

Caractérisation thermique des fluides frigoporteurs diphasiques : cas du coulis de paraffine

Philippe HABERSCHILL^{1*}, Patrick SCHALBART¹, Pierre MERCIER², André LALLEMAND¹

¹Centre de Thermique de Lyon, UMR 5008 CNRS-INSA-UCBL

Bât. Sadi Carnot, INSA, 20 avenue Albert Einstein, 69621 Villeurbanne cedex, France

²Laboratoire d'Etudes Thermiques, CEA

17 rue des Martyrs, 38054 Grenoble cedex 9, France

*(auteur correspondant : philippe.haberschill@insa-lyon.fr)

Résumé – Le comportement thermique d'un nouveau fluide frigoporteur diphasique FFD est analysé. Il s'agit du coulis de paraffine stabilisée, constitué de particules d'un gel paraffinique de polymère (75 % de paraffine) mises en suspension dans de l'eau. Le banc d'essais permet d'obtenir les coefficients de transfert convectif locaux dans un canal à section rectangulaire. Les résultats montrent que les coefficients d'échange sont nettement supérieurs à ceux obtenus avec un fluide monophasique. Des corrélations donnant le nombre de Nusselt local ou global en fonction du nombre de Reynolds sont proposées. Les pertes de charge ne sont que modérément augmentées.

Nomenclature

c_m	fraction massique	Pr	nombre de Prandtl
D_h	diamètre hydraulique, m	Re	nombre de Reynolds
h	coefficient de convection, $W.m^{-2}.K^{-1}$	x	abscisse, m
Nu	nombre de Nusselt	k	conductivité thermique, $W.m^{-1}.K^{-1}$

1 Introduction

L'intérêt des fluides frigoporteurs diphasiques FFD tels que les coulis de glace n'est plus à démontrer, en particulier dans le domaine de la distribution de froid à températures négatives [1]. Ils permettent de substantielles économies d'énergie notamment en réduisant la taille des installations car ils offrent la possibilité de stocker le froid et ainsi de mieux répartir les consommations d'énergie électrique en réduisant les pics de consommation durant les heures les plus chaudes de l'année.

Dans le domaine de la climatisation, les coulis classiques élaborés à base de solutions aqueuses binaires (sel + eau ou alcool + eau) sont doublement pénalisés. En effet, d'une part, la production de particules de glace en suspension nécessite généralement l'usage d'évaporateur à surface brossée ou raclée dont la consommation électrique n'est pas négligeable, d'autre part, leurs températures de fusion sont au maximum de l'ordre de -4 °C ce qui réduit la température d'évaporation du fluide frigorigène producteur de froid par rapport à celle obtenue avec de l'eau glacée. Cette réduction de la température d'évaporation conduit à des coefficients d'effet frigorifique plus faibles avec les coulis par rapport à l'eau glacée. Toutefois, de substantielles économies d'énergie sont obtenues par réduction des puissances

de pompage, ainsi les consommations d'énergie sont semblables avec des coulis de glace ou avec l'eau glacée [2].

Un précédent travail a permis d'étudier le comportement d'un FFD particulier : le coulis de glace stabilisée. Ce fluide frigoporteur, mis au point par Royon *et al.* [3], représente un progrès par rapport au coulis classique car il ne nécessite pas d'évaporateur particulier pour être congelé. En effet, il est constitué de particules millimétriques, obtenues par broyage d'un gel organique rempli à 90 % environ d'eau, mises en suspension dans une phase liquide d'huile Syltherm HF. Lors du refroidissement de l'huile suspendante l'eau des particules congèle avec un écart de température modéré (4 à 5 K). Nous en avons étudié la rhéologie [4] puis les performances thermo-hydrauliques [5,6]. Ce fluide représente un progrès important mais sa température d'utilisation est trop faible pour qu'il soit appliqué en climatisation. C'est pourquoi une étude ayant pour but de développer un FFD à température positive de changement de phase a été entreprise. Ce FFD est constitué, comme le coulis de glace stabilisée, de particules millimétriques d'un gel organique de paraffine mises en suspension dans de l'eau [7]. Le mélange de paraffine employé (NORPAR 15) présente une cristallisation s'étalant de 7 à 5 °C, températures proches de celles de l'eau glacée utilisée en climatisation. Avec ce fluide des économies de l'ordre de 14 % peuvent être envisagés pour le rafraîchissement des bâtiments [8].

L'étude porte sur la caractérisation expérimentale des échanges thermiques et des pertes de charge de ce FFD en écoulement turbulent et de transition au cours de son refroidissement et réchauffement dans un échangeur à plaques.

2 Moyens d'essais

Deux dispositifs expérimentaux ont été mis au point. Le premier reprend celui utilisé pour la caractérisation du coulis de glace stabilisé [3,4]. Son schéma de principe est représenté sur la *Figure 1*. Il est composé de trois circuits indépendants :

- un circuit du fluide frigorigène (machine frigorifique) permettant d'atteindre des températures de -40 °C,
- un circuit d'alcool qui sert au refroidissement et à la congélation du fluide frigoporteur,
- le circuit du FFD qui comporte, outre les dispositifs de refroidissement et de chauffage du coulis, différentes vannes afin de faire circuler le fluide dans les échangeurs dans le sens souhaité ainsi qu'un réservoir permettant d'introduire et de stocker les particules de paraffine. L'ensemble du circuit est placé sur un châssis pivotant ce qui permet l'étude de l'influence de la gravité sur l'écoulement (*Figure 2*).

Les dispositifs de refroidissement et de chauffage (canaux chaud et froid) constituent les veines d'essais destinées à déterminer les coefficients d'échange. Leurs sections rectangulaires sont de 80×6 mm². Elles ont une longueur de 1 m. Le canal froid (*Figure 3*) est conditionné en température par l'alcool en écoulement de part et d'autre des plaques formant le canal d'étude ; le canal chaud reçoit une puissance thermique délivrée par des résistances électriques.

Les températures sont mesurées par des thermocouples en de nombreux points des différents circuits. Chacune des deux parois en acier inoxydable, qui constituent les canaux, sont utilisées comme fluxmètres (*Figures 4*). Cinquante deux thermocouples sont nécessaires pour chaque canal afin de mesurer treize flux locaux de part et d'autre de l'écoulement du fluide. Pour maintenir les soudures des thermocouples dans la cavité, de faible profondeur, celle-ci est remplie d'une soudure plomb-étain.

Le second dispositif (boucle POPARH du LETH/CEA) a permis la caractérisation hydraulique du FFD à une température proche de l'ambiante (10 °C) d'une part, en phase de cristallisation (5 °C) d'autre part. Les pertes de charge sont mesurées de part en d'autre d'une longueur droite de 2 m.

3 Résultats expérimentaux

La caractérisation des transferts thermiques du coulis de paraffine a été effectuée avec une fraction massique de 6 % et 12 % en particules, contenant 75 % de NORPAR 15 et 25 % de gélifiant organique. Les pertes de charge ont été étudiées pour une concentration d'environ 20 % en particules.

Malgré une relativement faible concentration massique en particule, on observe que les coefficients d'échange sont entre 1,5 et 3 fois supérieurs à ceux observés avec de l'eau pure (*Figure 5*).

3.1 Coefficients d'échange locaux

Sur la *Figure 6* sont représentés les coefficients d'échange locaux dans le canal froid, en fonction de la distance à l'entrée et pour plusieurs valeurs du nombre de Reynolds, pour un coulis dont la concentration massique en particules est de 6 %. On peut observer une forte décroissance du coefficient d'échange à l'entrée du canal, liée à l'établissement de la couche limite thermique. Le même type de profil est obtenu avec une concentration de 12 %.

L'intégration des coefficients d'échange locaux entre l'entrée et une abscisse x , permet de calculer une corrélation entre le nombre de Nusselt local, $Nu_m(x) = \frac{h_m(x)D_h}{k}$, le nombre de

Reynolds, $Re = \frac{G D_h}{\mu}$, le nombre de Prandtl, $Pr = \frac{\mu c_p}{k}$, et la distance adimensionnée,

$x^* = \frac{x}{D_h}$. Pour établir les corrélations, comme les variations du nombre de Prandtl sont

faibles, son exposant a été supposé constant et égal à 0,33. Pour une fraction massique de 6 %, on obtient la corrélation suivante, valable pour $4\,000 < Re < 14\,000$:

$$Nu_m(x) = 0,0866 Re^{0,73} Pr^{0,33} x^{*-0,088} \text{ pour le canal froid,} \quad (1)$$

$$Nu_m(x) = 0,0243 Re^{0,90} Pr^{0,33} x^{*-0,033} \text{ pour le canal chaud.} \quad (2)$$

Pour une fraction massique de 12 %, on obtient la corrélation suivante, valable pour $2\,500 < Re < 12\,500$:

$$Nu_m(x) = 0,241 Re^{0,61} Pr^{0,33} x^{*-0,088} \text{ pour le canal froid,} \quad (3)$$

$$Nu_m(x) = 0,0977 Re^{0,72} Pr^{0,33} x^{*-0,037} \text{ pour le canal chaud.} \quad (4)$$

On peut observer sur la *Figure 7* que la quasi totalité des points de mesure se situe dans une bande de 20 % autour de la valeur donnée par la corrélation pour le coulis à 6 %.

3.2 Coefficients d'échange globaux

L'intégration des coefficients d'échange locaux permet de connaître le flux échangé sur l'ensemble de l'échangeur. Une corrélation entre le nombre de Nusselt global, le nombre de Reynolds et le nombre de Prandtl peut être obtenue. De la même façon que pour les corrélations pour le nombre de Nusselt local, l'exposant du nombre de Prandtl est supposé égal à 0,33. Pour un coulis à 6 %, on obtient les corrélations suivantes, valable pour $4\,000 < Re < 14\,000$:

$$Nu = 0,033 Re^{0,80} Pr^{0,33} \text{ pour le canal froid} \quad (5)$$

$$Nu = 0,034 Re^{0,85} Pr^{0,33} \text{ pour le canal chaud} \quad (6)$$

Pour une concentration massique de 12 %, on obtient la corrélation suivante, valable pour $2\,500 < Re < 12\,500$:

$$Nu = 0,115 Re^{0,65} Pr^{0,33} \text{ pour le canal froid} \quad (7)$$

$$Nu = 0,267 Re^{0,60} Pr^{0,33} \text{ pour le canal chaud} \quad (8)$$

Il est intéressant de noter (*Figure 8*) que les transferts thermiques sont supérieurs pour le coulis à 12 % par rapport au coulis à 6 % uniquement pour les faibles valeurs du nombre de Reynolds ($Re < 5\,000$).

3.3 Pertes de charge

La *Figure 9* donne les résultats des mesures des pertes de charge, rapportées à l'unité de longueur, en fonction de la vitesse de circulation du coulis. Pour une température de 10 °C, lorsque le coulis est au dessus de son point de fusion, les pertes de pression sont toujours inférieures à celles mesurées avec de l'eau pure. Pour les plus bas débits, le comportement est assez atypique ; les pertes de pression présentent un minimum pour une vitesse de circulation de 0,2 m/s. Ce minimum correspond à la transition entre l'écoulement en lit fixe et l'écoulement en lit mouvant.

A la température de 5 °C, les pertes de pression présentent une forte augmentation par rapport aux mesures effectuées à 10 °C, surtout en deçà de la transition lit fixe - lit mobile. Ceci traduit le début de congélation du frigoporteur qui se manifeste par une certaine agglomération des particules entre elles et à la paroi. Notons qu'aux fortes vitesses, les pertes de pression rejoignent, par valeurs positives, celles de l'eau sans particules.

4 Conclusion

Les coefficients d'échange locaux ont été déterminés en fonction de la charge en particules à changement de phase du fluide frigoporteur diphasique et du nombre de Reynolds évoluant entre 4000 et 14000 environ. La mise en évidence d'une longueur d'établissement du régime thermique relativement faible justifie le fait de ne retenir que les coefficients d'échanges moyens pour le dimensionnement des échangeurs de chaleur. Parallèlement, on note une très nette augmentation du coefficient d'échange lorsque le fluide est chargé, d'un facteur de 1,5 à 3 par rapport à ceux observés avec de l'eau pure. Quant aux pertes de pression à 20 % de particules elles ne présentent qu'une augmentation faible aux forts débits par rapport à l'eau pure. Enfin, les corrélations proposées pour prévoir le nombre de Nusselt de ce type

d'écoulement sont satisfaisantes, mais devront être généralisées pour d'autres concentrations en particules.

Références

- [1] P. Haberschill, A. Lallemand, Intérêt de l'emploi des fluides frigoporteurs diphasiques – Application au stockage des denrées alimentaires, *VIIème Colloque Franco-Québécois* (Saint Malo, 23-25 mai 2005), 109-114.
- [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, 22–24 Avril 2004), 158-165.
- [3] L. Royon, P. Perrot, G. Guiffant, Transport of cold thermal energy with a slurry a secondary biphasic refrigerant, *Int. J. Energy Research*, 25 (2001), 9-15.
- [4] L. Royon, C. Rios-Roja, D. Jacquier, P. Mercier, P. Haberschill, A. Lallemand. Analyse expérimentale du comportement thermique et rhéologique d'un coulis de glace stabilisée. *Congrès Français de Thermique*, (Presqu'île de Giens, 25-28 mai 2004), 173-178
- [5] P. Haberschill, C. Rios-Rojas, C. Ionescu, I. Kiss, A. Lallemand. Détermination expérimentale des caractéristiques de transfert convectif d'un coulis de glace stabilisée en écoulement turbulent, *Congrès Français de Thermique*, (Ile de Ré, 16-19 mai 2006), 971-976
- [6] C. Ionescu, P. Haberschill, I. Kiss, A. Lallemand, Local and global heat transfer coefficients of a stabilised ice slurry in laminar and transitional flows, *Int. J. Refrigeration.*, 30 (2007), 970-977.
- [7] L. Royon, F. Trinquet, O. Bros, P. Mercier, G. Guiffant, Flow and heat transfer investigation on paraffin stabilized material slurry for district cooling and air conditioning process, *XXIIst Int. Congress Refrigeration* (Beijing, China, August 23-30 2007).
- [8] P. Haberschill, A. Lallemand, Etude de l'intérêt thermo-économique des fluides frigoporteurs diphasiques à température positive de changement de phase, *12^{ème} JITH* (Tanger, Maroc, 15-17 Novembre 2005), tome 2, 9-12.
- [9] D. Jacquier, Distribution du froid par coulis de glace stabilisée, étude du comportement sous cyclage thermique, *DRT, Univ. J. Fourier* (Grenoble, 25 Octobre 2004), 135 P.

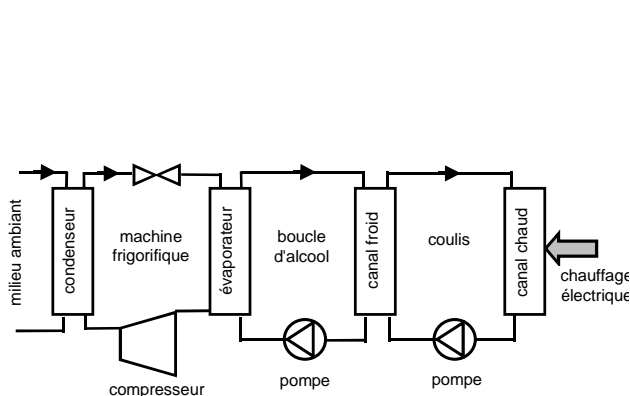


Figure 1 : Représentation schématique de la boucle d'essais

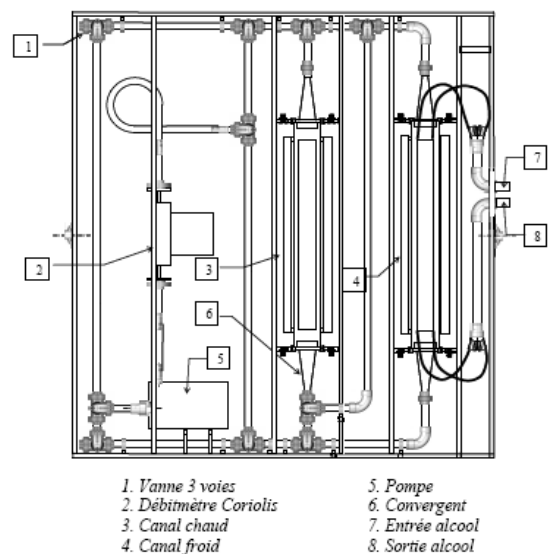


Figure 2 : Schéma du circuit FFD

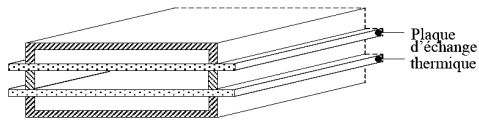


Figure 3 : Schéma du canal froid

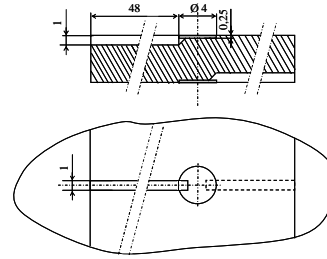


Figure 4 : Schéma de principe des mesures de flux

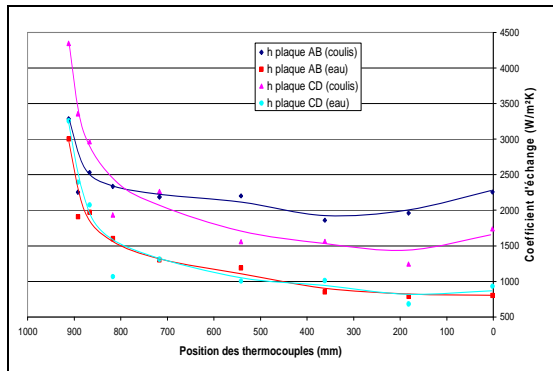


Figure 5 : Coefficients d'échange locaux pour l'eau et le coulis (canal froid)

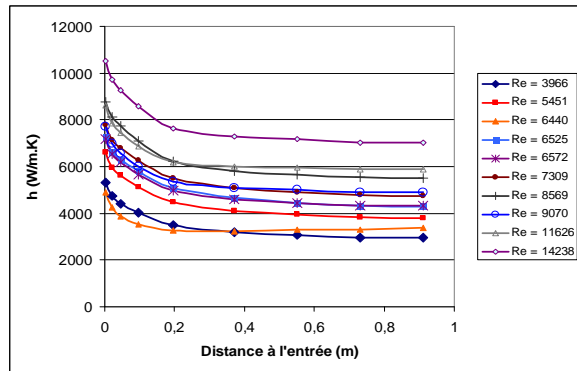


Figure 6 : Coefficient d'échange local pour un coulis à 6 % de particules (canal froid)

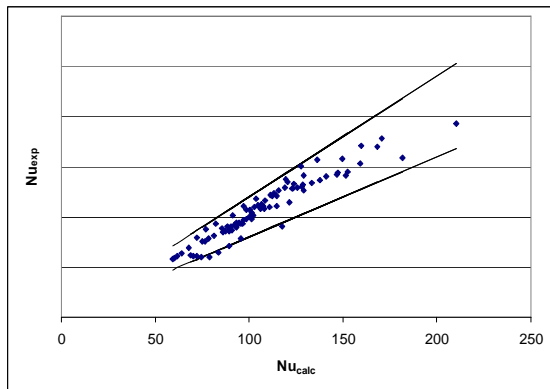


Figure 7 : Nombres de Nusselt calculés en fonction de ceux mesurés (coulis à 6 % de particules)

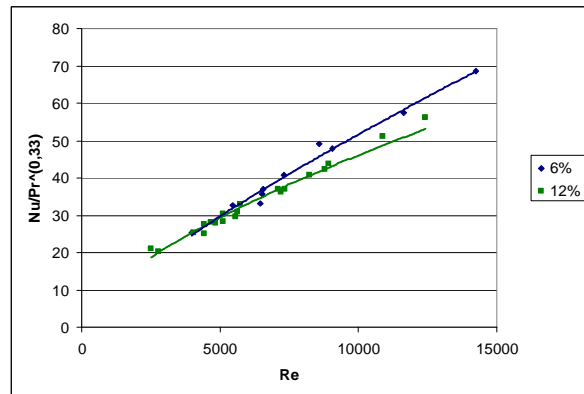


Figure 8 : Nombre de Nusselt global pour le canal froid en fonction du nombre de Reynolds (coulis à 6% et 12% de particules)

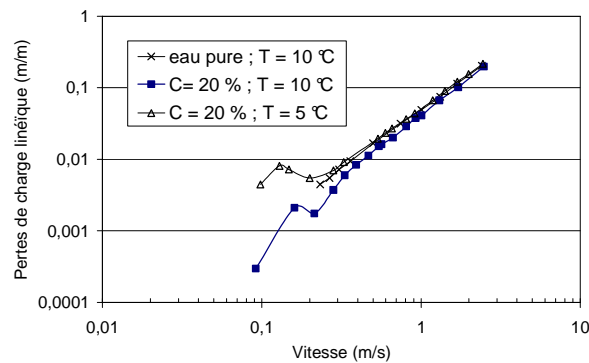


Figure 9 : Pertes de charge en fonction du débit (coulis à 20 %)