

ETUDE D'UNE INSTALLATION DE PRODUCTION, DE TRANSPORT ET D'UTILISATION DU FROID A COULIS DE GLACE PAR L'ANALYSE ENTROPIQUE ET EXERGETIQUE

I. EL ABBASSI^{1,2*}, J. CASTAING-LASVIGNOTTES¹, A. DOBROVICESCU³,
J-P. BEDECARRATS¹, J-P. DUMAS¹ et A. MIMET²

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

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

³Universitatea Politehnica București, Facultatea de Inginerie Mecanică Termodinamică Tehnică, Splaiul Independentei 313 sect.6, București 060042, Romania

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

RESUME

Les contraintes environnementales dans la distribution et la production frigorifique ont conduit à favoriser le transport de froid par des fluides secondaires tels que les coulis de glace issus de la cristallisation du mélange binaire eau/éthanol. La connaissance de leurs propriétés thermodynamiques permet aujourd'hui de rechercher la solution la plus intéressante de point de vue énergétique et exergetique d'une telle installation du froid. Cette investigation est menée ici sur l'exemple d'une installation réfrigérée via un tel coulis ; les méthodes d'études appliquées dans la recherche théorique et expérimentale des processus thermodynamiques font appel à la conséquence du deuxième principe de la thermodynamique. Dans ce travail nous avons appliqué une méthode exergetique d'analyse des performances d'un échangeur de chaleur, afin d'identifier et de quantifier les défauts éventuels pouvant affecter leurs performances. Un modèle numérique reposant sur la deuxième loi de la thermodynamique a été mis en œuvre pour décrire la destruction d'exergie et le rendement exergetique dans un échangeur de chaleur coaxial.

NOMENCLATURE

h	enthalpie massique	(J.kg ⁻¹)	$\dot{P}(s)$	production entropique	(W.K ⁻¹)
s	entropie massique	(J.kg ⁻¹ .K ⁻¹)	<i>Indices</i>		
\dot{m}	débit massique	(kg.s ⁻¹)	c	chaud	
t	temps	(s)	f	froid	
x	position	(m)	p	paroi	
L	longueur totale de l'échangeur	(m)	i	interne	
T	température	(K)	ex	externe	
η_{ex}	rendement exergetique	(-)	e	entrée	
\dot{Q}	puissance	(W)	s	sortie	

1. INTRODUCTION

La prise en compte des contraintes environnementales dans la production et l'utilisation de froid a conduit à minimiser l'impact des fluides frigorigènes que l'on trouve dans la majorité des installations frigorifiques. Leur confinement a en particulier, participé au développement de fluides secondaires tels que le coulis de glace issu de la cristallisation du mélange binaire eau/éthanol. La connaissance de ses propriétés thermodynamiques permet aujourd'hui de rechercher la solution la plus intéressante. Le présent travail fait l'objet d'une analyse entropique ou exergetique, elle est menée à travers le bilan énergétique issu de l'écriture du premier principe de la thermodynamique

puis au moyen du second conduisant à la détermination du rendement exergetique associé au transfert de chaleur dans l'échangeur de chaleur [1].

Dans un premiers temps, nous présentons l'évolution du rendement exergetique en régime transitoire en se basant sur les résultats expérimentaux présentés dans un travail antérieur [2].

Dans un second temps, nous étudions l'influence de la température du coulis à l'entrée de l'échangeur dans une installation fonctionnant en régime permanent.

2. ANALYSE ENTROPIQUE/EXERGETIQUE

Nous avons choisi de mener cette analyse tout d'abord à partir d'un montage expérimental existant. Les détails le concernant, l'analyse énergétique, la modélisation et la simulation qui en ont été faites font l'objet d'un article à ce même congrès [2].

Nous sommes, dans un premier temps, partis de ces résultats pour effectuer l'analyse exergetique expérimentale de l'échangeur représenté schématiquement figure 1 et parcouru par le mélange eau/éthanol comme fluide frigoporteur dans le cas monophasique et diphasique.

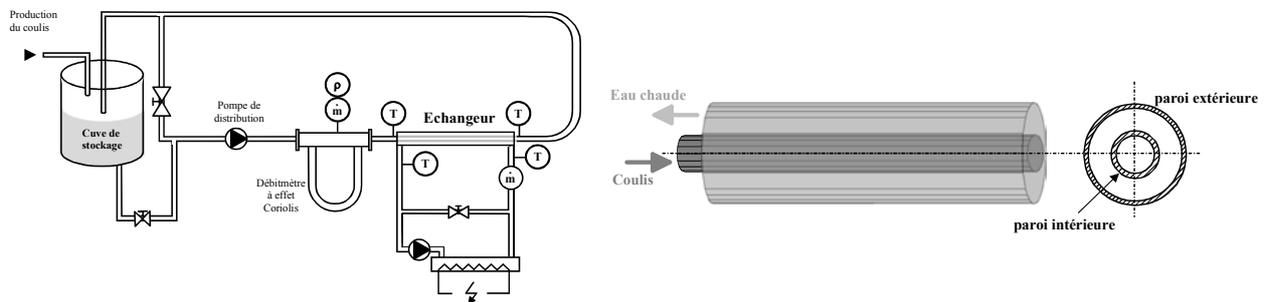


Figure 1 : Représentation schématique du banc de test et de l'échangeur étudié expérimentalement et par simulation.

Aux équations de conservation de l'énergie que nous avons écrites, nous avons ajoutées celles relatives au bilan entropique de chacun des milieux constituant l'échangeur, à savoir :

- Le coulis de glace circulant dans le tube interne ;
- L'eau circulant dans l'espace annulaire entre le tube interne et le tube externe ;
- La paroi interne séparant les deux fluides ;
- La paroi externe.

Pour calculer les propriétés thermophysiques telles que l'enthalpie ou l'entropie massique du coulis, nous avons repris la démarche utilisée par M.A. Ben Lakhdar [3] et C. Peuvrel [4].

Le calcul des productions entropiques de chacun des milieux se réalise en résolvant le système d'équations suivant où \dot{Q} représente le flux de chaleur échangé entre milieux, S et s respectivement l'entropie et l'entropie massique du milieu considéré et $\dot{P}(s)$ la production entropique.

Seules les irréversibilités dues au transfert thermique sont prises en comptes. Les irréversibilités mécaniques dues aux pertes de charge sont négligées.

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial S_c}{\partial t} = \frac{\dot{Q}_{pi-c}}{T} + \frac{\dot{Q}_{pex-c}}{T} + \dot{m}_c L \frac{\partial s_c}{\partial x} + \dot{P}_c(s) \\ \frac{\partial S_f}{\partial t} = \frac{\dot{Q}_{pi-f}}{T} + \dot{m}_f L \frac{\partial s_f}{\partial x} + \dot{P}_f(s) \\ \frac{\partial S_{pi}}{\partial t} = \frac{\dot{Q}_{f-pi}}{T} + \frac{\dot{Q}_{c-pi}}{T} + \dot{P}_{pi}(s) \\ \frac{\partial S_{pex}}{\partial t} = \frac{\dot{Q}_{c-pex}}{T} + \dot{P}_{pex}(s) \end{array} \right.$$

La somme de toutes les contributions à la production entropique a été ainsi calculée au cours du temps pour notre montage expérimental : $\dot{P}(s) = \dot{P}_c(s) + \dot{P}_f(s) + \dot{P}_{pi}(s) + \dot{P}_{pex}(s)$.

Généralement l'analyse des irréversibilités est complétée au moyen du bilan exergetique du procédé. Il est plus intéressant d'adimensionnaliser l'information ainsi obtenue en introduisant le rendement exergetique qui fait intervenir, outre la température T_0 du milieu extérieur, le rapport de l'exergie détruite lors du transfert de chaleur donnée par : $\dot{E}x_d = T_0 \cdot \dot{P}(s)$.

L'exergie fournie au système est donnée par le coulis lors de son passage dans l'échangeur : $\Delta \dot{E}x_f = \dot{m}_f \cdot [h_{f,e} - h_{f,s} - T_0(s_{f,e} - s_{f,s})]$. Le rendement exergetique s'exprime alors selon :

$$\eta_{ex} = 1 - \frac{\dot{E}x_d}{\Delta \dot{E}x_f}$$

L'évolution du rendement exergetique au cours du temps est présentée sur la figure 2. Ce rendement est calculé à partir des résultats expérimentaux reportés sur la figure 3.

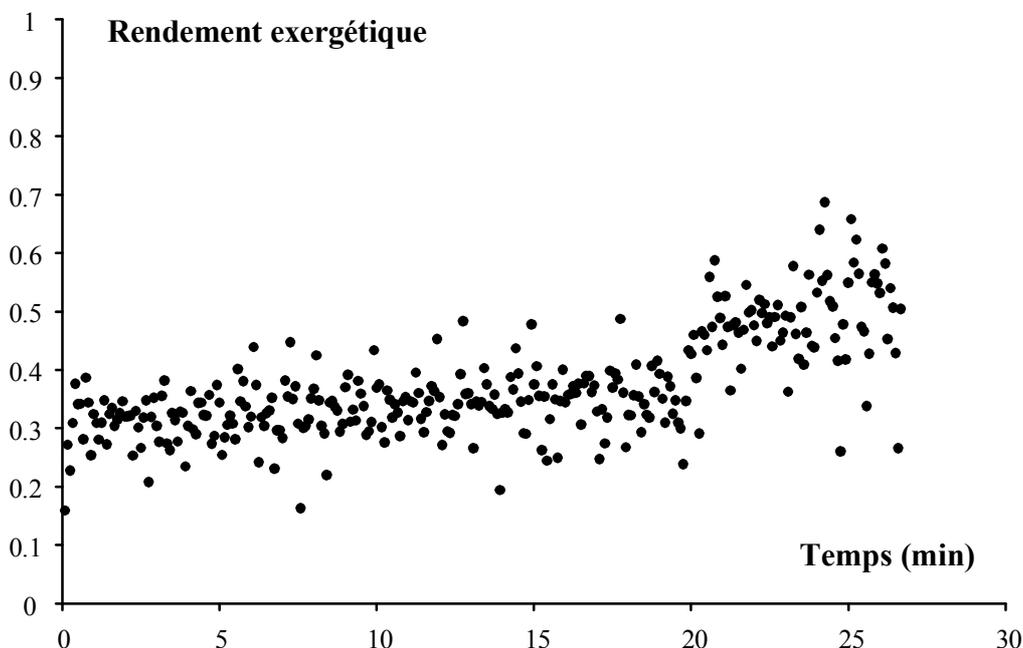


Figure 2 : Rendement exergetique expérimental en fonction du temps pour une composition massique initiale de 10,4 % d'éthanol.

Du fait d'une évolution peu marquée des températures des deux fluides circulant dans cet échangeur (figure 3), le rendement reste approximativement constant et égal à environ 35 % durant toute la

phase où le coulis fond. La valeur assez faible de ce rendement est essentiellement due à l'important écart de température entre les deux fluides (environ 15°C). Cet écart entraîne des irréversibilités importantes.

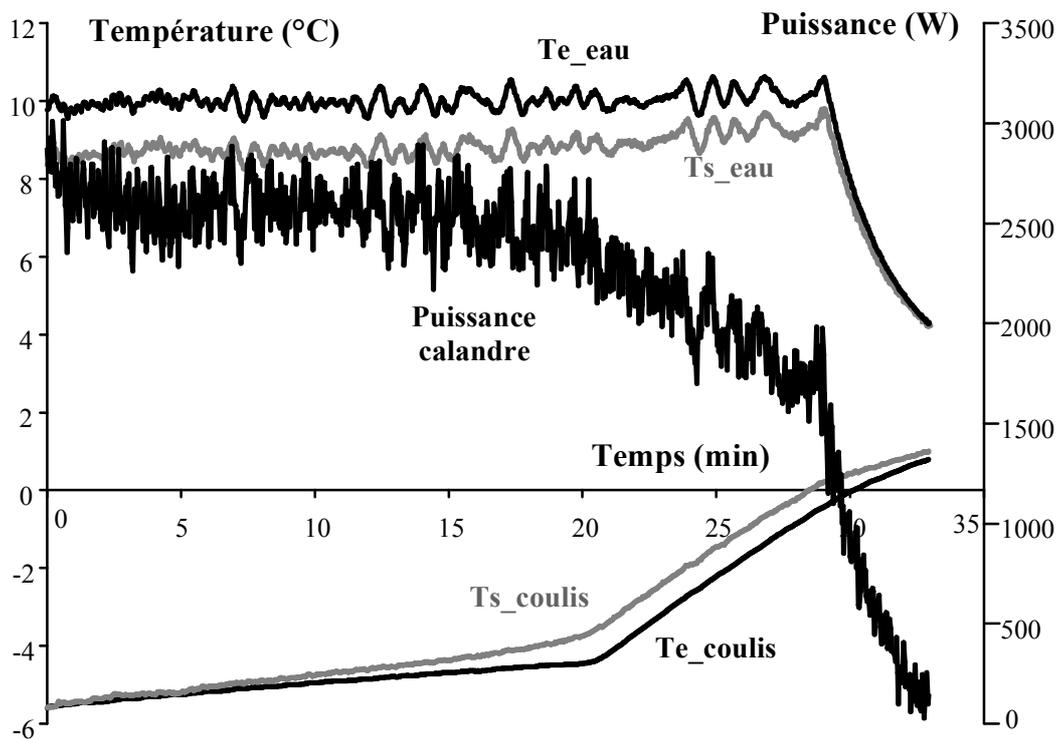


Figure 3 : Evolution expérimentale des températures des deux fluides chaud et froid et de la puissance côté calandre en fonction du temps. $\dot{m}_e = 0,50 \text{ kg s}^{-1}$ et $\dot{m}_f = 0,65 \text{ kg s}^{-1}$.

Dès que le coulis a intégralement fondu (après environ 20 min), on note une augmentation du rendement, correspondant à une remontée de la température du fluide froid qui se comporte alors comme un fluide caloporteur monophasique n'échangeant de la chaleur que sous forme sensible. Cette augmentation s'accompagne cependant d'une diminution du niveau de puissance échangée.

3. ETUDE DE SENSIBILITE PARAMETRIQUE

Cette étude est réalisée en régime permanent.

3.1 Influence de la température d'entrée du coulis

Nous nous proposons dans cette partie d'étudier l'influence de la température du coulis à l'entrée de l'échangeur sur l'évolution du rendement exergétique pour une concentration massique initiale d'éthanol donnée.

Nous avons évalué le rendement exergétique et la puissance pour une concentration massique initiale en éthanol de 15% et différentes températures de coulis à l'entrée de l'échangeur (figure 4). La température de l'eau à l'entrée de l'échangeur est supposée constante et égale à 10 °C. Les débits massiques de l'eau et du coulis sont respectivement $\dot{m}_e = 0,50 \text{ kg s}^{-1}$ et $\dot{m}_f = 0,50 \text{ kg s}^{-1}$.

On peut voir dans cette figure, l'influence de la température du coulis à l'entrée sur la valeur du rendement exergétique de l'installation, lorsque celle-ci fonctionne en régime permanent.

Plus l'écart entre la température du fluide chaud et le coulis est important, plus les irréversibilités thermiques liées à l'échange de chaleur augmentent et plus le rendement exergétique diminue, passant de 15% pour une température froide de -15°C à 35% pour -5°C. Cependant, l'échange de chaleur entre deux milieux est proportionnel à cet écart de température, si bien que l'on observe

parallèlement une diminution assez marquée de la puissance échangée, variant de 4500 à 2500 W. Comme nous l'avons mentionné préalablement lors de l'analyse expérimentale, il semble exister donc un compromis entre la quantité de puissance échangée (issue du 1^{er} principe) et sa qualité (d'après le rendement exergetique issu du second principe).

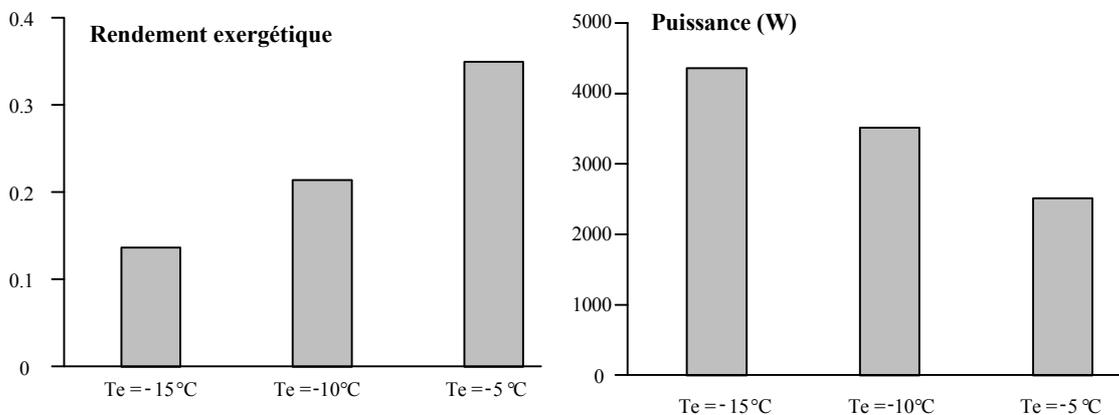


Figure 4: Evolution du rendement exergetique et de la puissance pour différentes températures à l'entrée de l'échangeur.

3.2 Influence de la concentration initiale en éthanol du coulis

La température de l'eau à l'entrée de l'échangeur est toujours supposée constante et égale à 10 °C. La température du coulis à l'entrée de l'échangeur est supposée constante et égale à -10 °C. Les débits massiques de l'eau et du coulis sont respectivement $\dot{m}_e = 0,50 \text{ kg s}^{-1}$ et $\dot{m}_f = 0,50 \text{ kg s}^{-1}$.

Il est à noter que pour une température du coulis constante à l'entrée, plus la concentration en éthanol est élevée, plus la fraction de glace présente est faible.

Lorsque la concentration initiale en éthanol dans le coulis est modifiée (cf figure 5), les conséquences sur les niveaux de puissance sont très peu visibles (de 1 à 2 % sur la puissance pour une amplitude de variation sur la concentration de 5 à 15 %). Les écarts sont plus marqués en ce qui concerne le rendement exergetique qui augmente sensiblement avec la concentration.

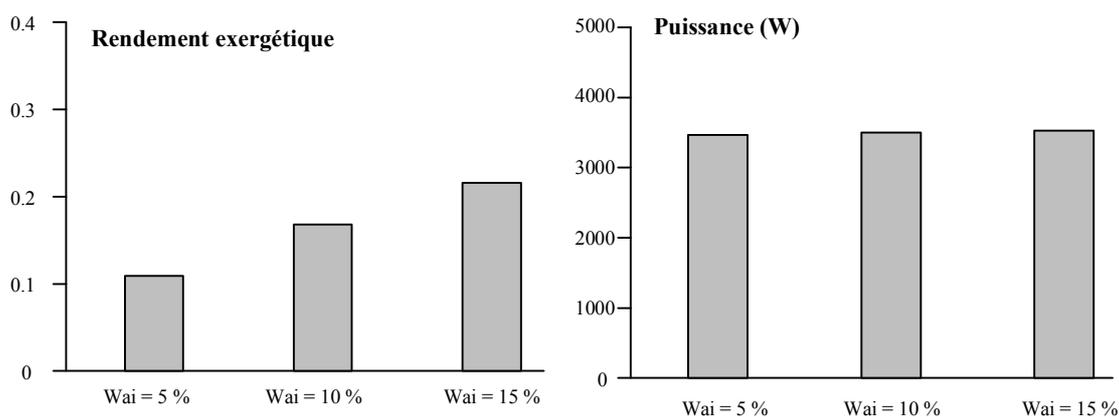


Figure 5 : Evolution du rendement exergetique et de la puissance pour différentes concentrations initiales d'éthanol.

Il semble donc que dans ces conditions de fonctionnement, l'utilisation du coulis de glace avec la plus forte concentration massique en éthanol et donc la plus faible fraction de glace (la température

du coulis étant maintenue constante) sera meilleure d'un point de vue exergetique que l'utilisation de solutions moins concentrées en éthanol.

4. CONCLUSION

Une des originalités de ce travail a consisté à quantifier expérimentalement et en régime transitoire, le niveau d'irréversibilité thermique atteint par un échangeur de chaleur traversé par un fluide frigoporteur diphasique de type coulis de glace. L'échange quasi isotherme qu'implique l'utilisation de tels fluides comportant des matériaux à changement de phase s'effectue finalement à rendement exergetique quasiment constant.

Dans un second temps, nous avons évalué, au moyen d'un outil de simulation numérique validé sur cet échangeur, l'influence de la température d'entrée ainsi que de la concentration initiale d'éthanol sur ce même rendement et sur le niveau de puissance échangé. Nous poursuivons actuellement la modélisation en prenant en compte les pertes de charge dans les échangeurs de chaleurs [5].

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] N. Bouzid, S. Saouli et S. Aïboud-Saouli, 2008, Entropy generation in ice slurry pipe flow. *International Journal of Refrigeration* 31 pp. 1453 - 1457.
- [2] I. El Abbassi, J. Castaing-Lasvignottes, J-P. Bédécarrats, J-P. Dumas et A. Mimet, 2009, Modélisation et simulation numérique en régime variable d'un échangeur de chaleur coaxial utilisant le coulis de glace. *JITH*, Djerba - Tunisie 27-29 Mars 2009.
- [3] M. B. Lakhdar, 1998, Comportement thermo-hydraulique d'un fluide frigoporteur diphasique : le coulis de glace. Etude théorique et expérimentale, *Thèse de Doctorat*, INSA Lyon.
- [4] C. Peuvrel, 2003, 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.
- [5] R. L. Cornelissen and G.G. Hirs, 1997, Exergetic optimisation of a heat exchanger. *Energy Convers. Mgmt* vol. 38, No. 15-17, pp. 1567-1576.

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.