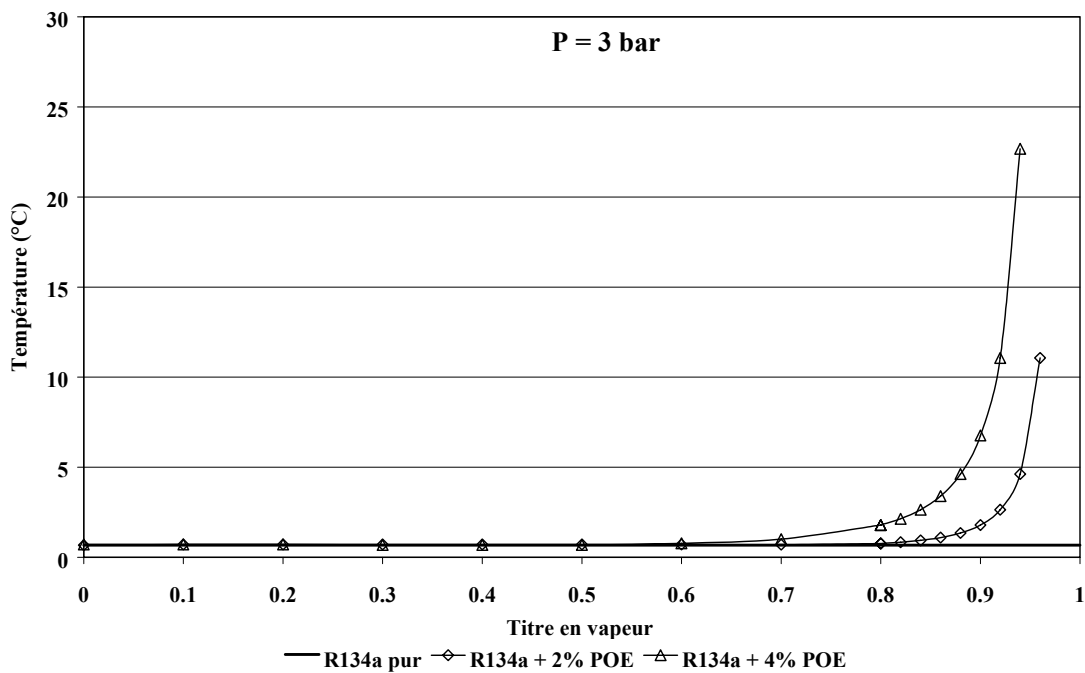


Figure 3.1 : Evolution de la température en fonction du titre en vapeur pour le R134a pur et en mélange avec une huile PAG à une pression de 3 bar

Pour une pression donnée, l'évaporation du R134a en absence d'huile (fluide pur) s'effectue à une température constante. La présence d'une faible quantité de lubrifiant fait varier le comportement du mélange ; pour la même pression, la température reste quasi-identique à celle du frigorigène pur jusqu'à un titre en vapeur *critique*, à partir duquel la température augmente exponentiellement pour tendre théoriquement vers la température d'ébullition de l'huile. En d'autres termes, un fluide frigorigène initialement azéotropique devient ainsi non-azéotropique en présence d'huile, particulièrement dans la zone des hauts titres en vapeur.

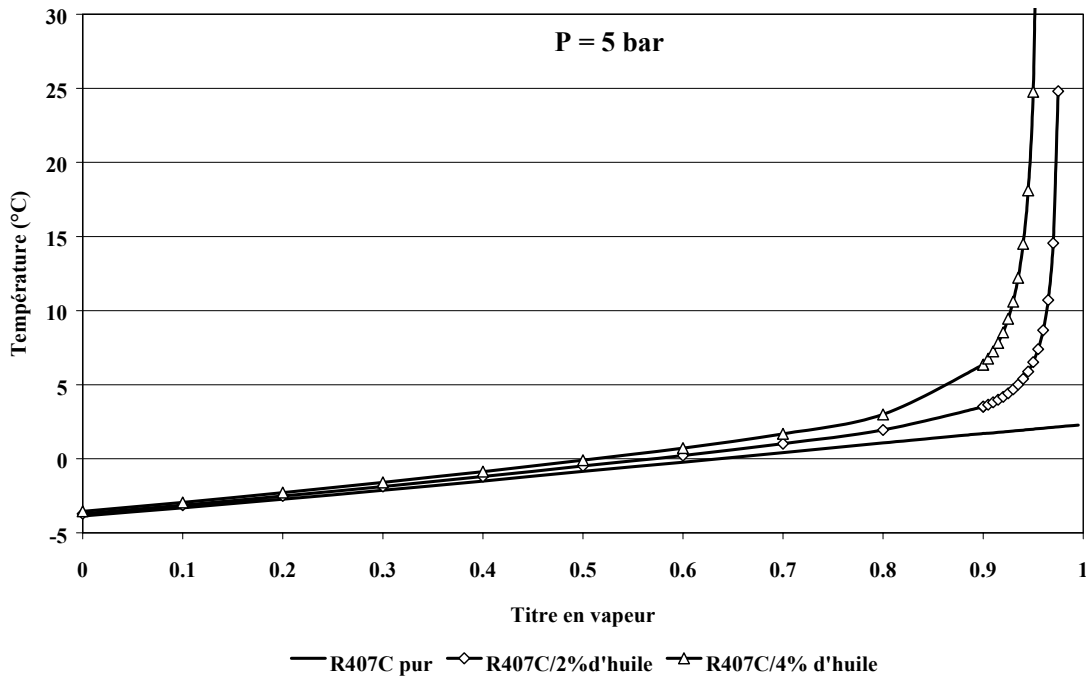


Figure 3.2 : Evolution de la température en fonction du titre en vapeur pour le R407C seul et en mélange avec une huile POE à une pression de 5 bar

La figure 3.2, représente l'évolution de la température en fonction du titre en vapeur pour le R407C qui a initialement (sans présence d'huile) un comportement non-azéotropique. Le glissement de température de ce fluide apparaît comme évoluant linéairement en fonction du titre en vapeur. La présence d'huile dans le R407C modifie cette tendance et une forte augmentation de température est constatée vers les hauts titres en vapeur.

Le glissement de température pour les mélanges de frigorigène/huile peut être déterminé à partir des données de solubilité de l'huile. Ce glissement de température (ou « glide »), est d'autant plus important que la concentration globale d'huile dans le mélange est élevée dans les deux exemples précédents.

En effet, à une pression constante, dans la zone des hauts titres en vapeur, le mélange frigorigène/huile est composé de deux phases :

- Une phase liquide constituée d'un mélange de fluide frigorigène et d'huile. En absence de défaut de miscibilité, cette phase est homogène.
- Une phase vapeur constituée du frigorigène pur.

A partir d'un certain titre en vapeur (titre critique), il faut appliquer au mélange de frigorigène/huile, une température supérieure à celle de la saturation pour pouvoir évaporer le frigorigène dissous dans l'huile, ainsi, la phase vapeur se trouve de plus en plus surchauffée au fur et à mesure que le frigorigène s'évapore. On parle d'une **surchauffe apparente de la phase vapeur du mélange frigorigène/huile** (calculée par rapport à la température de rosée du frigorigène seul). Autrement dit, *l'application d'une surchauffe à la sortie d'un évaporateur par le biais d'un détendeur thermostatique (par exemple) induit implicitement la présence d'une phase liquide riche en huile contenant aussi une quantité de frigorigène liquide à la sortie de cet échangeur* (Youbi-Idrissi et al, 2001).

1.1 Modèle thermodynamique

Le comportement non-azéotropique des mélanges de fluide frigorigène et d'huile aura un impact sur d'autres propriétés thermodynamiques telles que l'enthalpie. Dans la littérature, l'effet de l'huile de lubrification sur le calcul d'enthalpie a été peu étudié et souvent négligé, Hughes et al. (1982) ; or, comme nous le présenterons dans cette étude, son impact peut être considérable dans certaines conditions de fonctionnement des systèmes frigorifiques.

Pour étudier cet impact, nous avons développé un modèle thermodynamique global de calcul d'enthalpie pour un mélange de fluide frigorigène et d'huile, ainsi qu'une nouvelle présentation du diagramme de type Mollier (pression - enthalpie - titre en vapeur) pour un couple de fluide frigorigène et d'huile à une fraction massique circulante d'huile donnée.

Cette étude a fait l'objet d'une publication dans *l'International Journal of Refrigeration*. Dans cet article, nous avons détaillé d'abord le modèle théorique de calcul d'enthalpie pour un mélange de frigorigène et d'huile, puis nous avons étudié les différents paramètres d'influence ainsi que la sensibilité de chacun de ces paramètres sur le calcul. Nous proposons son texte intégral dans les pages 91-99 de ce manuscrit.



ELSEVIER

International Journal of Refrigeration 26 (2003) 284–292

REVUE INTERNATIONALE DU FROID
INTERNATIONAL JOURNAL OF
refrigeration

www.elsevier.com/locate/ijrefrig

Impact of refrigerant–oil solubility on an evaporator performances working with R-407C

M. Youbi-Idrissi^a, J. Bonjour^{a,*}, C. Marvillet^b, F. Meunier^a

^aLaboratoire du Froid (E.A. 1408), 292 rue Saint Martin, 75141 Paris cedex 03, France

^bGRETh, CEA Grenoble, 17 rue des martyrs 38054 Grenoble, France

Received 28 January 2002; received in revised form 29 May 2002; accepted 30 October 2002

Abstract

We propose in this study a simplified model of enthalpy calculation for a refrigerant–oil mixture, as well as a new presentation of the pressure–enthalpy–vapour quality diagram which is applied to refrigerant–oil mixtures with different oil circulating mass fractions. This presentation allows the calculation of the enthalpy change through an evaporator, with and without taking into account the effect of oil, and the prediction of the non evaporated quantity of refrigerant at the compressor suction. The results of the model for two pairs of R407C/POE oil of different solubilities show that under the same working conditions, the solubility of the refrigerant in oil can have a considerable effect on the evaporator performances. Indeed, for two oils presenting the same viscosity grade, the evaporator performances decrease when the refrigerant–oil solubility increases.

© 2003 Elsevier Science Ltd and IIR. All rights reserved.

Keywords: Heat transfer; Boiling; Evaporator; Refrigerant; Lubricant; Solubility; Heat transfer coefficient; R407C

Impact de la solubilité fluide frigorigène-huile sur les performances d'un évaporateur fonctionnant au R407C

Mots clés : Transfert de chaleur ; Ébullition ; Évaporateur ; Frigorigène ; Lubrifiant ; Solubilité ; Coefficient de transfert de chaleur ; R407C

1. Introduction

In the refrigeration and air conditioning systems, oil is used to prevent the compressor against seizing. It performs its essential function by lubricating the stages, the pistons and the valves of the compressor and is also used as joint between the machine elements. It would be ideal that this oil remains at the various points of greasing; however, it is inevitable that a certain quantity

of oil is pulled by the compressor, with harmful consequences in various points of the refrigerant circuit. However, taking into account the oil circulating fraction in the enthalpy calculation is most of the time neglected, whereas, as shown in the following, its effect in terms of enthalpy change may be noticeable in some conditions.

The evaporator is generally the element which is the most penalised by the oil presence for various reasons. For instance, the relative importance of the oil-induced pressure drops may be high because it corresponds to the lower pressures in the cycle. In addition, the boiling heat transfer coefficients are known to be much affected by the presence of oil. After expansion, the evaporator

* Corresponding author. Tel.: +33-1-58-80-85-51; fax: +33-1-40-27-20-47.

E-mail address: bonjour@cnam.fr (J. Bonjour).

Nomenclature

$a-f$	empirical constants
C_g	oil mass fraction
C_p	specific heat ($J\ kg^{-1}\ K^{-1}$)
h	specific enthalpy ($J\ kg^{-1}$)
\dot{m}	mass flow rate ($kg\ s^{-1}$)
NEQ	non-evaporated quantity
P	pressure (Pa)
R_h	enthalpy ratio
T	temperature (K)
X	vapour quality of refrigerant only
X'	vapour quality of refrigerant–oil mixture
x	mass or mole fraction in liquid-phase
y	mass or mole fraction in vapour-phase

Greek letters

ρ	density ($kg\ m^{-3}$)
--------	--------------------------

Subscripts

bub	bubble point
cond	condensation
dew	dew point
evap	evaporator
i	component
L	liquid
oil	oil
r	refrigerant
ref	reference
sat	saturation
t	total
V	vapour

is fed by a liquid–vapour mixture and oil is thus pushed by the vapour, whose speed influences its circulation. In addition, as oil contains a part of refrigerant in solution, its viscosity tends to slow down its motion. So, during the evaporation, two contradictory effects of the temperature and viscosity occur:

1. When the refrigerant evaporates, the liquid phase (refrigerant + oil) contains less refrigerant, which tends to increase the liquid phase viscosity;
2. Since the evaporator is the coldest point of the refrigerating circuit, the oil temperature increases when oil moves towards the compressor suction, which tends to decrease the liquid phase viscosity.

However, usually, the first effect (effect of the refrigerant evaporation) is higher than the second (effect of

temperature increase). This is why it is recommended to rather use an oil with a low than a high viscosity, provided that it is approved by the compressor manufacturer.

The boiling point of oil is approximately 250 °C or higher; it is much higher than the usual temperature in refrigeration systems evaporators. Consequently, the presence of even a small quantity of oil in the refrigerant may give the mixture a strong non-azeotropic behaviour. Moreover, in a normal operation, the saturated vapour pressure of oil is excessively low so that one can suppose that the vapour phase of the mixture is made only of pure refrigerant and that oil, which is miscible with the fluid, remains liquid in various forms (film, droplets or foam). These assumptions have been used in a large number of investigations [1–4].

Assimilating the refrigerant–oil mixture to a non-azeotropic fluid, Thome and Phil [2] calculate the isobaric enthalpy change of a mixture during evaporation relative to its initial state as saturated ($X=0$), by the following relation:

$$dh = h_{LV}dX + (1 - X)dT_{\text{bub}}C_{pL} + XdT_{\text{bub}}C_{pV} \quad (1)$$

where h_{LV} , C_{pL} and C_{pV} depend on saturation temperature and the local liquid and vapour compositions. This calculation approach was applied by Zürcher et al. [3] for a mixture of R407C and oil, for which the refrigerant was treated as a pure component (the variation of composition was neglected during the phase change). The authors applied the Thome and Phil [2] approach to determine the mixture liquid–vapour equilibrium properties. This method is simple to use, but it neutralises the viscosity and the refrigerant–oil solubility effect, whereas, as shown in the present study, taking into account the actual data of refrigerant–oil solubility can have a considerable effect. This is the reason why aim of the present work is to propose a simplified thermodynamic model allowing the enthalpy calculation of a refrigerant/oil mixture. To generalise this method, the considered refrigerant is a fluid mixture with a temperature glide (R407C). As for oil, we chose two oils having the same viscosity grade (32 cSt at 40 °C) but of different solubilities, in order to point out the thermodynamic impact of this parameter.

2. Thermodynamic model

When a system consists of saturated-liquid and saturated-vapour phases coexisting in equilibrium at a given pressure P , the total value of specific enthalpy is expressed by the common following relation:

$$h_t = \left(\frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_L + \dot{m}_V} \right) h_L + \left(\frac{\dot{m}_V}{\dot{m}_L + \dot{m}_V} \right) h_V \quad (2)$$

Three cases of figure arise:

(1) the system behaves like a pure substance (pure refrigerant or azeotropic mixture), then:

$$h_L = h_L^{\text{sat}}(T_{\text{sat}}(P)) \quad (3)$$

and

$$C_g = \frac{\dot{m}_{\text{oil}}}{\dot{m}_{L,r} + \dot{m}_{\text{oil}} + \dot{m}_V} \quad (4)$$

Eq. (2) is then written:

$$h_t = (1 - X)h_L^{\text{sat}} + Xh_V^{\text{sat}} \quad (5)$$

where X is the vapour quality given by:

$$X = \frac{\dot{m}_V}{\dot{m}_V + \dot{m}_L} \quad (6)$$

(2) the system behaves like a non-azeotropic mixture without oil. In this case, the phase change at a given pressure takes place with a temperature glide (T varying from T_{bub} to T_{dew}) and for an ideal solution:

$$h_L = h_L^{\text{sat}}(T, x_i) = \sum_i x_i h_L^{\text{sat}}(T) \quad (7)$$

$$h_V = h_V^{\text{sat}}(T, y_i) = \sum_i y_i h_V^{\text{sat}}(T) \quad (8)$$

x_i and y_i are the mass composition of component i in mixture in the liquid-phase and the vapour-phase, respectively. Eq. (2) is written:

$$h_t = (1 - X) h_L^{\text{sat}}(T, x_i) + X h_V^{\text{sat}}(T, y_i) \quad (9)$$

(3) the system behaves like a non-azeotropic mixture of refrigerant with the presence of oil. To treat this case we formulate the following assumptions:

- oil is perfectly miscible in the mixture;
- oil always remains in the liquid form;
- oil does not have preferential miscibility with any component of the mixture.

If the system behaves like a non-azeotropic mixture of refrigerant/oil, it is considered as the mixture of a self-standing fluid (exhibiting a temperature glide) with oil, so that the mixture is strongly non-azeotropic. In a phase-diagram, also commonly called solubility curve, the boiling-point curve is only represented as a function of the temperature and the mass or mole fraction of oil in the form $x_{\text{oil}}(P, T)$. In the literature, the prediction of this property can be carried out according to two approaches:

- the thermodynamic models, by means of activity factors [5–7]
- the empirical approaches by polynomial interpolation resulting from the experimental data [2,8,9].

The complexity of the thermodynamic models, as well as the numerical problems generated on the one hand and the lack of data on the lubricant on the other hand, limit the use of the first method, whereas the second approach seems, although of restricted range of application, relatively simple and easily usable in the calculation models. Eq. (2) in this case is written:

$$h_t = \left(\frac{\dot{m}_{L,r}}{\dot{m}_{L,r} + \dot{m}_{\text{oil}} + \dot{m}_V} \right) h_{L,r} + \left(\frac{\dot{m}_{\text{oil}}}{\dot{m}_{L,r} + \dot{m}_{\text{oil}} + \dot{m}_V} \right) h_{\text{oil}} + \left(\frac{\dot{m}_V}{\dot{m}_L + \dot{m}_{\text{oil}} + \dot{m}_V} \right) h_V \quad (10)$$

Noting:

$$C_g = \frac{\dot{m}_{\text{oil}}}{\dot{m}_{L,r} + \dot{m}_{\text{oil}} + \dot{m}_V} \quad (11)$$

where C_g represents the global oil mass fraction circulating in the refrigerating machine which is usually measured in a point of the circuit where the refrigerant–oil mixture is entirely liquid (e.g. after the condenser), and noting:

$$X' = \frac{\dot{m}_V}{\dot{m}_{L,r} + \dot{m}_{\text{oil}} + \dot{m}_V} \quad (12)$$

where X' is the vapour quality when the mixture contains oil, then, according to the previous assumptions, this quality reaches a maximum value which can be expressed by:

$$(X')_{\text{max}} = 1 - C_g \quad (13)$$

Combining Eqs. (10)–(12) allows to write:

$$h_t = (1 - X' - C_g) h_{L,r} + C_g h_{\text{oil}} + X' h_V \quad (14)$$

$h_{L,r}$ and h_V are the saturated liquid and saturated vapour refrigerant specific enthalpy, respectively, at the system temperature and corresponding liquid or vapour composition. The oil enthalpy at the system temperature is given by:

$$h_{\text{oil}} = h_{\text{ref}} + \int_{T_{\text{ref}}}^T C_{\text{poil}} dT \quad (15)$$

h_{ref} and T_{ref} represent the reference enthalpy and the reference temperature. The reference temperature must be identical for both oil and the pure refrigerant. C_{poil} is the oil specific heat capacity. It may be expressed by Liley and Gambill correlation (cited in [10]):

$$C_{p \text{ oil}} = 4.186 \left[\frac{0.388 + 0.00045(1.8T + 32)}{\sqrt{\rho_{\text{oil}}/998.5}} \right] = \frac{(1.684 + 0.0034T)}{\sqrt{\rho_{\text{oil}}/998.5}} \quad (16)$$

where $C_{p, \text{oil}}$ is in $\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$, T in $^{\circ}\text{C}$ and ρ_{oil} is the oil density (in kg m^{-3}) at 15.56°C .

3. Model applications

3.1. $\ln(P)$ - h - X' diagram

We applied this method to pure R407C and to two pairs of R407C–oil mixtures with 1, 2 and 4% of oil. We chose for this application two POE oils of the same viscosity grade (32 cSt at 40°C):

- Oil **I**: an Emery 2968A/R407C mixture, whose solubility curves are given by Cavestri [9];
- Oil **II**: a commercial oil/R407C mixture, whose solubility curves are given by the manufacturer.

Both oils are supposed to be miscible with R407C for temperatures ranging from -10 to 60°C and Fig. 1 shows the corresponding solubility curves.

Both oils have the same viscosity grade, but the solubility of R407C in each oil is different. From Fig. 1, for a given oil mass fraction and temperature, oil **I** exhibits lower pressure than to oil **II**, which, in other words, means that the refrigerant is more soluble in oil **I** than in oil **II**. As a consequence, the difference between the pressure of the pure refrigerant and the pressure for the refrigerant/oil mixture is all the more important since the refrigerant is more soluble.

For modelling the experimental solubility data, Cavestri [9] suggests an extension of Raoult's law:

$$P(x_r, T) = x_r P_{\text{sat}}(T) + x_r(1 - x_r) \times (a + bT + cT^2 + dx_r + ex_r T + fx_r T^2) P_{\text{sat}}(T) \quad (17)$$

where x_r is the refrigerant mole fraction in the mixture. The coefficients a – f have been evaluated by means of least squares regression. The refrigerant properties have been calculated from the REFPROP6 software.

In first application, the $\ln(P)$ - h - X' diagrams for the studied refrigerant–oil pairs were plotted for:

- R407C/oil **I** mixture with an oil circulating mass fraction $C_g = 2\%$ (Fig. 2);
- R407C/oil **I** mixture with an oil circulating mass fraction $C_g = 4\%$ (Fig. 3);
- R407C/oil **II** mixture with an oil circulating mass fraction $C_g = 4\%$ (Fig. 4).

In each diagram, the isotherms and the bubble- and dew-point curves are shown for pure R407C. For the refrigerant/oil mixture, we also represented the isotherms and the bubble-point curve but not that of dew-point

because it corresponds to excessively low pressures. Hence, for the 2% oil mixtures, the iso-quality curves were drawn for values ranging from 0 to 0.979 (the maximum possible value of quality being 0.98), and for the 4% oil mixtures, the iso-quality curves were drawn for values ranging from 0 to 0.958 (the maximum possible value of quality being 0.96).

3.2. Results analysis

Owing to the various $\ln(P)$ - h - X' diagrams (Figs. 2–4), the relative contributions of latent and sensible heat for the refrigerant/oil mixtures can be pointed out. Indeed, when following the isotherms lines of refrigerant/oil mixture, we distinguish two different zones: in the first zone, up to a critical value of vapour quality, the refrigerant–oil mixture enthalpy–quality–pressure relationship is almost identical to that of the pure refrigerant, i.e. their isotherms are the same. On the contrary, when the quality is higher than this critical value, the isotherm lines separate. In the former zone, the enthalpy is controlled by the latent heat contribution [the first and third term in (Eq. 14)], whereas it is controlled by the sensible heat in the latter zone [second term of (Eq. 14)]. The critical value depends mainly on two parameters, namely:

1. Oil circulating mass fraction (C_g); the enthalpy difference between the pure refrigerant and its mixture with oil increases with increasing oil circulating mass fraction;
2. The behaviour of the lubricant with the refrigerant, expressed by the solubility data. As can be seen in Figs. 3 and 4, the critical vapour quality is all the more high since the refrigerant is more soluble in oil.

For example, R407C being more soluble in oil **I** than oil **II**, for R407C/4% oil **I** mixtures, the critical vapour quality is 0.6, whereas it is 0.9 with oil **II**. It is important to note that the higher is the critical vapour quality, the more important is the contribution of the latent heat, which is beneficial for heat transfer.

This new data presentation $\ln(P)$ - h - X' (pressure–enthalpy–vapour quality) for a refrigerant/oil mixture for a given oil circulating mass fraction represents several advantages for the design and the performance evaluation of the refrigerating machines and the heat exchangers. From these diagrams we can evaluate:

1. The enthalpy change for the refrigerant/oil mixture; it can then be compared to that of the pure refrigerant;
2. The actual vapour quality on the evaporator outlet side or the compressor suction and consequently, the non evaporated quantity of refrigerant.

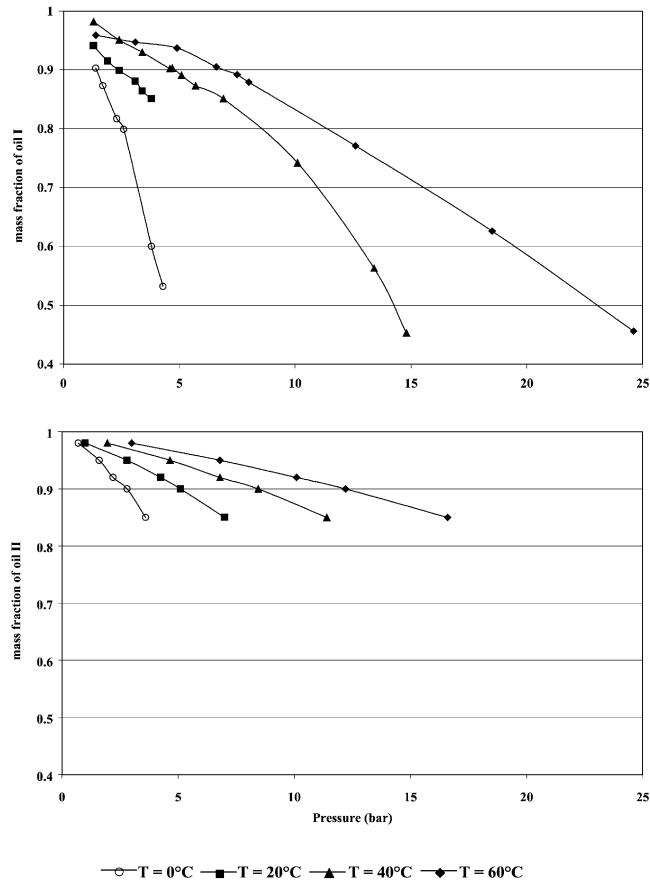


Fig. 1. Solubility data of R407C in oil I and oil II.

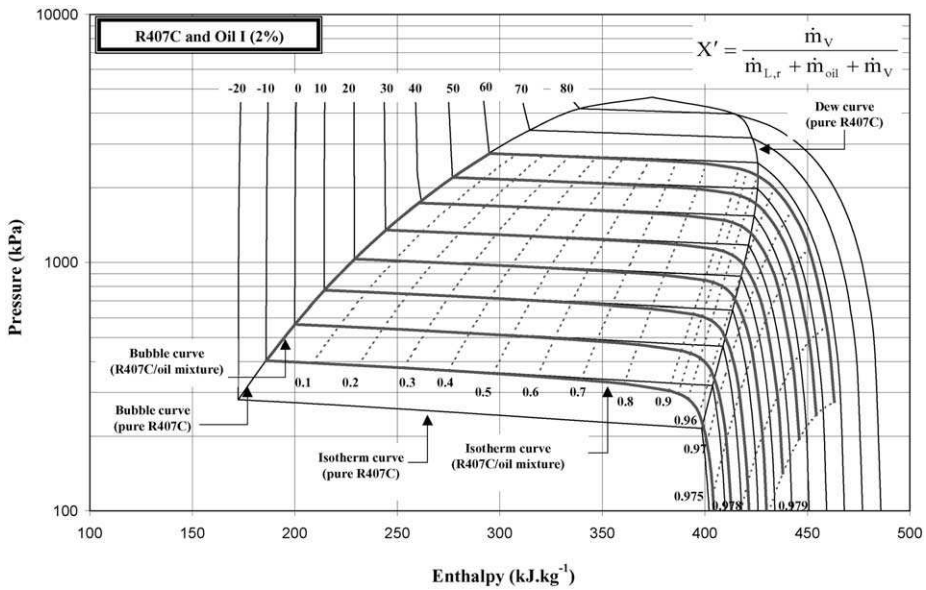


Fig. 2. ln(P)-h-X' diagram for R407C/oil I mixture ($C_g = 2\%$).

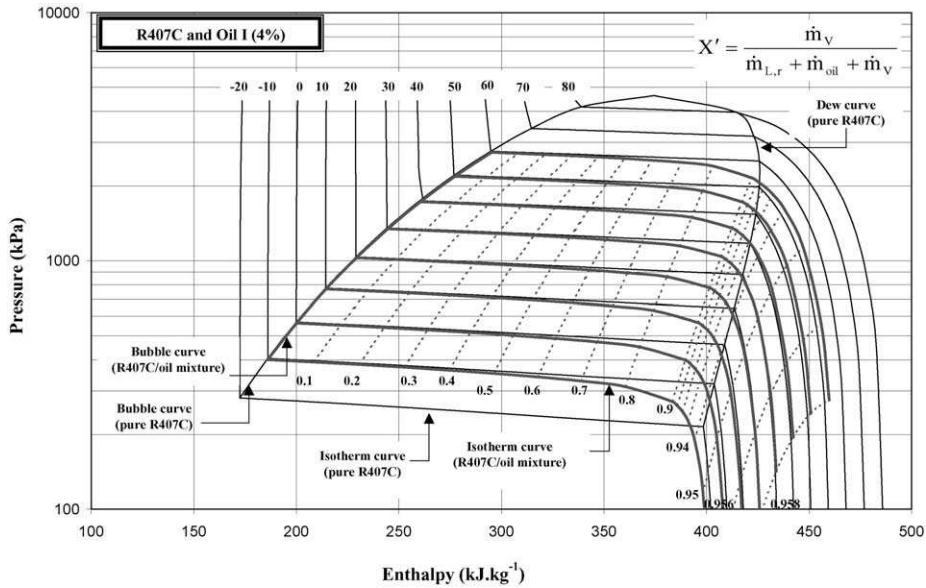


Fig. 3. $\ln(P)$ - h - X' diagram for R407C/oil I mixture ($C_g = 4\%$).

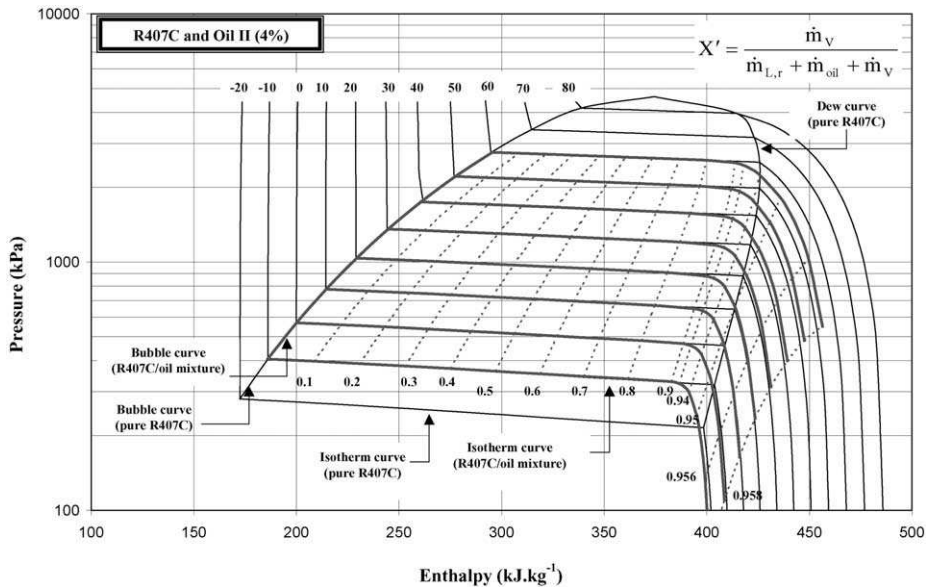


Fig. 4. $\ln(P)$ - h - X' diagram for R407C/oil II mixture ($C_g = 4\%$).

These both parameters give on the one hand, an order of magnitude to adjust the superheat and on the other hand, will help as for the suitable choice of the lubricant to be used in order to minimise the non-evaporated quantity and then to avoid the compressor damage or a decrease of the refrigerating system performances.

3.3. Consequences on the evaporator performance

The preceding model of enthalpy calculation can first be used to evaluate the enthalpy change through an ideal evaporator (i.e. without pressure drop) working on the one hand with refrigerant only, and on the other

hand with refrigerant–oil mixture containing a given oil circulating mass fraction. R_h is the ratio between the enthalpy change for the two cases and is expressed by the following relation:

$$R_h = \frac{\Delta h_{r,oil}}{\Delta h_{r,only}} \quad (18)$$

where

$$\Delta h = (h_t)_{\text{evap,outlet}} - (h_t)_{\text{evap,inlet}} \quad (19)$$

To evaluate this ratio, the following conditions were retained:

1. Refrigerating machine operating with R407C;
2. Condensation pressure: 21 bar;
3. Subcooling: 2 K;
4. Evaporation pressure: 5 bar;
5. Oil circulating mass fraction: 1, 2 and 4% of oil **I** and oil **II**;
6. Expansion without enthalpy change between inlet and outlet.

Fig. 5 shows, for oil **I** and **II**, this ratio of the enthalpy change as a function of the apparent superheat—which is evaluated from the pure refrigerant as $T - T_{\text{sat}}(P)$ —for various oil mass-fractions.

As can be seen, the enthalpy change through the evaporator strongly depends on the oil mass fraction and the refrigerant–oil solubility. It should be emphasised that the uncertainty propagation from C_g and the solubility to R_h is quite low: a change by $\pm 10\%$ of these variables never leads to a variation higher than about $\pm 4\%$ of R_h . The results show that, in all cases, R_h decreases with increasing oil mass fraction and with decreasing the apparent superheat. In addition, even for

high superheats, the enthalpy ratio always remains lower than 1. This means that taking into account the effect of oil always reduces the enthalpy change.

However, the orders of magnitude can be different depending on the refrigerant–oil solubility. Under the same operating conditions, oil **I** and **II** have the same viscosity grade but oil **II**, which is less miscible with R407C, presents a higher R_h . Hence, the oil induced decrease in the enthalpy variation is lower for oil **I** than for oil **II**.

Lastly, the method is also able to predict the quantity of refrigerant dissolved in oil (i.e. non-evaporated quantity, NEQ) for a given apparent superheat:

$$\begin{aligned} \text{NEQ}(\%) &= 100 \times \frac{\dot{m}_{L,r}}{\dot{m}_{L,r} + \dot{m}_V} \\ &= 100 \left(1 - \left(\frac{X'}{1 - C_g} \right)_{\text{evap,outlet}} \right) \end{aligned} \quad (20)$$

Generally, the superheat on the outlet side of the evaporator is the control parameter of refrigerant mass flow rate in the refrigerating machines (by means of a thermostatic expansion valve). This is the reason why controlling the superheat means to impose a certain quantity of residual liquid refrigerant on the evaporator outlet side that will not take part to the refrigerating power. At the evaporator outlet, the circulating refrigerant/oil mixture is composed of:

1. A vapour phase;
2. A liquid phase which consists of refrigerant and oil.

The vapour quality is always lower than one, because a residual refrigerant liquid phase (non-evaporated quantity) is in solution with oil. The composition of

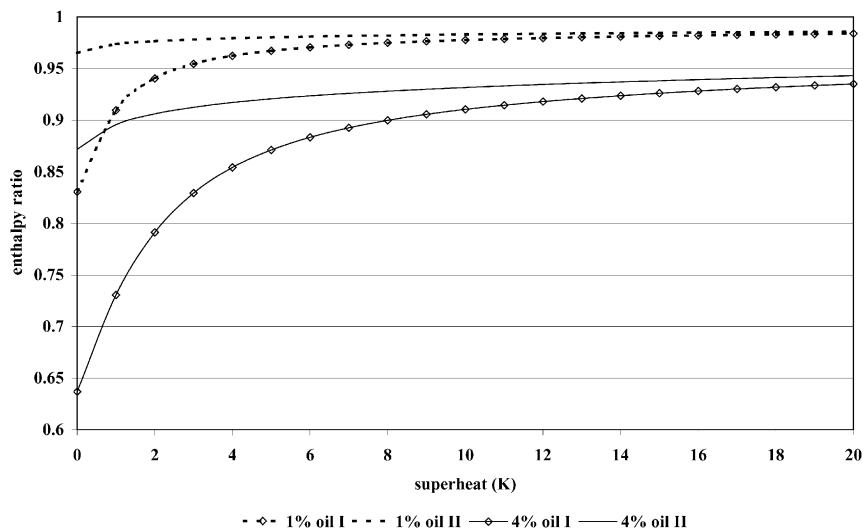


Fig. 5. Comparison of enthalpy ratio for oil **I** and oil **II**, as function of the apparent superheat ($C_g = 1$ and 4%).

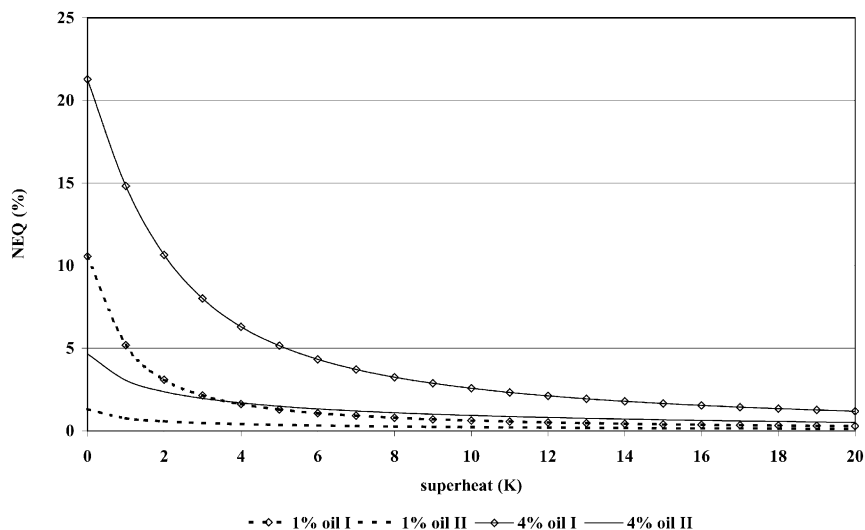


Fig. 6. Non-evaporated quantity of R407C at the outlet of an evaporator as a function of the apparent superheat for oil I and oil II ($C_g = 1$ and 4%).

liquid phase depends primarily on the imposed superheat as well as refrigerant–oil solubility and circulating mass fraction of oil (C_g). Contrarily to the enthalpy ratio, the NEQ is very sensitive to variations of the solubility and C_g . Indeed, its maximum relative variation is about 26%, partly due to numerical uncertainties, when both the solubility and C_g are decreased by 10%.

Fig. 6 shows the non-evaporated quantity of refrigerant as a function of the apparent superheat and oil circulating mass fraction for the oils I and II. As can be seen, this quantity decreases quickly with increasing superheat and tends naturally to zero for high superheats. It is very important to note that the refrigerant–oil solubility has a direct impact on the non-evaporated quantity of refrigerant. The orders of magnitude can be completely different depending on whether the refrigerant is more or less soluble in oil. For the studied oils, the NEQ is four to five times higher for the refrigerant more soluble in oil which is noticeably above the previously mentioned sensitivity.

The amount of non-evaporated refrigerant can lead to various, and sometimes contradictory, consequences on the evaporator performances. For a given refrigerating power, the presence of oil implies a higher value of refrigerant/oil mass flow rate than if there was only pure refrigerant (i.e. without oil). This increase can be deduced from Figs. 3 and 4. This higher mass flow rate enhances the heat transfer but unfortunately also increases the pressure drop. On the contrary, in the final part of the evaporator, the important increase in the oil concentration modifies in a major way the thermo-physical properties of the liquid-phase (particularly viscosity and conductivity) and thus the values of heat

transfer coefficient and pressure drop to a penalising direction. Therefore, the effect of oil is always negative as regards the pressure drop but may be positive or negative as regards the heat transfer.

4. Conclusion

A simplified thermodynamic model of enthalpy calculation for the mixtures of refrigerant and oil has been proposed and applied to R407C mixed with two oils of the same viscosity grade but of different solubilities. We could plot a $\ln(P)-h-X'$ diagram for the mixtures with various oil mass fractions. The results of the model are strongly sensitive to the circulating oil mass fraction and to the apparent superheat. We showed that taking into account the presence of oil in the enthalpy calculation, which is often neglected, can have drastic consequences on the enthalpy change through the evaporator under particular conditions. In these conditions, the non-evaporated quantity of refrigerant at the outlet side of the evaporator can be high. Furthermore, the present study underlined the impact of the refrigerant–oil solubility; for two oils of same viscosity grade, a less soluble refrigerant in oil presents two major advantages: a more important contribution of the latent heat inducing a higher enthalpy ratio as well as a smaller non-evaporated quantity of the refrigerant at the compressor suction. The experimental validation of the model is intended to be performed as the first next step of this work. Then, beyond the thermodynamic effect pointed out in the present investigation, the effect of oil on heat transfer and pressure drop, which might also be considerable, should be highlighted.

References

- [1] Grebner JJ, Crawford RR. The effects of lubricant on evaporator capacity for systems using mixtures of R12/mineral oil and R134a/synthetic oil. *ASHRAE Trans* 1993;99:380–6.
- [2] Thome JR, Phil D. Comprehensive thermodynamic approach to modelling refrigerant lubricating oil mixtures. *HVAC&R Research* 1995;1:110–26.
- [3] Zürcher O, Thome JR, Favrat D. In-tube flow boiling of R407C and R407C/oil mixtures. Part I: microfin tube. *ASHRAE Trans* 1998;4:347–72.
- [4] Youbi-Idrissi M, Bonjour J, Meunier F, Marvillet C. Enthalpy calculation for a refrigerant/oil mixture: consequences on the evaporator performance working with R407C and POE oil. *Proceedings of the IIR/IIF conference*, 3–5 October 2001; Paderbon, Germany.
- [5] Martz WL, Burton CM, Jacobi AM. Local composition modelling of the thermodynamic properties of refrigerant and oil mixtures. *Int J Refrigeration* 1999;19:25–33.
- [6] Burton CM, Jacobi AM, Mehendale SS. Equilibre liquide-vapeur de R32 et de R410A mélanges avec un ester polyol: absence de situation idéale et modélisation de la composition localisée. *Int J Refrigeration* 1999;22:458–71.
- [7] Wahlström A, Vamling L. Development of models for prediction of solubility for HFC working fluids in pentaerythritol ester compressor oils. *Int J Refrigeration* 2000;23:597–608.
- [8] Henderson DR. Solubility viscosity and density of refrigerant/lubricant mixtures. Spauschus Associates; 1994. Project Number 655-51200.
- [9] Cavestri RC. Measurement of viscosity, density, and gaz solubility of refrigerant blends in selected synthetic lubricants. The Air-Conditioning and Refrigeration Technology Institute; 1995. Project Number 655-51400.
- [10] Mermond Y, Feidt M, Marvillet C. Thermodynamic and physical properties of mixtures of refrigerants and oils. *Int J Refrigeration* 1999;22:569–79.

1.2 Exemples d'application du modèle

Dans ce paragraphe, nous présentons les applications de ce modèle pour deux couples frigorigène/huile :

- R134a avec une huile PAG de grade ISO68 dont les courbes de solubilité sont données par Henderson (1994). L'huile est supposée miscible avec le R407C dans une gamme de température allant de -20°C à 80°C .
- R407C avec une huile commerciale POE de grade 32 dont les courbes de solubilité sont données par Cavestri (1995). L'huile est supposée miscible dans un intervalle de température de $[-10 ; 60^{\circ}\text{C}]$.

Cette étude a fait l'objet d'un article publié dans la Revue Générale du Froid (Youbi-Idrissi et al., 2003).

Nous proposons dans cette partie d'utiliser les nouveaux diagrammes de Mollier pour évaluer la variation d'enthalpie d'un évaporateur fonctionnant d'une part avec le R134a ou le R407C seul (0% d'huile) et d'autre part avec le R134a ou le R407C en considérant la présence de l'huile. Pour cet objectif, nous considérons deux machines frigorifiques, une fonctionnant avec le R134a, et l'autre avec le R407C dans les conditions citées au tableau 3.1. Les niveaux de température et de pression choisis pour cette application correspondent à des conditions de fonctionnement usuelles des installations frigorifiques.

Fluide frigorigène	R134a	R407C
Huile de lubrification	PAG ISO68	POE ISO32
Taux de circulation d'huile	4%	4%
Pression de condensation (kPa)	1000	1700
Température de bulle ($^{\circ}\text{C}$)	39,4	38,94
Température entrée évaporateur ($^{\circ}\text{C}$)	-10	-2,4
Sous-refroidissement (K)	5	6
Pression d'évaporation (kPa)	200	500
Surchauffe en sortie d'évaporateur (K)	7	7
Détente	isenthalpique	isenthalpique
Pertes de pression dans les échangeurs	négligées	négligées

Tableau 3.1 : Conditions de fonctionnement

Nous traçons alors le cycle thermodynamique dans le nouveau diagramme de Mollier. Les figures 3.3 et 3.4 montrent les trois points importants de chaque cycle :

- Point 1 : il représente le point d'entrée de l'évaporateur. Ce point n'est pratiquement pas affecté par la présence d'huile (le titre en vapeur en ce point est inférieur au titre critique). Nous pouvons identifier ce point sur les deux diagrammes par sa pression, sa température, son enthalpie (h_1) et son titre en vapeur ;

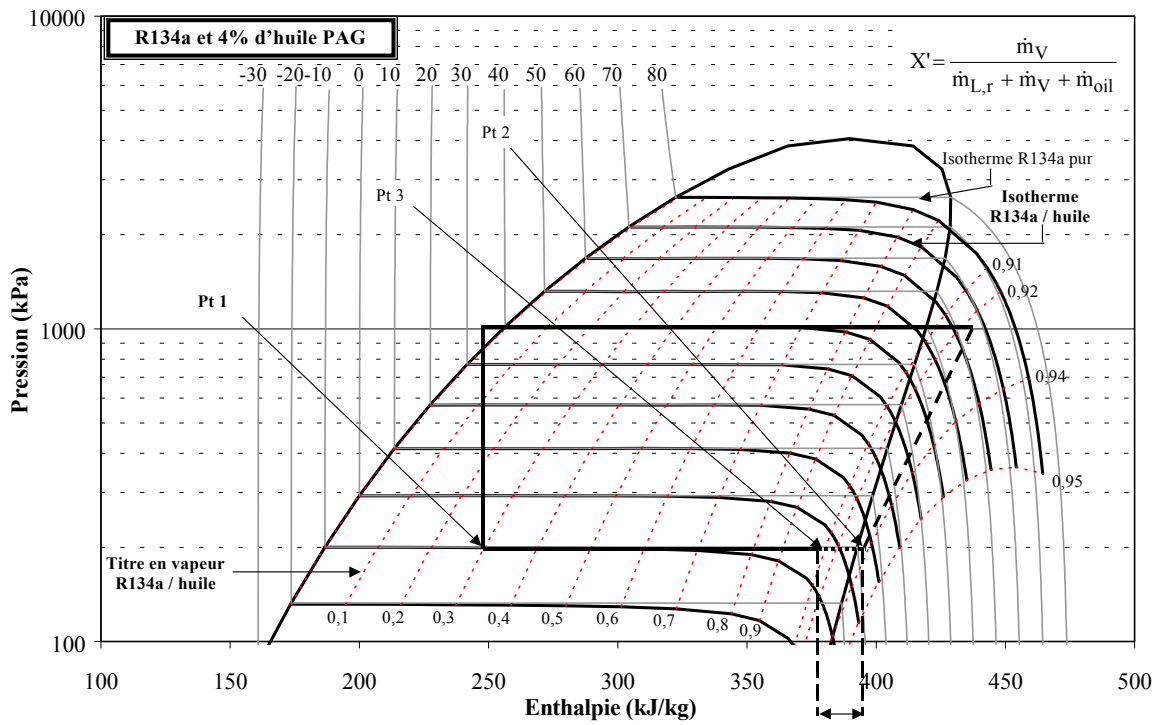


Figure 3.3 : Bilan d'enthalpie au niveau de l'évaporateur avec et sans prise en compte de l'huile

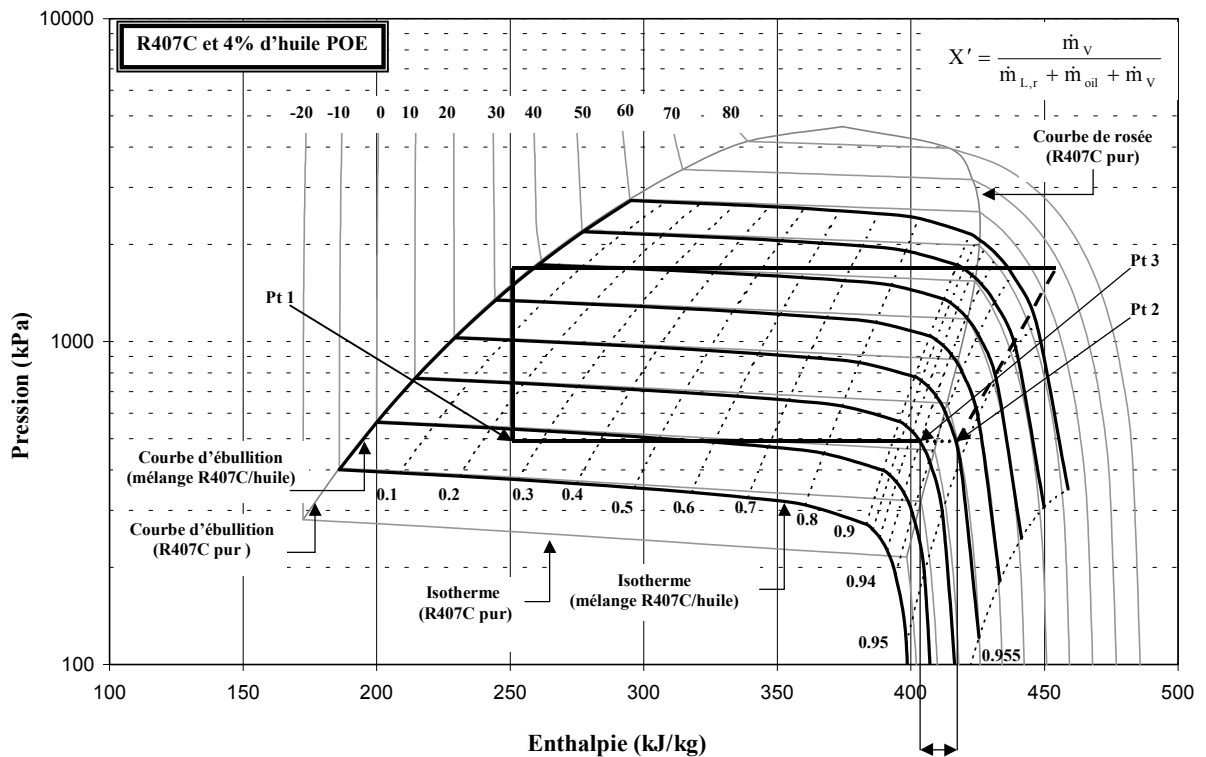


Figure 3.4 : Bilan d'enthalpie au niveau de l'évaporateur avec et sans prise en compte de l'huile

- Point 2 : il représente le point de sortie de l'évaporateur dans le cas où la présence d'huile serait négligée (R134a pur ou R407C seul). Ce point se situe à droite de la courbe de rosée du fluide frigorigène. La vapeur est donc surchauffée. Le point 2 sur les deux diagrammes est identifiable sa pression, sa température et son enthalpie correspondante (h_2) ;
- Point 3 : il représente le point de sortie de l'évaporateur dans les mêmes conditions de fonctionnement de la machine mais en tenant compte de la circulation d'huile dans l'évaporateur. Ce point est situé à la gauche du point 2, son enthalpie (h_3) étant inférieure à celle du point 2 (h_2).

1.1.1 Rapport d'enthalpie

A partir de ces deux diagrammes, nous pouvons calculer le rapport d'enthalpie dans chaque cas :

1. R134a / 4% PAG

$$R_h = \frac{h_3 - h_1}{h_2 - h_1} \approx \frac{383 - 248}{398 - 248} \approx 0,90$$

2. R407C / 4% POE

$$R_h = \frac{h_3 - h_1}{h_2 - h_1} \approx \frac{405 - 250}{420 - 250} \approx 0,91$$

Ainsi, négliger la présence de l'huile dans les conditions de fonctionnement précédentes conduit dans les deux cas à une erreur d'environ 9% à 10% sur le calcul de la variation d'enthalpie au niveau de l'évaporateur.

Comme nous l'avons montré auparavant, à la sortie de l'évaporateur, il subsiste toujours une phase liquide composée de fluide frigorigène et d'huile sous forme de film ou de gouttelettes. Le diagramme de Mollier classique (pour les fluides frigorigènes seuls) ne permet pas d'identifier ce phénomène. En revanche, la nouvelle présentation du diagramme donne l'information sur le titre en vapeur à la sortie de l'évaporateur et donc la quantité de fluide frigorigène dissoute dans l'huile, appelée quantité non-évaporée et définie par l'équation (20) de l'article proposé aux pages (91-99).

1.1.2 Quantité non-évaporée

Sur les deux diagrammes, nous pouvons lire le titre en vapeur du point 3 et en déduire la quantité non-évaporée à la sortie de l'évaporateur dans les deux cas :

1. R134a / 4% PAG

$$NEQ(\%) = 100 \times \left(1 - \frac{0,92}{1 - 0,04} \right) = 5,2\%$$

2. R407C / 4% POE

$$\text{NEQ}(\%) = 100 \times \left(1 - \frac{0,93}{1 - 0,04} \right) = 3,1\%$$

Ainsi, dans les conditions de fonctionnement précédentes, au moins 5% du R134a circulant dans l'évaporateur n'est pas évaporé. Il en est de même pour environ 3% du R407C.

La quantité non-évaporée au niveau de l'évaporateur entre au compresseur où la température est plus élevée. Lorsque cette quantité s'évapore, le rendement volumétrique du compresseur diminue ainsi que le COP de la machine. De plus, la viscosité de l'huile de lubrification et son pouvoir lubrifiant peuvent être amoindris.

2 Etude expérimentale in-situ d'une machine de grande puissance fonctionnant au R407C : validation du modèle

Ce travail expérimental s'est déroulé dans un site industriel sur une installation frigorifique à détente directe. La machine a été initialement conçue pour étudier les performances globales des échangeurs tubulaires (puissance thermique, coefficient d'échange global, pertes de pression, distribution). En accord avec l'industriel, les essais ont été menés pour un objectif précis : « évaluer l'impact du taux de circulation d'huile sur les performances énergétiques de la machine ».

Présentant une instrumentation importante, il était possible non seulement d'effectuer des doubles bilans de puissance thermique au niveau des échangeurs (un bilan côté eau et un bilan côté fluide frigorigène), mais aussi d'évaluer le taux de circulation d'huile dans le circuit frigorifique de l'installation par deux différentes méthodes de mesure de type continue et discontinue.

A l'issue de cette campagne de mesures, une communication a été publiée au 72^{ème} séminaire Eurotherm à Valence (Espagne) en avril 2003, intégrant la description de la machine, et les résultats de l'analyse. Nous proposons d'intégrer le texte complet de cette communication (pages 104-109).

IN-SITU MEASUREMENTS OF ENTHALPY CHANGE ON AN EVAPORATOR WORKING WITH R407C: EFFECT OF OIL PRESENCE

M. Youbi-Idrissi ^a, J. Bonjour ^a, M. F. Terrier ^a, F. Meunier ^a, C. Marvillet ^b

(a) Laboratoire du Froid (E.A. 1408), 292 rue Saint Martin, 75141 Paris cedex 03, France

(b) ANVAR, Les Allées du Prado 6, allée Turcat-Méry, 13285 Marseille Cedex 08, France

ABSTRACT

In this paper, the impact of the oil presence on the performances of a refrigerating machine is investigated both experimentally and numerically. To highlight the effect of oil, particularly on the evaporator behaviour, a theoretical model of enthalpy calculation for a refrigerant/oil mixture has been developed. In order to validate this model, tests were carried out with an industrial refrigerating machine working with R407C. The lubricant is a polyol-ester oil whose solubility curves are given by the oil manufacturer. The oil circulating mass fraction is measured by a sampling technique and by an on-line density measurement method, whose advantages and drawbacks are presented. Both the model and the experiments show that the ratio of enthalpy change through the evaporator with to without the oil presence increases when the vapour superheat at the evaporator outlet increases. This is due to the presence of a non-evaporated amount of liquid refrigerant dissolved in the oil at this location, which is confirmed by visual observations. The numerical and experimental results are found to be in a good agreement as the maximum deviation is about 2.2%.

INTRODUCTION

In the refrigeration and air conditioning vapor compression systems, oil is necessary for a correct working of the compressor. It simultaneously ensures several roles among which the first is to protect the mobile elements (pistons, connecting rod/crank, valves, ...) against wear. By lubricating the moving parts, the oil also serves as a tightness element and takes part in the compressor cooling. However, the use of oil in the compressor is often accompanied by undesirable effects on the machine, especially when the rejection quantity of oil in the circuit is high.

The presence of oil in such systems is commonly considered as a major concern not only because it modifies the thermodynamic properties of the refrigerant (liquid-vapor equilibrium, enthalpy, viscosity, superficial tension, ...), but also because it changes the flow configuration, and often decreases the heat transfer coefficients and increases the pressure drops.

In the literature, the works carried out on the effect of oil circulation in the refrigerating circuit [1-5] show that the evaporator is the most sensitive organ to the oil presence. During the evaporation, two contradictory effects of the temperature and viscosity occur:

1. When the refrigerant evaporates, the liquid phase (refrigerant + oil) contains less refrigerant, which tends to increase the liquid phase viscosity;

2. Since the evaporator is the coldest point of the refrigerating circuit, the oil temperature increases when the oil moves towards the compressor suction, which tends to decrease the liquid phase viscosity.

Usually, the first effect (effect of the refrigerant evaporation) is higher than the second (effect of temperature increase); the oil viscosity thus increases quickly with refrigerant evaporation, which partly explains the disastrous decrease in the heat transfer coefficient at the evaporation end.

This is why it is recommended to rather use an oil with a low than a high viscosity, provided that it is approved by the compressor manufacturer. However, the temperature increase (at a quasi-constant pressure) in the evaporator notably displaces the equilibrium point of the mixture (enriched in oil) compared to the pure refrigerant. This equilibrium modification is generally given by the solubility curves.

Neglecting the oil under certain working conditions can lead to an overestimate of the real machine performances [2, 3]. From this point of view, taking into account of oil presence in the calculation of enthalpy is an essential step to adjust the performance evaluation of a refrigerating machine.

The aim of this paper is to validate an enthalpy calculation model for a refrigerant/oil mixture previously developed by the authors [2, 4] from experiments carried out on an industrial refrigerating machine working with R407C. This theoretical model will be briefly recalled prior to presenting the experimental results and their comparison with the numerical results.

ENTHALPY OF A REFRIGERANT/OIL MIXTURE

The refrigerating power is estimated in most cases by an enthalpy change calculation considering the refrigerant only. To analyze the oil effect on the enthalpy calculation, Youbi-Idrissi et al. [2, 4] have developed a simple thermodynamic model allowing to express the total enthalpy h_t of a refrigerant/oil mixture by the following relation:

$$h_t = (1 - X' - C_g) h_{L,r} + C_g h_{oil} + X' h_V \quad (1)$$

where $h_{L,r}$ and h_V are the saturated liquid and saturated vapor refrigerant specific enthalpy, respectively, for a given pressure, at the system temperature and corresponding liquid

or vapor composition modified by the oil presence (solubility curves).

h_{oil} is the oil enthalpy at the system temperature is given by integration of the specific heat :

$$h_{oil} = h_{ref} + \int_{T_{ref}}^T C_{p_{oil}} dT \quad (2)$$

X' is the vapor quality when the mixture contains oil, and is given by the following equation :

$$X' = \frac{\dot{m}_V}{\dot{m}_{L,r} + \dot{m}_{oil} + \dot{m}_V} \quad (3)$$

and C_g is the oil mass fraction circulating in the refrigerating machine:

$$C_g = \frac{\dot{m}_{oil}}{\dot{m}_{L,r} + \dot{m}_{oil} + \dot{m}_V} \quad (4)$$

The application of the model made it possible to plot Mollier-type diagrams for a mixture made of R407C and a Polyol-ester oil (POE) at a given circulating mass fraction of oil.

This model allows the calculation of the enthalpy change through an evaporator, with and without taking into account the effect of oil, and the prediction of the non-evaporated quantity of refrigerant at the evaporator outlet.

A ratio of enthalpy change calculated with and without taking into account the oil was defined by the following relation:

$$R_h = \frac{\Delta h_{r,oil}}{\Delta h_{r,only}} \quad (5)$$

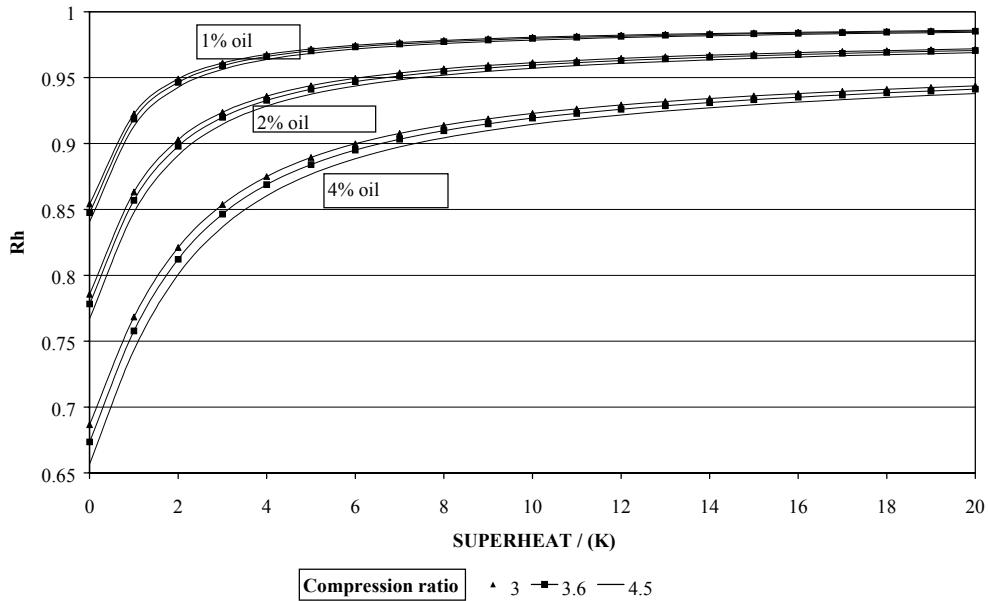


Figure 1. Ratio of the Enthalpy Change with to without oil, as a function of the superheat for various compression ratios and oil mass-fractions with $P_{cond}=18$ bar, subcooling=5 K, [2]

This theoretical study on an R407C/POE oil pair showed that R_h is low (penalizing effect of oil on the enthalpy change) when the superheat is small and/or the circulating mass fraction of oil is high (Figure 1).

TEST FACILITY, EXPERIMENTAL PROCEDURES

Figure 2 shows a schematic of the refrigerating machine used for this study.

It is an installation of large capacity (≈ 500 kW), working with R407C and constituted of:

- A dry-ex tubular evaporator (inside-tube evaporation);
- Two shell-and-tube condensers (extra-tubular condensation);
- Four piston compressors;
- An oil separator, which can be integrated in the circuit or bypassed;
- Two manual expansion valves.

It is densely instrumented, so that heat balances on both refrigerant and water can be performed at the exchangers. In addition, the amount of oil entrained by compressors in the refrigerating circuit, can be measured by means of two methods (one continuous and one discontinuous).

As shown in Figure 2, temperatures and pressures (absolute or differential) were measured at each inlet-outlet of the machine elements for both refrigerant loops. The thermocouples have been carefully calibrated (an accuracy of 0.2 K). The pressure transmitters have an accuracy of 0.1 bar. A density-flowmeter is placed on the liquid line allowing to measure both the mass flow rate and the density of the circulating fluid (refrigerant + oil). In addition, at the condenser outlet, a sampling point is placed to take analysis samples. Lastly, on the water loop, the inlet and outlet temperatures at the evaporator are measured, as well as the mass flow rate of circulating water.

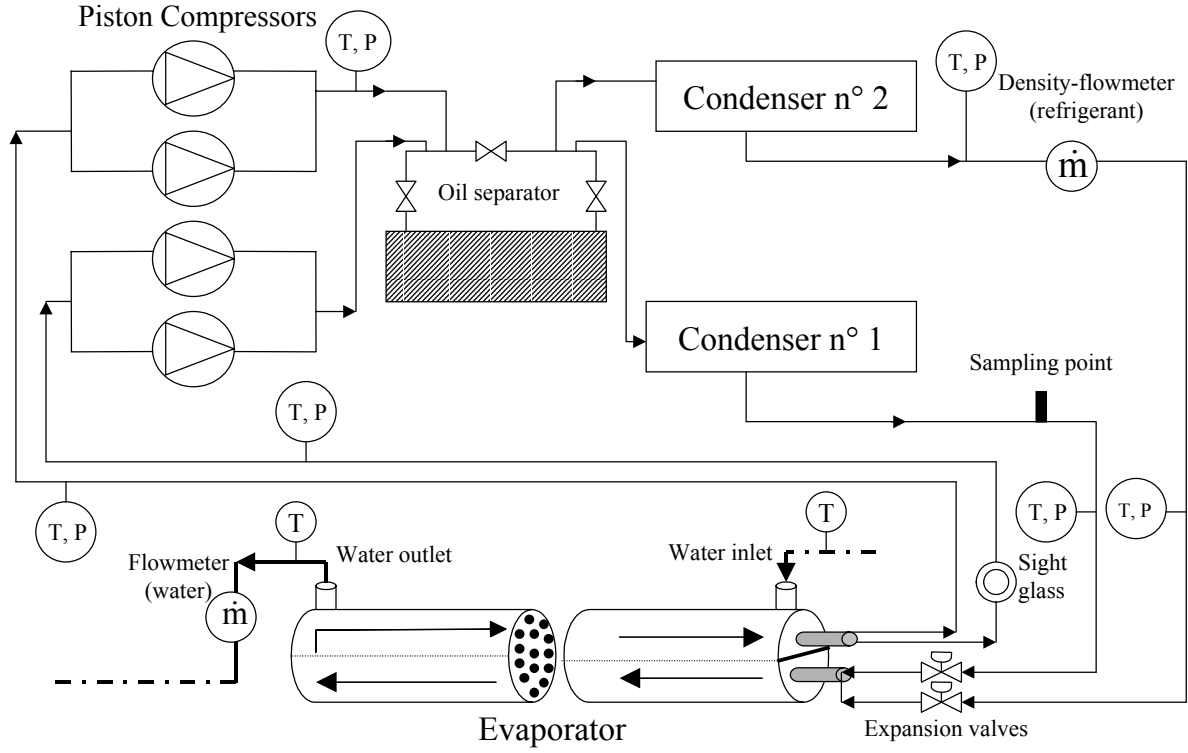


Figure 2. Schematic of the experimental facility

The tests were carried out for steady-state conditions with two different evaporator inlet/outlet water regimes (namely: 12/7°C and 20/15°C) for various superheats at the evaporator outlet (from 1.5 K to 16 K).

The data reduction was performed both by a classic way (i.e. considering that the fluid circulating in the machine is refrigerant only) and by taking into account the oil presence in the circuit. This last case will allow to validate Youbi-Idrissi et al. enthalpy calculation model.

MODEL APPLICATION

The application of the enthalpy calculation model for a refrigerant-oil mixture requires three essential information:

Solubility Curves of R407C in Oil

The lubricant used in this machine is of POE type. The solubility curves of R407C in oil are given by oil manufacturer under a graphical form. For modeling this solubility data, an extension of Raoult's law (Cavestri expression [6]) has been used:

$$P(x_r, T) = \left[1 + (1 - x_r) \left(\begin{array}{l} a + bT + cT^2 \\ + dx_r + ex_r T + fx_r T^2 \end{array} \right) \right] x_r P_{sat}(T) \quad (6)$$

where x_r is the mole fraction of refrigerant. The coefficients a through f are calculated by means of least squares regression.

Circulating Mass Fraction of Oil

This parameter is obtained by two different methods (Table 1):

a) on-line continuous mixture density measurement (ρ_m) which can be expressed by an ideal mixing law as [7]:

$$\frac{1}{\rho_m} = \frac{C_g}{\rho_{oil}} + \frac{1 - C_g}{\rho_r} \quad (7)$$

Solving this expression to obtain the circulating mass fraction of oil (C_g) yields:

$$C_g = \frac{\left(\frac{\rho_{oil}}{\rho_m} \right) (\rho_r - \rho_m)}{\rho_r - \rho_{oil}} \quad (8)$$

ρ_r is the refrigerant density calculated by REFPROP 6 and ρ_{oil} is the oil density, given by the oil manufacturer.

b) a discontinuous method at the condenser outlet. In this case, a sample (refrigerant + oil) of approximately 500 g is taken in a bottle at the sampling point. Then the refrigerant is slowly evacuated from the bottle and the remaining oil is weighted. For this operation, a weigh with an accuracy of 0.1 g is used. The circulating mass fraction of oil is calculated as the ratio of the oil mass remaining in the bottle to the total mass of refrigerant-oil mixture initially taken.

Table 1 shows the circulating mass fraction of oil during tests both with or without the oil separator. The circulating mass fraction of oil is few sensitive to the superheat. Indeed, the circulating mass fraction is mainly imposed by the compressor technology retained for this unit. From Table 1, it also seems that the density flowmeter usually overestimates the circulating oil mass fraction, when compared to the sampling technique. Indeed, the densities of oil and R407C being relatively nearby (960 kg/m³ and 1 116 kg/m³, respectively, at 30 °C), high uncertainties likely to reach 50% may be observed with that apparatus. It should be emphasized that for machines working with R410A (whose density is 1050 kg/m³ at 30°C), density flowmeter technique would

probably be unsuited to measure the circulating mass fraction of oil. Its main advantage remains however the possibility of performing on-line continuous measurements. For these reasons, the measurements obtained from the sampling methods were finally retained for performing the validation of the enthalpy calculation model.

Table 1: Circulating mass fraction of oil, measured by density-flowmeter and sampling technique.

Inlet/outlet evaporator water regime	Superheat (K)	C_g (density-flowmeter) %	C_g (sampling technique) %
12/7°C	1.2	4.4	2.2
12/7°C	1.5	3.0	1.8
12/7°C	1.6	3.7	2.2
12/7°C	2.0	2.3	0.9*
12/7°C	4.2	2.4	1.5*
12/7°C	4.4	2.6	1.5*
20/15°C	5.9	3.2	1.8
12/7°C	7.6	3.2	1.8
12/7°C	7.7	3.1	1.8
12/7°C	8.3	3.1	1.8
12/7°C	12.7	3.3	1.7
12/7°C	15.8	3.3	1.5

*oil separator working

Composition of R407C

R407C being a zeotropic mixture, its circulation in the refrigerating machine induces a variation from its nominal composition (52% R134a ; 25% R125 ; 23% R32). To examine this variation, some liquid refrigerant samples were taken at the condenser outlet and were analyzed by chromatography. The results show that the measured circulating composition (typically about 52.9% R135a ; 25.6% R125 ; 21.5% R32) remains very close to that of nominal R407C. Therefore, in the following, all the thermodynamic properties are calculated considering the nominal composition of R407C.

Solubility curves and circulating mass fraction of oil being known, we applied the model to evaluate the enthalpy change through the evaporator under measured pressure and temperature conditions:

$$\Delta h_{r,oil} = (h_{out}(T_{out}, P_{out}, C_g) - h_{in}(T_{in}, P_{in}, C_g))_{r,oil} \quad (8)$$

where h_{in} and h_{out} are the inlet and outlet enthalpies of refrigerant-oil mixture calculated by Eq. (1).

The evaporator capacity is calculated from the water mass flow rate and its inlet-outlet temperatures by the following relation:

$$\dot{Q}_w = \dot{m}_w C_{p_w} (T_{out} - T_{in})_w \quad (9)$$

The evaporator being well insulated, if we neglect the outside thermal losses, we can write:

$$\Delta h'_{r,oil} = \frac{\dot{Q}_w}{\dot{m}_{r,oil}} \quad (10)$$

$\Delta h'_{r,oil}$ is the experimental enthalpy change of refrigerant-oil mixture through the evaporator and $\dot{m}_{r,oil}$ is the total mass flow rate of refrigerant-oil mixture, measured by the density-flowmeter at condenser outlet.

We defined –for the same temperature and pressure conditions– R'_h as the ratio between the experimental enthalpy change ($\Delta h'_{r,oil}$) of refrigerant-oil mixture, and enthalpy change considering refrigerant only which is calculated using REFPROP 6:

$$R'_h = \frac{\Delta h'_{r,oil}}{\Delta h_{r,only}} \quad (11)$$

RESULTS AND DISCUSSION

We present in Figure 3, the refrigerating power measured \dot{Q}_w (Eq. 9) as function of the superheat at evaporator outlet, for an external water regime of 12/7°C. As can be seen, the refrigerating power decreases with increasing superheats. This tendency can be explained by the fall of the circulating fluid mass flow rate when the superheat increases. So, the evaporator is less filled, leading to a fall of both its efficiency and average heat transfer coefficient.

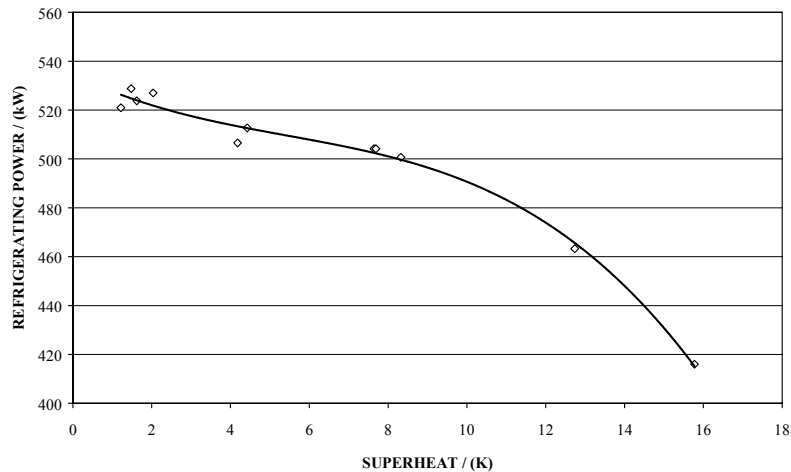


Figure 3: Refrigerating power as function of superheat

Comparing this refrigerating power measured on the water side with that calculated by a classical thermodynamic balance on the refrigerant side neglecting the oil presence, the relative difference is:

$$E(\%) = 100 \times \left(\frac{\dot{m}_{r,oil} \Delta h_{r,only} - \dot{Q}_w}{\dot{Q}_w} \right) \quad (12)$$

Figure 4 presents the evolution of E as function of the superheat. The difference between the measured and calculated refrigerating power can reach 10% when the superheat is approximately 1.5 K and decreases with the increase in the superheat but it never falls down below 1% to 2%, which roughly corresponds to the uncertainties. In other words, for the studied R407C/oil pair and at a circulating mass fraction of oil of approximately 2% (measured in this

machine), the actual refrigerating power can be overestimated by 10% from the usual heat balance method. This tendency is directly related to the oil presence which displaces the liquid-vapor equilibrium point. It results in the retention of a residual amount of liquid refrigerant dissolved in oil at the evaporator outlet. Visual observations at the sight-glass placed on the suction line (Figure 2) confirmed that for low superheats, the liquid phase at this location contains more refrigerant than at high superheat (Figure 6). The zones of low concentration of refrigerant in the liquid phase are the "milky" spots on the right-hand side photograph.

Lastly, taking into account the oil presence in the circuit, we compare in Figure 5 the enthalpy ratio predicted by the model (Eq. 5) to that obtained experimentally (Eq. 11). The model predictions and the experimental results are in a good agreement, as the deviation never exceeds $\pm 2.2\%$.

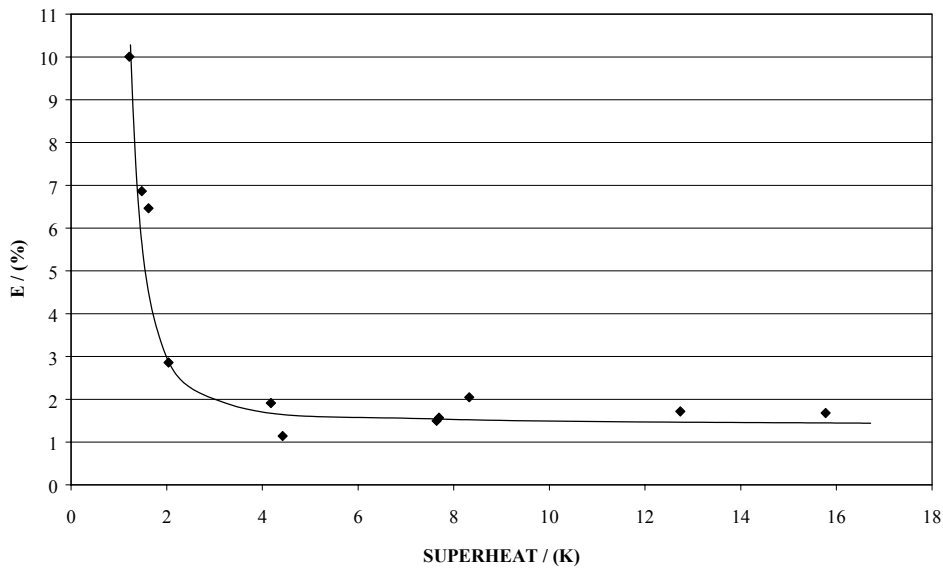


Figure 4: Relative difference between the refrigerating powers with and without taking into account the presence of oil.

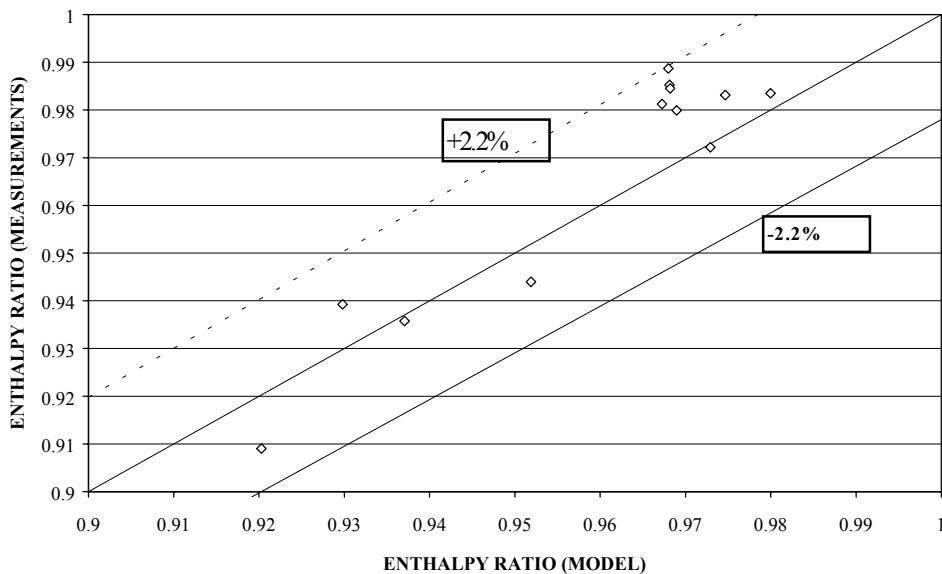


Figure 5. Enthalpy ratio: experimental data in function of calculation model

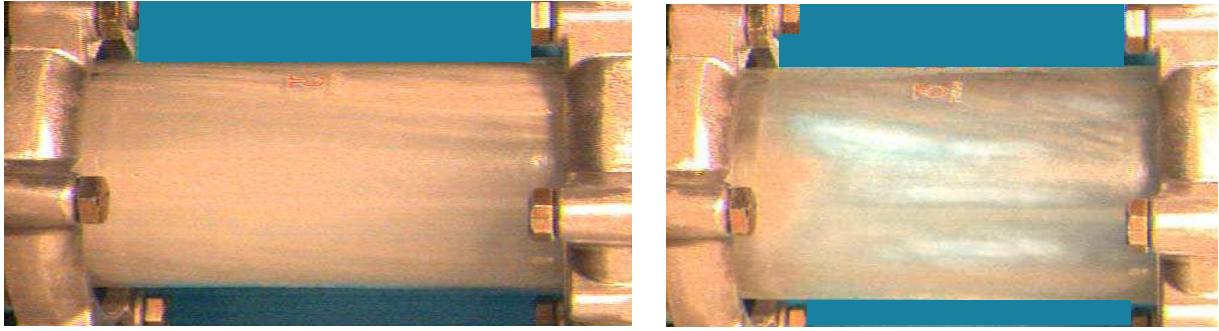


Figure 6. Visualization of the liquid phase at the evaporator outlet: superheat = 2 K (left) and superheat = 10 K (right)

CONCLUSION

The enthalpy change on an evaporator working with R407C was studied for superheats ranging from 1.5 K to 15 K by two different methods. The first method consists in using a classical energy balance without taking into account the oil presence. The second by applying a previously published model of enthalpy calculation. In this last case, the deviation between the enthalpy change predicted by the model and that obtained experimentally roughly never exceeds 2.2%.

Furthermore, the experimental results showed that the difference between the measured and calculated refrigerating power can reach 10% when the superheat is approximately 1.5 K and decreases with the increase in the superheat. The presence of a quantity of liquid refrigerant at evaporator end is the direct cause of this tendency.

The effect of the circulating mass fraction of oil could not be experimentally investigated here but should be the focus of a future work. It is very likely that its penalizing impact on the heat balance increases with this parameter.

Lastly, the results presented in this study are valid for the refrigerant-oil pair studied and should only be extended to other pairs with care. The impact of the oil choice in terms of its viscosity and its miscibility with the refrigerant are two important factors which also deserve to be experimentally highlighted to validate some theoretical tendencies described previously [4].

ACKNOWLEDGEMENTS

The authors gratefully acknowledge support from CIAT for this study. Our thanks go especially to Mr A. BAILLY (Laboratory director), Mr R. JURKOWSKI (manager of heat transfer service) and Mr E. AUZNET (manger of the refrigerating machines service) as well as all technical-staff who took part in this work.

NOMENCLATURE

$a-f$	empirical constants
C_g	oil mass fraction
C_p	specific heat, J/kg K
E	difference between the refrigerating power measured and calculated, %
h	specific enthalpy, J/kg
\dot{m}	mass flow rate, kg/s
P	pressure, Pa
\dot{Q}	power, W
R_h	predicted enthalpy ratio
R'_h	experiment enthalpy ratio
T	temperature, K

X'	vapor quality of refrigerant/oil mixture
x	mole fraction in liquid-phase

Greek letters

ρ	density, kg/m ³
--------	----------------------------

Subscripts

in	inlet
L	liquid
m	mixture
out	outlet
r	refrigerant
ref	reference
sat	saturation
t	total
V	vapor
w	water

REFERENCES

- J.J. Grebner and Crawford R.R. The Effects of Lubricant on Evaporator Capacity for Systems using Mixtures of R12/Mineral Oil and R134a/Synthetic Oil. *ASHRAE Trans.* vol. 99, pp. 380-386, 1993.
- M. Youbi-Idrissi, J. Bonjour, C. Marvillet and F. Meunier, Enthalpy Calculation for a Refrigerant/Oil Mixture: Consequence on the Evaporator Performance Working with R407C and POE Oil, *Proc IIR/IIF conf. Thermophysical Properties & Transfer Processes of New Refrigerations, Paderbon, Germany, 2001.*
- M. Youbi-Idrissi, M.F. Terrier, J. Bonjour, and F. Meunier, Entraînement d'Huile dans les Systèmes Frigorifiques : Quel Impact ?, *Revue Générale du Froid*, N° 1023, pp. 53-58, 2002.
- M. Youbi-Idrissi, J. Bonjour, C. Marvillet and F. Meunier, Impact of Refrigerant-Oil Solubility on an Evaporator Performances Working with R-407C, *International Journal of Refrigeration. To published. Available online.*
- J.R. Thome and D. Phil, Comprehensive Thermodynamic Approach to Modelling Refrigerant Lubricating Oil Mixture, *HVAC&R Research*, vol.1, pp.110-126,1995.
- R.C. Cavestri, Measurement of Viscosity, Density, and Gas Solubility of Refrigerant Blends in Selected Synthetic Lubricants, *The Air-Conditioning and Refrigeration Technology Institute. Project Number 655-51400, 1995.*
- A. Bayani, T.R. Thome, D. Favrat, Online Measurement of Oil Concentration of R134a/Oil Mixtures with Density Flowmeter. *HVAC & Research*, vol. 1, N° 3, pp. 232-241, 1995.

3 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons démontré le caractère non-azéotropique des couples frigorigène/huile et son effet sur le calcul d'enthalpie d'un mélange de frigorigène/huile. Pour cette propriété thermodynamique, un modèle simple de calcul a été proposé et appliqué aux R134a et R407C seuls et en mélange avec des huiles POE de grades différents et pour différentes fractions massiques circulantes d'huile.

L'utilisation de la nouvelle présentation du diagramme de Mollier pour les mélanges frigorigène/huile permet d'évaluer la variation d'enthalpie au niveau de l'évaporateur avec et sans prise en compte de la présence d'huile, aussi bien que le titre en vapeur à la sortie de l'évaporateur. Pour les exemples d'applications étudiés et dans les conditions de fonctionnement proposées, négliger l'huile a conduit à une surestimation de la variation d'enthalpie au niveau de l'évaporateur d'environ 10% dans le cas de R134a / 4% PAG et d'environ 9% dans le cas de R407C / 4% POE. Une fraction massique représentant environ 5% du R134a et d'environ 3% du R407C n'était pas évaporée.

L'étude des paramètres d'influence a montré également que le rapport de la variation d'enthalpie au niveau de l'évaporateur (à détente directe) avec et sans prise en compte de l'huile (R_h) et la quantité non-évaporée (NEQ) dépendent fortement de la fraction massique circulante d'huile et de la solubilité du fluide frigorigène dans celle-ci, ainsi que de la surchauffe appliquée à la sortie de l'évaporateur.

Généralement, le taux de circulation d'huile est imposé par le compresseur, une attention particulière doit être portée lors de la conception et du dimensionnement des systèmes frigorifiques pour assurer un taux minimum de circulation et un retour correct de l'huile dans le carter du compresseur. A cet effet, l'introduction d'un séparateur dans le circuit peut diminuer significativement le taux d'entraînement d'huile.

En ce qui concerne le choix de l'huile, il doit être porté sur celle qui présente une faible viscosité mais qui a un pouvoir lubrifiant suffisant pour remplir sa fonction essentielle : la lubrification des pièces mécaniques du compresseur. Pour deux huiles de même grade de viscosité, la solubilité du fluide frigorigène dans l'huile peut être différente. Il est préférable de choisir celle qui présente la plus faible solubilité à condition qu'elle soit miscible avec le fluide frigorigène sur toute la plage de fonctionnement de l'installation. Si une surchauffe très élevée permet d'évaporer la quasi-totalité du fluide frigorigène dissout dans l'huile et d'améliorer le rapport d'enthalpie R_h , elle participe par contre à la baisse de l'efficacité de l'évaporateur et de sa surface d'échange utile. Au contraire, de faibles surchauffes contribuent à diminuer fortement la variation d'enthalpie et à augmenter la quantité non-évaporée à la sortie de l'évaporateur. Un compromis se situe dans une gamme de 5 à 7 K de surchauffe à la sortie de l'évaporateur. Dans ce cas, l'utilisation du modèle de calcul d'enthalpie pour le mélange de fluide frigorigène et d'huile et le diagramme de Mollier correspondant permettra d'évaluer les performances réelles de l'évaporateur et le COP de la machine.

Enfin, l'étude menée au site industriel sur une machine de grande puissance fonctionnant au R407C a permis de vérifier les tendances théoriques de ce modèle qui se sont avérées en très bonne adéquation avec les résultats expérimentaux. Les tests de visualisation ont confirmé la présence d'une quantité non-évaporée de frigorigène à la sortie de l'évaporateur en présence d'une faible surchauffe.

Chapitre IV : Système frigorifique, expériences et modélisation

1 Etude expérimentale d'une pompe à chaleur fonctionnant au R407C

1.1 Description de la machine

Dans cette partie, la machine étudiée est une pompe à chaleur air/eau réversible conçue par CIAT. La figure 4.1 représente le schéma de principe du groupe et les principaux éléments composant le circuit.

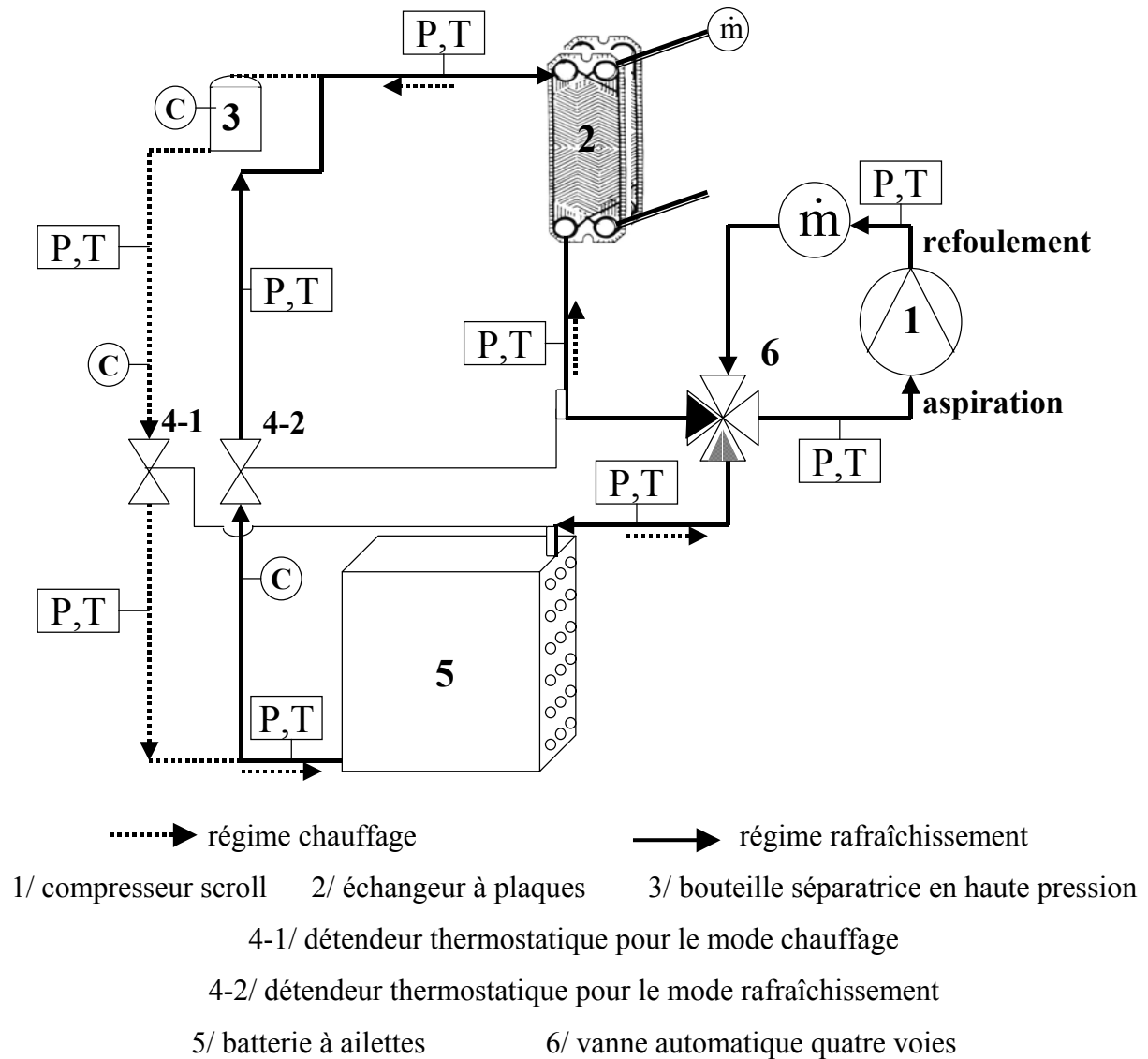


Figure 4.1 : Schéma de principe de la pompe à chaleur réversible

Pour une étude globale des performances thermodynamiques de la machine (puissance frigorifique, puissance calorifique, COP, rendements), des bilans énergétiques ont été réalisés pour chaque mode de fonctionnement (chauffage et refroidissement) au niveau des échangeurs thermiques (batterie à ailettes et échangeur à plaques) ainsi qu'une mesure de la puissance absorbée par le moteur du compresseur. Pour cet objectif, le circuit frigorifique de la machine a été fortement instrumenté. Des points de mesure de température et de pression ont été implantés en entrée et en sortie de chacun des éléments de la machine, et un

débitmètre massique en phase gazeuse a été placé sur la ligne de refoulement en sortie du compresseur. En ce qui concerne les fluides secondaires, des mesures de température et d'humidité relative ont été réalisées pour l'air, et des mesures de températures et de débit (volumique) pour l'eau.

Nous décrivons dans le tableau 4.1 les capteurs utilisés, leur gamme et leur précision de mesure.

Capteur	Description	Plage de mesure	Précision
Température	Thermocouple type T	-20°C à 130°C	± 0,25°C
Pression absolue	Druck® type PTX 1400	800 mbar à 1200 mbar	± 0,1%
Pression relative	Druck®, type PTX 1400	0 à 40 bars	± 0,1%
Débit massique	Micro Motion® à effet Coriolis	de 0 à 0,2 kg/s	± 0,03%
Débit volumique	Danfoss® Type MAG Electromagnétique	0 à 1,47 dm ³ /s	± 0,15%
Hygrométrie	VAISALA® de type HMD60Y	0 à 100%	± 2%
Puissance électrique	Sphere® type TRW	0 à 8000 W	± 0,1%

Tableau 4.1 : Instruments de mesure utilisés dans la PAC réversible

Les tests sur la machine ont été menés dans une salle d'essais équipée d'un réseau de ventilation permettant le réglage de la température de la salle selon le mode de fonctionnement :

1. de 25°C à 40°C pour le mode rafraîchissement ;
2. de 5°C à 25°C pour le mode chauffage ;

En particulier, on présente par la suite des résultats de quatre régimes de fonctionnement : deux en mode chauffage et deux en mode rafraîchissement.

- Mode chauffage : pendant lequel, l'eau est chauffée de 30°C à 35°C ou de 40°C à 45°C et la température extérieure est maintenue à 7°C grâce à un refroidissement de l'air par la batterie (évaporateur) ;
- Mode rafraîchissement : l'eau dans ce cas est refroidie de 12°C à 7°C ou de 23°C à 18°C et la température de l'air ambiant est maintenue à 35°C. La batterie à ailettes fonctionne comme un condenseur.

L'analyse des performances énergétiques de la pompe à chaleur réversible a été réalisée dans le cadre d'un projet industriel soutenu par l'ADEME et a fait l'objet d'un mémoire d'ingénieur CNAM (Fradin, 2003). Dans le cadre de ce projet, nous sommes intervenus essentiellement pour une étude locale dont les objectifs sont présentés ci-après. Nous présentons uniquement les résultats de l'étude locale, Fradin (2003) ayant présenté en détail les résultats globaux.

1.2 Etude locale des performances thermodynamiques d'une pompe à chaleur réversible

Cette phase d'étude a pour but la compréhension fine du fonctionnement de la machine en général et de la batterie à ailettes en particulier, au moyen de mesures locales de composition, de taux de circulation d'huile, de pression et de température.

1.2.1 Composition du fluide frigorigène dans le circuit

1.2.1.1 Causes de la variation de composition

Dans les machines fonctionnant avec le R407C (mélange ternaire non azéotrope) il apparaît une variation de la composition circulante par rapport à la composition nominale du R407C attribuable à deux causes distinctes :

1. *Le comportement thermodynamique et hydrodynamique des fluides circulant dans la machine :*

On note trois causes principales :

- La différence de composition entre les phases liquide et vapeur lors d'un changement de phase, due à l'évaporation prioritaire des fluides les plus volatils (dont la température d'ébullition est plus basse), c'est à dire le R32 et le R125 dans le cas du R407C ;
- Le glissement de vitesse entre les deux phases liquide et vapeur dans les échangeurs, dû à la différence de la masse volumique et donc à un déplacement plus rapide de la phase vapeur par rapport à la phase liquide ;
- La variation de la composition circulante via une miscibilité préférentielle de l'huile utilisée dans l'installation avec l'un des composants du mélange. Pour les huiles POE, la solubilité des constituants du R407C est généralement croissante dans l'ordre suivant : R134a > R125 > R32. La modification de la composition du R407C liée à cet effet peut être négligeable lorsque le taux de circulation d'huile dans la machine frigorifique est faible, et que la charge du fluide frigorigène est relativement élevée par rapport à celle de l'huile dans le carter du compresseur. En revanche, lorsque le rapport entre la masse d'huile et la charge en fluide frigorigène est élevé, l'effet de la solubilité préférentielle des composants de R407C avec l'huile peut avoir des incidences importantes. Le R134a étant le fluide le plus soluble avec l'huile, cela conduit à un déficit de R134a dans la composition circulante du R407C.

Notons que les deux premiers effets représentent généralement les causes principales de la variation de composition des fluides non-azéotropiques.

2. *Le dimensionnement de la machine*

Dans les travaux de Chen et Kruse (1997) et Ghassempouri (1999), il a été montré que l'effet de la géométrie du circuit frigorifique (volume interne des échangeurs et de la bouteille accumulatrice), appelé « effet accumulateur » peut avoir aussi un impact sur la modification de la composition nominale de R407C. Cet effet est surtout observé dans les bouteilles accumultrices à haute pression où la vitesse de la vapeur est faible, ce qui induit un enrichissement en composant le moins volatil (R134a).

Enfin, un dernier effet lié au circuit est celui de la qualité de l'étanchéité des différents composants de la machine. Les fuites, particulièrement en diphasique, peuvent entraîner pendant la durée de vie de la machine une variation de la composition du fluide circulant par rapport à la composition nominale ou la composition de charge.

Dans un souci de compréhension de l'impact de la variation de composition du R407C sur les performances de la machine, des prises d'échantillons en phase liquide ont été prévues en différents points monophasiques du circuit : sortie de la batterie, sortie de l'échangeur à plaques, bouteille accumulatrice HP (figure 4.1).

Ces prises d'échantillon peuvent contenir au maximum 8 g de frigorigène ; les quantités de prélèvement ont été réduites autant que possible pour minimiser la variation de la charge totale de la machine (7,2 kg environ).

1.2.1.2 Dispositif expérimental

Pour réaliser des analyses de composition du fluide frigorigène par chromatographie en phase gazeuse, les échantillons de liquide en haute pression, sont prélevés puis détendus grâce à un dispositif adapté (figure 4.2).

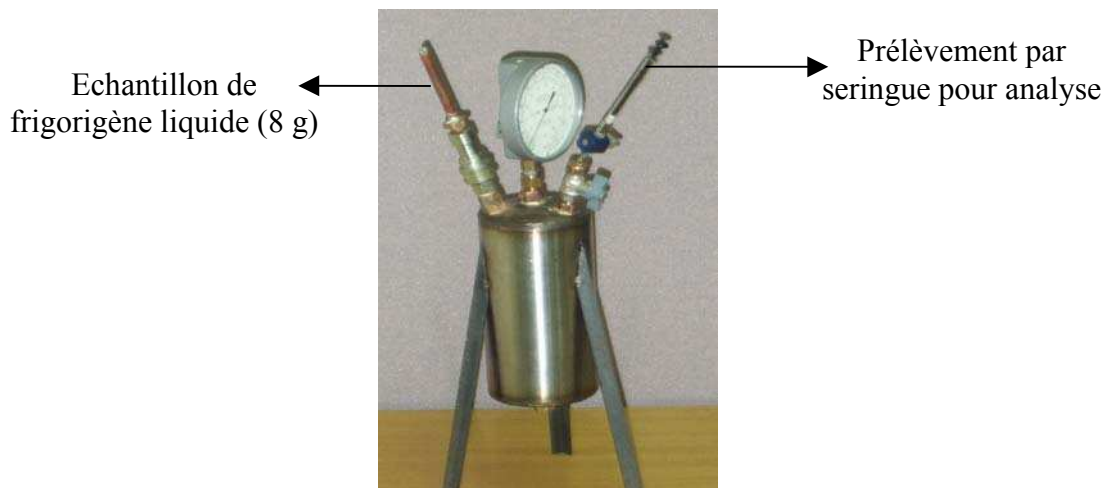


Figure 4.2 : Dispositif de détente des échantillons liquides

Un vide primaire ($P = 2 \text{ mbar}$) est initialement imposé dans la bouteille d'un volume pré-dimensionné d'environ 1500 cm^3 . L'échantillon liquide y est alors détendu et se vaporise complètement, si bien que la pression dans la bouteille est de l'ordre de 1 à 1,5 bar. A l'aide d'une seringue, des prélèvements de 1 cm^3 sont effectués dans le réservoir de détente puis injectés dans la colonne capillaire du chromatographe en phase gazeuse, qui permet l'analyse de la composition du fluide.

Rappelons que la chromatographie est une technique analytique qui permet la séparation des constituants d'un mélange en phase homogène liquide ou gazeuse. Le principe repose sur l'équilibre de concentrations des composés présents entre deux phases en contact : la phase stationnaire (emprisonnée dans la colonne) et la phase mobile qui se déplace (gaz vecteur). La séparation est basée sur l'entraînement différentiel des constituants présents dans la colonne. Ces derniers la parcourent avec des temps directement liés à leurs propriétés intrinsèques

(taille, structure, ...) ou à leur affinité avec la phase stationnaire (polarité, ...). A leur arrivée en bout de colonne, le détecteur mesure en continu la quantité de chacun des constituants du mélange.

Pour nos analyses, nous avons utilisé un chromatographe en phase gazeuse comportant une colonne capillaire adéquate avec les constituants du mélange R407C (JW-GASPRO 0,32 mm x 60 m) et un détecteur à conductivité thermique TCD. L'hélium était utilisé comme gaz vecteur en raison de la meilleure sensibilité qu'il offre à l'analyse avec les fluides HFC.

Avant son utilisation, une phase d'étalonnage a été conduite pour optimiser le programme d'analyse :

- Température du four : 250°C ;
- Température en tête du détecteur : 280°C ;
- Temps d'analyse : 15 minutes. Ce dernier a été obtenu suite à l'identification temps de rétention de chaque composant du mélange représenté par un pic dans le chromatogramme de l'analyse.

1.2.1.3 Résultats et analyses

La première expérience consiste à charger la machine à partir d'une bouteille standard de R407C. Dans le tableau 4.2, nous présentons les résultats de l'analyse de composition de la bouteille de charge et de la composition circulante du R407C pour les deux modes de fonctionnement de la machine :

Fluides	R134a		R125		R32	
	mesure	incertitude	mesure	incertitude	mesure	incertitude
Composition nominale	0,52	±0,02*	0,25	±0,02*	0,23	±0,02*
Composition de la bouteille de charge	0,524	±0,016	0,264	±0,016	0,212	±0,016
Mode Clim 35°C - 12/7°C (échantillon 1)	0,491	±0,003	0,290	±0,006	0,219	±0,007
Mode Clim 35°C - 12/7°C (échantillon 2)	0,490	±0,006	0,288	±0,006	0,222	±0,007
Mode Clim 35°C - 23/18°C	0,489	±0,004	0,291	±0,002	0,220	±0,004
Mode Pac 7°C - 30/35°C (sortie condenseur)	0,498	±0,004	0,289	±0,003	0,213	±0,004
Mode Pac 7°C - 30/35°C (bouteille accumulatrice)	0,501	±0,006	0,282	±0,002	0,217	±0,007
Mode Pac 7°C - 40/45°C (sortie condenseur)	0,493	±0,002	0,291	±0,001	0,216	±0,001
Mode Pac 7°C - 40/45°C (bouteille accumulatrice)	0,506	±0,003	0,285	±0,002	0,209	±0,005

(*) Tolérance de composition selon la norme ASHRAE

Tableau 4.2 : Résultats d'analyse par chromatographie en phase gazeuse de la composition en R134a/R125/R32.

Les résultats présentés dans le tableau 4.2 sont des moyennes arithmétiques de 4 mesures indépendantes. Pour chaque prélèvement, l'incertitude de mesure (i) est calculée à partir de l'écart type (σ) des 4 points de mesure en utilisant la loi inverse de Student :

$$i = t_s \frac{\sigma}{\sqrt{N}} \quad (4.1)$$

où t_s est le facteur de Student calculé pour un intervalle de confiance de 95% et $(N-1)$ degrés de liberté, où N est le nombre de points de mesures.

Comme nous pouvons le constater dans le tableau 4.2, la composition en R134a/R125/R32 de la bouteille avec laquelle la machine a été initialement chargée est très proche de celle de la composition nominale du R407C et la tolérance imposée par la norme ASHRAE est respectée pour tous les composants.

En fonctionnement stationnaire de la machine en mode rafraîchissement avec le régime 35°C - 12/7°C, deux prélèvements ont été effectués à la sortie de la batterie ailetée avec un intervalle de 45 min. Ces deux prélèvements, selon l'analyse chromatographique, présentent des compositions en R134a/R125/R32 quasi-identiques. Cependant, par rapport à la composition de charge (0,524 R134a ; 0,264 R125 ; 0,212 R32), nous constatons que le fluide circulant s'appauvrit en R134a de 0,033 (fluide moins volatil) et s'enrichit en R125 de 0,025 (fluide plus volatil). Des résultats similaires ont été obtenus pour le même mode fonctionnement en régime 35°C - 23/18°C. Dans une étape ultérieure, une comparaison de ces résultats expérimentaux avec les prédictions théoriques sera effectuée.

En fonctionnement stationnaire de la machine en mode chauffage, deux prélèvements ont été effectués simultanément, l'un à la sortie de l'échangeur à plaques (condenseur) et l'autre en bas de la bouteille accumulatrice HP. Pour les deux régimes de fonctionnement : (7°C - 30/35°C et 7°C - 40/45°C), nous constatons que, par rapport à la composition de la charge, la composition circulante en R134a/R125/R32 est plus riche en R125 (+0,025) et déficitaire en R134a (-0,025). Il est important de noter la présence d'une légère différence de composition entre la sortie du condenseur et la bouteille accumulatrice HP dans chacun des deux régimes, due à une circulation plus rapide du composant R125 par rapport au R134a qui s'accumule dans la bouteille (+0,01). Ce résultat confirme les prédictions théoriques sur l'effet «accumulateur» de la bouteille. Enfin, pour les deux modes de fonctionnement de la machine (Pac et Clim), la composition en R32 dans les différentes compositions circulantes mesurées n'a subi qu'une légère variation par rapport à celle de la composition de charge.

Une seconde expérience vise à charger la machine à partir de trois bouteilles séparées de R134a, R125 et R32. L'objectif de cette opération est de contrôler la charge introduite dans la machine et d'analyser ainsi l'effet de la variation de la composition de charge sur ses performances thermodynamiques. La machine a été chargée en R134a, R125 et R32 à partir de trois bouteilles séparées, d'abord avec une composition plus riche en R134a par rapport à la composition nominale du R407C (0,62 R134a ; 0,25 R125 ; 0,13 R32), puis avec une composition plus riche en R32 (0,417 R134a ; 0,252 R125 ; 0,331 R32). Pour chaque charge, nous avons réalisé des mesures de la composition circulante pour les deux modes de fonctionnement de la machine (chauffage et rafraîchissement). Le tableau 4.3 montre les résultats obtenus avec la première charge.

Fluides	R134a		R125		R32	
	mesure	incertitude	mesure	incertitude	mesure	incertitude
Composition nominale	0,52	±0,02*	0,25	±0,02*	0,23	±0,02*
Composition de charge	0,62	±0,001	0,25	±0,001	0,13	±0,001
Mode Clim 35°C - 12/7°C	0,548	±0,006	0,289	±0,001	0,163	±0,007
Mode Clim 35°C - 23/18°C	0,542	±0,002	0,29	±0,004	0,168	±0,001
Mode Pac 7°C - 30/35°C	0,547	±0,001	0,287	±0,008	0,166	±0,009
Mode Pac 7°C - 40/45°C	0,542	±0,002	0,289	±0,004	0,169	±0,002

(*) Tolérance de composition selon la norme ASHRAE

Tableau 4.3 : Résultats d'analyse de la composition circulante en R134a, R125 et R32

Nous constatons que les compositions circulantes dans les quatre régimes de fonctionnement étudiés sont très proches. Le fluide circulant s'enrichit d'environ 0,035 en fluides plus volatils (R125 et R32) et s'appauvrit d'environ 0,07 en R134a.

Nous présentons dans le tableau 4.4 les résultats d'analyse chromatographique en phase gazeuse de la composition circulante dans la machine chargée avec 41,7% de R134a, 25,2% de R125 et 33,1% de R32.

Fluides	R134a		R125		R32	
	mesure	incertitude	mesure	incertitude	mesure	incertitude
Composition nominale	0,52	±0,02*	0,25	±0,02*	0,23	±0,02*
Composition de charge	0,417	±0,001	0,252	±0,001	0,331	±0,001
Mode Clim 35°C - 12/7°C	0,456	±0,006	0,251	±0,002	0,293	±0,008
Mode Clim 35°C - 23/18°C	0,46	±0,008	0,253	±0,01	0,287	±0,007
Mode Pac 7°C - 30/35°C	0,446	±0,006	0,251	±0,002	0,293	±0,008
Mode Pac 7°C - 40/45°C	0,451	±0,01	0,255	±0,006	0,294	±0,01
Bouteille accumulatrice HP en repos (phase liquide)	0,478	±0,006	0,252	±0,002	0,27	±0,006

(*) Tolérance de composition selon la norme ASHRAE

Tableau 4.4 : Résultats d'analyse de la composition circulante en R134a, R125 et R32

Les résultats du tableau 4.4 montrent que globalement la composition circulante s'enrichit d'environ 0,03 en R134a et s'appauvrit de la même quantité en R32.

L'impact de la variation de composition sur les performances de la pompe à chaleur en termes de puissance frigorifique, COP, EER, rendements du compresseur, etc., grandeurs déduites des mesures expérimentales, a fait l'objet d'une étude détaillée présentée au « *Congrès International du Froid* » à Washington en Août 2003. Nous proposons le texte intégral de cette communication (pages 121-128).

IMPACT OF THE CHARGED COMPOSITION OF A TERNARY BLEND ON THE PERFORMANCE OF A DOMESTIC REVERSIBLE HP

Cédric FRADIN, Mohammed YOUBI-IDRISSI,

Marie-France TERRIER, Francis MEUNIER

IFFI – Laboratoire du Froid (E.A. 21). CNAM. 292 rue St Martin
75141 PARIS cedex 03. France. (+33) 1 40 27 24 54. terrierm@cnam.fr

ABSTRACT

Due to the distillation, lots of designers are concerned by the use of zeotropic refrigerant blends. The main issue comes from the well-known composition difference between the liquid and vapor phases in a zeotropic mixture. In this work, the impact of such effects was discussed based on experiments performed on a domestic R-407C heat pump operating in the heating mode as well as in the cooling mode. The unit has been designed for R-407C and experiments have been carried out not only with R-407C but also with other mixtures: 33%R32-25%R125-42%R134a and 13%R32-25%R125-62%R134. Thermodynamic analysis (capacity, COP, EER, different compressor efficiencies, ...) confirm globally the theoretical results: degradation of machine performances remains limited, even for such composition variation of mixture. The maximum reduction was registered of COP for the mixture whose mass fraction of R-32 is higher.

INTRODUCTION

Because of its large application field, substitution of the HCFC R-22 with HFC has not been so immediate as for CFC R-12 or even CFC R-502. Possible substitutes are now well identified and according specific application and reglementation, designers can choose natural fluids such as ammonia, pure HFC or their near azeotropic blends such as R-404A or R-507 but also the zeotropic HFC blends such as R-407C. In this last case, special care must be brought to the design of equipments and mainly to the heat exchangers. However, there are still some questions regarding the suitability of plants charged with R-407C, related to the influence of the temperature and composition glide on the equipments performance (variation of heating/cooling capacity and COP with the design of heat exchangers, sensibility of the equipment to the actual blend composition, influence of liquid vessels, effect of liquid or/and vapor leakage, ...). Many work has still been done about these questions and lots of tests have been run with many operating conditions (Sumida et al., 1995; Lundqvist, 1998; Gay et al., 1999; ...) but designers have still some doubts about the sensibility of their plants to the charged R-407C composition. The aim of this work is to evaluate the influence of the actual composition of a R-32/R-125/R-134a on the performances of a domestic reversible heat pump, initially designed to working with R-407C in nominal composition. During tests, the settings of the plant have been kept unchanged, unless in case of wrong operating conditions.

1 EXPERIMENTAL EQUIPMENT

1.1 Experimental setup and measurement device

All experiments have been performed on a domestic reversible heat pump whose main components are a plate heat water exchanger as indoor unit, a fins and tubes exchanger as outdoor air unit, a scroll compressor, two R-407C thermostatic expansion valves and a 4 way valve (figure 1). The expansion valves have an external pressure equalisation, and a 6.4 bar MOP (Maximum Operating Pressure). The unit is also equipped with a HP liquid vessel (used only in heating mode) with a level indicator. The plate heat exchanger is connected to a water loop whose the inlet temperature and the volume flow-rate are controlled. Pressures and temperatures are measured at inlet/outlet of each component (using calibrated relative pressure transducers, an absolute atmospheric pressure transducer and calibrated K-type thermocouples). Refrigerant mass flow-rate is measured with a Coriolis flowmeter on the discharge line and electrical power input of the compressor is also measured. Refrigerant circuit is equipped so that

samples of both liquid and vapor phase can be sampled for chromatographic analysis. The internal volume of the circuit is 24 dm³ (including fin and tubes exchanger: 9.8 dm³; plate exchanger: 1.3 dm³ and liquid vessel: 4.3 dm³). Total mass of refrigerant is of 7.2 kg and is measured with a scale (resolution 5g).

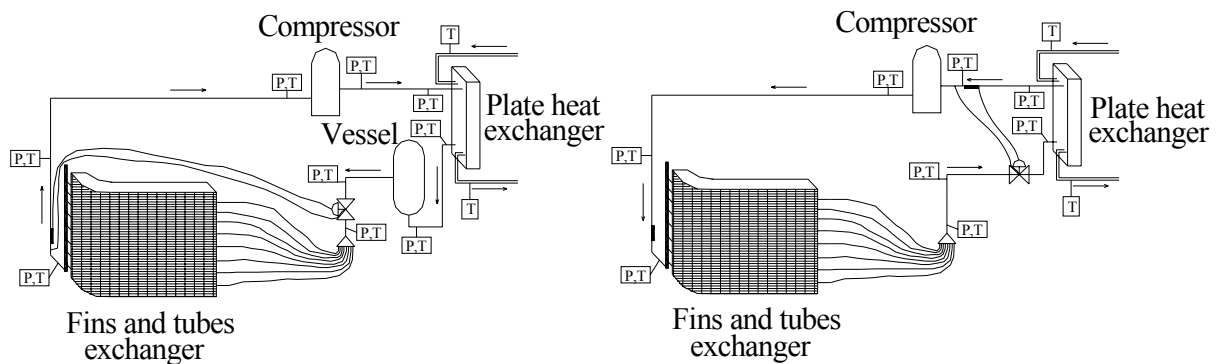


Figure 1: Lay-out of the reversible heat pump; left: heating mode; right: cooling mode

1.2 Experimental procedure

The external running conditions are described in table 1 for both modes. Water flow-rate was adjusted to match the required temperatures.

Table 1: External running conditions in heating and cooling mode

Working mode	Air (external unit)	Water (internal unit)
Heating	7°CDB; 6°CWB	30/35°C and 40/45°C
Cooling	35°C	12/7°C and 23/18°C

In a first step, the heat pump is filled with liquid from a full R-407C vessel; composition of the blend is measured before and just after the charge, with vapor chromatography analysis. For each test point, all data are sampled and recorded. Numerical values are calculated by arithmetic mean, over one time interval of one hour of a steady-state regime, then, the mean deviation is less than 0.1 K for temperature, 0.02 bar for pressure, 0.05% for water volume flow-rate, 0.2% for refrigerant mass flow-rate and 0.3% for input electrical power.

In a second step, the circuit has been vacued during 8 hours to trap all refrigerant still dissolved in the oil, and re-filled to 7.2 kg from three full vessels of R-134a, R-125 and R-32, to reach the composition named rich blend (reported to R-32 in comparison with its nominal composition in R-407C).

After tests with the rich blend, the same procedure has been followed to fill the weak blend (reported always to R-32). For this third step, both expansion valves have been reset (closed) to avoid hunting. Table 2 summarizes the refrigerant compositions charged in unit for these three cases.

Furthermore, the circulating mass-fraction of oil in the circuit has been measured on each working mode (heating and cooling), using the sampling technique (Youbi-Idrissi et al., 2003). Measurements results show that the circulating mass-fraction of oil is less to 1.2%. Its impact on the thermodynamic performances in this loop was considered unimportant. The relative difference of energy balance between water and refrigerant in the plate heat exchanger is less than 2%.

Table 2: Composition of the 3 blends

Blend	Mass (kg)			Total (kg)	Mass fraction (%) R-32/R-125/R-134a	Measurement
	R-32	R-125	R-134a			
Weak	0.935	1.8	4.465	7.20	0.13/0.25/0.62	Each fluid scaled
Nominal	1.526	1.901	3.773	7.2	0.212/0.264/0.524	Gas chromatography
rich	2.385	1.815	3.010	7.21	0.331/0.252/0.417	Each fluid scaled

2 EXPERIMENTAL RESULTS AND ANALYSIS

Blends used in this investigation being zeotropic, their circulation in the refrigerating machine leads to a variation of the circulating composition compared to the nominal composition or charged composition. To examine this variation, some liquid refrigerant samples were taken at the condenser outlet and were analyzed by gas chromatography. The results show that the measured circulating composition remains very close to that of charged composition. Therefore, in the following, only, the charged composition will be considered for analysis and discussions. Then, all of thermodynamic properties will be calculated at this composition, using REFPROP 6.

2.1 Heating mode

Tests results are analyzed for both water regime of 30/35°C and 40/45°C (inlet-outlet temperatures); the heat pump has same behavior in both cases. In this mode, the internal unit is used as water cooled condenser (co-current circulation), and the air fins and tubes exchanger is the evaporator. The sensing bulb and the reference pressure of the expansion valve are located at the evaporator outlet. As shown in figure 2, the temperature of the refrigerant at the coil outlet does not vary significantly with the blend composition. The factory adjustment of the expansion valve can be found from the nominal composition results as reported in figure 2 (curve NC, nominal composition): the bulb temperature is 6.5°C, and the dew temperature and the coil outlet is 1.2°C (eg 4.8 bars, point A). With the rich blend, the bulb temperature is the same, so the pressure at the evaporator outlet does not vary. Obviously, it corresponds to a lower dew temperature (-2.3°C, point B on the rich blend saturation curve). With the weak blend, the theoretical dew temperature should be 4.5°C (point C, WB saturation curve): the superheat is too low, and leads the expansion valve to hunt. That is the reason why this device had to be closed in order to come back to a correct running mode: the superheat is then 5 K (point C'). With this new setting, the low pressure decreases from about 0.5 bar with the weak blend (point C').

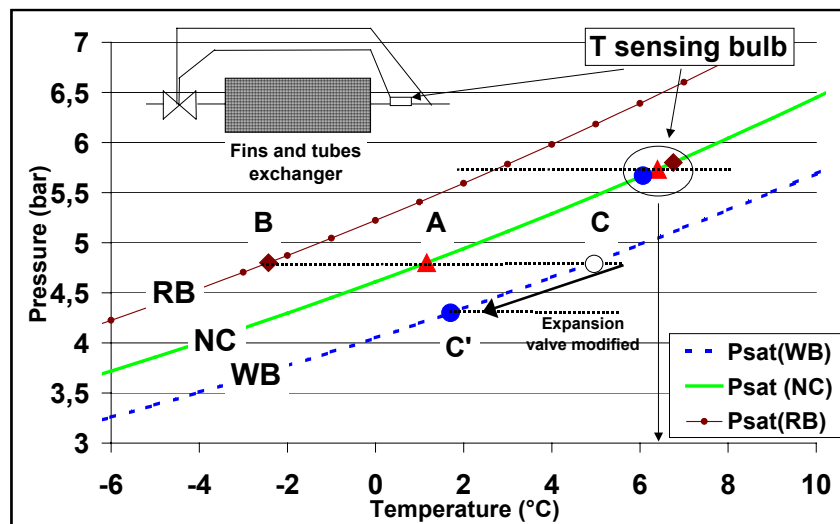


Figure 2: Operating conditions of expansion valve (heating mode; water regime of 30/35°C)

Running conditions of the low and high pressures are summarized in the figure 3. The evolutions of the superheat at the evaporator outlet and the suction pressure have already been explained. The refrigerant temperatures across the condenser are quite independent from the refrigerant composition; the high pressure increases then logically when the R-32 mass fraction is higher. The difference of temperature between water and liquid refrigerant leaving the plates heat exchanger is about 2.6 K.

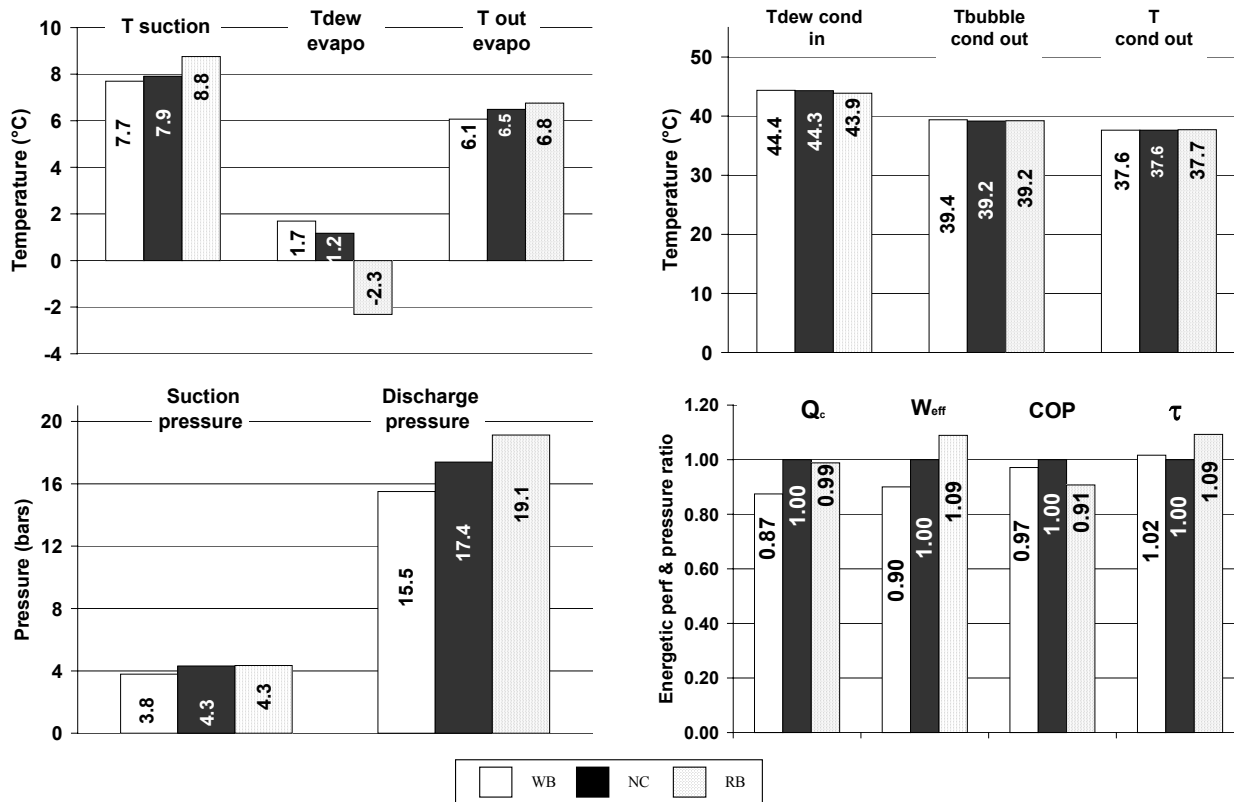


Figure 3: Running conditions and relative variations of heating capacity, electrical power input, COP and pressure ratio (heating mode; basis: nominal R-407C = 1; water regime of 30/35°C)

As the scroll compressor has a very low clearance volume, its efficiencies (volumetric efficiency η_v , global effective efficiency η_{eff} and isentropic efficiency η_{is}) depend particularly on the suction pressure and the compression ratio. However, during our operating conditions, these parameters are quasi-constant. Consequently, efficiencies are insensitive to the composition variation of refrigerant mixture (table 3).

Theoretical comparisons between refrigerants are often based upon the same evaporating and condensing temperatures, and an isentropic compression. The table 4 shows the theoretical values related to the performances of nominal composition, assuming the same running conditions than for R-407C. This table shows that, assuming besides a constant volume flow-rate at the compressor, following values are expected to increase from weak to rich blend: mass flow-rate, heating capacity and electrical power input. In the meantime, pressure ratio and COP should decrease. In practice, because of the valve expansion, the pressure ratio is optimal when the heat pump runs with R-407C.

From table 4, we can observe the relative variations of the practical performances of the heat pump with the charged blends (the basis is R-407C = 1). With quite constant dew temperatures at the evaporator, practical performances of weak blend and nominal R-407C are very near theoretical expected values for mass flow-rate and heating capacity; COP is 4% lower. On the contrary, with the same low pressure corresponding to dew temperature at the evaporator decreasing, the drop of performances of the heat pump running with rich blend is important, compared to theoretical results. As a consequence: instead of 12% of heating capacity increasing, it keeps the same value as with R-407C and the COP is 9% lower instead of being constant.

Table 3: Relative variations of compressor efficiencies, mass flow-rate and specific energy at condenser (heating mode; base: nominal composition = 1)

	$\eta_{vol}/\eta_{vol,NC}$	$\eta_{eff}/\eta_{eff,NC}$	$\eta_{is}/\eta_{is,NC}$	\dot{m}/\dot{m}_{NC}	$\Delta h/\Delta h_{NC}$
WB	1.01	0.98	1	0.94	0.94
RB	0.99	0.99	1.02	0.92	1.1

Table 4: Comparison of theoretical and experimental variations of heating capacity, input electrical power, mass flow-rate, COP and pressure ratio (heating mode ; base : nominal composition = 1)

	$\dot{Q}_c/\dot{Q}_{c,NC}$		$\dot{W}_{eff}/\dot{W}_{eff,NC}$		\dot{m}/\dot{m}_{NC}		COP/COP _{NC}		τ/τ_{NC}	
	Theor	Exper	Theor	Exper	Theor	Exper	Theor	Exper	Theor	Exper
WB	0.89	0.87	0.88	0.90	0.95	0.94	1.01	0.97	1.01	1.02
RB	1.12	0.99	1.13	1.09	1.05	0.92	0.99	0.91	0.98	1.09

Figure 4 summarizes the behaviour of the heat pump with water regime of 40/45°C (inlet/outlet temperature). The results are quite similar to those with water at 30/35°C, despite a slightly different air temperature for the NC runs (6.5°C instead of 7°C). The main consequence is lower temperature values through the suction line, but the evaporating temperature is not significantly modified.

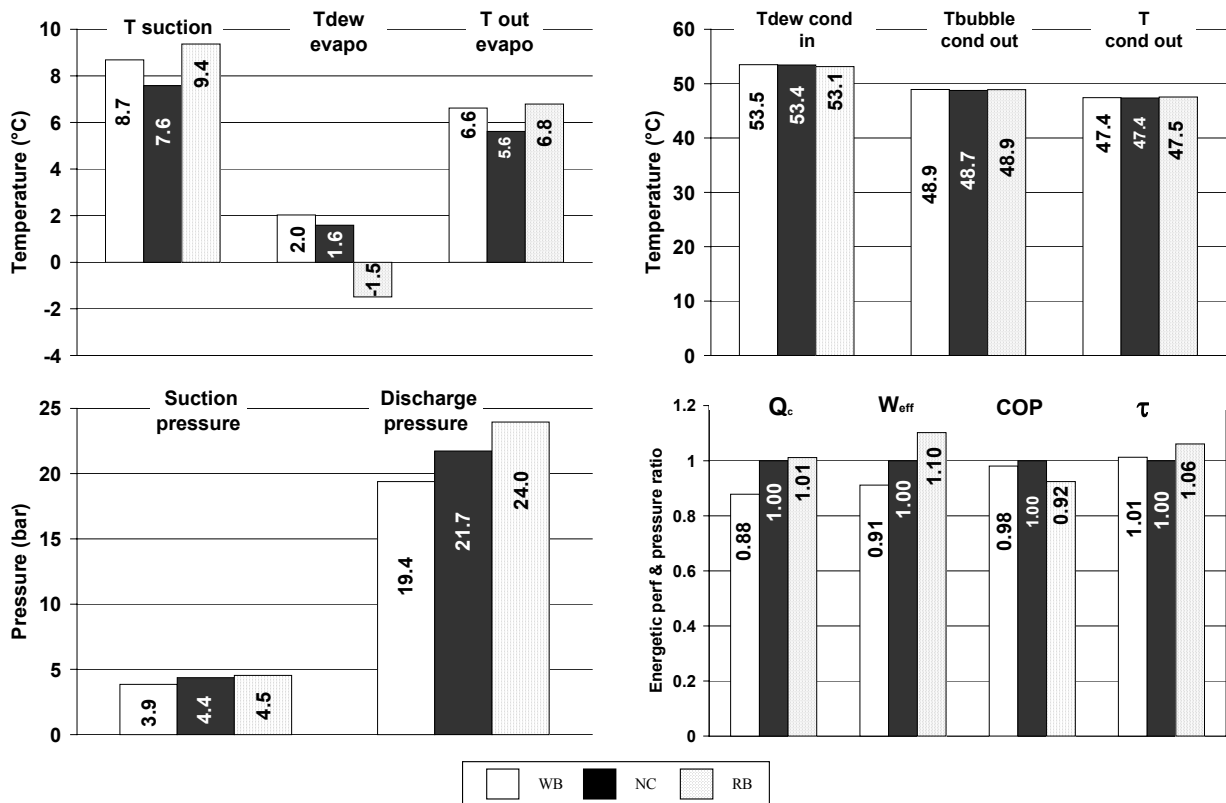


Figure 4: Running conditions and relative variations of heating capacity, electrical power input, COP and pressure ratio (heating mode; basis: nominal R-407C = 1; water regime of 40/45°C)

In the heating mode, the performances of the heat pump are optimum with nominal R-407C. With the same expansion device adjustment and from nominal to rich blend, results are lower than expected theoretical values due

to the drop of evaporating temperature. On the contrary, despite a lower suction pressure, performances of the heat pump are very near theoretical results from nominal to weak blend.

2.2 Cooling mode

In this mode, the plate heat exchanger is used as the evaporator (counter-flow circulation); the sensing bulb and the reference pressure for the expansion device are located quite near the compressor suction (figure 1). As can be seen from figure 5, with the nominal blend, the superheat at the evaporator outlet is 7.7 K (the factory set superheat at the compressor suction is 10 K). As for the heating mode, the expansion valve adjustment was the same for both nominal and rich mixture. Because the suction pressure was slightly decreased in this case, the vapor temperature at the compressor suction is 1°C lower for the nominal blend than for the rich blend. But expansion device had to be closed with the weak blend to avoid hunting. Consequently, the low pressure decreased for the weak blend.

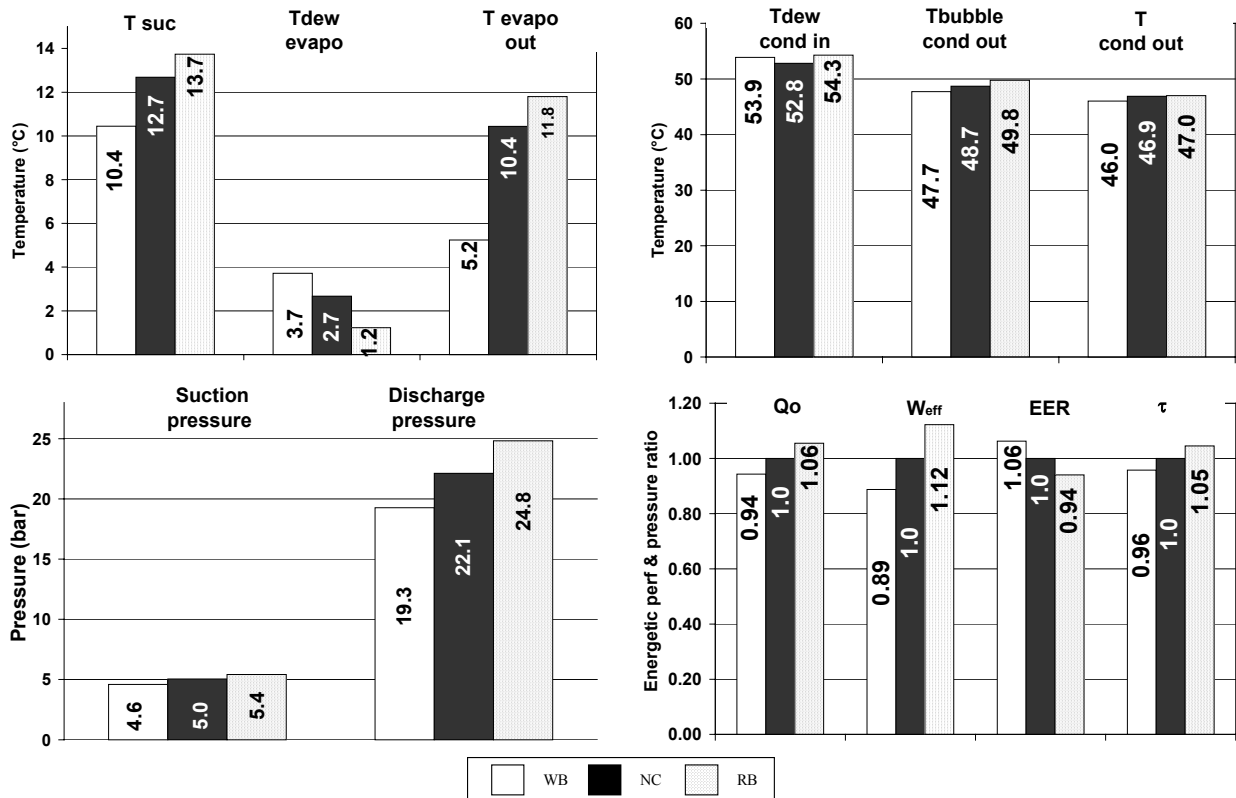


Figure 5: Running conditions and relative variations of cooling capacity, electrical power input, COP and pressure ratio (cooling mode; basis: nominal R-407C = 1; water regime of 12/7°C)

The refrigerant temperatures across the air cooled condenser are quite unchanged when composition varies: consequently, high pressure increases with the R-32 mass fraction. The cooling capacity increases but not so much than the electrical power input. Although the compression ratio increases, the efficiencies of the scroll compressor are still quite constant (table 5).

Table 5 : Relative variations of compressor efficiencies, mass flow rate and specific energy at evaporator (cooling mode; basis: nominal composition = 1)

	$\eta_{vol} / \eta_{vol,NC}$	$\eta_{eff} / \eta_{eff,NC}$	$\eta_{is} / \eta_{is,NC}$	\dot{m} / \dot{m}_{NC}	$\Delta h / \Delta h_{NC}$
WB	1.01	0.99	0.99	1	0.91
RB	0.98	0.98	0.99	0.97	1.08

Variations of theoretical results are the same as in the heating mode; but the evaporating and condensing temperatures are now quite constant, so practical evolutions of cooling capacity and energy efficiency ratio demonstrate a better accordance with expected values (table 6).

Table 6: Comparison of variations of cooling capacity, input electrical power, mass flow-rate, COP and pressure ratio (cooling mode; basis : nominal composition = 1)

	$\frac{\dot{Q}_c}{\dot{Q}_{c,NC}}$		$\frac{\dot{W}_{eff}}{\dot{W}_{eff,NC}}$		$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_{NC}}$		$\frac{EER}{EER_{NC}}$		$\frac{\tau}{\tau_{NC}}$	
	Theor	Exper	Theor	Exper	Theor	Exper	Theor	Exper	Theor	Exper
WB	0.89	0.94	0.88	0.89	0.95	1	1.02	1.06	1.01	0.96
RB	1.12	1.06	1.13	1.12	1.05	0.97	1.0	0.94	0.98	1.05

The figure 6 summarizes the behavior of the heat pump with 23/18°C water temperatures. With a quasi-constant temperature at evaporator outlet, the suction pressure is very few influenced by the composition variation of the blends; it increases slightly with the increase of the presence of R-32 mass-fraction in mixture. In addition, evolutions of cooling capacity, pressure ratio and COP agrees with theoretical predictions.

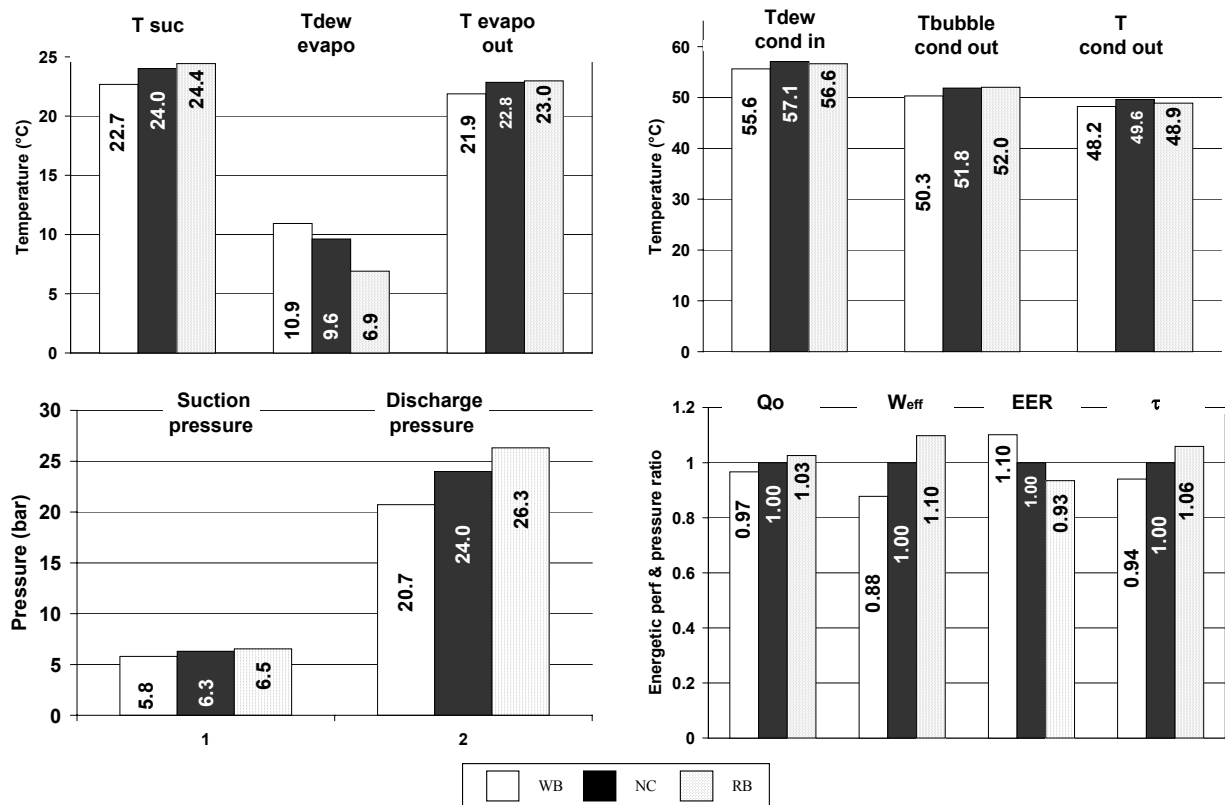


Figure 6: Running conditions and relative variations of cooling capacity, electrical power input, COP and pressure ratio (cooling mode; basis: nominal R-407C = 1; water regime of 23/18°C)

CONCLUSION

The impact of the charged composition for three blends (R-407C at the nominal composition but also 33%R32-25%R125-42%R134a and 13%R32-25%R125-62%R134a mixtures) on the performance of a domestic reversible heat pump was performed in the heating mode as well as in the cooling mode. Those mixtures are representative of what would produce a large composition variation of R-407C (because of zeotropic behavior of R-407C). For a

constant load mass of refrigerant and for a given geometry of the heat exchangers of the tested unit, global thermodynamic analysis from the experimental tests (capacity, COP, EER, compressor efficiencies, ...) showed that, a large variation of the nominal composition of R-407C does not have dramatic consequences on the machine performances. In both operating modes, the presence of a high R-32 mass fraction (rich blend) seem to be relatively penalizing for the machine performances compared to nominal R407C (about -8% COP in heating mode and about -6% in cooling mode). Therefore, the compressor efficiencies are insensitive to the composition variation of refrigerant mixture. Lastly, simultaneous variation of R-32 and R-125 (fluids more volatile) is an important subject which also deserve to be experimentally highlighted to examine its impact on the refrigerating machine performance.

NOMENCLATURE

Latin		Δ	variation
		η	efficiency
COP	coefficient of performance	τ	pressure ratio
EER	energy efficiency ratio		
h	enthalpy (kJ/kg)	Subscripts	
\dot{m}	mass flow rate (kg/s)	cp	compressor
\dot{Q}_c	heating capacity (kW)	eff	effective
\dot{Q}_0	cooling capacity (kW)	is	isotropic
T	temperature (°C)	NC	nominal composition
\dot{W}	electrical power input (kW)	Rb	rich blend
		Vol	volume
Greek		WB	weak blend

REFERENCES

- Gay L., Aubouin P., Haberschili P., Lallemand M., 1999, Modélisation d'une machine frigorifique fonctionnant au R407C, *Proc. 20th Int. Cong. Ref., IIR/IIF*, Sydney, Australia.
- Lundqvist Per G., 1998. Pitfalls in experimental and analytical evaluation of zeotropic refrigerant alternatives. *Proc. Emerging Trends in Refrigeration and Air Conditioning. IIR. Conf.*, New Delhi, India: p. 36-43.
- Sumida Y., Tanaka N., Okazaki N., 1995, Prediction of the circulating composition of a zeotropic mixture in a refrigerant cycle, *Proc. 19th Int. Cong. Ref., IIF/IIR*, La Haye, Netherlands.
- Youbi-Idrissi M., Bonjour J, Terrier M-F., Marvillet C., Meunier F., 2003, In-situ measurement of enthalpy change on an evaporator working with R407C: effect of oil presence, *Proc. 72th Eurotherm seminar*, Valencia, Spain.

INFLUENCE DE LA COMPOSITION D'UN MELANGE TERNAIRE SUR LES PERFORMANCES D'UNE POMPE A CHALEUR RESIDENTIELLE REVERSIBLE

RESUME : En raison de la distillation, un bon nombre de concepteurs est concerné par l'utilisation des mélanges de frigorigène de nature zéotropiques. La difficulté principale vient de la différence bien connue de composition entre les deux phases liquide et vapeur dans un mélange non-azéotrope. Dans ce travail, l'impact de tels effets a été analysé en se basant sur essais menés sur une pompe à chaleur domestique fonctionnant en mode chauffage ainsi qu'en mode rafraîchissement. Les tests ont été effectués successivement avec du R-407C en composition nominale, puis avec un mélange « riche » de 33%R32-25%R125-42%R134a et enfin avec un mélange « pauvre » de 13%R32-25%R125-62%R134a. L'analyse thermodynamique (puissance frigorifique, COP, EER, différents rendements du compresseur, ...) déduite des mesures expérimentales, confirme globalement les résultats théoriques : la dégradation des performances de la machine reste limitée même pour une telle variation de composition. La diminution maximum du COP a été enregistrée pour le mélange dont la fraction massique du R-32 est plus élevée.

1.2.2 Comportement de la batterie à ailettes

La batterie à ailettes contient 8 circuits et 3 nappes en parallèle. Trois circuits distincts ont été fortement instrumentés pour évaluer les profils de pression et de température au cours du changement de phase. Ces mesures, combinées à une analyse chromatographique de la composition circulante du R407C, permettront d'analyser le comportement de la batterie fonctionnant en mode chauffage ou rafraîchissement, surtout dans la zone de surchauffe et de sous-refroidissement.

Le premier circuit est placé en haut de l'échangeur (circuit x), le deuxième est au milieu (circuit y) et le troisième est en bas (circuit z), ce dernier présentant un circuitage différent par rapport aux deux premiers. La figure 4.3 montre le circuitage et la localisation des différents capteurs de pression et de température pour les trois circuits.

Notons que par rapport à l'air, le fluide frigorigène circule en courant croisé/contre courant dans le mode chauffage et en courant croisé/co-courant pour le mode rafraîchissement.

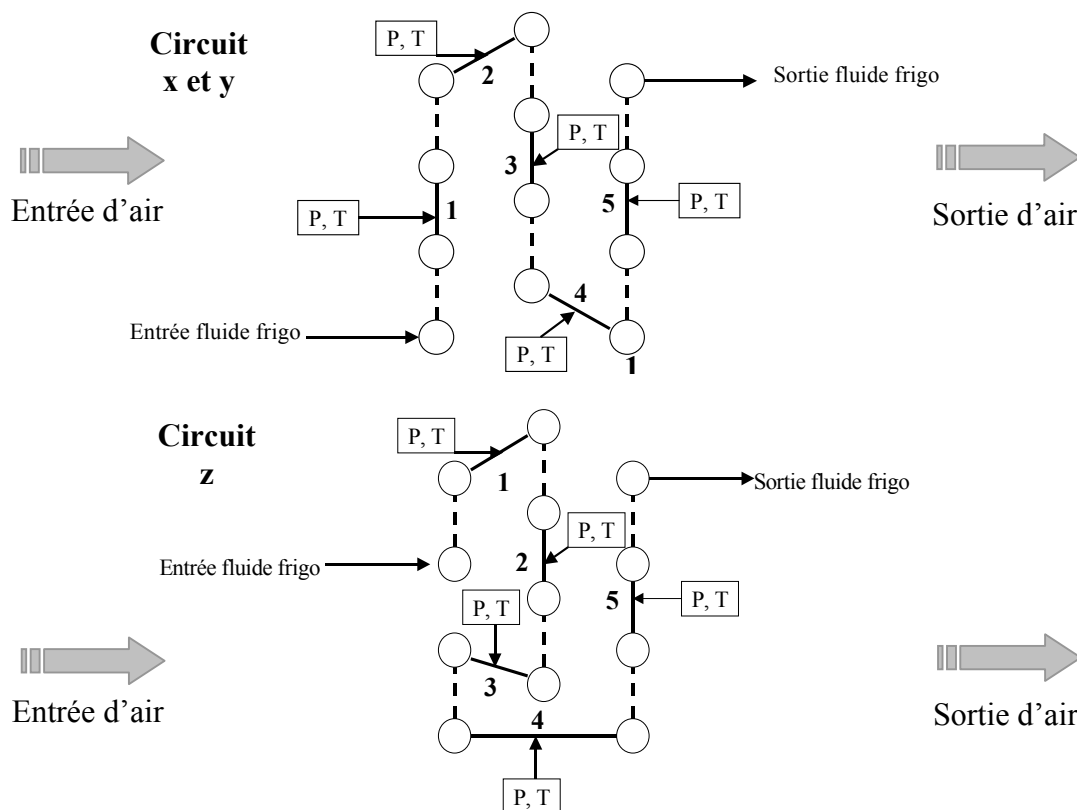


Figure 4.3 : Instrumentation des trois circuits de la batterie à ailettes : circuit du haut et du milieu (x et y) et circuit du bas (z)

1.2.2.1 Mode rafraîchissement

En mode rafraîchissement, le fluide frigorigène provenant du compresseur circule dans la batterie à ailettes à haute pression. Lorsque sa température baisse, les premières gouttes de liquide condensé -naturellement riches en composant le moins volatil (R134a)- apparaissent.

Nous présentons dans la figure 4.4, les profils des températures mesurées le long des trois circuits x, y et z.

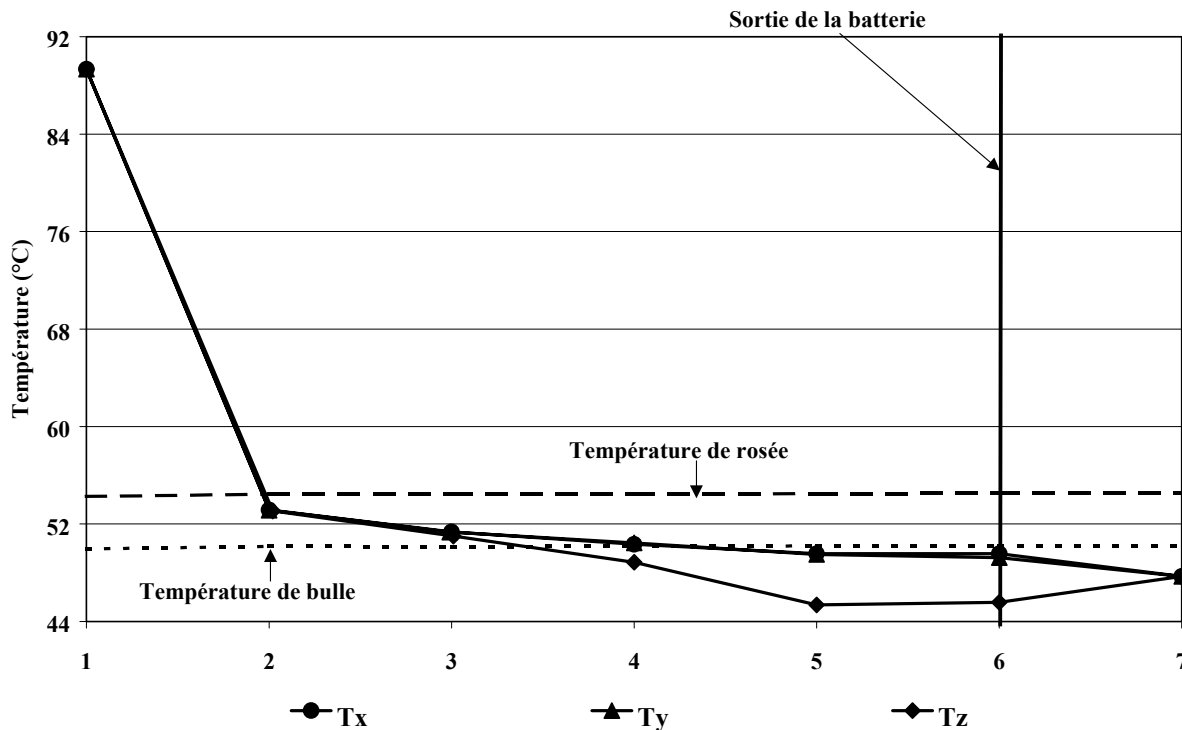


Figure 4.4 : Mesures de température des trois circuits en mode rafraîchissement (35°C - 12/7°C)

En abscisse sont présentées les positions des points de mesures numérotés de 1 jusqu'à 7. Les cinq premiers points sont relatifs aux mesures dans la batterie (figure 4.3) ; quant aux points 6 et 7, ils représentent respectivement la sortie de la batterie et son collecteur.

La figure 4.4 montre que le profil de température le long de l'échangeur est identique pour les deux circuits x et y (circuits en haut et en milieu de la batterie) alors qu'il est différent pour le circuit bas (z), entraînant ainsi une hétérogénéité de température. Les courbes de température de bulle et de rosée, tracées à partir des pressions locales mesurées, indiquent l'état de phase du mélange en chaque position et en particulier, le sous-refroidissement à la sortie de chaque circuit. Ce dernier est très faible à la sortie des circuits hauts de la batterie ($SR < 0,5$ K) au contraire du circuit bas où le fluide frigorigène circulant sort avec un sous-refroidissement de 6 K environ. Au point 7, représentant le collecteur de la batterie, le sous-refroidissement est d'environ 3 K. Un comportement similaire des trois circuits a été enregistré pour le même mode de fonctionnement en régime (35°C - 23/18°C).

L'hétérogénéité de la température et donc du sous-refroidissement peut être expliquée par le circuitage différent du circuit (z) par rapport aux autres circuits de la batterie (figure 4.3) et par une accumulation de fluide frigorigène en bas de l'échangeur. Les tendances observées sur la figure 4.4 montrent qu'une optimisation du dimensionnement de cette batterie est nécessaire, particulièrement la répartition des charges thermiques à travers un circuitage adéquat pour une meilleure homogénéité du profil de température.

1.2.2.2 Mode chauffage

Dans ce mode de fonctionnement, la batterie à ailettes est alimentée par un mélange liquide vapeur en basse pression, les fluides plus volatils (R125 et R32) s'évaporent naturellement en premier. La figure 4.5 montre le profil de température des trois circuits instrumentés (x, y et z) en mode chauffage $7^{\circ}\text{C} - 30/35^{\circ}\text{C}$.

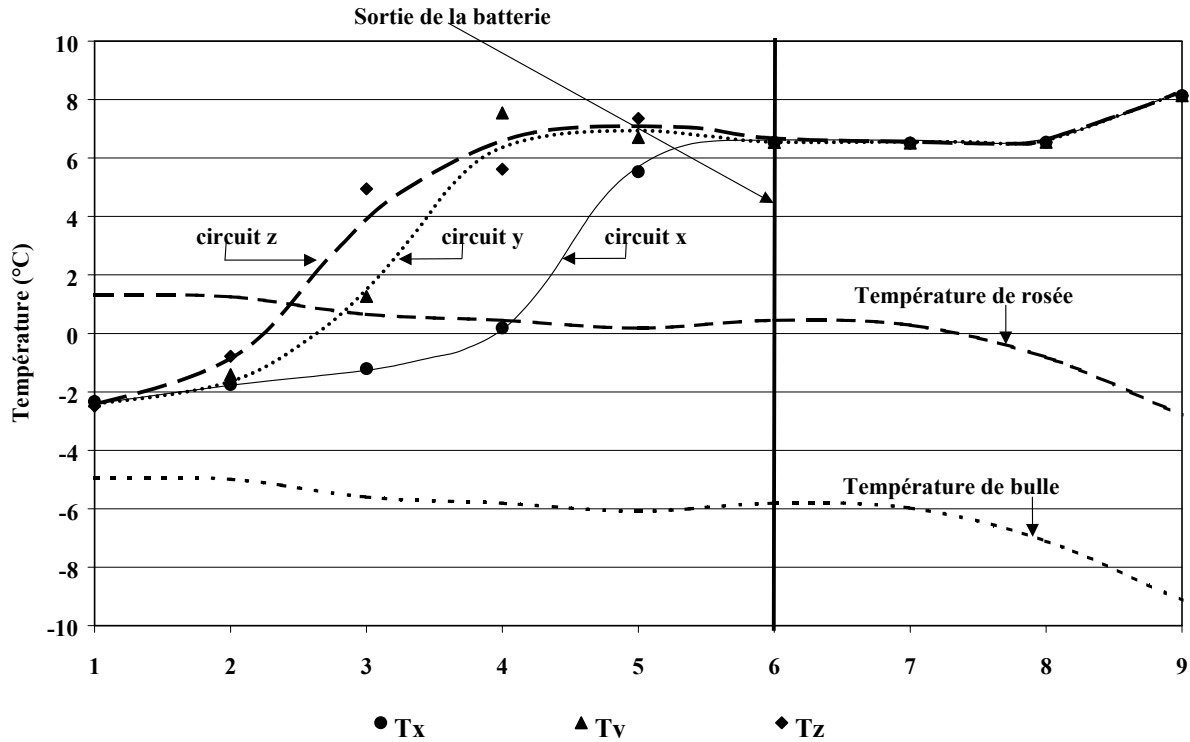


Figure 4.5 : Mesures de température des trois circuits en mode chauffage ($7^{\circ}\text{C} - 30/35^{\circ}\text{C}$)

En abscisse, sont présentées les positions des points de mesures numérotés de 1 jusqu'à 9. Les cinq premiers points, comme auparavant, sont relatifs aux mesures dans la batterie (figure 4.3). Le point 6 indique la sortie de la batterie. Quant aux points 8 à 9, ils représentent la ligne d'aspiration.

Comme nous pouvons le constater sur cette figure, les trois profils sont différents. Une forte différence de température entre les circuits extrêmes (x et z) est enregistrée.

Grâce aux courbes de températures de bulle et de rosée, tracées à partir des pressions locales mesurées, on peut appréhender l'état de phase du mélange en chaque position, ainsi que la surchauffe à la sortie de chaque circuit. Les températures de bulle et de rosée diminuent d'environ 1 K entre l'entrée de la batterie (point 1) et la sortie (point 6) à cause des pertes de charges. Ces dernières sont encore plus importantes dans la ligne d'aspiration (entre les points 6 et 9) induisant une baisse de température de bulle et de rosée d'environ 3 K et donc une augmentation de la surchauffe. Dans les trois circuits, la portion de surface utile de la batterie (zone diphasique) peut être déduite à partir des températures mesurées aux points (1 à 7) et en utilisant la courbe de rosée. Ainsi, lorsque le profil de température dans le circuit est en dessus de celle de rosée, le frigorigène est théoriquement en état de vapeur surchauffée.

La figure 4.5 montre que la portion de surface utile est inférieure aux valeurs usuelles ; le circuit (y) par exemple n'utilise que 40% de sa surface pour évaporer le fluide frigorigène. Ainsi, la batterie est-elle surdimensionnée pour ce mode de fonctionnement.

Le comportement différent des trois circuits peut être expliqué par une mauvaise distribution du fluide sortant du détendeur dans les circuits de la batterie mais aussi par une hétérogénéité de l'alimentation en air et par le circuitage différent du circuit bas par rapport aux autres circuits.

1.2.3 Taux de circulation d'huile

Dans une machine frigorifique, le mélange de fluide frigorigène et d'huile circulant dans l'installation apparaît, selon son emplacement, sous forme de frigorigène liquide et d'huile, de frigorigène vapeur et d'huile ou de frigorigène liquide/vapeur et d'huile. L'huile reste dans les trois cas sous forme liquide.

Deux approches pour mesurer le taux de circulation d'huile sont possibles : une mesure dans une canalisation où le frigorigène est entièrement vapeur ou bien une mesure dans une canalisation où il est entièrement liquide. Le deuxième mode de mesure est souvent privilégié car il est plus fiable et plus facile à réaliser. La littérature fournit plusieurs méthodes pour ce genre de mesure. Le tableau 4.5 résume les différentes méthodes suggérées, leurs avantages et leurs inconvénients à partir des différents travaux de la littérature (Bayani et al., 1995 ; Katsuna et al. 1991 ; Suzuki et al., 1993 ; Baustian et al., 1986 ; Lebreton et al., 2002 ; ...).

Méthode	Description	Avantages	Inconvénients
ASHRAE standard 41.4-1996	L'échantillon liquide est retiré de la ligne liquide du système, il est pesé, le frigorigène est évaporé, et l'huile restante est ensuite pesée.	Moins coûteux	Mesure non continue, longue procédure
Mesure de la densité	La densité du liquide est mesurée après un étalonnage précis de densimètre pour corrélérer la densité du mélange de frigorigène/huile en fonction de sa composition et de sa température.	Mesure continue, en temps réel	Faible précision
Mesure de l'absorption de la lumière	La concentration de l'huile est reliée à la quantité de rayonnement ultraviolet absorbée dans l'échantillon liquide ou au ratio de transmittance de l'échantillon dans l'infrarouge.	Mesure continue, en temps réel	Coût élevé, méthode complexe, by-pass et calibrage exigé, fragilité
Mesure de la viscosité	La connaissance de la loi de mélange des viscosités est nécessaire. Un calibrage de l'instrument est exigé connaissant la température et la composition du mélange.	Mesure en temps réel	Calibrage exigé
Mesure de la vitesse de son	La vitesse de son à travers le mélange frigorigène/huile est déterminée par une mesure de temps de transit d'un signal ultrasonique. Cette mesure varie en fonction de la température et la composition du mélange.	Mesure continue, en temps réel	Calibrage exigé

Tableau 4.5 : Méthodes de mesures de la teneur en huile

Notre choix s'est finalement porté sur une méthode de mesure ponctuelle. On s'est contenté d'une mesure par échantillonnage, puisque les autres méthodes de mesure requièrent un pré-étalonnage long, difficile et d'autant plus complexe que le frigorigène R407C utilisé est non-azéotrope et que sa mise en circulation dans la machine introduit une variation de sa composition nominale. La figure 4.6 représente le dispositif expérimental qui a été réalisé pour effectuer la mesure de teneur en huile.



Figure 4.6 : Dispositif expérimental pour mesurer la teneur en huile

La mesure a été réalisée dans une canalisation liquide, juste à la sortie du condenseur. Le mode opératoire suivi ressemble en grande partie à celui de la méthode ASHRAE :

1. Mise au vide de tout le dispositif (bouteille, tubes, capillaire), le capteur de pression contrôlant cette opération devant indiquer environ 0,3 kPa (pression absolue) ;
2. Premier pesage à vide sur une balance de résolution de 0,1 g (M_1) ;
3. Remplissage de la bouteille avec une masse de fluide frigorigène et d'huile ;
4. Deuxième pesage (M_2) ;
5. Evacuation du réfrigérant par une ouverture progressive de la vanne ;
6. Tirage au vide jusqu'à 2,7 mbar ;
7. Dernier pesage (M_3).

La teneur en huile est alors calculée par la relation suivante :

$$C_g = \frac{M_3 - M_1}{M_2 - M_1} \quad (4.2)$$

La précision de la balance a été examinée par le biais d'une masse étalon de 5 kg ($\pm 0,025$ g). Nous avons enregistré une différence de 0,2 g.

Pour évaluer la précision de la mesure, des tests ont été effectués avec un mélange de R134a et d'une huile POE (miscible avec le R134a). Le tableau 4.6 résume les résultats obtenus.

	M_{ref} (g)	M_{oil} (g) introduite	M_{oil} (g) mesurée	Concentration introduite (%)	Concentration mesurée (%)	Ecart absolu (%)
Essai 1	192	14,2	14,7	6,89	7,11	0,22
Essai 2	210	15,5	15,1	6,87	6,71	-0,16
Essai 3	307,9	11,6	11,7	3,63	3,66	0,03
Essai 4	250,3	6,9	7,1	2,68	2,76	0,08

Tableau 4.6 : Evaluation de la précision de la méthode de mesure par échantillonnage

Pour les quatre essais effectués, la précision semble être satisfaisante. L'écart absolu maximum enregistré entre la fraction d'huile introduite dans le mélange et celle mesurée est de 0,22%.

Le taux de circulation d'huile a été mesuré pour deux régimes de fonctionnement différents :

1. Régime chauffage 7°C – 30/35°C

Taux de circulation d'huile : $1,1\% < C_g < 1,4\%$

2. Régime rafraîchissement 35°C – 12/7°C

Taux de circulation d'huile : $1,2\% < C_g < 1,5\%$

D'autres mesures ont été réalisées pour des régimes de fonctionnement différents. Les résultats obtenus confortent les tendances ci-dessus. Le taux de circulation d'huile dans cette machine reste inférieur, dans tous les cas, à 1,5%. Cela peut être expliqué par la technologie du compresseur scroll (utilisé dans la machine) permettant de réduire la circulation d'huile.

En conclusion, nous pouvons dire que l'effet de la présence d'huile est limité sur la pompe à chaleur réversible que nous avons étudiée. Ceci justifie a posteriori l'étude expérimentale sur site industriel (présentée dans le chapitre précédent), sur une machine où d'une part, la technologie du compresseur amène à une présence plus élevée d'huile dans le circuit et d'autre part, l'eau est utilisée comme fluide secondaire dans l'évaporateur et le condenseur, ce qui permet d'obtenir des bilans thermodynamiques plus fiables que sur l'air.

2 Modélisation d'une machine frigorifique en régime permanent

Nous présentons brièvement dans cette partie du manuscrit, les modèles développés pour simuler le fonctionnement d'une machine frigorifique eau/eau fonctionnant au R407C pur (sans introduire l'huile).

Le modèle global de la machine est constitué de quatre modèles élémentaires : modèle du compresseur, modèle du condenseur, modèle de l'évaporateur et modèle de la bouteille de réserve. Le détendeur est considéré comme parfait. Ce modèle permet de déterminer les performances globales de la machine simulée. Un bilan de masse sur chaque modèle élémentaire puis sur le modèle global permet d'évaluer la composition locale et circulante du frigorigène lorsque la machine est chargée avec un fluide non-azéotrope.

2.1 Modèle de compresseur

Ce modèle est développé pour un compresseur scroll. Le schéma de la figure 4.7 résume les paramètres d'entrée et de sortie du modèle.

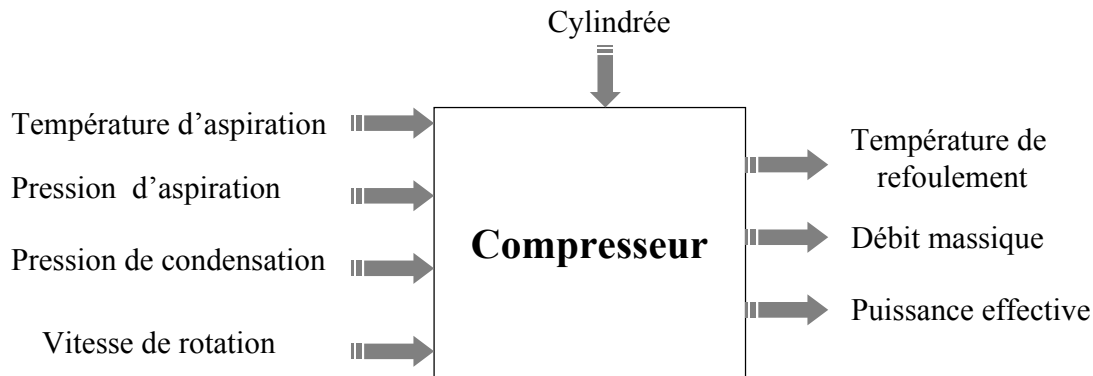


Figure 4.7 : Paramètres d'entrée et de sortie du modèle de compresseur

2.1.1 Equations du modèle

Les paramètres de sortie pour le modèle du compresseur sont calculés à partir des équations suivantes :

➤ Température de refoulement :

Pour prédire la température de refoulement, nous considérons que la compression est polytropique ($Pv^k = \text{constante}$). En négligeant les pertes de charge dans la ligne de désurchauffe, la température de refoulement peut être calculée par la relation suivante :

$$T_r = T_{asp} \left(\frac{P_{evap}}{P_{cond}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (4.3)$$

où k est le coefficient polytropique de compression.

➤ Débit massique :

Le débit massique est calculé en fonction de la cylindrée du compresseur V_{cyl} , de la vitesse de rotation ω (tours/s), et du rendement volumétrique du compresseur :

$$\dot{m} = \eta_v \frac{V_{cyl} \omega}{g_{asp}} \quad (4.4)$$

➤ Puissance effective :

$$\dot{W}_{eff} = \frac{\dot{m} \Delta h_{is}}{\eta_{eff}} \quad (4.5)$$

où Δh_{is} est la différence d'enthalpie entre l'aspiration et le refoulement isentropique du compresseur et η_{eff} est le rendement effectif du compresseur.

2.1.2 Identification des paramètres

Le modèle du compresseur requiert l'identification expérimentale de trois paramètres : le coefficient polytropique, le rendement volumétrique et le rendement effectif. Nous présentons ici un exemple d'identification de ces paramètres pour un compresseur scroll ayant un volume balayé de 19,24 m³/h à partir des essais menés sur la machine présentée dans le paragraphe 1.1.

➤ Coefficient Polytropique

Le coefficient polytropique k évolue en fonction de la température d'aspiration et du taux de compression τ . Gay (1999) suggère l'expression suivante pour caractériser son évolution :

$$k = (a_k T_{asp} + b_k) \tau^{n_k} \quad (4.6)$$

Les coefficients a_k , b_k et n_k sont déterminés par une régression linéaire en minimisant l'écart entre la valeur expérimentale déduite de l'équation (4.3) et la valeur prédite par l'équation (4.6). Le tableau 4.7 recueille l'ensemble des points expérimentaux à partir desquels ont été déterminés ces paramètres, et le tableau 4.8 fournit les coefficients de l'équation (4.6).

Tasp (K)	Taux de compression	k mesuré	k calculé
281,1	3,55	1,193	1,194
281,2	5,71	1,210	1,211
281,3	5,92	1,212	1,212
281,4	3,37	1,193	1,192
281,6	4,13	1,194	1,199
282,0	6,06	1,216	1,213
282,0	5,73	1,209	1,211
282,0	5,73	1,209	1,211
282,2	5,94	1,213	1,212
282,7	4,89	1,201	1,205
286,3	4,89	1,206	1,205
286,3	4,36	1,201	1,201
291,4	4,41	1,201	1,200
291,9	4,07	1,198	1,197
297,1	3,41	1,186	1,190
297,2	3,80	1,194	1,194
297,6	4,24	1,199	1,198
298,1	2,87	1,184	1,184
298,2	3,98	1,190	1,196
298,2	4,52	1,196	1,201

Tableau 4.7 : Résultats expérimentaux pour l'identification du coefficient polytropique

a_k	b_k	n_k
-0,000114	1,1807	0,0305

Tableau 4.8 : Coefficient de l'équation (4.6)

➤ Rendement volumétrique

La figure 4.8 représente l'évolution du rendement volumétrique en fonction du taux de compression. Une tendance linéaire peut être commode pour caractériser cette évolution. Le rendement volumétrique du compresseur testé peut être exprimé par la relation suivante :

$$\eta_v = 1,053 - 0,028\tau \quad (4.7)$$

Notons que cette relation est valable pour des taux de compression compris entre 2,5 à 6,5.

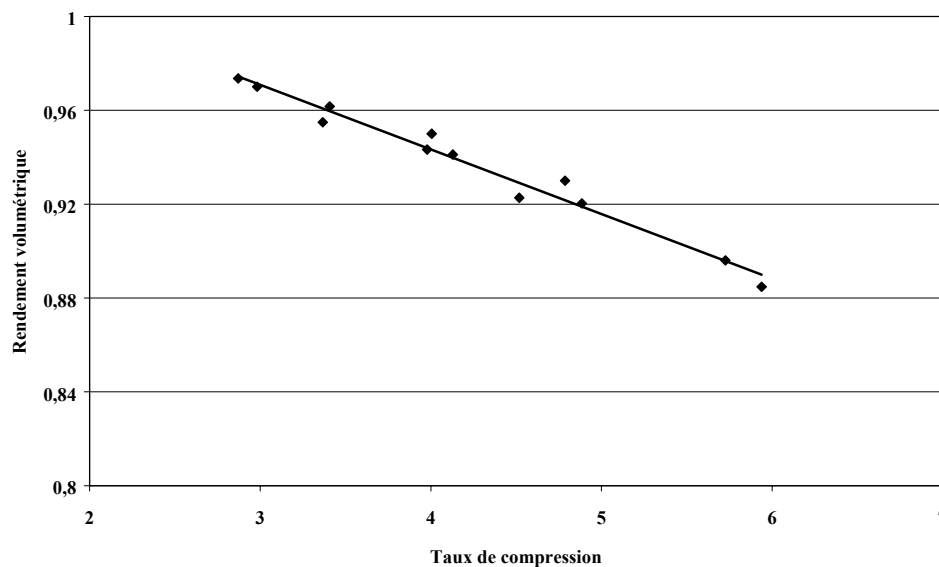


Figure 4.8 : Evolution du rendement volumétrique en fonction du taux de compression

➤ Rendement effectif

La figure 4.9 trace l'évolution du rendement effectif du compresseur scroll testé en fonction du taux de compression. Un lissage polynomial d'ordre 2 de ces données a été privilégié. Ainsi, le rendement effectif peut être exprimé en fonction du taux de compression par la relation suivante :

$$\eta_{\text{eff}} = 0,616 + 0,064\tau - 0,012\tau^2 \quad (4.8)$$

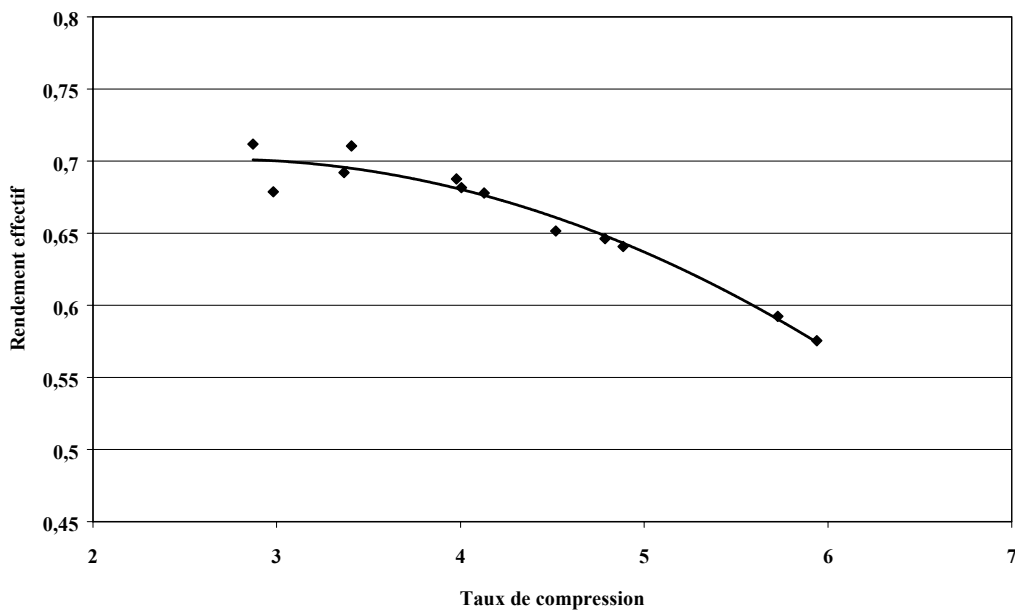


Figure 4.9 : Evolution du rendement effectif en fonction du taux de compression

Nous avons opté pour ce type de modèle utilisé par Gay (1999), pour sa simplicité numérique. D'autres approches pour la modélisation du compresseur sont disponibles dans la littérature, notamment celles de Grodent et al. (1999) et Bonjour et al. (2003), basées sur une évaluation de la puissance dissipée par le compresseur vers l'ambiance et reliée à la puissance effective du compresseur par une relation du type :

$$\dot{Q}_{\text{amb}} = -\beta \dot{W}_{\text{eff}} \quad (4.9)$$

où β est un coefficient empirique calculé à partir des données expérimentales.

2.2 Modèle d'évaporateur

Ce modèle permet d'étudier le comportement d'un évaporateur tubulaire d'une géométrie donnée dans un régime permanent. Il est basé sur les hypothèses suivantes :

- Le fluide frigorigène est à l'état d'équilibre ;
- Les pertes de charge dans l'évaporateur et les pertes thermiques vers l'extérieur sont négligées.

Le schéma de la figure 4.10 représente les éléments d'entrée et de sortie. Dans le cas où l'évaporateur est alimenté par un frigorigène constitué d'un mélange de plusieurs composants, nous considérons de plus, la composition de ce mélange comme élément d'entrée pour le modèle.

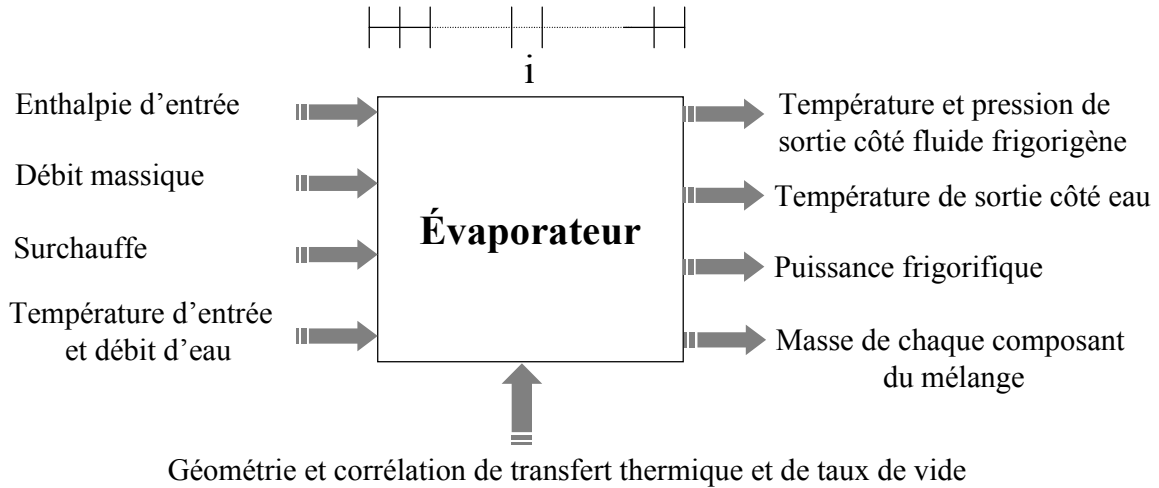


Figure 4.10 : Paramètres d'entrée et de sortie du modèle évaporateur

L'évaporateur est discrétisé en n sous-volumes. Pour une valeur initiale estimée de pression d'évaporation, on calcule l'enthalpie, le coefficient d'échange global et la masse de chaque composant du fluide frigorigène selon les relations suivantes :

$$h_i = h_{i-1} + \frac{K_i \delta S_i \Delta T_i}{\dot{m}} \quad (4.10)$$

avec :

$$K_i \delta S_i = \left\{ \frac{1}{h_{i,ref} \delta S_i} + \frac{\ln(D_{ext} / D_{int})}{2\pi \delta L_i \lambda} + \frac{1}{h_{i,eau} \delta S_i} \right\}^{-1} \quad (4.11)$$

$h_{i,ref}$ et $h_{i,eau}$ sont les coefficients d'échange thermique côté fluide frigorigène et côté eau.

δS_i est la surface d'échange élémentaire et δL_i est sa longueur.

La masse de chaque fluide (j) contenue dans le sous-volume (i) de l'évaporateur est calculée par l'équation suivante :

$$\delta M_{j,i} = \delta V_i (y_{j,i} \rho_{V,i} \alpha_i + x_{j,i} \rho_{L,i} (1 - \alpha_i)) \quad (4.12)$$

Où α , δV_i , y et x sont respectivement le taux de vide, le sous-volume, la fraction massique du composant (j) dans la phase vapeur et la fraction massique dans la phase liquide. Ce bilan massique local permet d'obtenir la composition locale en frigorigène dans chaque tronçon (i). La composition locale du composant (j) peut être définie par l'expression suivante :

$$C_{Lj,i} = \frac{\delta M_{j,i}}{\delta M_i} \quad (4.13)$$

soit :

$$C_{Lj} = \frac{\delta M_L x_j + \delta M_V y_j}{\delta M_L + \delta M_V} \quad (4.14)$$

Le taux de vide α est défini comme le rapport entre le volume occupé par la phase vapeur et le volume total :

$$\alpha = \frac{\delta V_V}{\delta V_{\text{tot}}} = \frac{\delta V_V}{\delta V_L + \delta V_V} \quad (4.15)$$

Pour un élément de longueur δL suffisamment petit, l'équation (4.15) peut s'écrire :

$$\alpha = \frac{S_V}{S_L + S_V} = \frac{\frac{\dot{m}_V}{\rho_V U_V}}{\frac{\dot{m}_L}{\rho_L U_L} + \frac{\dot{m}_V}{\rho_V U_V}} = \frac{X}{\Gamma \frac{\rho_V}{\rho_L} (1-X) + \frac{X}{\rho_V}} \quad (4.16)$$

où Γ est le rapport entre la vitesse de la vapeur U_V et celle du liquide U_L , appelé glissement de vitesse. X est le titre en vapeur.

On a ainsi :

$$\delta M_V = \rho_V \delta V_V = \rho_V \alpha \delta V_t \quad (4.17)$$

$$\delta M_L = \rho_L \delta V_L = \rho_L (1-\alpha) \delta V_t \quad (4.18)$$

et l'équation (4.14) peut s'écrire :

$$C_{Lj} = \frac{\rho_L (1-\alpha) x_j + \rho_V \alpha y_j}{\rho_L (1-\alpha) + \rho_V \alpha} \quad (4.19)$$

en remplaçant α par son expression dans l'équation (4.16) on obtient :

$$C_{Lj} = \frac{(1-X)\Gamma x_j + X y_j}{(1-X)\Gamma + X} \quad (4.20)$$

Pour le calcul du taux de vide, nous avons sélectionné la corrélation de Hughmark détaillée dans l'Annexe B. Quant au coefficient d'échange thermique côté eau, il a été calculé par la corrélation de Dittus-Boelter :

$$h_{\text{eau}} = 0,023 \text{ Re}^{0,8} \text{ Pr}^{1/3} \frac{\lambda}{D} \quad (4.21)$$

avec Re le nombre de Reynolds, Pr le nombre de Prandtl, λ la conductivité thermique et D le diamètre.

Cette même corrélation a été appliquée du côté fluide frigorigène dans la zone de vapeur surchauffée. Concernant le coefficient d'échange local en évaporation, la corrélation de Gungor et Winterton (1987) détaillée dans le chapitre I a été appliquée.

Le programme informatique converge lorsqu'une pression d'évaporation annulant l'écart entre la surchauffe calculée et imposée est obtenue.

2.3 Modèle de condenseur :

Nous avons considéré dans ce modèle un condenseur tubulaire d'une géométrie connue. Le modèle est développé de façon similaire à celui de l'évaporateur en considérant les mêmes hypothèses. Les paramètres d'entrée et de sortie sont indiqués sur la figure 4.11.

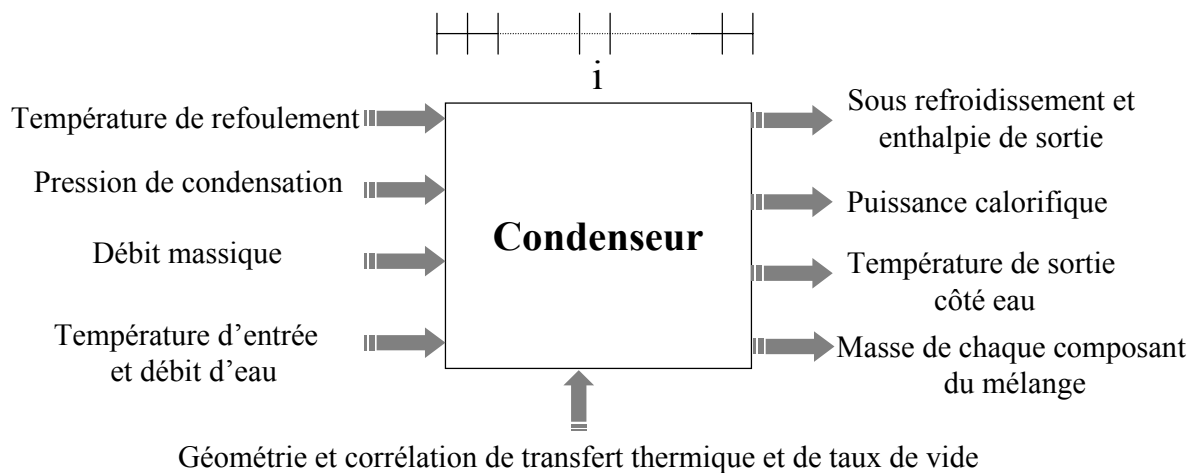


Figure 4.11 : Paramètres d'entrée et de sortie du modèle de condenseur

De la même façon que dans le modèle d'évaporateur, le taux de vide a été calculé par le corrélation de Hughmark.

Dans toutes les zones monophasiques : côté eau et côté frigorigène en phase de désurchauffe et sous-refroidissement, la corrélation de Dittus-Boelter (4.21) a été appliquée.

Quant au coefficient d'échange local en condensation, nous avons appliqué la corrélation de Dobson et Chato (1998) détaillée dans le chapitre I.

Le programme informatique converge en annulant l'écart entre la pression de condensation calculée et imposée.

2.4 Modèle de la bouteille

Ce modèle permet de boucler le bilan de masse et de déterminer par la suite la composition du fluide circulant dans la machine.

La masse du frigorigène dans la bouteille est calculée en négligeant les masses contenues dans le compresseur et dans les canalisations, par la relation suivante :

$$M_{\text{bout}} = M_{\text{tot}} - M_{\text{evap}} - M_{\text{cond}} \quad (4.22)$$

En connaissant le volume de la bouteille (V_{bout}), le niveau de remplissage (ζ) peut être déterminé :

$$\zeta = \frac{M_{\text{bout}} / V_{\text{bout}} - \rho_V(P_{\text{cond}})}{\rho_L(P_{\text{cond}}, T_{s,\text{cond}}) - \rho_V(P_{\text{cond}})} \quad (4.23)$$

où $T_{s,\text{cond}}$ est la température de sortie condenseur (côté frigorigène).

2.5 Structure du modèle complet

Pour le modèle complet de la machine, les modèles élémentaires sont regroupés selon l'algorithme indiqué sur la figure 4.12. Les pressions d'évaporation et de condensation sont ajustées à chaque itération en respectant la surchauffe et la masse totale introduite comme des données du problème.

La charge en composant (j) contenue dans tout le système est la somme des masses contenues dans chaque élément :

$$M_{j,\text{tot}} = M_{j,\text{evap}} + M_{j,\text{cond}} + M_{j,\text{bout}} \quad (4.24)$$

La masse totale de frigorigène est exprimée par :

$$M_{\text{tot}} = \sum_j^k M_{j,\text{tot}} \quad (4.25)$$

où k est le nombre de composants du mélange de frigorigène.

Le bilan de masse de chaque composant du mélange permet de calculer la composition circulante du fluide ainsi que ses propriétés thermodynamiques. Pour ce calcul, nous avons utilisé la méthode de Chen et Kruse (1995) adoptée par Gay (1995) :

$$\dot{C}_j = \frac{M_j^{\text{ini}} - M_{j,\text{tot}}}{M_{\text{tot}}^{\text{ini}} - M_{\text{tot}}} \quad (4.26)$$

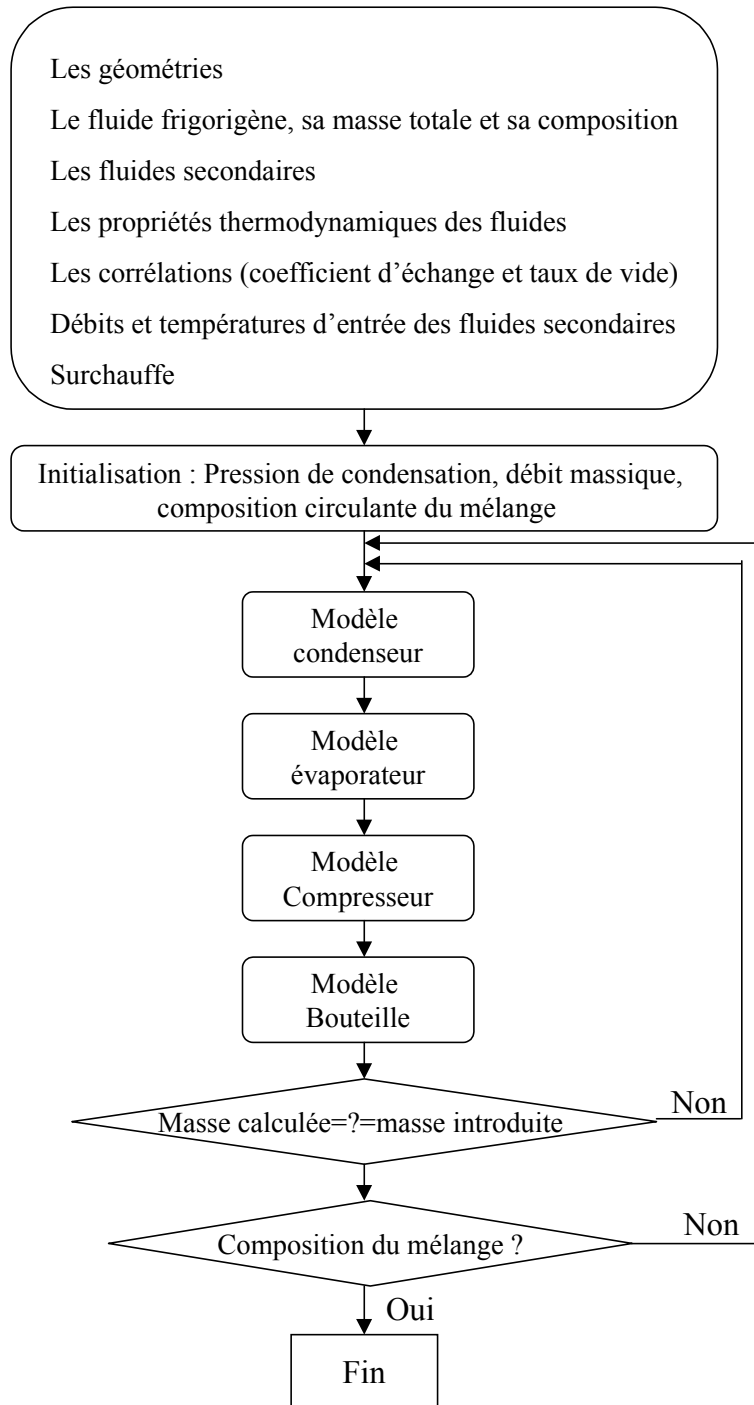


Figure 4.12 : Algorithme du modèle complet

M_j^{ini} étant la masse introduite dans la machine pour le composant (j) du mélange et M_{tot}^{ini} est la masse totale du mélange fixée comme une donnée de la simulation.

2.6 Résultats du modèle

Nous avons appliqué le modèle à une machine frigorifique eau/eau fonctionnant au R407C pour simuler son fonctionnement. Le modèle permet d'évaluer les performances de la machine, à savoir : les puissances échangées dans chaque élément, le COP (rapport de la

puissance calorifique et de la puissance effective du compresseur), l'EER (rapport de la puissance frigorifique et de la puissance effective du compresseur), les coefficients d'échange locaux et globaux au niveau des échangeurs, ... Nous présentons dans ce paragraphe un exemple de tels résultats pour une machine dont les éléments sont définis dans le tableau 4.9.

Fluide frigorigène : R407C		
Composition nominale	52% R134a ; 25% R125 ; 23% R32	
Masse totale	7 kg	
Compresseur		
Vitesse de rotation (tr/mn)	3000	
Cylindrée (cm ³)	107	
Echangeurs		
	Evaporateur (contre courant)	Condenseur (contre courant)
Surface d'échange (m ²)	3	2
Diamètre (mm)	25,4	25,4
Fluide secondaire	Eau	Eau
Débit fluide secondaire (kg/s)	0,9	1,3
Température d'entrée (°C)	12	30
Surchauffe (K)	7	

Tableau 4.9 : Paramètres de la machine simulée

2.6.1 Performances globales

L'application de l'algorithme de calcul présenté dans la figure (4.12) a permis d'obtenir les performances globales de cette machine, présentées dans le tableau 4.10.

Basse pression (bar)	5,34
Haute pression (bar)	20,8
Sous-refroidissement (K)	5
Débit frigorigène (kg/s)	0,111
Puissance frigorifique (kW)	16,9
Puissance calorifique (kW)	21,9
Puissance mécanique du compresseur (kW)	5,12
COP	4,28
EER	3,3

Tableau 4.10 : Performances thermodynamiques de la machine simulée

2.6.2 Profil de température et du coefficient d'échange le long des échangeurs

La figure 4.13 représente le profil de température et du coefficient d'échange global calculé par l'équation (4.11) le long du condenseur. Nous distinguons les zones de désurchauffe, de condensation et de sous-refroidissement (SR). Le coefficient d'échange thermique côté eau étant quasi-constant (environ $6 \text{ kW.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$) car dépendant principalement du débit, le profil du coefficient d'échange global est l'image de l'évolution de l'état de phase du frigorigène.

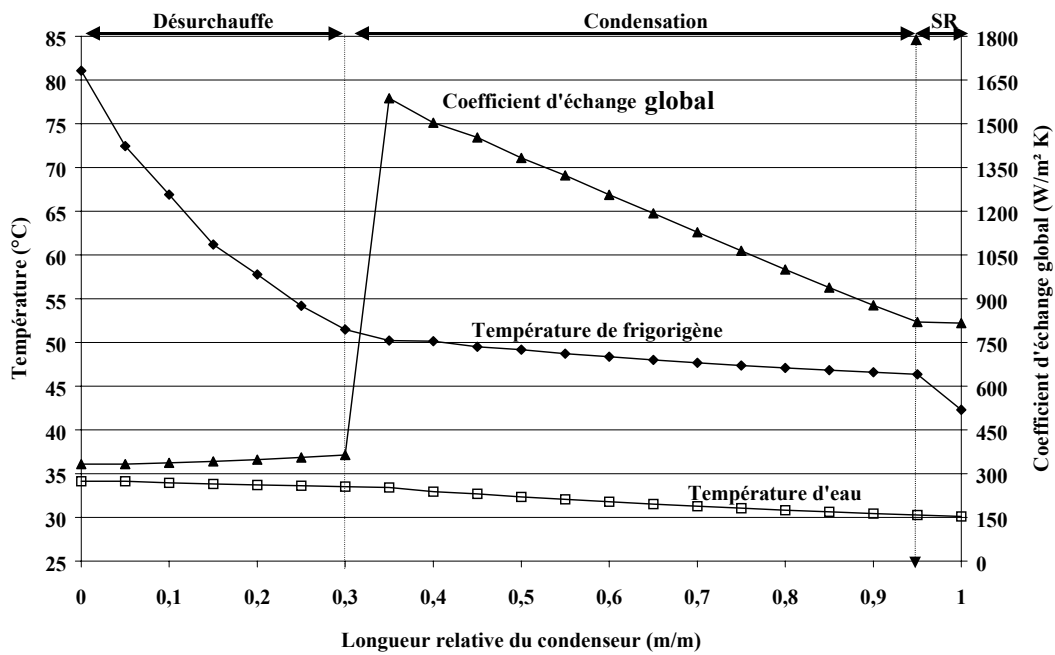


Figure 4.13 : Profil de température et du coefficient d'échange le long du condenseur

Dans la figure 4.13, les échanges thermiques entre le fluide frigorigène et l'eau de refroidissement sont faibles pendant la désurchauffe à cause d'un coefficient d'échange faible côté frigorigène dans cette zone. Lorsque les premières gouttelettes de frigorigène apparaissent, les échanges thermiques s'améliorent, le coefficient d'échange passe par un pic, puis il diminue au fur et à mesure que le titre en liquide augmente. Il tend finalement vers des valeurs classiques du coefficient d'échange global en simple phase.

La figure 4.14, montre la même évolution de la température et du coefficient d'échange global côté évaporateur dans les zones d'évaporation et de surchauffe.

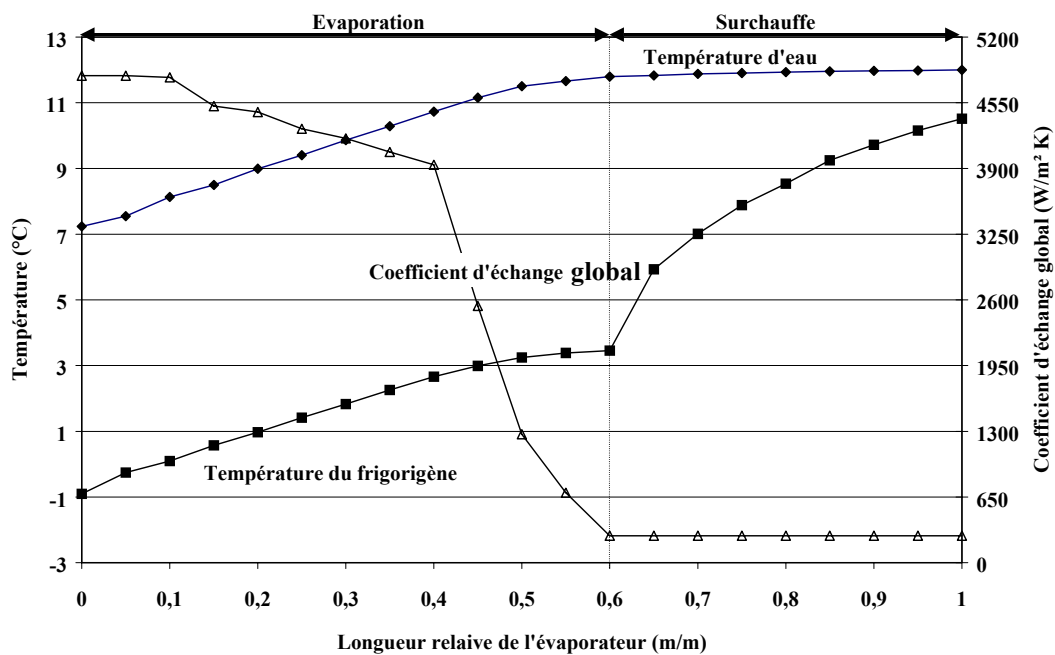


Figure 4.14 : Profil de température et du coefficient d'échange le long de l'évaporateur

Au début de l'évaporation, le frigorigène entre en ébullition induisant des coefficients d'échange thermique élevés. Au fur et à mesure que le frigorigène s'évapore, le titre en vapeur augmente. Les échanges thermiques se font plus par convection forcée que par ébullition, conduisant ainsi à une baisse du coefficient d'échange côté frigorigène et du coefficient d'échange global qui tend vers des valeurs encore plus faibles lorsque le frigorigène est surchauffé.

2.6.3 Composition du frigorigène le long du circuit frigorifique

Le frigorigène utilisé dans cet exemple d'application est le R407C qui est un fluide non-azéotrope. L'algorithme de calcul développé précédemment a permis de simuler la composition circulante pour cette machine dans les conditions de fonctionnement décrits auparavant. La figure 4.15 montre que la composition circulante du fluide diffère de celle introduite initialement (composition nominale du R407C : 52% de R134a ; 25% de R125 ; 23% de R32), pour les raisons que nous avons détaillées au paragraphe 1.2.1.

Nous constatons à partir de la figure 4.15 que le frigorigène en circulation s'enrichit en R32 (environ +0,03) et s'appauvrit en R134a (environ -0,03). Quant au R125, sa composition reste quasi-constante.

La composition locale est équivalente à la composition circulante dans les zones monophasiques du circuit frigorifique (désurchauffe, sous-refroidissement, avant détente, surchauffe, aspiration et refoulement). En revanche, dans les zones diphasiques du circuit, la composition locale diffère. L'évolution de la composition locale est similaire pour les deux composants les plus volatils (R32 et R125). Au contraire, la composition locale en R134a (composant moins volatil) a une tendance opposée à celle du R32 et du R125.

L'évolution de la composition locale représentée dans la figure 4.15 met en évidence la présence de deux pics de composition :

1. Le premier apparaît au début de la condensation du mélange. Il est le résultat de deux phénomènes qui se produisent simultanément : d'une part, la condensation en premier du composant le moins volatil (R134a) mais également, le glissement élevé de vitesse car la vapeur circule plus rapidement que le liquide au début de la condensation où le titre en vapeur est élevé ($0,9 \leq X \leq 1$).
2. Le deuxième pic -relativement plus important que le premier- apparaît plutôt à la fin de l'évaporation, il est le produit d'un effet d'accumulation du R134a qui s'évapore en dernier dans l'évaporateur.

Nous avons pu représenter également dans la figure 4.15, la composition locale du fluide dans chaque point du circuit, pour les trois composants du R407C.

Il convient de noter que le déficit global dans la composition circulante du R134a (-0,03 par rapport à la composition nominale) est compensé par un enrichissement local. En revanche, pour les composants les plus volatils (R125 et le R32), c'est la situation inverse qui se produit. En d'autres termes, la variation de la composition nominale ou de charge se traduit par une redistribution différente mais respectant la loi de la conservation de la masse le long du circuit pour les trois composants.

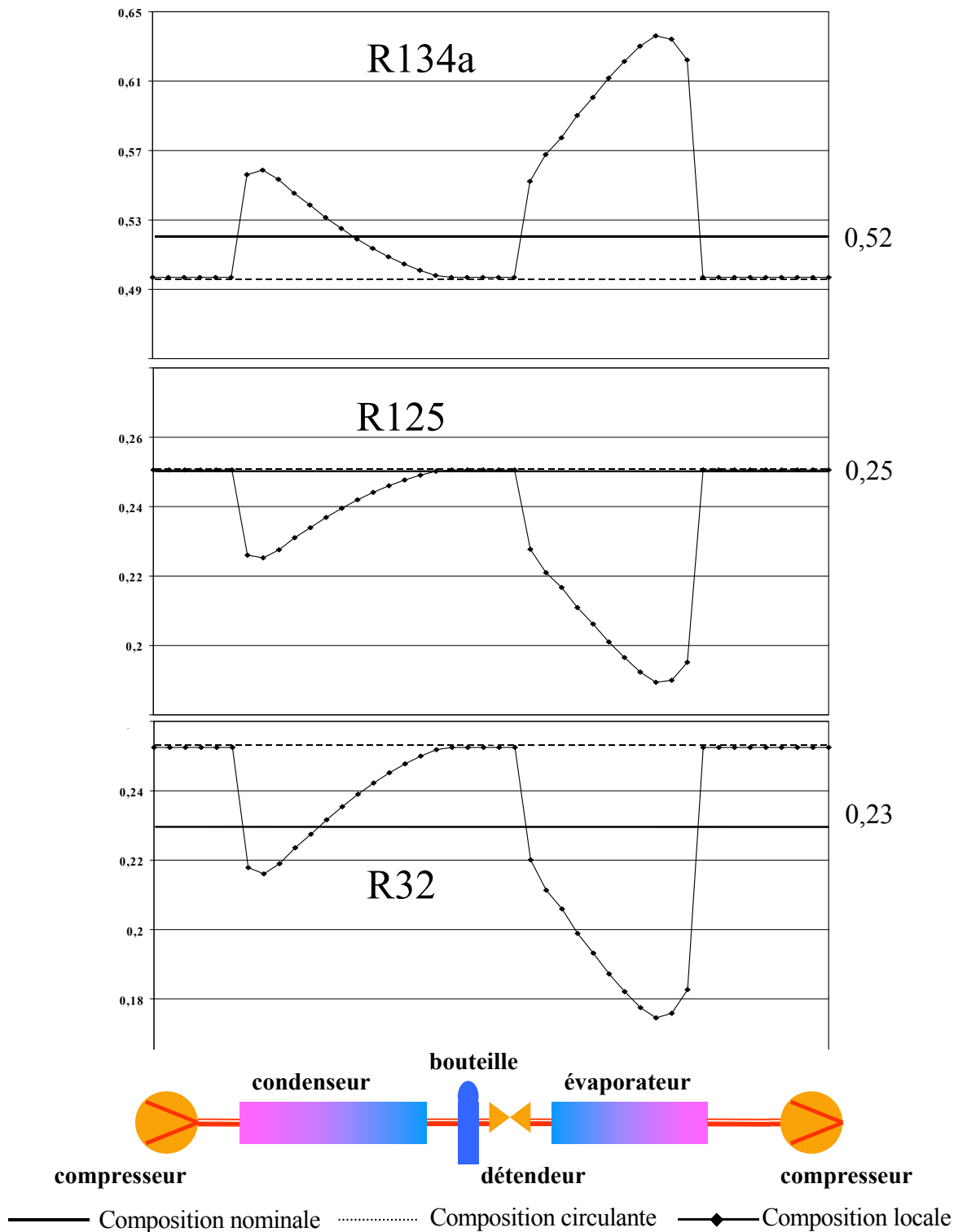


Figure 4.15 : Evolution de la composition circulant et locale le long du circuit frigorifique

La figure 4.16 illustre -à titre d'exemple- les zones déficitaires (signe -) et les zones bénéficiaires (signe +) en R32 dans le cas d'une machine initialement chargée avec du R407C nominal et fonctionnant dans les conditions citées au tableau 4.9.

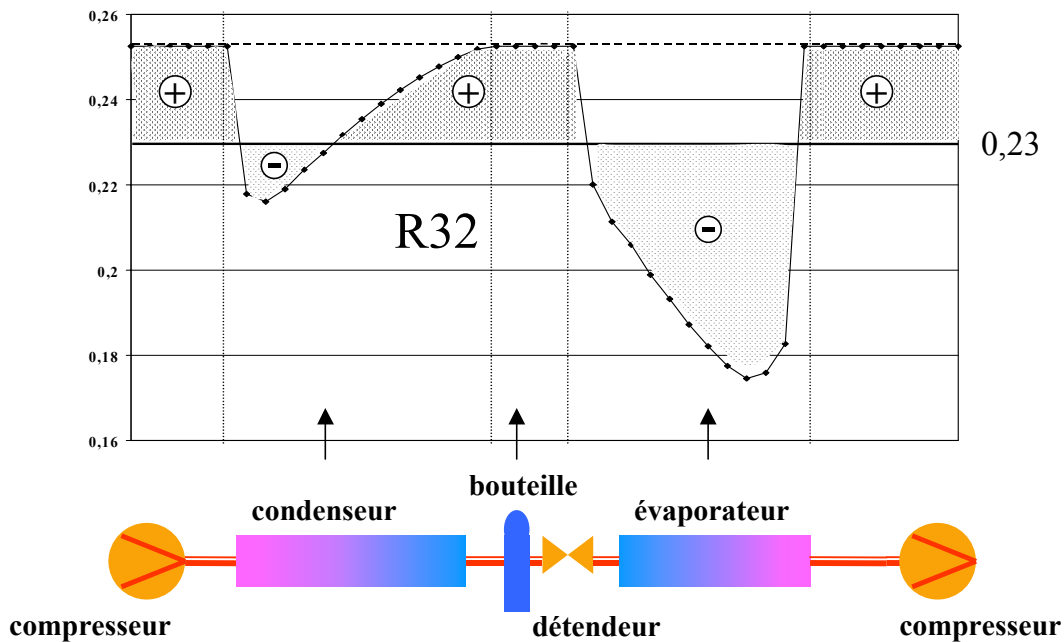


Figure 4.16 : Evolution de la composition circulant et locale le long du circuit frigorifique

Enfin, il convient de noter que le modèle de simulation développé a permis également d'avoir une tendance de la distribution massique de la charge totale en frigorigène (7kg) dans les trois composants du circuit : condenseur (50%), bouteille (35%) et évaporateur (15%).

3 Effets de l'huile sur la composition circulant et locale : tendances générales

A partir des données de solubilité des couples frigorigène/huile, identifiées dans le chapitre II, nous élaborerons dans ce paragraphe quelques tendances générales de l'effet de l'huile sur la composition circulant et locale d'un frigorigène non-azéotrope. Pour ceci, nous considérons le frigorigène R407C avec une huile POE.

Généralement, lorsque le frigorigène est soluble dans l'huile, une portion de la charge totale contenue dans le circuit se trouve au niveau du carter du compresseur. La portion du frigorigène absorbée dépend non seulement de la charge massique en huile, mais également des conditions de pression et de température régnant dans le carter.

Un éventuel impact de l'huile sera présent lorsqu'il s'agit d'un frigorigène sous forme de mélange d'au moins deux composants, car ces derniers n'ont pas forcément la même affinité avec l'huile ; ils y seront absorbés en quantité différente selon leur solubilité.

Dans la figure 4.17, nous présentons qualitativement les tendances générales de la composition en R134a, R125 et R32 le long d'un circuit frigorifique initialement chargé avec du R407C nominal (traits discontinus). En pointillés fins est représentée la composition locale sans considérer la présence d'huile, et en trait continu la même composition en tenant compte de l'effet de l'huile.

Concrètement, si on considère un circuit frigorifique initialement chargé avec le R407C nominal (52% R134a ; 25% R125 ; 23% R23) et une huile POE, la composition circulant du

frigorigène sera d'avantage, appauvrie en R134a et enrichie en R32 car, selon les résultats du chapitre II, le R134a est plus soluble que le R32 dans l'huile (voir figure 4.17, ou cette effet est représenté par une double flèche). Quant au R125, les résultats de simulation numérique sans présence d'huile (figure 4.15) ont montré que sa composition circulante varie très peu par rapport à sa composition nominale. Avec la présence d'huile, les compositions circulante et locale du R125 seront légèrement affectées en raison d'une volatilité élevée du R125 qui atténue l'effet de sa haute solubilité dans l'huile.

En outre, l'effet de la solubilité différentielle des composants d'un mélange avec l'huile peut se manifester localement, en modifiant sa composition locale. Ceci est plus particulièrement notable, en fin d'évaporation où, généralement, une portion du frigorigène -plus ou moins élevée- reste dissoute dans l'huile (quantité non-éaporée). Dans l'exemple précédent, cette quantité sera riche en R134a et appauvrie en R32.

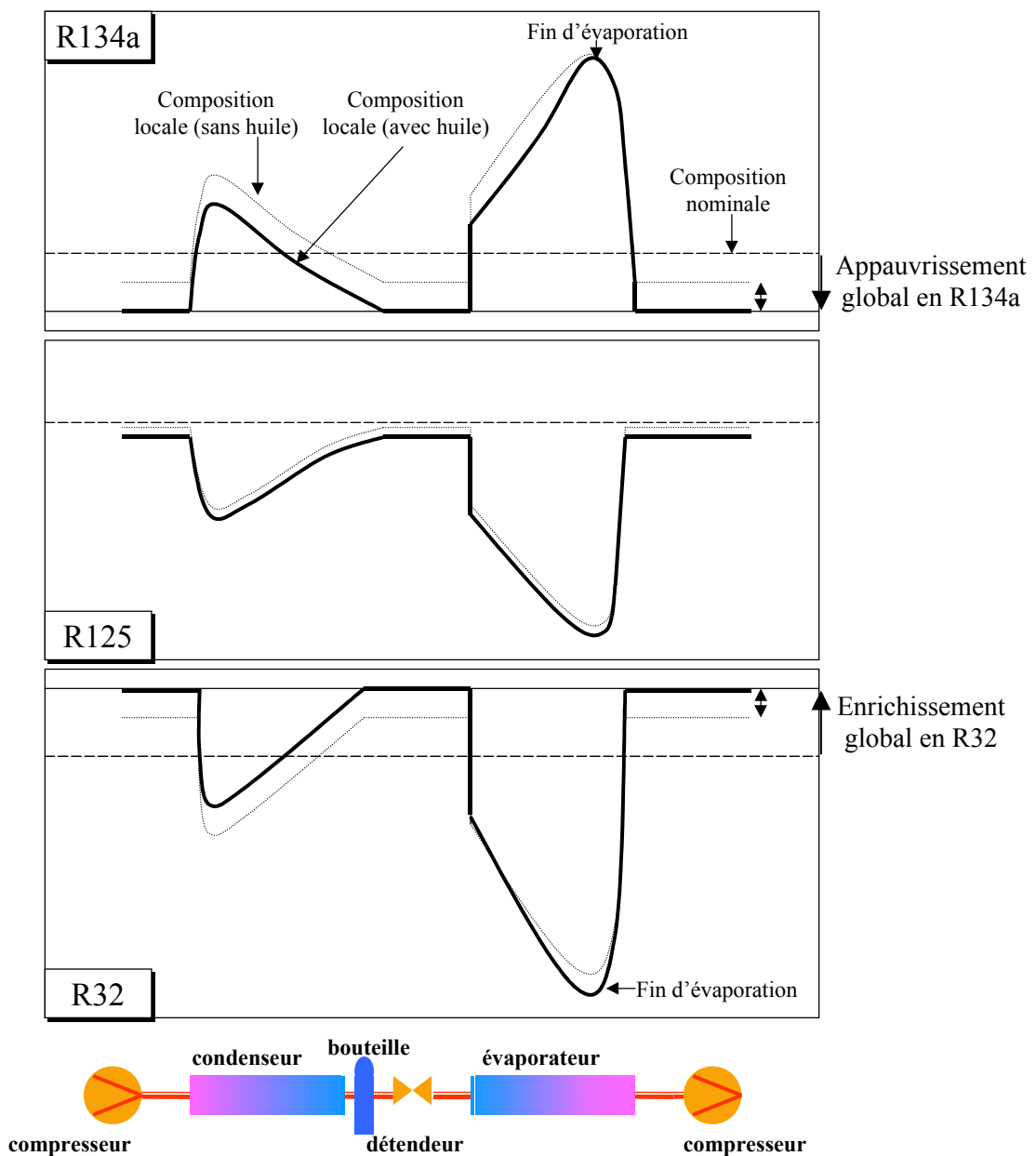


Figure 4.17 : Tendances de la variation de composition locale avec et sans présence d'huile

Enfin, il convient de noter que la modification de la composition locale sous l'effet de l'huile présentée dans la figure 4.17 ne peut pas être généralisée de façon absolue. Dans des cas particuliers, des effets inverses d'enrichissement ou d'appauvrissement peuvent avoir lieu à cause d'une solubilité différente des composants du mélange dans l'huile. Seule une validation expérimentale peut confirmer ces tendances théoriques. Ceci requiert une recherche en amont, des techniques sophistiquées de mesure locale (taux de vide, taux d'entraînement d'huile, composition du mélange, etc.). Telle est la perspective de cette étude.

4 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté le dispositif expérimental conçu pour évaluer les performances thermodynamiques globales d'une pompe à chaleur réversible (air/eau) fonctionnant au R407C. Grâce à une instrumentation dense, une étude locale a été effectuée permettant la mesure de la composition circulante du frigorigène et de la fraction massique circulante d'huile ainsi que l'analyse du comportement de la batterie à ailettes. Cette étude a montré que le frigorigène R407C se révèle à l'usage moins contraignant que ce qu'on pouvait craindre initialement à cause de son comportement non-azéotropique si les règles de l'art sont respectées (configuration méthodique des échangeurs, sous-refroidissement suffisant, surchauffe optimale, retour correct de l'huile au compresseur, etc.).

Il a été démontré que la variation de composition avait un effet limité (<4%) sur les performances de la pompe à chaleur étudiée : bien qu'elle soit expérimentalement et numériquement détectée, la variation de composition a des incidences plutôt locales et dont l'aspect thermique est atténué en raison des faibles coefficients d'échange et des incertitudes élevées côté air. Quant à la circulation de l'huile, les mesures effectuées ont montré qu'elle était faible (<1,5%) avec un impact réduit sur cette machine.

Le modèle numérique proposé a permis d'appréhender le fonctionnement d'une machine frigorifique en régime permanent. L'accent a été mis sur la simulation des performances locales en terme du coefficient d'échange local et de composition locale le long d'un circuit frigorifique initialement chargé avec du R407C. Enfin, grâce à des données de solubilité, quelques tendances générales de l'effet de l'huile sur la composition circulante et locale en frigorigène ont été présentées.

CONCLUSION GENERALE

L'huile étant destinée à assurer la lubrification des organes mobiles du compresseur, elle devrait être confinée au carter et ne pas migrer dans le circuit frigorifique. Cependant, intimement mélangée au frigorigène, l'huile est inévitablement entraînée par le compresseur et est présente sous différentes formes dans tout le système. L'étude bibliographique présentée au début de ce mémoire a clairement montré que, parmi tous les composants du circuit, c'est l'évaporateur qui représente l'élément le plus pénalisé, particulièrement à la fin de l'évaporation où plusieurs phénomènes complexes se combinent pour abaisser ses performances.

La compréhension et la modélisation de ces phénomènes requièrent, entre autre, la connaissance de l'équilibre thermodynamique entre le frigorigène et l'huile. C'est pourquoi nous avons proposé au premier chapitre une méthode de mesure « isochore » dont le dispositif expérimental est constitué d'une simple cellule en inox instrumentée en mesure de pression et de température. Les résultats obtenus ont montré la large étendue de la méthode, basée sur un simple calcul de solubilité, permettant d'étudier le comportement de couples aussi différents que le CO₂/PAG, le R134a/POE, le R32/POE et le R125/POE. Ceci a permis d'atteindre un des objectifs fixés au début de l'étude : enrichir la base de données sur la solubilité des nouveaux couples frigorigène/huile. Les résultats de modélisation de l'équilibre liquide-vapeur des couples expérimentés privilégient le modèle de Heil qui offre, selon nos analyses, la meilleure prédiction de la solubilité. L'application de ce modèle a montré que les trois frigorigènes R134a, R125 et R32 n'ont pas la même solubilité dans l'huile POE car dans des conditions équivalentes de pression et de température, la quantité de R134a ou de R125 absorbée dans l'huile est relativement élevée en comparaison de celle du R32.

L'utilisation appropriée des courbes de solubilité a démontré le caractère non-azéotropique des couples frigorigène/huile. L'effet de ce comportement se reflète directement sur le calcul d'enthalpie, une propriété clé pour l'évaluation des performances des circuits frigorifiques mais souvent calculée en négligeant la présence de l'huile. Pour cette raison, un modèle thermodynamique de calcul d'enthalpie pour un mélange frigorigène/huile a été proposé. Son application a conduit à une nouvelle présentation du diagramme de Mollier en tenant compte de la présence d'huile. L'emploi de ce diagramme a permis d'évaluer la variation d'enthalpie au niveau de l'évaporateur avec et sans huile, ainsi que le titre en vapeur à la sortie de l'évaporateur. Le modèle développé a été confronté à une validation expérimentale dans un site industriel sur une machine de grande puissance fonctionnant au R407C. Cette étude a montré que les tendances théoriques de ce modèle sont en bonne adéquation avec les résultats expérimentaux. Les tests de visualisation ont confirmé la présence d'une quantité non-évaporée de frigorigène à la sortie de l'évaporateur en présence d'une faible surchauffe.

En outre, l'analyse du nouveau diagramme de Mollier modifié par la présence d'huile a mis en évidence la présence de trois paramètres d'influence :

1. La fraction massique circulante d'huile dans le circuit : initialement imposé par la technologie du compresseur, l'entraînement d'huile doit être limité. Pour ceci, il faut s'assurer que l'huile qui quitte le compresseur revient sans difficulté dans le carter pour y jouer son rôle d'agent lubrifiant. La mise en place d'un séparateur d'huile sur la ligne de refoulement est également recommandée, car une circulation élevée de l'huile dans le système conduit à un manque de puissance frigorifique à cause d'une baisse de la variation d'enthalpie et de la présence d'une quantité non-évaporée à la sortie de l'évaporateur.

2. La solubilité du couple frigorigène/huile : l'étude comparative de deux huiles de même grade de viscosité, mais dont la solubilité du frigorigène avec chacune est différente a montré qu'il est préférable de choisir le couple frigorigène/huile qui présente la plus faible solubilité, à condition que le lubrifiant soit miscible et qu'il réponde aux exigences du compresseur en terme de viscosité.
3. La surchauffe « apparente » à la sortie de l'évaporateur : si une surchauffe très élevée permet d'évaporer la quasi-totalité du fluide frigorigène dissout dans l'huile et d'améliorer la variation d'enthalpie, elle participe par contre à la baisse de l'efficacité de l'évaporateur et de sa surface d'échange utile. Au contraire, de faibles surchauffes contribuent à diminuer fortement la variation d'enthalpie et à augmenter la quantité non-éaporée à la sortie de l'évaporateur. Un compromis se situe dans une gamme de 5 à 7 K de surchauffe à la sortie de l'évaporateur. Dans ce cas, l'utilisation du modèle de calcul d'enthalpie pour le mélange de fluide frigorigène et d'huile et le diagramme de Mollier correspondant permettront d'évaluer les performances réelles de l'évaporateur et le coefficient de performance de la machine.

Globalement, l'étude de l'enthalpie a permis de conclure que si les recommandations et les règles de l'art décrites ci-dessus sont respectées et si le taux de circulation d'huile dans la machine est inférieur à 2%, l'impact de l'huile en terme de réduction de puissance est limité et est expérimentalement atténué par les incertitudes de mesure. Dans le cas inverse, les incidences de l'huile sur les performances du système peuvent être considérables. La présente étude offre les outils nécessaires pour les évaluer.

Le dernier chapitre a expérimentalement confirmé cette conclusion sur une pompe à chaleur réversible dont la fraction massique circulante d'huile était d'environ 1,5%. De plus, nous avons montré que le frigorigène R407C est moins contraignant que ce qu'on pouvait craindre initialement à cause de son comportement non-azéotropique, à condition que la configuration des échangeurs soit méthodique (contre-courant), que le sous-refroidissement soit suffisant, que la surchauffe soit optimale, que le retour de l'huile au compresseur soit correct, ...

Enfin, dans le dernier chapitre, une contribution à la modélisation numérique d'un système frigorifique fonctionnant avec un mélange non-azéotropique a été présentée. Le modèle à caractère local a permis, entre autre de tracer la variation de composition locale de chaque composant du mélange le long du circuit.

En perspective de cette étude, plusieurs pistes peuvent être envisageables. Tout d'abord, il serait souhaitable de poursuivre les essais de solubilité pour d'autres couples frigorigène/huile, particulièrement avec les hydrocarbures et les frigorigènes constitués de mélanges tels que le R407C et le R410A. La modélisation a été effectuée uniquement pour couples frigorigène/huile dont le frigorigène est un fluide pur. Une extension de cette modélisation aux mélanges sera très utile.

Au delà de la donnée de solubilité frigorigène/huile, la fraction massique circulante d'huile dans le système est une information extrêmement importante. Les méthodes de mesures utilisés dans cette étude (technique d'échantillonnage, mesure continue par un densimètre) ont montré leurs limites. Il serait important de trouver une méthode de mesure continue et fiable pour réaliser cette mesure. Dans cette optique, nous avons initié un travail de recherche pour mesurer le taux de circulation d'huile par une méthode innovante basée sur la viscosité du mélange frigorigène/huile.

En outre, de nombreux efforts restent à déployer pour développer des méthodes de mesure locales de taux de vide, de composition du mélange, etc., afin de confirmer expérimentalement les tendances théoriques.

Enfin, si la présente étude a apporté des éléments de réponse sur les effets thermodynamiques de l'entraînement d'huile dans le circuit frigorifiques, un manque de données sur les effets thermiques et hydrodynamiques de cet entraînement persiste toujours.

Références bibliographiques

- Bassi R., Bansal P.K., 2003.** *In-tube condensation of mixture of R134a and ester oil: empirical correlations.* Int. J. Refrig., Vol. 26, pp. 402-409.
- Baustian J.J., Pate M.B., Bergles A.E., 1986.** *Properties of oil-refrigerant mixtures with application to oil concentration measurement: Part I: Thermophysical and transport properties.* ASHRAE Trans., Vol. 92, pp. 55-73.
- Bayani A., Thome J.R., Favrat D., 1995.** *Online measurement of oil concentration of R-134a/oil mixtures with a density flowmeter.* ASHRAE Trans., Vol. 1, n° 3, pp. 232-241.
- Bell K.I., Hewitt G.F., Morris S.D., 1987.** *Nucleate pool boiling of refrigerant/oil mixtures.* Exp. Heat Transfer, Vol. 1, pp. 71-86.
- Bell K.J., Ghaly M.A., 1973.** *An approximate generalised design method for multicomponent/partial condensers.* AIChE Symp. Ser., Vol. 69, n° 131, pp. 72-79.
- Boissieux X., Heikal M.R., Johns R.A., 2000.** *Two-phase heat transfer coefficient of three HFC refrigerants inside a horizontal smooth tube, Part II: condensation.* Int. J. Refrig., Vol. 23, pp. 345-352.
- Bonjour J., Clause M., Meunier F., 2003.** *Second-law analysis and modeling of an ammonia refrigeration unit using a water-cooled compressor.* 21th International Congress of Refrigeration, IIF-IIR, Washington D.C, article 139.
- Burton C.M., Jacobi A.M., Mehendale S.S., 1999.** *Vapor-liquid equilibrium for R-32 and R-410A mixed with a polyol ester: non-ideality and local composition modeling.* Int. J. Refrig., Vol. 22, pp. 458-471.
- Cavestri R.C., 1995.** *Measurement of Viscosity, Density, and Gas Solubility of Refrigerant Blends in Selected Synthetic Lubricants.* The Air-Conditioning and Refrigeration Technology Institute, Project n° 655-51400, 196 p.
- Chen J., Kruse H., 1997.** *Concentration shift simulation for the mixed refrigerants R404A, R32/R134a and R407C in an air conditioning system.* Int. J. HVAC&R Research, Vol. 3, n° 2, pp. 149-157.
- Cho K., Tae S.J., 2001.** *Condensation heat transfer for R-22 and R-407C refrigerant-oil mixtures in a microfin tube with a U-bend.* Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 44, pp. 2043-2051.
- Choi J.Y., Kedzierski M. A., Domanski P. A., 2001.** *Generalized pressure drop correlation for evaporation and condensation in smooth and micro tubes.* Thermophysical Properties & Transfer Processes of New Refrigerations, IIF-IIR, Paderborn (Germany), pp. 290-297.
- Clodic D., Ben-Yahia A., 2002.** *Modélisation de la variation de concentration d'huile en régime dynamique dans le circuit d'un système frigorifique.* Journée d'étude AFF/SFT, 23 Octobre, Paris (France).
- Conde M.R., 1996.** *Estimation of thermophysical properties of lubricating oils and their solutions with refrigerants: an appraisal of existing methods.* Appl. Therm. Eng., Vol. 16, pp. 51-61.
- Cooper M.G., 1984.** *Saturation nucleate pool boiling - A simple correlation.* Ichem. E. Symposium Series, n° 86, pp. 785-793.

- Dobson M.K., Chato J.C., 1998.** *Condensation in smooth horizontal tubes.* J. Heat Transfer, Vol. 120, pp. 193-213.
- Duminil M., 2003.** *L'huile et les systèmes frigorifiques à compression.* Rev. Gén. Froid, n°1034, fiche n°XXX.
- Eckels S.J., Pate M.B., Bivens D.B., 1991.** *Evaporation and condensation heat transfer coefficient and pressure drops of a ternary blend of HCFC-124/HCFC-22/HFC-152a and oil mixtures.* 18th International Congress of Refrigeration, IIF-IIR, Montreal (Canada), pp. 487-493.
- Eckels S.J., Pate M.B., 1991.** *In-tube evaporation and condensation of refrigerant-lubricant mixtures of HFC-134a and CFC-12.* ASHRAE Trans., Vol. 97, n° 2, pp. 62-70.
- Fakuta M., Yanagizawa T., Shimizu T., Nishijima H., 1995.** *Transit mixing characteristics of refrigerant with refrigeration oil.* 19th International Congress of Refrigeration, IIF-IIR, The Hague (Netherlands), pp. 215-222.
- Fradin C., 2003.** *Performances d'une pompe à chaleur réversible fonctionnant au R407C.* Mémoire d'ingénieur CNAM-Paris.
- Friedel L., 1979.** *Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two-phase pipe flow.* European Two-phase Flow Group Meeting, Ispra (Italy).
- Gay L., 1999.** *Modélisation d'une machine frigorifique fonctionnant au R407C en régime transitoire.* Thèse de Doctorat, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon (France), 162 p.
- Geller V., Davis K.E., 1995.** *Solubility and viscosity of refrigerant/POE lubricant mixtures.* 19th International Congress of Refrigeration, IIF-IIR, The Hague (Netherlands), pp. 223-229.
- Geller V., 1998.** *Thermophysical properties of alternative refrigerant/lubricant mixtures.* Advances in the Refrigeration Systems, Food Technologies and Cold Chain, IIF-IIR, Sofia (Bulgaria), pp. 49-57.
- Ghassempouri J., 1999.** *Etude du comportement de mélange zéotrope dans les installations frigorifiques.* Thèse de Doctorat, Université de Technologie de Compiègne, 107 p.
- Giniès P., 2003.** *Huiles et compresseurs.* Rev. Gén. Froid, n° 1034, pp. 35-38.
- Grodent M., Lebrun J., Winandy E., 1999.** *Simplified modelling of an open-type reciprocating compressor using refrigerants R22 and R410A. 2nd Part: model.* 20th International Congress of Refrigeration, IIF-IIR, Sydney (Australia), article 800.
- Guillemet P., Lottin O., 2002.** *Modélisation des équilibres liquide-vapeur, application aux mélanges d'huile et de fluides frigorigènes.* Journée d'étude AFF/SFT, 23 Octobre, Paris (France).
- Gungor K.E., Winterton R. H. S., 1987.** *Simplified general correlation for saturated flow boiling and comparisons of correlations with data.* Chem. Eng. Res. Des., Vol. 65, pp. 148-156.

- Gupta S., Tran C.C., Chato J.C., Newell T.A., 2000.** *A study of refrigerant/oil mixtures in horizontal tube evaporators.* International Refrigeration Conference, Purdue University, West Lafayette (Indiana), pp. 17-24.
- Hambraeus K., 1991.** *Two-phase flow boiling of oil-R-134a mixture.* 18th International Congress of Refrigeration, IIF-IIR, Montreal (Canada), pp. 499-503.
- Henderson D.R., 1994.** *Solubility viscosity and density of refrigerant/lubricant mixtures.* Spauschus Associates, Project Number 655-51200, 144 p.
- Hughmark G.A., 1962.** *Holdup in gaz-liquid flow.* Chem. Eng. Prog, Vol. 58, n°4, pp. 62-65.
- Hughes D.W., McMullan J.T., Mawhinney K.A., Morgan R., 1982.** *Pressure-enthalpy charts for mixtures of oil and refrigerant R12.* Int. J. Refrig. , Vol. 5, n° 4, pp. 199-202.
- Infante-Ferreira C.A., Nan X., Bullard C.W., Newell T.A., Chato J.C., 2001.** *R404A evaporating under forced flow conditions inside smooth, microfin and cross-hatched horizontal tubes.* Thermophysical Properties & Transfer Processes of New Refrigerations, IIF-IIR, Paderborn (Germany), pp. 209-216.
- Jensen M.K., Jackman D.L., 1984.** *Prediction of nucleate pool boiling heat transfer coefficients of refrigerant coefficients of refrigerant-oil mixtures.* J. Heat Transfer, Vol. 106, pp. 184-190.
- Kang H.K., Pate M.B., 1999.** *Miscibility comparison for three refrigerant mixtures and four component refrigerants.* ASHRAE Trans., Vol. 104, n° 1, pp. 973-982.
- Katsuna K., Inoue Y., Mizutani T., 1991.** *Real time oil concentration measurement in automotive air conditioning by ultraviolet light absorption.* SAE paper n° 910222.
- Kattan N., Thome J.R., Favrat D., 1998.** *Flow boiling in horizontal tubes: part 3-development of a new heat transfer model based on flow pattern.* J. Heat Transfer, Trans. ASME, Vol. 120, pp. 156-165
- Kedzierski M.A., Kaul M.P., 1993.** *Horizontal nucleate flow boiling heat transfer coefficient measurements and visual observations for R12, R134a and R134a/ester lubricant mixtures.* 6th International Symposium on Transport Phenomena in Thermal Engineering, Seoul (South Korea), pp. 111-116.
- Khanpara J.C., Bergles A.E., Pate M.B., 1986.** *Augmentation of R-113 in tube condensation with micro-fin tubes.* ASHRAE Trans., Vol. 92, pp. 21-32.
- Kreingkrain A., Michael J.B., 2000.** *The effect of void fraction models and heat flux assumption on predicting refrigerant charge level in receivers.* International Refrigeration Conference, Purdue University, West Lafayette (Indiana), pp. 489-496.
- Lebreton J.M., Vuillame L., Morvan E., Lottin O., 2002.** *Mesure en temps réel de la concentration en huile du fluide frigorigène.* Journée d'étude AFF/SFT, 23 Octobre, Paris (France).
- Liley P.E., Gambill W.R., 1973.** *Physical and chemical data.* Chemical Engineering Handbook, 5th edition, New York (USA), Mc Graw-Hill, pp. 226-250.

- Lockart R.W., Martinelli R.C., 1949.** *Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes.* Chem. Eng. Prog., Vol. 45, n° 1, pp. 39-48.
- Lottin O., Guillemet P., Lebreton, J.M., 2003.** *Effects of synthetic oil in a compression refrigeration system using R410A. Part II: quality of heat transfer and pressure losses within the heat exchangers.* Int. J. Refrig., Vol. 26, pp. 783-794.
- Machado L., Haberschill P., Lallemand M., 1998.** *Masse du fluide frigorigène dans un évaporateur en fonctionnement permanent ou transitoire.* Int. J. Refrig., Vol. 21, pp. 430-439.
- Marsh K.N., Kandil M., 2002.** *Review of thermodynamic properties of refrigerants + lubricants oils.* Fluid Phase Equilib., Vol. 199, pp. 319-334.
- Martz W.L., Burton C.M., Jacobi A.M., 1996.** *Local composition modelling of the thermodynamic properties of refrigerant and oil mixtures.* Int. J. Refrig., Vol. 19, pp. 25-33.
- Mermond Y., 1999.** *Transfert de chaleur dans un mélange constitué de fluide frigorigène et d'huile.* Thèse de Doctorat, Université de Nancy. 200 p.
- Mermond Y., Feidt M., Marvillet C., 1999.** *Thermodynamic and physical properties of mixtures of refrigerants and oils.* Int. J. Refrig., Vol. 22, pp. 569-579.
- Mori Y., Nakayama W., 1983.** *High-performance mist cooled condensers for geothermal binary cycle plants.* Heat transfer in Energy Problems, Washington D.C, pp. 211-218.
- Nakao H., Matsukawa K., Shirafuji Y., Sekiya S., 2000.** *The effect of water content of POE on scuffin characteristics.* International Refrigeration Conference, Purdue University, West Lafayette (Indiana), pp. 207-214.
- Nidegger E., Thome J.R., Favrat D., 1997.** *Flow boiling and pressure drop measurements for R-134a/oil mixtures, Part 1: Evaporation in microfin tube.* HVAC&R Research, ASHRAE, Vol. 3, n°1, pp. 38-53.
- Otaki T., 1971.** *Holding refrigerant in refrigeration unit.* 13th International Congress of Refrigeration, IIF-IIR, pp. 535-544, Washington D.C.
- Pierre B., 1964.** *Flow resistance with boiling refrigerants, Part I.* ASHRAE J., Vol. 6, pp. 58-65.
- R.P.F., 1968.** *L'huile dans l'installation frigorifique.* Rev. Pratique Froid, n° 7, pp. 25-36.
- Schlager L.M., Pate M.B., Bergles A.E., 1987.** *A survey of refrigerant heat transfer and pressure drop emphasizing oil effects and in-tube augmentation.* ASHRAE Trans., Vol. 93, pp. 392-411.
- Schlager L.M., Pate M.B., Bergles A.E., 1988.** *Evaporation and condensation of refrigerant-oil mixtures in a smooth and micro-fin tube.* ASHRAE Trans., Vol. 94, pp. 149-166.
- Schlager L.M., Pate M.B., Bergles A.E., 1989.** *Heat transfer and pressure drop performance of smooth and internally finned tubes with oil and refrigerant 22 mixtures.* ASHRAE Trans., Vol. 95, pp. 375-385.

- Schlager L.M., Pate M.B., Bergles A.E., 1990.** *A comparison of 150 and 300 SUS oil effects on refrigerant evaporation and condensation in a smooth tube and a micro-fin tube.* ASHRAE Trans., Vol. 96, pp. 387-397.
- Shah M.A., 1979.** *General correlation for heat transfer during film condensation inside pipes.* Int. J. Heat mass Transfer, Vol. 22, pp. 547-556.
- Shao D.W., Granryd E., 1995.** *Heat transfer and pressure drop of HFC134a-oil mixtures in a horizontal condensing tube.* Int. J. Refrig., Vol. 18, pp. 524-533.
- Shinohara Y., Tobe M., 1985.** *Development of an improved thermo-fin tube.* Hitachi Rev., Vol. 34, pp. 47-50.
- Skaugen G., 2003.** *The effects of active and passive pressure control in a trans-critical CO₂ vapour compression cycle.* Eurotherm Seminar n° 72: Thermodynamics, Heat and Mass transfer of Refrigeration Machines and Heat Pumps, Valencia (Spain), pp. 343-348.
- Stryjek R., Vera J.H., 1986.** *PRSV: an improved Peng-Robinson equation of state for pure compounds and mixtures.* Can. J. Chem. Eng., Vol. 64, pp. 323-333.
- Suzuki S., Fujisawa Y., Nakasawa S., Matsuoka M., 1993.** *Measuring method of oil concentration ratio using light absorption.* ASHRAE Trans., Vol. 99, n°1, pp. 413-421.
- Takaishi Y., Izumi M., Oguchi K., 1987.** *Measurements of vapor pressures of R22/oil solutions.* 17th International Congress of Refrigeration, IIF-IIR, Wien (Austria), pp. 217-222.
- Takaishi Y., Oguchi K., 1993.** *Measurements of the solubility of the system of HFC 125 and Polyol ester lubricant.* 10th International Conference "CFCs The Day After", IIF-IIR, Padova (Italy), pp. 99-105.
- Takigawa K., Sandler S.I., Yokozeki A., 2002.** *Solubility and viscosity of refrigerant/lubricant mixtures: hydrofluorocarbon/alkylbenzene systems.* Int. J. Refrig., Vol. 25, pp. 1014-1024.
- Tatsumi A., Oizumi K., Hayashi M., Ito M., 1982.** *Application of inner tubes to air conditioners.* Hitachi Rev., Vol. 31, n° 1, pp. 50-60.
- Tchéou E., Mc Neil D.A., 1994.** *The effect of ester-oils on heat transfer during evaporation of refrigerant R134a.* 10th International Conference "CFCs The Day After", IIF-IIR, Padova (Italy), pp. 551-556.
- Thome J.R., 1992.** *Thermodynamic and transport properties of lubricating oils.* Rapport interne, Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, 13 p.
- Thome J.R., Phil D., 1995.** *Comprehensive Thermodynamic Approach to Modelling Refrigerant Lubricating Oil Mixture.* Int. J. of HVAC&R Research, Vol. 1, pp. 110-126.
- Tichy J.A., Duque-Rivera J., Macken N.A., Duval W.M.B., 1986.** *An experimental investigation of pressure drop in forced-convection condensation and evaporation of oil-refrigerant mixture.* ASHRAE Trans., Vol. 92, n° 2, pp. 450-460.
- Tojo S., Hosokawa K., Arimoto T., Yamada H., Ohta Y., 1984.** *An experimental investigation of heat transfer in forced convection condensation.* Aust. Refrig. Air Cond. Heating, Vol. 38, n° 8, pp. 45-61.

- Usmani G.I., Ravigururajan T.S., 1996.** *Boiling and condensation heat transfer correlation for refrigerant-oil mixture flows inside augmented tubes.* ASME Heat Transfer Division, Vol. 3, pp. 253-260,
- Wahlström A., 1999.** *Solubility of HFC refrigerants in long-chained hydrocarbons and pentaerythritol esters: measurements and development of predictive models.* Thèse de Doctorat, Chalmers University of Technology, Göteborg (Sweden), 76 p.
- Wahlström A., Vamling L., 1999a.** *Viscosity for mixtures of HFCs and pentaerythritol ester.* 20th International Congress of Refrigeration, IIR-IIF, Sydney (Australia).
- Wahlström A., Vamling L., 1999b.** *Solubility of HFCs in Pentaerythritol Tetraalkyl Ester.* J. Chem. Eng. Data, Vol. 44, pp. 823- 828.
- Wahlström A., Vamling L., 2000.** *Development of models for prediction of solubility for HFC working fluids in pentaerythritol ester compressor oils.* Int. J. Refrig., Vol. 23, pp. 597-608.
- Yan Y., Fleming J.S., Bwalya A.C., 2000.** *The evaluation of existing and new refrigerants in the presence of oil.* International Refrigeration Conference, Purdue University, West Lafayette (Indiana), pp. 465-472.
- Yokozeiki A., 1994.** *Solubility and viscosity of refrigerant-oil mixtures.* International Refrigeration Conference, Purdue University, West Lafayette (Indiana), pp. 335-340.
- Youbi-Idrissi M., Mermond Y., Marvillet C., 2000.** *Evaporation d'un mélange de fluide frigorigène et d'huile dans un tube lisse horizontal.* Congrès Français de Thermique, S.F.T, Lyon (France), pp. 461-466.
- Youbi-Idrissi M., Bonjour J., Marvillet C., Meunier M., 2001.** *Enthalpy calculation for a refrigerant/oil mixture: consequences on the evaporator performance working with R407C and POE oil.* Thermophysical Properties & Transfer Processes of New Refrigerations, IIF-IIR Conference, Paderborn (Germany), pp. 447-454.
- Youbi-Idrissi M., Terrier M.F., Bonjour J., Meunier M., 2002.** *Entraînement d'huile dans les systèmes frigorifiques : quel impact ?* Rev. Gén. Froid, n° 1023, pp. 53-58.
- Youbi-Idrissi M., Bonjour J., Terrier M.F., Meunier M., 2003.** *Diagramme de Mollier modifié par la présence d'huile.* Rev. Gén. Froid, n° 1034, pp. 39-44.
- Zürcher O., Thome J.R., Favrat D., 1997.** *Flow boiling and pressure drop measurements for R-134a/oil mixtures. Part 2: Evaporation in a plain tube.* Int. J. of HVAC&R Research, Vol. 3, n° 1, pp. 54-64.
- Zürcher O., Thome J.R., Favrat D., 1998a.** *In-tube flow boiling of R407C and R407C/oil mixtures. Part I: microfin tube.* HVAC&R Research, ASHRAE, Vol. 4, n° 4, pp. 347-372.
- Zürcher O., Thome J.R., Favrat D., 1998b.** *In-tube flow boiling of R407C and R407C/oil mixtures. Part II: plain tube results and predictions.* HVAC&R Research, ASHRAE, Vol. 4, n° 4, pp. 373-400.

Annexe A :
Equilibre liquide-vapeur d'un mélange à plusieurs
composants

Equilibre liquide vapeur d'un mélange à plusieurs composants

La condition de base pour l'équilibre liquide-vapeur d'un mélange à plusieurs composants est l'égalité des deux fugacités liquide et vapeur pour chaque composant (i) du mélange :

$$f_i^L = f_i^V \quad (\text{A. 1})$$

En développant chaque terme, cette égalité peut être exprimée par la relation suivante :

$$\gamma_i x_i \varphi_i^{\text{sat}} P_i^{\text{sat}} \exp\left(\frac{v_i^L (P - P_i^{\text{sat}})}{RT}\right) = y_i \varphi_i^V P \quad (\text{A. 2})$$

où T est P sont respectivement la température et la pression du système (mélange). Pour chaque composant (i) de ce mélange :

P_i^{sat} est la pression de saturation ;

φ_i^{sat} est le coefficient de fugacité à la pression de saturation et à la température du système ;

φ_i^V est le coefficient de fugacité de la phase vapeur à la pression et à la température du système ;

γ_i est le coefficient d'activité ;

x_i est la fraction molaire liquide ;

y_i est la fraction molaire vapeur ;

v_i^L est le volume molaire de la phase liquide.

Dans l'équation (A. 2) on est confronté à deux difficultés majeures pour prédire la pression du mélange :

- Une première concerne le calcul des deux coefficients de fugacité, nécessitant un choix difficile d'une équation d'état parmi plusieurs modèles proposés dans la littérature. Lin et Moshfeghian, cités par Burton (1999), ont comparé un grand nombre d'équations et ont retenu celle de Peng-Robinson. Martz et al. (1996) ont sélectionné la même équation :

$$P = \frac{RT}{v-b} - \frac{a\alpha}{v(v-b) + b(v-b)} \quad (\text{A. 3})$$

où

$$a = 0,45724 \frac{(RT_c)^2}{P_c} \quad (\text{A. 4})$$

$$b = 0,0778 \frac{RT_c}{P_c} \quad (\text{A. 5})$$

$$\alpha = \left(1 + M \left(1 - \sqrt{\frac{T}{T_c}} \right) \right)^2 \quad (\text{A. 6})$$

T_c et P_c sont respectivement la température critique et la pression critique du fluide. M est un paramètre d'ajustement déterminé pour chaque fluide pur en minimisant l'écart entre les données expérimentales et les résultats prédits par cette équation d'état.

Burton et al. (1999) montrent qu'en utilisant l'équation d'état de Peng-Robinson, le coefficient de fugacité du composant (i) φ_i peut être exprimé par la relation suivante :

$$\ln \varphi_i = \frac{b_i}{b} (Z-1) - \ln(Z-B) - \frac{A}{2\sqrt{2}B} \left(\frac{2 \sum_j x_j a_{ji}}{a} - \frac{b_i}{b} \right) \ln \left(\frac{Z+2,414 B}{Z-0,414 B} \right) \quad (\text{A. 7})$$

Dans cette expression, $Z = \frac{Pv}{RT}$ est le facteur de compressibilité et les coefficients a et b sont ceux du mélange calculés à partir d'un postulat de la loi de mélange suivante :

$$a = \sum_i \sum_j x_i x_j a_{ij} \quad (\text{A. 8})$$

$$b = \sum_i x_i b_i \quad (\text{A. 9})$$

$$a_{ij} = (1 - \delta_{ij}) \sqrt{a_i a_j} \quad (\text{A. 10})$$

Et

$$A = \frac{a\alpha P}{(RT)^2} \quad (\text{A. 11})$$

$$B = \frac{bP}{RT} \quad (\text{A. 12})$$

δ_{ij} se sont des coefficients d'interaction binaires relatifs à chaque mélange.

- Une deuxième difficulté dans l'application de l'équation (A. 2) consiste à calculer le coefficient d'activité γ_i . Nous disposons dans la littérature de plusieurs modèles pour ce calcul, nous proposons de détailler ici les cinq plus utilisés d'entre eux.

1. Modèle de Wilson

Dans ce modèle, le coefficient d'activité pour un mélange de deux composant 1 et 2 est exprimé par la relation suivante :

$$\ln \gamma_1 = -\ln(x_1 + x_2 \Lambda_{21}) + x_2 \left[\frac{\Lambda_{21}}{x_1 + x_2 \Lambda_{21}} - \frac{\Lambda_{12}}{x_2 + x_1 \Lambda_{12}} \right] \quad (\text{A. 13})$$

où

$$\Lambda_{12} = \frac{v_1}{v_2} \exp\left(-\frac{\Delta\lambda_2}{RT}\right) \quad (\text{A. 14})$$

et

$$\Lambda_{21} = \frac{v_2}{v_1} \exp\left(-\frac{\Delta\lambda_1}{RT}\right) \quad (\text{A. 15})$$

2. Modèle de Tsuboka et Katayama

Ces deux auteurs proposent une modification du modèle de Wilson. Le coefficient d'activité est calculé à partir de l'équation suivante :

$$\begin{aligned} \ln \gamma_1 = & -\ln(x_1 + x_2 \Lambda_{21}) + x_2 \left[\frac{\Lambda_{21}}{x_1 + x_2 \Lambda_{21}} - \frac{\Lambda_{12}}{x_2 + x_1 \Lambda_{12}} \right] \\ & + \ln(x_1 + x_2 \rho_{21}) - x_2 \left[\frac{\rho_{21}}{x_1 + x_2 \rho_{21}} - \frac{\rho_{12}}{x_2 + x_1 \rho_{12}} \right] \end{aligned} \quad (\text{A. 17})$$

Les deux premiers termes de l'équation (A. 17) sont identiques à ceux de l'équation (A. 13). Dans les deux derniers termes, ρ_{12} et ρ_{21} sont des rapports des volumes molaires liquides des composants 1 et 2 ($\rho_{12} = \frac{v_1}{v_2}$ et $\rho_{21} = \frac{v_2}{v_1}$).

3. Modèle de Wang et Chao

Dans ce modèle, le coefficient d'activité est exprimé par :

$$\begin{aligned} \ln \gamma_1 = & -\ln(x_1 + x_2 \Lambda_{21}) + x_2 \left[\frac{\Lambda_{21}}{x_1 + x_2 \Lambda_{21}} - \frac{\Lambda_{12}}{x_2 + x_1 \Lambda_{12}} \right] \\ & + \frac{1}{RT} \left(\frac{n_c}{2} \right) \left[x_{21}^2 \Delta\lambda_1 + x_2 x_{22} \frac{x_{12}}{x_{11}} \Delta\lambda_2 \right] \end{aligned} \quad (\text{A. 18})$$

Ce modèle est aussi une modification de celui de Wilson. Les auteurs introduisent un terme correctif fonction des paramètres x_{11} , x_{12} , x_{21} , x_{22} et n_c appelé « nombre de coordination » :

$$x_{11} = \frac{x_1}{x_1 + x_2 \exp\left(-\frac{\Delta\lambda_1}{RT}\right)} \quad (\text{A. 19})$$

$$x_{22} = \frac{x_2}{x_2 + x_1 \exp\left(-\frac{\Delta\lambda_2}{RT}\right)} \quad (\text{A. 20})$$

$$x_{12} = x_{22} \frac{x_1}{x_2} \exp\left(-\frac{\Delta\lambda_2}{RT}\right) \quad (\text{A. 21})$$

$$x_{21} = x_{11} \frac{x_2}{x_1} \exp\left(-\frac{\Delta\lambda_1}{RT}\right) \quad (\text{A. 21})$$

n_c a été estimé par Burton et al. à une valeur de 6 pour les mélanges de frigorigène et d'huile.

4. Modèle de Heil

Dans ce modèle, le coefficient d'activité est exprimé par :

$$\begin{aligned} \ln \gamma_1 = & -\ln(x_1 + x_2 \Lambda_{21}) + x_2 \left[\frac{\Lambda_{21}}{x_1 + x_2 \Lambda_{21}} - \frac{\Lambda_{12}}{x_2 + x_1 \Lambda_{12}} \right] \\ & + x_2^2 \left[\tau_{21} \left(\frac{\Lambda_{21}}{x_1 + x_2 \Lambda_{21}} \right)^2 + \frac{\tau_{12} \Lambda_{12}}{(x_2 + x_1 \Lambda_{12})^2} \right] \end{aligned} \quad (\text{A. 22})$$

avec :

$$\tau_{12} = \frac{\Delta\lambda_2}{RT} \quad (\text{A. 23})$$

$$\tau_{21} = \frac{\Delta\lambda_1}{RT} \quad (\text{A. 24})$$

5. Modèle NRTL (Non-Random Two-Liquid)

Ce modèle a été développé par Renon et Prausnitz cités par Burton (1999), il est une extension du modèle de Wilson :

$$\ln \gamma_1 = x_2^2 \left[\tau_{21} \left(\frac{\Lambda_{21}}{x_1 + x_2 \Lambda_{21}} \right)^2 + \frac{\tau_{12} \Lambda_{12}}{(x_2 + x_1 \Lambda_{12})^2} \right] \quad (\text{A. 25})$$

avec :

$$\Lambda_{12} = \exp\left(-\frac{\tau_{12}}{2}\right) \quad (\text{A. 26})$$

$$\Lambda_{21} = \exp\left(-\frac{\tau_{21}}{2}\right) \quad (\text{A. 27})$$

où τ_{12} et τ_{21} sont deux paramètres respectivement exprimés par les relations (A. 23) et (A. 24).

Il est important de noter que dans les cinq modèles présentés, le coefficient d'activité pour un mélange binaire peut être prédit pour une température et une composition du mélange donnée si les deux paramètres $\Delta\lambda_1$ et $\Delta\lambda_2$ sont connus. Pour un mélange de n composants, une extension de ces modèles reste possible, elle requiert $n(n-1)$ paramètres d'interactions binaires, ce qui correspond au nombre d'interactions binaires entre les n fluides.

Annexe B :
Estimation de la charge en frigorigène : état de l'art

Estimation de la charge en fluide frigorigène : état de l'art

par M. Youbi-Idrissi, J. Bonjour, M-F. Terrier et F. Meunier*

L'efficacité des systèmes frigorifiques peut être améliorée par une charge minimale en frigorigène. Pour évaluer correctement cette charge, on peut maintenant abandonner les outils traditionnels, basés sur les ratios. Voici un état de l'art des outils de calcul par algorithmes simplifiés.

En raison des contraintes environnementales découlant du protocole de Kyoto et des directives européennes les plus récentes, le frigoriste est aujourd'hui amené à optimiser ses systèmes frigorifiques, pour produire la même quantité de froid avec une meilleure efficacité énergétique. L'estimation au plus juste pour minimiser la charge frigorifique à introduire dans la machine frigorifique est une étape essentielle pour cette optimisation.

Cette démarche est restée longtemps basée sur des méthodes simplifiées de nature empirique (somme des ratios de la charge en fluide frigorigène sur le volume interne dans les échangeurs de la machine). Mais pour une estimation plus fine de la charge, le frigoriste recourt souvent à un ajustement expérimental par des essais successifs. Cet exercice difficile pourra être épargné, en appliquant des méthodes théoriques fournissant une prédiction assez précise de la masse en fluide frigorigène à introduire dans la machine. Nous présentons dans cet article l'état de l'art de ces méthodes et leur comparaison, afin de sélectionner celle qui approche le mieux la charge réelle d'une installation frigorifique à production de froid direct.

En parcourant les différents éléments de la machine frigorifique, le fluide frigori-

gène change de phase. Il est totalement liquide et sous-refroidi avant détente, à l'état vapeur et surchauffé dans la ligne d'aspiration et dans le compresseur, puis à l'état monophasique et/ou diphasique dans les échangeurs thermiques de l'installation. Bien qu'il soit facile de déterminer la masse de fluide frigorigène dans les parties monophasiques du circuit, il n'en est pas de même en diphasique, car il faut connaître le taux de remplissage en vapeur, fréquemment appelé "taux de vide" dans ces zones. Nous nous intéressons alors au calcul de ce paramètre dans l'évaporateur et dans le condenseur. Pour chacun des deux échangeurs, nous comparons quelques corrélations de calcul du taux de vide, pour mettre en évidence l'impact du choix du modèle sur la prédiction de la charge en frigorigène du système.

Evaluation de la masse en frigorigène

La masse totale du fluide frigorigène contenue dans le circuit frigorifique est la somme des masses contenues dans chacun des éléments de la machine :

$$M_T = \sum M_i = M_{ev} + M_{cond} + M_{comp} + M_{bout} + M_{lignes}^{(1)}$$

* CNAM - Laboratoire du Froid (E.A. 21), 75141 Paris cedex 03

Résumé

Nous proposons un état de l'art pour l'évaluation de la charge en frigorigène dans les éléments principaux de la machine frigorifique, par le biais des algorithmes de calcul simples. La difficulté de l'exercice réside dans l'évaluation correcte du taux de vide au niveau des échangeurs thermiques. Parmi les différentes corrélations de la littérature, nous recommandons celle de Hughmark qui prédit le mieux la masse en fluide frigorigène dans les zones diphasiques, avec un écart généralement inférieur à 10 %.

Abstract

We propose in this paper a state of art allowing an estimation of the optimum refrigerant-mass in the principal elements of the machine, by the means of the simple calculation algorithms. The difficulty lies in the correct evaluation of the void-fraction in the heat exchangers. Among various correlations, we recommend Hughmark's relation which provides a better estimate of refrigerant-mass in the two-phase zones.

Lignes monophasiques de la machine

Dans les tuyauteries d'aspiration, de refoulement et précédant la détente, le fluide frigorigène est à l'état monophasique, liquide ou vapeur. Sa masse volumique peut être évaluée en fonction des conditions de température et de pression à ces endroits. La connaissance du volume interne de ces lignes, à partir de la longueur des tubes et leurs diamètres, permet d'évaluer le besoin en frigorigène en considérant une masse volumique moyenne entre l'entrée et la sortie de chaque ligne :

$$M_{lignes} = M_{asp} + M_{ref} + M_{det} \quad (2)$$

$$\text{avec : } M_{asp} = \left[\rho_{m,asp} \times \frac{\pi D_{asp}^2}{4} L_{asp} \right] \quad (3)$$

Il en est de même pour le calcul de M_{ref} et M_{det} .

Compresseur

Au niveau du compresseur, deux contributions à la charge sont à évaluer. D'une part, le volume de vapeur aspiré subit une compression de la BP (basse pression) à la HP (haute pression). La masse volumique de la vapeur à l'aspiration permet de donner une estimation de la masse contenue dans le compresseur :

$$M_{comp,1} = \text{Cylindrée} \times \frac{\rho_{asp} + \rho_{ref}}{2} \quad (4)$$

Dans la plupart des cas, cette contribution représente une fraction très faible de la masse totale dans tout le circuit et elle peut être négligée.

En revanche, le compresseur contient toujours une charge en huile, essentielle pour la lubrification, le refroidissement et l'étanchéité des pièces mécaniques en mouvement. Le lubrifiant étant miscible avec le fluide frigorigène, une quantité de frigorigène est dissoute dans l'huile, ce dont il faut tenir compte. Les courbes de solubilité fournissent l'information sur l'évolution de la pression d'équilibre liquide-vapeur du couple frigorigène/huile, en fonction de la température et de la fraction massique du frigorigène liquide dans l'huile (solubilité). Connaissant les conditions de pression et de température régnant dans le carter du compresseur, la fraction de frigorigène liquide

Nomenclature	
C	Solubilité du frigorigène dans l'huile, kg/kg
C_p	Chaleur massique, J/kg. K
D_h	Diamètre hydraulique, m
g	Accélération due à la pesanteur
G	Vitesse massique, kg/m ² . s
h	Enthalpie massique, J/kg
K	Coefficient d'échange, W/m ² . K
K_h	Coefficient empirique du modèle non-homogène de taux de vide
L	Longueur, m
l	Élément de longueur, m
\dot{m}	Débit massique, kg/s
M	Masse, kg
n	Nombre des volumes discrétisés
\dot{Q}	Puissance, W
P	Pression, Pa
S	Section, surface, m ²
T	Température, K
T_0	Température de saturation, K
ΔT	Différence de température, K
U	Vitesse, m/s
V	Volume, m ³
X	Titre en vapeur
Y	Taux de remplissage en liquide dans un modèle homogène
Z_K	Coefficient empirique de taux de vide dans la corrélation de Hughmark
Groupements adimensionnels	
Re	Nombre de Reynolds
Fr	Nombre de Froude
Lettres grecques	
α	Taux de vide
γ	Glissement de vitesse
μ	Viscosité dynamique, Pa.s
ρ	Masse volumique, kg/m ³
Indices	
<i>asp</i>	Aspiration
<i>comp</i>	Compresseur
<i>cond</i>	Condenseur
<i>des</i>	Désurchauffe
<i>det</i>	Détente
<i>e</i>	Entrée
<i>échg</i>	Echangeur
<i>es</i>	Entrée fluide secondaire
<i>ev</i>	Évaporateur
<i>f</i>	Fluide frigorigène
<i>h</i>	Homogène
<i>huile</i>	Huile de lubrification
<i>i</i>	Élément
<i>if</i>	Intermédiaire fluide frigorigène
<i>is</i>	Intermédiaire fluide secondaire
L	Liquide
<i>ligne</i>	Lignes (liquide sous-refroidi et vapeur surchauffée)
<i>LM</i>	Logarithmique moyenne
<i>m</i>	Moyenne
<i>ref</i>	Refoulement
<i>s</i>	Fluide secondaire
<i>sat</i>	Saturation
<i>sr</i>	Sous-refroidissement
<i>src</i>	Surchauffe
<i>ss</i>	Sortie fluide secondaire
T	Total
V	Vapeur

absorbée par l'huile (C) pourra être déterminée (voir figure 1).

La masse de frigorigène dans le carter du compresseur sera donc :

$$M_{comp,2} = C \times M_{huile} \quad (5)$$

En effet, la température dans le carter lors du fonctionnement normal du compresseur varie selon l'application et la technologie du compresseur retenue :

- pour des compresseurs à pistons ou à spirales (scroll), elle est d'environ 50°C dans les applications de climatisation ou de froid positif (température d'évaporation supérieure à zéro) et peut s'élever jusqu'à 80°C, voire 100°C, dans les applications à basse tempé-

rature et sans dispositif spécifique de refroidissement ;

- pour les compresseurs à vis, le refroidisseur d'huile limite la température à une valeur de consigne indiquée.

Quant à la pression dans le carter du compresseur, elle est, dans la majorité des cas, égale à celles des vapeurs aspirées, aux pertes de charge près.

Il existe cependant quelques modèles de compresseurs dont le carter se trouve à la haute pression.

Il est important de noter que la valeur de C dépend non seulement des conditions de température et de pression du carter du compresseur, mais aussi de la

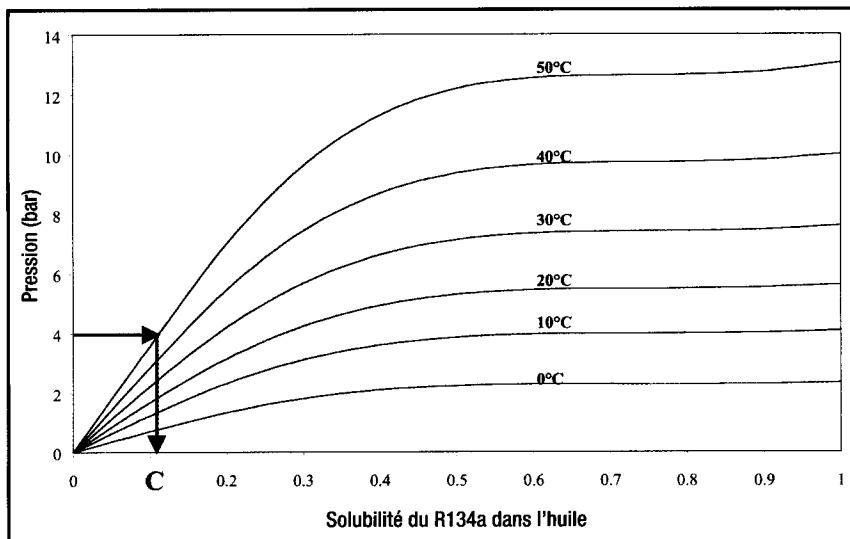


Figure 1. Courbes de solubilité du R134a dans une huile POE.

solubilité du couple frigorigène/huile utilisé.

Dans les installations de petite puissance frigorifique, la portion massique de frigorigène dissoute dans le carter du compresseur représente une large partie de la charge totale de la machine (Skaugen, 2003). En revanche, dans les unités de moyenne et de petite puissance, la portion massique de frigorigène dissoute dans le carter est relativement moindre, elle est généralement inférieure à 10 % de la charge totale.

Échangeurs thermiques

Comme mentionné précédemment, le calcul du besoin en frigorigène au niveau des échangeurs thermiques requiert une évaluation du taux de vide (α), car cette masse est théoriquement exprimée par la relation suivante :

$$M_{\text{échg}} = M_L + M_V = V_T \left[\frac{\rho_V V_V + \rho_L V_L}{V_T} \right] \quad (6)$$

$$M_{\text{échg}} = V_T \left[\frac{\int_0^L \rho_V S_V dt + \int_0^L \rho_L S_L dt}{\int_0^L S_T dt} \right] = V_T \left[\frac{\int_0^L \rho_V \frac{S_V}{S_T} dt + \int_0^L \rho_L \frac{S_L}{S_T} dt}{\int_0^L dt} \right] \quad (7)$$

$$M_{\text{échg}} = V_T \left[\frac{\int_0^L \rho_V \alpha + (1-\alpha) \rho_L dt}{L} \right] \quad (8)$$

où V_T est le volume interne du composant de l'échangeur, ρ_L et ρ_V sont

respectivement la masse volumique de liquide et de vapeur et L est la longueur équivalente (rapport entre le volume interne et la section totale de passage).

Calcul du taux de vide

Le taux de vide est défini comme étant le rapport du volume occupé par la phase vapeur sur le volume total dans un écoulement diphasique (voir figure 2) :

$$\alpha = \frac{V_V}{V_L + V_V} \quad (9)$$

Pour un volume élémentaire d'un écoulement diphasique, le taux de vide peut aussi être exprimé comme un rapport de section par :

$$\alpha = \frac{S_V}{S_L + S_V} \quad (10)$$

Soit X le titre en vapeur défini comme le rapport de débit massique de la phase vapeur sur le débit massique total :

$$X = \frac{\dot{m}_V}{\dot{m}_L + \dot{m}_V} \quad (11)$$

Cependant on a également :

$$\dot{m} = \rho S U \quad (12)$$

où : ρ est la masse volumique en kg/m^3 ,
 S est la section en m^2 ,
 U est la vitesse en m/s .

Tableau I. Paramètres de quelques modèles non-homogènes de taux de vide

Corrélation	Rigot (1973)	Zivi (1964)	Hughmark (1962)
γ	2	$\left(\frac{\rho_V}{\rho_L}\right)^{-1/3}$	1
K_h	1	1	$f(Re, Fr, \alpha)$

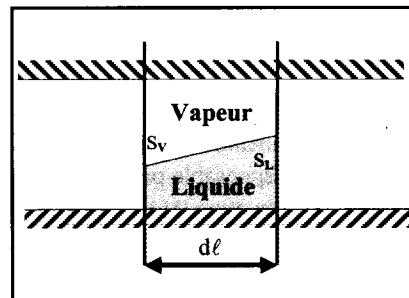


Figure 2. Volume élémentaire d'un écoulement diphasique.

Ce qui conduit à l'équation suivante :

$$\alpha = \left(1 + \left(\frac{1-X}{X} \right) \frac{\rho_V}{\rho_L} \gamma \right)^{-1} \quad (13)$$

avec γ le glissement de vitesse, défini comme le rapport entre la vitesse de la phase vapeur et celle de la phase liquide :

$$\gamma = \frac{U_V}{U_L} \quad (14)$$

La littérature fournit de nombreuses corrélations pour le taux de vide. Elles sont souvent exprimées en fonction du titre en vapeur et d'une combinaison des différentes propriétés du fluide frigorigène à la saturation. Quelques corrélations prennent aussi en compte l'effet du débit massique. L'objectif ici n'est pas d'établir une liste exhaustive de ces corrélations, mais de présenter celles qui sont les plus souvent utilisées.

Modèle homogène

Dans cette approche, on considère qu'il n'y a pas de glissement de vitesse ($\gamma = 1$) :

$$\alpha = \alpha_h = \left(1 + \left(\frac{1-X}{X} \right) \frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{-1} \quad (15)$$

Modèles non homogènes

Pour les corrélations de ce type, il existe deux catégories. Dans la première, le taux de vide peut être exprimé par une relation généralisée de la forme :

$$\alpha = \frac{K_h}{1 + \left(\frac{1-X}{X} \right) \frac{\rho_V}{\rho_L} \gamma} \quad (16)$$

Les paramètres γ et K_h sont précisés dans le tableau I, selon la corrélation choisie.

Il est important de noter que, dans la corrélation de Hughmark, un recours au calcul itératif est indispensable pour obtenir la solution de l'équation (16) puisque :

$$K_h = 0,7266477 - 3,481988 \times 10^{-4} Z_k - \frac{0,84527}{Z_k} + 0,0601106 Z_k^{1/3} \quad (17)$$

$$\text{avec } Z_k = \frac{Re^{1/6}}{\gamma^{1/4}} Fr^{1/8} \quad (18)$$

Re est le nombre de Reynolds défini par :

$$Re = \frac{D_h G}{\mu_l + \alpha (\mu_v - \mu_l)} \quad (19)$$

D_h est le diamètre hydraulique ($D_h = \frac{4V}{S}$ où $S = \frac{\pi D_h^2}{4}$ sauf pour une section circulaire) ;

$G \left(\frac{\dot{m}}{S} \right)$ est la vitesse massique en $kg/m^2.s$ et Fr est le nombre de Froude :

$$Fr = \frac{1}{g D_h} \left(\frac{GX}{\alpha_h \rho_v} \right)^2 \quad (20)$$

$$\text{et } \gamma = 1 - \alpha_h \quad (21)$$

α_h est le taux de vide homogène exprimé par la relation (15).

Dans la deuxième catégorie de corrélations pour le modèle non homogène, le taux de vide est exprimé en fonction du titre en vapeur, du rapport des masses volumiques et des viscosités des phases liquide et vapeur. Nous présentons ci-dessous deux corrélations de ce type.

La première est celle de Baroczy (1964), qui a été testée pour différents fluides, tels que les frigorigènes, les métaux liquides et l'eau. Elle présente l'avantage d'être simple à utiliser :

$$\alpha = \left[1 + \left(\frac{1-X}{X} \right)^{0,74} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,65} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,13} \right]^{-1} \quad (22)$$

La deuxième est celle de Lockhart-Martinelli (1949). Cette corrélation a été choisie par Kattan et al. (1998) pour le calcul de taux de vide. Elle est particu-

lièrement adaptée pour l'évaluation du coefficient d'échange local en ébullition convective. Elle a été établie pour les écoulements turbulents :

$$\alpha = \left[1 + 0,28 \left(\frac{1-X}{X} \right)^{0,64} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,365} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,07} \right]^{-1} \quad (23)$$

Une fois que le modèle de calcul du taux de vide est choisi, l'évaluation correcte du besoin en frigorigène dans les échangeurs thermiques passe par une détermination des zones monophasiques et diphasiques dans chaque échangeur.

Évaporateur

Dans le cas d'une détente directe, l'évaporateur est généralement composé d'une zone diphasique d'évaporation suivie d'une zone monophasique de surchauffe. Pour calculer la proportion de chaque zone, un calcul du coefficient d'échange est indispensable.

La figure 3 montre le profil de température dans un évaporateur à contre-courant, fonctionnant avec un fluide frigorigène pur qui échange, avec le fluide secondaire, une puissance frigorifique exprimée par :

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_f \Delta h_{ev} = \dot{m}_s c_{ps} (T_{es} - T_{ss}) \quad (24)$$

Cette puissance est la somme de deux contributions, à savoir la chaleur latente du fluide frigorigène pendant son changement de phase $\dot{Q}_{latente}$ et la chaleur sensible lors de sa surchauffe \dot{Q}_{src} :

$$\dot{Q}_{latente} = \dot{m}_f \left[h_e (X_e, P_{ev}) - h_{sat} \right] \quad (25)$$

$$\dot{Q}_{src} = \dot{Q}_{ev} - \dot{Q}_{latente} \quad (26)$$

Connaissant le débit du frigorigène (\dot{m}_f) et le débit du fluide secondaire (\dot{m}_s) ainsi que les températures de l'entrée et de la sortie de chaque fluide, les températures intermédiaires relatives à la frontière entre la zone d'ébullition et la surchauffe sont ensuite calculées :

$$T_{is} = \frac{\dot{Q}_{latente}}{\dot{m}_s c_{ps}} + T_{ss} \quad (27)$$

À partir de ces températures, le KS total (produit de K , coefficient d'échange global, avec S , la surface), ainsi que ceux relatifs à chaque zone, sont déterminés.

$$(KS)_{latente} = \frac{\dot{Q}_{latente}}{(\Delta T_{LM})_{latente}} \quad (28)$$

$$(KS)_{src} = \frac{\dot{Q}_{src}}{(\Delta T_{LM})_{src}} \quad (29)$$

L'étape suivante de calcul est de déterminer le coefficient d'échange K de chacune des deux zones. Pour cet objectif, des corrélations de la littérature peuvent être appliquées.

Le pourcentage en surface de chaque zone est ensuite déterminé en utilisant les deux équations (28) et (29).

Enfin, la zone d'ébullition est discrétisée en éléments de volumes. Pour des

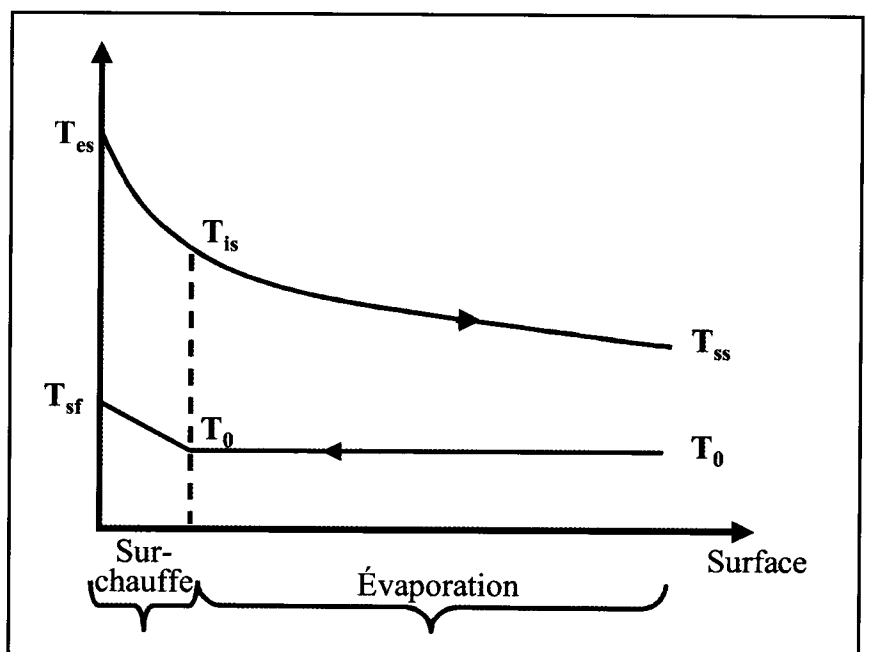


Figure 3. Profil de température dans un évaporateur à contre-courant.

raisons de simplification de calcul, nous pouvons considérer une évolution linéaire du titre en vapeur dans cette zone (voir figure 4). Le nombre d'éléments de volume (n) peut être fixé de telle sorte qu'un bon compromis entre le temps de calcul et la précision soit obtenu.

On utilise alors les corrélations précédentes pour déterminer l'évolution du taux de vide le long de l'échangeur, puis la masse du frigorigène par l'intégration de l'équation (8).

Exemple

Pour comparer les différentes corrélations de calcul du taux de vide, nous avons appliqué les étapes précédentes afin d'évaluer le besoin en frigorigène dans un évaporateur fonctionnant dans les conditions précisées dans le tableau II.

Dans cet exemple, l'évaporateur a été discrétisé en vingt éléments de volume ($n = 20$), et la figure 5 présente l'évolution du taux de vide dans cet évaporateur, calculée à partir des corrélations précédentes.

Le besoin en frigorigène au niveau de l'évaporateur varie fortement selon la corrélation appliquée pour le calcul de taux de vide (voir figure 6).

Dans la littérature, plusieurs auteurs (Otaki, Machado et al., Kreinghray et al., Macchi et al., ...) affirment que la corrélation de Hughmark fournit la meilleure estimation de la masse calculée par rapport à la masse réelle, avec un écart inférieur à 10 %.

Cette corrélation présente l'avantage de tenir compte de la variation du débit massique dans le calcul du taux de vide. Parmi les autres corrélations que nous avons présenté, c'est le modèle homogène (négligeant le glissement de vitesse) qui sous-estime le plus fortement la charge frigorifique.

Condenseur

La démarche de calcul de la masse de fluide frigorigène au niveau du condenseur est tout à fait analogue à celle présentée précédemment pour l'évaporateur. Il convient de préciser que le condenseur contient trois zones distinctes, pour la désurchauffe,

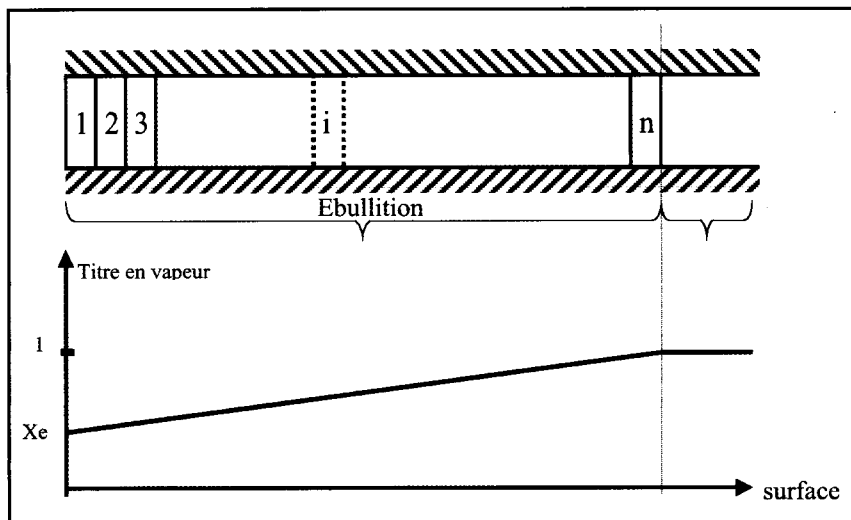


Figure 4. Discretisation et évolution du titre en vapeur dans l'évaporateur

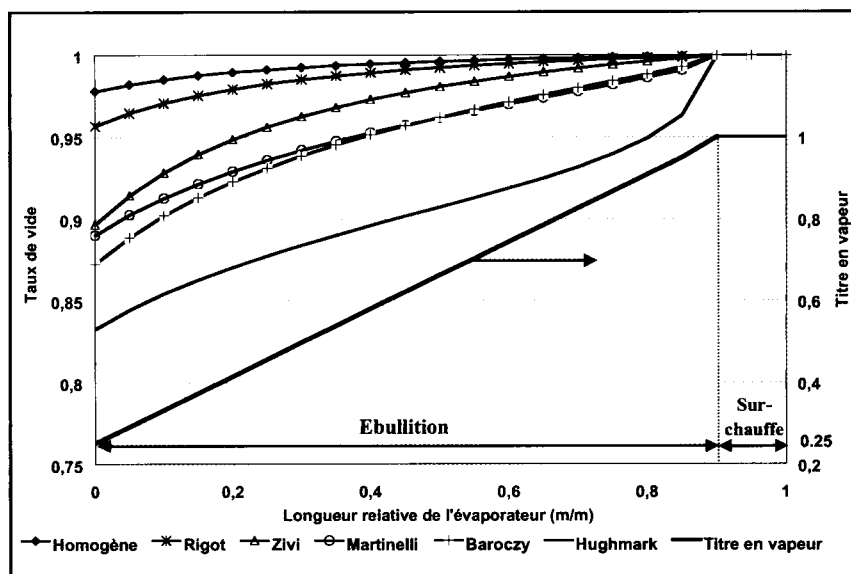


Figure 5. Évolution du titre en vapeur et du taux de vide pour une pression d'évaporation de 3 bar.

Tableau II. Exemple de conditions de fonctionnement d'un évaporateur

Fluide frigorigène : R134a	Fluide secondaire : eau	Géométrie
- Puissance frigorifique : 7,7 kW ; - Titre en vapeur à l'entrée : 25% ; - Pression d'évaporation : 3 et 4 bar ; - Surchauffe : 7 K ; - $K_{latente}$: 1500 W/m ² .K ; - K_{src} : 400 W/m ² .K.	Régime : 12/7°C.	- Volume interne : 1,5 litre ; - Longueur équivalente : 3 m.

la condensation et le sous-refroidissement.

Un calcul similaire à celui de l'évaporateur doit être appliqué pour déterminer le pourcentage en surface de chaque zone (voir figure 7).

Les étapes à suivre pour évaluer le besoin en frigorigène dans le conden-

seur sont récapitulées dans l'algorithme de calcul présenté dans la figure 8.

Exemple

Pour illustrer l'impact du choix de la corrélation du taux de vide sur le calcul de la charge en frigorigène dans un condenseur, nous présentons les résultats de simu-

lation pour un condenseur fonctionnant avec du R134a dans les conditions suivantes :

- régime extérieur : 30/35°C ;
- température de condensation : 40 et 45°C ;
- sous-refroidissement : 3 K ;
- volume interne : 5 litres ;
- longueur équivalente : 10 m.

Les figures 9, 10 et 11 montrent qu'au niveau du condenseur également, le choix de la corrélation pour le calcul du taux de vide peut avoir un impact majeur sur l'estimation du besoin en fluide frigorigène. Seules les corrélations qui tiennent compte de la variation du débit de frigorigène peuvent être conseillées. Dans la littérature, plusieurs auteurs s'accordent à considérer que, comme pour l'évaporateur, la corrélation de Hughmark fournit la meilleure prédiction de la charge au condenseur, avec un écart généralement inférieur à 10 %. Toutefois, il est important de noter que le choix de la corrélation pour le calcul du taux de vide est beaucoup moins sensible au niveau du condenseur qu'au niveau de l'évaporateur.

Estimation de la charge dans la bouteille

Dans une unité à détente directe, la bouteille est généralement située dans la partie haute pression, pour remplir un rôle de réservoir-tampon entre deux régimes extrêmes de fonctionnement : d'une part, une température de condensation maximale, une température d'évaporation minimale et d'autre part, une température de condensation minimale, une température d'évaporation maximale.

Dans les machines frigorifiques réversibles, la masse de fluide frigorigène contenue dans la bouteille HP est l'écart entre la masse totale de frigorigène dans le mode rafraîchissement et la masse totale de frigorigène en mode chauffage. Une fois que la bouteille est dimensionnée pour avoir un taux de remplissage adéquat en liquide (τ_{bout}), la masse peut être calculée par l'expression suivante :

$$M_{bout} = V_{bout} \left[\rho_v (1 - \tau_{bout}) + \rho_l \tau_{bout} \right] \quad (30)$$

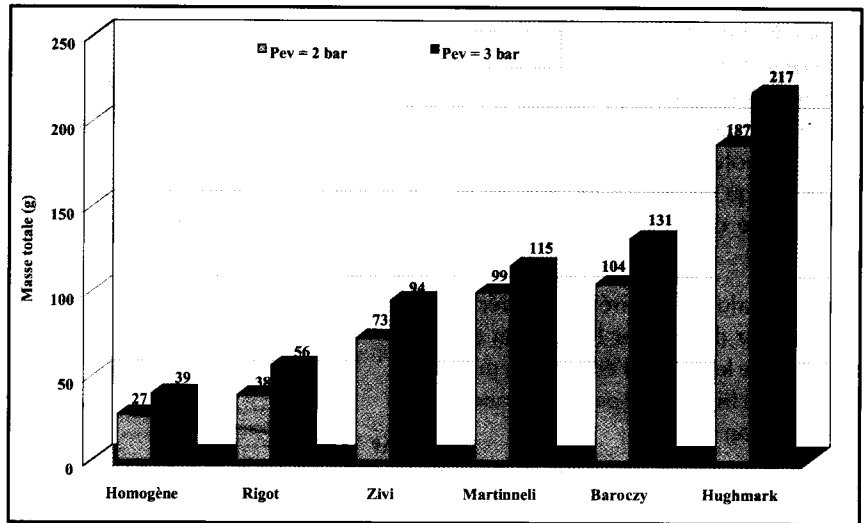


Figure 6. Masse totale dans l'évaporateur, calculée à partir des corrélations.

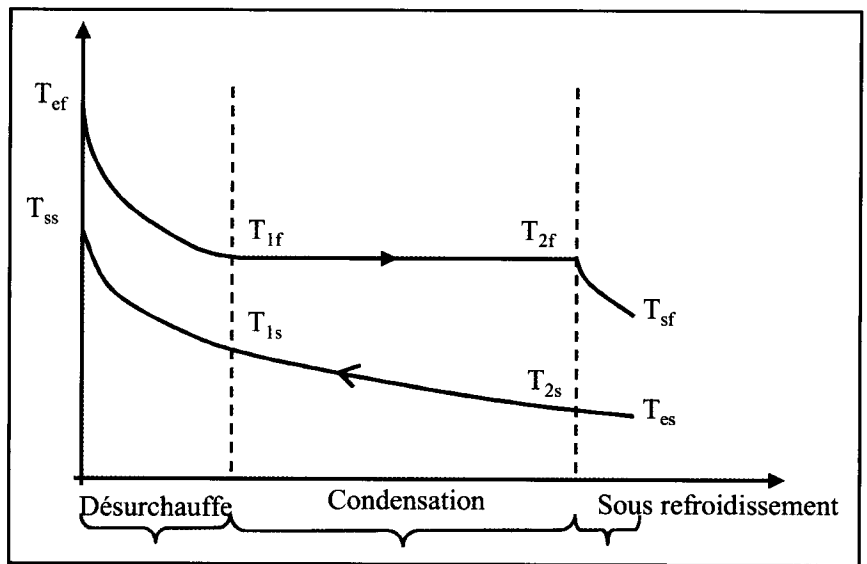


Figure 7. Profil de température dans un condenseur à contre-courant.

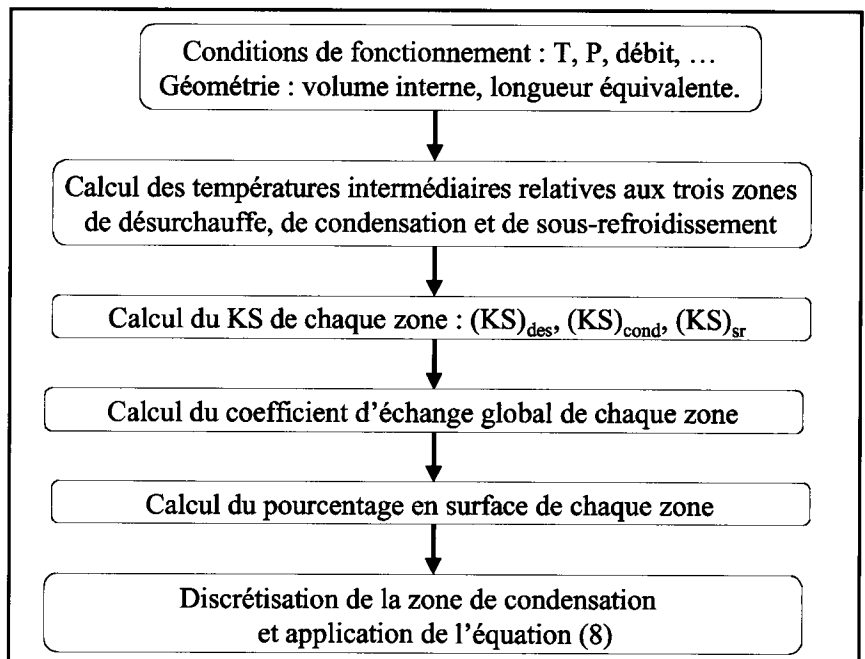


Figure 8. Algorithme de calcul de la masse en frigorigène dans un condenseur.

Conclusion

L'évaluation optimale du besoin en frigorigène dans une unité frigorifique est une étape nécessaire pour une meilleure efficacité énergétique.

Un état de l'art pour l'évaluation du besoin en fluide frigorigène dans les éléments principaux de la machine frigorifique a été présenté ainsi que des algorithmes de calcul simplifiés.

La difficulté de l'exercice réside dans l'évaluation correcte du taux de vide au niveau des échangeurs thermiques. Parmi les différentes corrélations testées, c'est celle de Hughmark qui prédit le mieux (selon la plupart des auteurs) la masse en fluide frigorigène dans les zones diphasiques, avec un écart généralement inférieur à 10 %.

Enfin, il convient de noter que, généralement, la grande fraction de la masse totale dans la machine frigorifique est contenue dans la partie haute pression (bouteille, condenseur et conduites), d'autant plus quand les conduites liquides sont de grande longueur.

Néanmoins, dans les pompes à chaleur réversibles équipées de batteries à ailettes (frigorigène/air) et d'échangeurs à plaques, la charge contenue dans la partie basse pression (évaporateur et conduites) en régime chauffage peut être équivalente ou supérieure à celle de la partie haute pression. ■

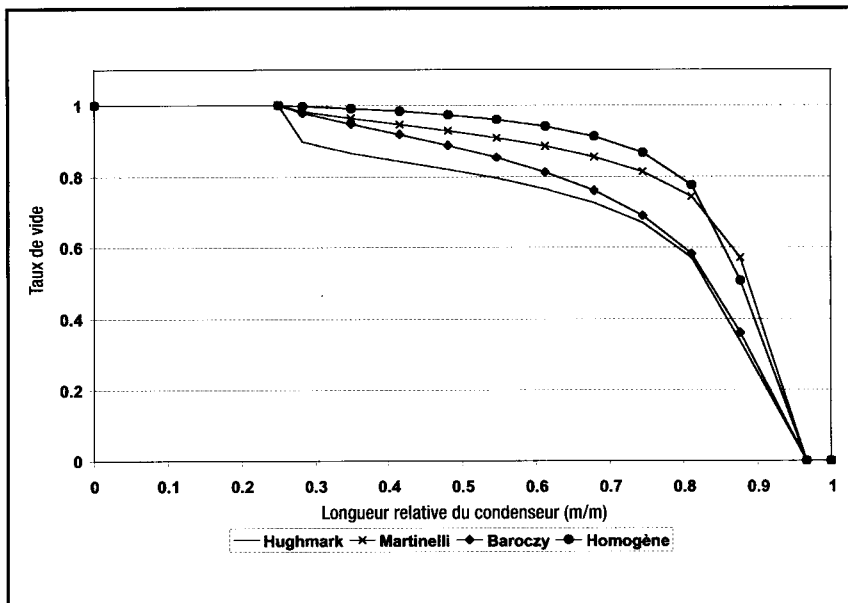


Figure 9. Évolution du taux de vide pour une température de condensation de 45°C.

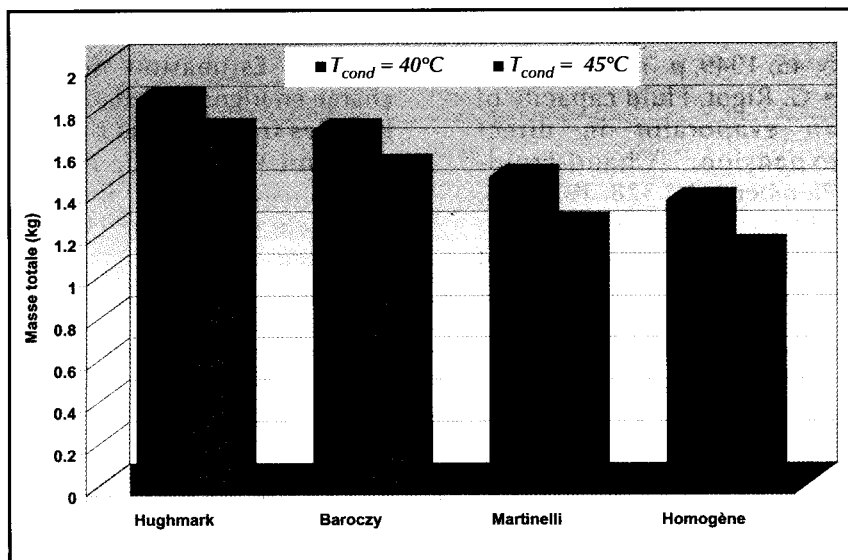


Figure 10. La masse du R134a dans le condenseur à $T_{cond} = 40^{\circ}\text{C}$ et $T_{cond} = 45^{\circ}\text{C}$.

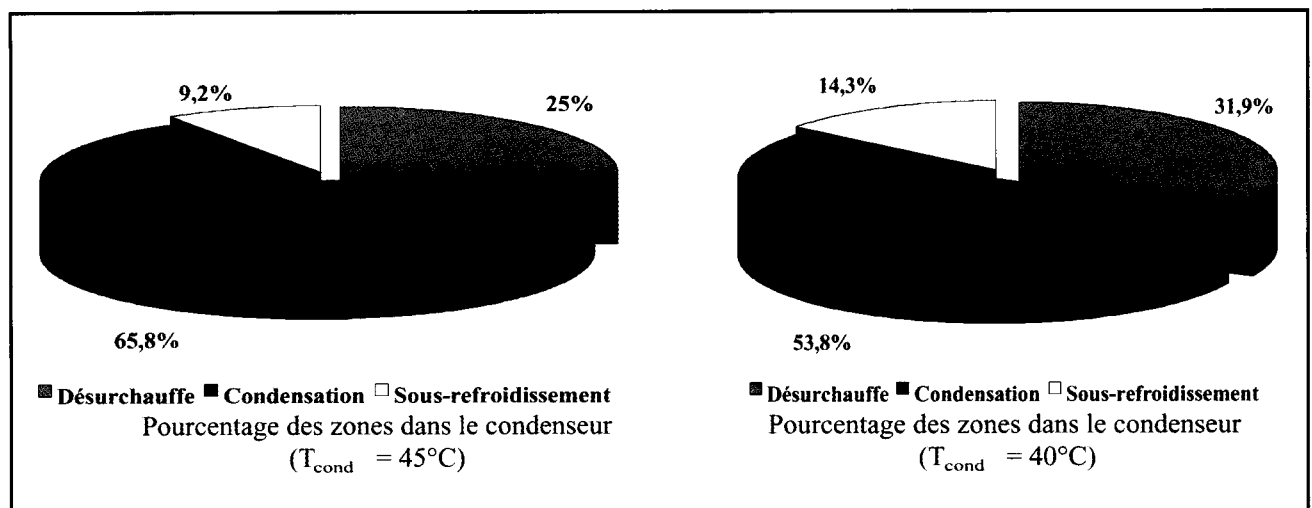


Figure 11. Pourcentage en surface d'échange des zones de désurchauffe, de condensation et de sous-refroidissement à $T_{cond} = 40^{\circ}\text{C}$, et $T_{cond} = 45^{\circ}\text{C}$.

Bibliographie

- N. Kattan, J. R. Thome, D. Favrat, Flow boiling in horizontal tubes: Part 3- Development of a new heat transfer model based on flow pattern. J. Heat. Trans, Vol. 120, 1998, pp. 156-165.
- Kreingkrai, J. B. Michael, The effect of void fraction models and heat flux assumption on predicting refrigerant charge level in receivers, Proceeding of the 18th International Refrigeration Conference, Purdue University, 2000, pp. 489-496.
- L. Machado, P. Haberschill, M. Lallemand, Masse du fluide frigorigène dans un évaporateur en fonctionnement permanent ou transitoire. Int. J. Refrig, Vol. 21, N°6, 1998, pp. 430-439.
- C. Marvillet, Evaluation et minimisation de la charge dans les évaporateurs et condenseurs de fluides frigorigènes. Rev. Gén. Froid. N°954, Juin 1995, pp. 27-32.
- T. Otaki, Holding refrigerant in refrigeration unit, Proceeding of the 13th International Congress of Refrigeration, Washington, 1971, pp. 535-544.
- C. J. Baroczy, Correlation of liquid fraction in two-phase flow with application to liquid metals. Chem. Eng. Prog, Vol. 57, N°61, 1965, pp. 179-191.
- G. A. Hughmark, Holdup in gaz-liquid flow. Chem. Eng. Prog, Vol. 4, N°58, 1962, pp. 62-65.
- R. W. Lockhart, R. C. Martinelli, Proposed correlation data for isothermal two-phase two component flow in pipes. Chem. Eng. Prog, Vol. 1, N°45, 1949, p. 39-48.
- G. Rigot, Fluid capacity of an evaporator in direct expansion. Chaud-Froid-Plomberie, N° 328, 1973, pp. 133-144.
- S. M. Zivi, Estimation of steady-state steam void-fraction by means of the principle of minimum entropy production. J. Heat. Trans. N° 86, 1964, pp. 247-252.
- G. Skaugen. The effects of active and passive pressure control in a trans-critical CO₂ vapour compression cycle. Eurotherm Seminar n° 72, Valencia, Espagne, 2003.
- H. Macchi, G. Vrinat, D. Leducq, Estimation de la charge en frigorigène dans les boucles frigorifiques basse pression (1^{re} partie), fiche MémoFroid XXIX, Revue Générale du Froid n°1005, juillet-août 2000.
- G. Vrinat, H. Macchi, D. Leducq, Estimation de la charge en frigorigène dans les boucles frigorifiques basse pression (2^e partie), fiche MémoFroid XXXII, Revue Générale du Froid n°1008, novembre 2000.

MEMOFROID

propose

UNE MISE À JOUR DES CONNAISSANCES

CONSULTEZ ET CONSERVEZ

les fiches qui paraissent tous les mois dans la
Revue Générale du Froid



P. 55 à 58

Annexe C :
Valorisation des compétences – un nouveau chapitre
de la thèse

1. Cadre général

Le sujet de ma thèse dont le titre peut intriguer les non-spécialistes « *Impact de l'huile de lubrification sur les performances thermodynamiques des machines frigorifiques fonctionnant aux nouveaux fluides frigorigènes* » est parfaitement ancré dans un contexte social, économique et politique de plus en plus sensible à la question du développement durable. L'un de ses principaux enjeux, est l'économie et la maîtrise de l'énergie.

Sous l'impulsion des rapports de chercheurs et d'experts internationaux, les responsables politiques ont pris conscience, au cours des années 1980, de la responsabilité des actions humaines dans les dérèglements climatiques observés. Ainsi, en 1987, le protocole de Montréal a été ratifié par 31 nations, pour un objectif final : l'élimination des substances qui appauvrissent la couche d'ozone.

Les ChloroFluoroCarbures (CFC) font partie des ces substances montrées du doigt. Ces fluides ont été largement utilisés, jusqu'aux années quatre-vingt-dix, dans les applications industrielles de la production du froid et du conditionnement d'air. Mais leur élimination progressive a amené à l'adoption à court terme d'autres fluides (sans chlore) de remplacement. La substitution des produits chlorés a entraîné une forte demande de recherche, de la part des industriels car il a fallu non seulement comprendre le comportement de ces nouveaux fluides et comparer leurs performances avec les anciens, mais aussi adapter les systèmes de compression, éléments importants dans les unités frigorifiques.

Par ailleurs, associées à ces nouveaux fluides, les huiles de lubrification nécessaires aux fonctionnements du compresseur ont également évoluées. Pour des raisons de compatibilité, les huiles synthétiques se sont imposées au détriment des huiles minérales utilisées avec les CFC. Cependant, bien qu'elle soit indispensable au bon fonctionnement des cycles frigorifiques, la présence de lubrifiant dans tous les organes de la machine est accompagnée d'effets indésirables qui dépendent, entre autres, du comportement thermodynamique du couple « fluide frigorigène/huile » et du taux d'entraînement de cette huile hors du compresseur.

2. Objectifs et retombées potentielles de l'étude

Dans un contexte où les constructeurs doivent s'adapter, en peu d'années, à une évolution rapide des réglementations et – en corollaire – à l'arrivée de nouveaux fluides frigorigènes sur le marché, la maîtrise du dimensionnement des équipements, ainsi que la recherche de performances énergétiques accrues des machines frigorifiques sont des éléments moteurs pour des études qui ont pour objectif d'apporter des réponses tant en terme de données expérimentales qu'en terme de modélisation.

L'analyse de l'impact de l'huile sur les performances des machines à compression fonctionnant aux nouveaux fluides frigorigènes apporte donc :

- un enrichissement des outils de conception et de dimensionnement des systèmes ;
- une mise en évidence de l'ensemble des effets de l'huile sur les performances énergétiques ;
- une élaboration de prescriptions quant aux choix des huiles de lubrification et aux valeurs limites sur les fractions d'huile en circulation pour limiter, voire éviter, d'éventuelles dégradations des performances des équipements.

Ce projet de recherche a été formulé et présenté en mars 2000 à l'Agence de l'Environnement et de la Maîtrise de l'Energie (ADEME) qui l'a retenu en juin 2000. Ainsi, j'ai pu bénéficier d'une allocation de recherche dès octobre 2000 pour conduire cette étude au sein du Laboratoire du Froid au Conservatoire National des Arts et Métiers (CNAM-Paris). Ce laboratoire de recherche est intégré à une équipe d'accueil reconnue par le ministère de tutelle et possède de fortes compétences dans les domaines de la production de froid et du conditionnement d'air. Son personnel permanent est composé d'un professeur, de deux maîtres de conférence, d'un ingénieur de recherche et de trois techniciens.

3. Déroulement et gestion du projet

La première phase de l'étude consiste à mettre en place un planning de trois ans permettant la réalisation de l'ensemble des objectifs cités plus haut. La détermination des échéances de chaque étape de projet m'a appris à prendre en considération la gestion de mon temps de travail, de celui du groupe ainsi que la disponibilité de chaque personne intervenant dans le projet. L'étape suivante est bien entendue la conduite de l'ensemble des phases de l'étude, en respectant -au mieux- le planning établi, commençant par une étude bibliographique.

Cette étude consiste non seulement à collecter les données liées au sujet, mais surtout, à faire une analyse, puis une synthèse avec un œil critique en prenant suffisamment de recul. La phase de l'étude bibliographique m'a implicitement appris comment et où chercher l'information « utile » d'une manière autonome, et a forgé en moi l'esprit critique et la remise en cause de certains résultats ou conclusions non fondés.

Sur la base de cette étude bibliographique, l'étape suivante se dessine naturellement : il s'agit d'apporter des éléments de réponse là où il y a un manque de données ou d'information pour pouvoir mettre en avant le travail à effectuer. Dans cette étape, des choix et des orientations s'imposent. La prise de décision est faite en concertation avec l'équipe de travail et les encadrants. Les éléments de réponse de l'étude doivent être en adéquation avec les attentes des industriels, partenaires incontournables dans un projet de recherche. Cela m'a servi à faire un compromis entre *une recherche théorique*, nécessaire pour approfondir voire modéliser quelques phénomènes physiques, et *une recherche appliquée* qui a pour vocation la proposition de solutions pratiques visant à améliorer l'efficacité et la performance d'un produit.

Une fois les pistes tracées, l'étape d'après consiste à préparer et réaliser des campagnes de mesures expérimentales. Hormis la rigueur scientifique, indispensable pour mener à bien ce type de travaux, j'ai dû enrichir d'avantage mon expérience de travail en groupe et gérer des relations avec les fournisseurs des différents matériels.

Ayant pris conscience de l'importance du travail expérimental sur le terrain, j'ai initié un partenariat avec un industriel pour pouvoir effectuer des expériences dans son site. Mon séjour de quinze jours chez le premier industriel Français des machines frigorifiques s'est avéré profitable, non seulement pour valider expérimentalement quelques résultats théoriques, mais aussi pour établir de bonnes relations avec les salariés du site et initier d'autres projets de recherche en commun. C'est ainsi que j'ai été amené à encadrer un élève ingénieur durant son stage de six mois.

La démarche expérimentale de la thèse a été complétée par une modélisation et simulation numérique offrant l'opportunité d'acquérir des compétences supplémentaires en informatique.

4. Moyens mobilisés et coût global du projet

La réalisation de mon projet de recherche dans le cadre de la thèse a nécessité la mobilisation de ressources humaines et matérielles importantes. Un bilan de cette expérience ne sera pas complet sans intégrer l'aspect budgétaire du projet, incluant une évaluation de l'ensemble des frais directs : achats des matériels, prestations de service, déplacements, documentations, etc., ou indirects : les coûts horaires consacrés par les différentes personnes intervenant dans le projet ou encore les infrastructures utilisées durant les trois années (locaux, matériel bureautique, énergie, téléphone, ...).

Coût global consolidé du projet

Ressources humaines		
Personnel*	Temps consacré	Rémunération + charge (€)
Encadrant	30 jours	10 000
Co-encadrant	60 jours	14 000
Techniciens	40 jours	7 000
Autres personnels	120 jours	20 000
Administration	10 jours	1 500
Allocation de recherche	3 ans	46 500
Sous-total		89 000 €
Ressources matériels_		
		Dépenses (€)
Différents fluides		3000
Instruments de mesure		20 000
Gros matériel		10 000
Sous-total		33 000 €
Infrastructure_		
Machines et outils de travail		3 000
Locaux *		4 500
Charges *		2 000
Sous-total		9 500 €
Sous-traitance_		
Mesures externes		1 000 €
Déplacements		
Missions en France		2 000
Missions à l'International		5 000
Sous-total		7 000 €
Documentation		
Journaux, articles et communications		500 €
Coût total consolidé		140 000 €

* Coût estimé

Le coût total du projet de recherche s'est élevé à environ 140 K€ étalés sur trois ans. Face à une telle somme, on s'attend forcément à des résultats concrets. La durée de la thèse, faut-il le rappeler, est d'abord une période de « formation par la recherche » qui permet de compléter les compétences techniques et appliquées. L'autre facette cachée de la thèse, est sa contribution à enrichir mes compétences personnelles. Celles-ci pouvant faire de moi après, la thèse, un cadre apte à prendre rapidement des responsabilités et me permettre d'être parfaitement opérationnel dans une structure universitaire ou industrielle.

5. Bilan des compétences professionnelles et personnelles acquises

Aujourd'hui, avec le recul, je prend conscience du fait que mon projet de recherche avait deux dimensions principales :

- La première dimension est ma contribution au savoir-faire dans mon domaine de compétence, essentiellement par le biais des différentes publications scientifiques (manuscrit de la thèse, articles, communications écrites ou orales) que j'ai pu produire durant les trois années de recherche académique. La publication scientifique a permis indirectement de contribuer en partie à la bonne réputation du laboratoire.
- La deuxième dimension, plus déterminante pour mon avenir professionnel, est une acquisition de compétences et d'expériences professionnelles et personnelles, par la conception, la conduite et la gestion du projet de recherche impliquant une gestion du temps, d'obstacles, du budget et du personnel. Un tel travail développe nécessairement une capacité d'analyse et de synthèse, une rigueur et un esprit critique, mais aussi une véritable capacité de communication, d'écoute et d'adaptabilité.

Cette qualité de communication est un exemple concret illustrant parfaitement la richesse de l'expérience acquise. En effet, dès le début de ma thèse, mon Directeur Scientifique m'a proposé d'enseigner aux étudiants de l'Institut Français du Froid Industriel qu'il dirige. J'ai donc assuré une charge annuelle d'enseignement équivalente à 64 heures, sous la forme de travaux dirigés, de travaux pratiques et de séminaires de formation dans ma spécialité. Ces heures ont été réellement profitables ; c'était l'occasion d'acquérir les outils pédagogiques nécessaires pour transmettre des connaissances à un public de niveaux variés (bac + 2 à bac + 5). L'exercice de communication en direction d'un public étudiant est très important car, il aide à la réorganisation permanente de ses propres connaissances, parfois même à sa propre remise en cause, ce qui nécessite un travail constant de réflexion mais aussi de coordination avec l'équipe pédagogique et les collègues enseignants.

Lorsque j'ai exposé mes résultats de recherche durant des congrès scientifiques nationaux et internationaux, la communication face à un public de spécialistes était totalement différente. En plu de la pratique de la langue anglaise, j'étais amené à présenter dans un temps limité, un travail de plusieurs mois, tout en étant claire, synthétique et convaincant. J'ai souvent été amené à défendre mes points de vue, à argumenter et à assumer mes orientations, en répondant aux différentes interrogations de mes interlocuteurs.

Par ailleurs, ces rencontres m'ont offert l'opportunité d'accéder à une dimension internationale. Au-delà du laboratoire et des partenaires locaux du projet, j'ai pu approcher un monde composé d'une communauté scientifique de haut niveau et d'industriels, assurant une veille de l'avancement de la recherche. Mes voyages en Allemagne et en Espagne furent des

moments importants ponctués de débats passionnants. Dans ce cadre, j'ai eu l'opportunité de rencontrer des experts ayant les mêmes sphères d'intérêt et les mêmes problématiques à résoudre. Cela fût pour moi l'occasion idéale d'établir un réseau relationnel large qui favorisera -sans doute- des échanges d'expériences, des collaborations ou des partenariats universitaires ou industriels.

Pour finir et à titre d'illustration, toutes les compétences professionnelles et personnelles acquises en tant que doctorant m'ont énormément servi au sein du Comité de Rédaction de la « Revue Générale du Froid » dont je suis membre. Publiée par l'Association Française du Froid (AFF), cette revue technique est l'une des trois éditions françaises dédiées aux industriels de la production du froid et du conditionnement d'air. Elle joue essentiellement un rôle d'interface entre les chercheurs et les ingénieurs pour une large diffusion du savoir. Depuis un an que j'ai intégré ce comité de rédaction, j'ai participé activement au choix des sujets à traiter, à l'expertise, à la rédaction de nombreux articles et à la coordination de deux dossiers spéciaux.

6. Conclusion

La préparation d'une thèse de doctorat est une expérience enrichissante tant sur le plan professionnel que personnel. Ces trois années m'ont appris, outre les résultats scientifiques encourageants de la thèse, à conduire un projet qui met en jeu divers acteurs et qui coûte plusieurs dizaines de milliers d'euros. Sa gestion nécessite un déploiement d'énergie incessant, un encadrement efficace de l'équipe de travail, une organisation du temps personnel et collectif. Mais le véritable gain est l'acquisition d'un certain nombre de facultés personnelles telles que l'autonomie, l'adaptabilité, le travail en équipe, l'esprit critique et le sens des responsabilités qui donnent pleinement le sens au terme de « *formation par la recherche* ».

IMPACT DE L'HUILE DE LUBRIFICATION SUR LES PERFORMANCES THERMODYNAMIQUES DES POMPES A CHALEUR REVERSIBLES

Résumé

Ce travail concerne l'impact de la présence d'huile sur les performances énergétiques des systèmes frigorifiques. Pour caractériser cet impact, deux propriétés thermodynamiques ont été étudiées : la solubilité et l'enthalpie. Ainsi, une méthode de mesure simple a été présentée, permettant d'étudier le comportement de différents couples frigorigène/huile en phase transitoire ainsi qu'en équilibre stationnaire. Les données expérimentales ont été validées et modélisées. L'utilisation appropriée des courbes de solubilité a démontré le caractère non-azéotropique des couples frigorigène/huile qui se reflète directement sur le calcul d'enthalpie. Pour cette propriété, un modèle thermodynamique a été développé et expérimentalement validé. Son application a conduit à une nouvelle présentation du diagramme de Mollier tenant compte de l'huile. L'utilisation de ce diagramme montre, que parmi tous les éléments du circuit, l'évaporateur est plus pénalisé par la présence d'huile. Ses performances sont d'autant plus abaissées que la fraction massique circulante d'huile est élevée, que la surchauffe est faible et que le fluide frigorigène est plus soluble dans l'huile. Une étude expérimentale d'une pompe à chaleur réversible a confirmé que si les règles de l'art sont respectées et si le taux de circulation d'huile dans la machine est inférieur à 2%, l'impact de l'huile est réduit. Enfin, une modélisation locale d'une machine frigorifique complète, initialement chargée avec un mélange non-azéotropique, a permis d'analyser le profil de température, du coefficient d'échange et de la composition locale du frigorigène le long du circuit.

Mots clés : frigorigène, huile, mélange, solubilité, enthalpie, évaporateur, modélisation.

IMPACT OF THE LUBRICATING OIL ON THERMODYNAMIC PERFORMANCES OF REVERSIBLE HEAT PUMPS

Abstract

This work deals with the effect of oil on the energy performances of refrigerating systems. To characterise this impact, two thermodynamic properties were studied: the solubility and the enthalpy. Thus, a simple measurement method was presented, allowing to study both transient and steady-state behaviour of various refrigerant/oil pairs. Thus, experimental data were validated and modelled. The suitable use of the solubility curves showed the zeotropic character of the refrigerant/oil mixture, which is directly reflected on the enthalpy calculation. For this property, a thermodynamic model was developed and experimentally validated. Its application led to a new presentation of the Mollier diagram taking into account the oil presence. It was then shown that, among all the circuit elements, the evaporator is the most penalised by the oil presence. Its performances decrease when the circulating mass fraction of oil increases, the superheat decreases and when the refrigerant-oil solubility increases. An experimental study on a reversible heat pump confirmed that if the circulation mass fraction of oil in the machine is lower than 2%, the impact of oil is reduced. Lastly, a local model of a refrigerating unit, initially charged with a zeotropic mixture, allowed to analyse the profiles of temperature, heat transfer coefficient and local composition of the refrigerant along a circuit.

Key words : refrigerant, oil, mixture, solubility, enthalpy, evaporator, modelling.