



HAL
open science

Etude comparative de l'emploi des fluides frigoporteurs monophasiques et diphasiques

Ikram El Abbassi, Jean Castaing-Lasvignottes, Jean-Pierre Bedecarrats,
Jean-Pierre Dumas, Abdelaziz Mimet

► To cite this version:

Ikram El Abbassi, Jean Castaing-Lasvignottes, Jean-Pierre Bedecarrats, Jean-Pierre Dumas, Abdelaziz Mimet. Etude comparative de l'emploi des fluides frigoporteurs monophasiques et diphasiques. JITH 2007, Aug 2007, Albi, France. 5p. hal-00157513

HAL Id: hal-00157513

<https://hal.science/hal-00157513>

Submitted on 29 Aug 2007

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.

ÉTUDE COMPARATIVE DE L'EMPLOI DES FLUIDES FRIGOPORTEURS MONOPHASIQUES ET DIPHASIQUES.

Ikram EL ABBASSI^{1,2*}, Jean CASTAING-LASVIGNOTTES¹,
Jean-Pierre BEDECARRATS¹, Jean-Pierre DUMAS¹ et Abdelaziz MIMET².

¹ *Laboratoire de Thermique, Energétique et Procédés (LaTEP),
Université de Pau et des Pays de l'Adour (UPPA), BP 1155 – 64013 Pau, France.*

² *Laboratoire d'Energétique et Mécanique des Fluides et Sciences des matériaux,
Faculté des Sciences, BP 2121, 93000 Tétouan, Maroc.*

* *auteur correspondant : ikram.elabbassi@etud.univ-pau.fr*

Résumé : En refroidissement indirect, les fluides frigopORTEURS sont chargés de transporter le froid du lieu de production vers le ou les lieux d'utilisation. Ces fluides de transport peuvent être monophasiques ou diphasiques. Le travail présenté a pour but d'étudier le réseau de distribution de froid indirect par le biais d'une simulation numérique nous permettant d'évaluer l'influence de divers paramètres sur le fonctionnement de l'installation.

Mots clés : réseau de froid, fluides frigopORTEURS, coulis de glace, échangeur, pompe.

1. INTRODUCTION

Face à la réglementation liée à l'emploi de certains fluides frigorigènes, un effort important a été réalisé dans le domaine du froid pour limiter la quantité du fluide frigorigène dans les installations frigorifiques. Une solution particulièrement prometteuse réside dans l'intégration d'un circuit intermédiaire entre la machine frigorifique et le dispositif utilisateur et parcouru par un fluide frigopORTEUR [1]. Ce fluide peut être de deux natures : monophasique ou diphasique.

Peu de travaux [2, 3] ont quantifié les avantages énergétiques et économiques (notamment en matière de fonctionnement) d'une installation dans son intégralité, c'est-à-dire en considérant dans une même étude, à la fois, la production de froid, son stockage, son transport et son utilisation en régime permanent et à fortiori lors des évolutions transitoires de stockage/ déstockage.

Le but de la présente étude est d'analyser l'intérêt énergétique de l'utilisation d'un fluide frigopORTEUR monophasique ou diphasique dans une installation de distribution de froid indirect, sans stockage, en régime permanent et à la mise en place de la méthodologie correspondante. Elle nous amène à des résultats complémentaires de ceux déjà présentés [4]. Le fluide retenu pour l'étude est une solution aqueuse d'éthanol qui peut se présenter, selon la concentration et la température, comme un fluide frigopORTEUR monophasique ou diphasique liquide-solide. On parle alors dans ce dernier cas de coulis de glace, mélange constitué de particules de glace en suspension dans la solution.

2. DESCRIPTION DU MODELE

Dans le modèle développé (figure 1), on distingue les modèles du générateur de froid d'une part, et du réseau de distribution d'autre part. Notre étude se limitera à la partie distribution, là où le procédé est destiné à absorber une quantité de chaleur \dot{Q}_{app} à une température d'application T_{app} donnée. Ce réseau est modélisé en considérant, une pompe et deux échangeurs de chaleur : un qui reçoit la production frigorifique provenant de

l'évaporateur, l'autre qui reçoit la quantité de chaleur \dot{Q}_{app} de l'application correspondant à la charge frigorifique selon :

$$\dot{Q}_{app} = \dot{m}_f \cdot (h_{f,s} - h_{f,e}) \quad (1)$$

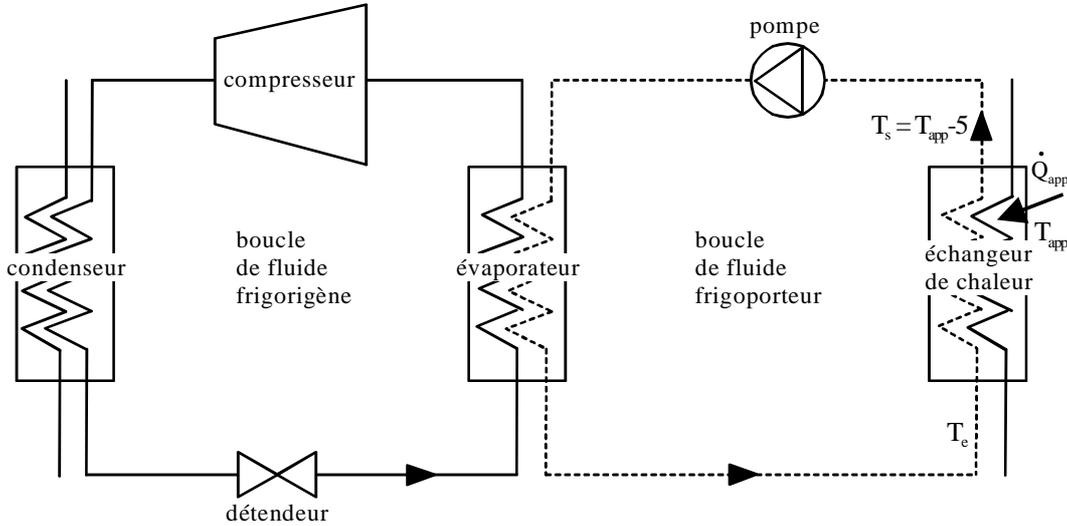


Figure 1 : Schéma de principe du système de production et de distribution du froid.

Notre étude se limitera à cette partie et on ne s'intéresse qu'aux pertes de charge régulières de la boucle, les pertes de charge liées aux échangeurs seront intégrées ultérieurement dans le modèle. La puissance absorbée par la pompe se calcule d'après l'équation suivante :

$$\dot{P}_{pompe} = \frac{(\Delta P_e + \Delta P_s) \cdot \dot{m}_f}{\rho_s \cdot \eta_{pompe}} \quad (2)$$

où η_{pompe} est le rendement global de pompage, ΔP_e et ΔP_s sont respectivement les pertes de charges à l'entrée et à la sortie de l'échangeur (circuit aller et circuit retour). Elles sont calculées par la relation suivante (pertes de charge linéaires) :

$$\Delta P_{e,s} = \frac{f_{e,s} \cdot \rho_{e,s} \cdot V_{e,s}^2 \cdot L_{e,s}}{2 \cdot d} \quad (3)$$

où d et $L_{e,s}$ sont respectivement le diamètre et la longueur du réseau de distribution.

Le facteur de frottement f est différent suivant le régime d'écoulement (caractérisé par le nombre de Reynolds Re) et la nature du fluide.

Dans le cas monophasique f est déterminé par la loi de Hagen-Poiseuille en régime laminaire et celle de Blasius en régime turbulent. Pour le coulis de glace, nous reprenons les résultats des travaux de Snoeck et al. [1, 5] qui proposent de calculer f_d selon :

$$f_d = f \cdot \left(1 + 0.119 \cdot W_{v,g}^{0.2422} + 0.02425 \cdot W_{v,g}^{0.3996} \cdot d^{-0.2845} \right) \quad (4)$$

avec $W_{v,g}$, la fraction volumique de glace, donnée par :

$$W_{v,g} = \frac{\rho_d}{\rho_g} \cdot W_{m,g} = \frac{\rho_d}{\rho_g} \cdot \left(1 - \frac{W_{ai}}{W_a} \right) \quad (5)$$

où W_a est la fraction massique d'éthanol dans la solution et W_{ai} la fraction massique d'éthanol à l'état initial.

Les hypothèses de fonctionnement du procédé sont les suivantes :

- La température du fluide frigoporteur à la sortie de l'échangeur est imposée de 5°C inférieure à la température de la source chaude T_{app} : $T_s = T_{app} - 5$
- Le rendement global de pompage η_{pompe} est fixé arbitrairement à 0,7.
- Le diamètre des conduites est obtenu en fixant une vitesse débitante à l'entrée $V_e = 1 \text{ m.s}^{-1}$.
- Les longueurs des conduites aller et retour sont de 20 m chacune.

Les paramètres que nous ferons évoluer dans la suite de ce travail ainsi que leurs plages de variation sont regroupés dans le tableau 1 :

	W_{ai}	\dot{m}_f (kg.s^{-1})
Min	0,05	1
Max	0,30	25

Tableau 1 : Plage de variation des principaux paramètres du modèle.

3. RESULTATS ET DISCUSSION

Nous avons choisi dans notre étude le mélange eau/éthanol comme fluide frigoporteur dans le cas monophasique et diphasique. Pour calculer ses propriétés thermophysiques, nous avons repris la démarche utilisée par M.A. Ben Lakhdar [6] et C. Peuvrel [7].

Considérant une application (de type climatisation) dont la température T_{app} se situe à 5°C , conduisant à une température de sortie de l'échangeur T_s imposée de 0°C , nous avons évalué la température à l'entrée de l'échangeur pour un débit et une concentration massique initiale en éthanol variables (cf tableau 1) et une puissance d'applications \dot{Q}_{app} de 100 kW (figure 2). Pour une température de sortie, $T_s = 0^{\circ}\text{C}$, la solution est forcément monophasique.

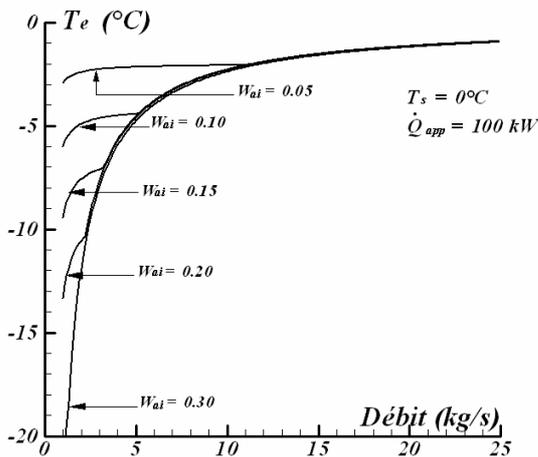


Figure 2 : Température à l'entrée de l'échangeur pour $\dot{Q}_{app} = 100 \text{ kW}$

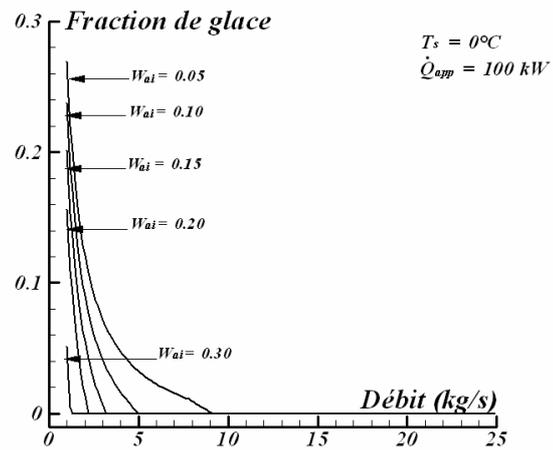


Figure 3 : Variation de la fraction de glace en fonction du débit de fluide frigoporteur et pour différentes concentrations d'éthanol

L'observation des figures 2 et 3 conduit à séparer chaque évolution (pour une concentration initiale d'éthanol donnée) en 2 zones. La première à faible débit, où le mélange eau/éthanol est diphasique (présence de cristaux de glace dans le fluide frigoporteur). Cette

zone s'achève lorsque la température du fluide atteint la température de fusion pour les différentes concentrations initiales d'éthanol. Au-delà de ce point, à débit plus important, l'utilisation d'un fluide frigoporteur simplement monophasique est suffisante.

Le fluide frigoporteur diphasique à l'entrée de l'échangeur est caractérisé par sa température mais aussi peut l'être par sa fraction massique de glace. Celle-ci est représentée dans la figure 3 correspondant aux conditions de la figure 2 où $T_s = 0^\circ\text{C}$ et les concentrations en éthanol qui varient entre 5% et 30%.

Conformément aux équations 2 et 3, nous avons calculé ensuite les niveaux de puissance de pompage nécessaires aux différentes configurations présentées jusqu'ici. Les résultats sont reportés dans les figures 4 et 5.

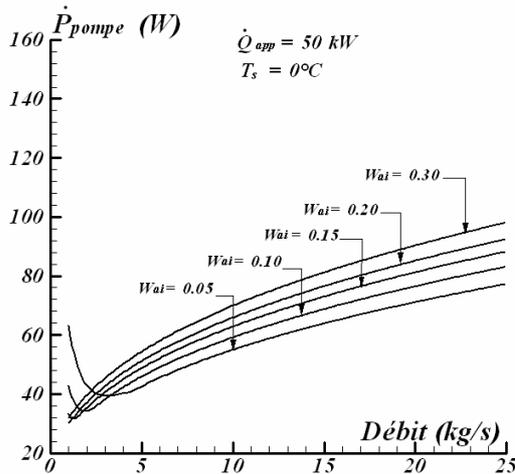


Figure 4 : Evolution des puissances de pompage en fonction du débit de fluide frigoporteur pour différentes concentrations massiques d'éthanol et pour $\dot{Q}_{app} = 50 \text{ kW}$.

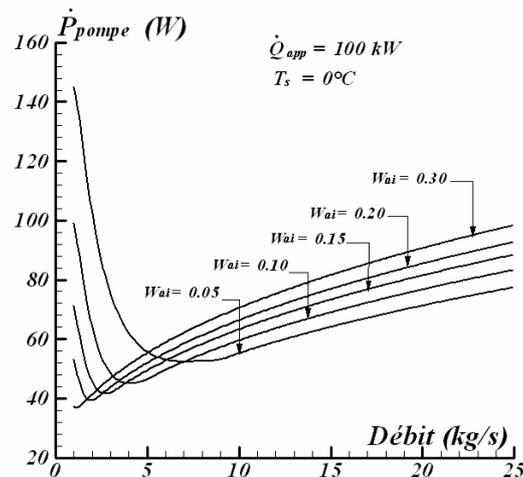


Figure 5 : Evolution des puissances de pompage en fonction du débit de fluide frigoporteur pour différentes concentrations massiques d'éthanol et pour $\dot{Q}_{app} = 100 \text{ kW}$.

On retrouve dans les évolutions des puissances de pompage, la séparation entre la zone diphasique (lorsque les débits sont faibles) et celle monophasique. On observe par ailleurs une évolution particulière de cette puissance qui diminue tout d'abord avec le débit, semble passer (pour toutes les puissances envisagées) par un minimum et enfin réaugmente avec le débit. Si cette dernière croissance s'explique par la dépendance naturelle des pertes de charge avec le débit dans la zone monophasique, elle s'avère beaucoup plus dépendante des propriétés du coulis (notamment au travers du coefficient de frottement) dans la zone diphasique à cause de la variation de proportion de cristaux de glace comme nous pouvons le constater dans la figure 3.

Nous pouvons remarquer à partir des deux figures 4 et 5, que dans la zone diphasique plus les concentrations initiales en éthanol sont faibles plus la puissance de pompage nécessaire pour l'aspiration du fluide frigoporteur est importante, cela est dû aux fortes proportions de glace existant dans le fluide.

4. CONCLUSION

Dans l'objectif d'évaluer les performances d'une installation dans son intégralité, c'est-à-dire en considérant la production de froid, son stockage, sa distribution et son utilisation en régime transitoire, nous avons tout d'abord opté pour un cas plus simple. Il s'agit ici de

considérer seulement le réseau de distribution et d'estimer, pour une application donnée (production à 0°C), les conditions de fonctionnement à appliquer pour différentes puissances requises. Les premiers résultats nous permettent de quantifier les débits, les pertes de charges liées à l'écoulement et les puissances de pompage correspondantes. On observe en particulier la présence d'un minimum de puissance autour de la zone de transition entre monophasique et diphasique.

Nous envisageons par la suite, dans un premier temps, d'étendre l'étude à des applications plus froides (froid commercial et industriel) afin de quantifier notamment la part de puissance de pompage sur la puissance frigorifique. Parallèlement, nous intégrerons la boucle de fluide frigorigène et les pertes de charge liées aux échangeurs.

Nomenclature

d	diamètre, m	Symboles grecs	
f	facteur de frottement	ρ	masse volumique, $kg.m^{-3}$
h	enthalpie massique, $J.kg^{-1}$	η_{pompe}	rendement pompe
L	longueur, m	Indices et exposants	
\dot{m}	débit massique, $kg.s^{-1}$	a	éthanol
T	température, K	ai	éthanol à l'état initial
\dot{P}	puissance, W	app	application
ΔP	pertes de pression, Pa	e, s	entrée, sortie
\dot{Q}	flux de chaleur, W	f	frigoporteur
V	vitesse, $m.s^{-1}$	g	glace
W	fraction	v	volumique
		d	diphasique

Remerciements

Ce travail a été réalisé avec le soutien du Comité Mixte Interuniversitaire Franco-Marocain dans le cadre de l'Action Intégrée Volubilis n° MA/06/152.

Références

- [1] W. Egolf, Ice slurry : a promising technology, *International Institute of Refrigeration*, July 2004.
- [2] P. Haberschill, A. Lallemand, Etude comparative de l'intérêt de l'emploi des fluides frigoporteurs monophasiques et diphasiques pour la climatisation, *COFRET'04, Nancy-France*, , p 158-165, 22-24 avril 2004.
- [3] T. David, J. Castaing-Lasvignottes, J. P. Bedecarrats, F. Strub, Energetic benefits using ice slurry in refrigeration industry, *JITH, Tanger – Maroc*, 15, 16 et 17 Novembre 2005.
- [4] I. El Abbassi, J. P. Bedecarrats, J. Castaing-Lasvignottes, Etude des performances d'une boucle frigorifique de coulis de glace, *SFT, Île des Embiez*, 29 mai-1 juin 2007.
- [5] C.W Snoeck, S. Walosik, R.P Gupta, Ice slurry transport for district cooling networks. *Slurry handling and pipeline transport - hydrotransport 12*, C. Shook, Editor, Mechanical Engineering Publications Ltd, London, pp.511-524, 1993.
- [6] M. A. Ben Lakhdar, Comportement thermo-hydraulique d'un fluide frigoporteur diphasique le coulis de glace. Etudes théorique et expérimentale, *Thèse de doctorat, INSA de Lyon*, 18 Novembre 1998.
- [7] C. Peuvrel, Etude des transferts thermiques lors de la circulation dans un échangeur d'un fluide frigoporteur à changement de phase solide-liquide, *Thèse de doctorat, Université de Pau et des Pays de l'Adour*, 15 décembre 2003.