

# Simulation et évaluation expérimentale d'une pompe à chaleur à absorption de type LiBr-H<sub>2</sub>O

Bahador BAKHTIARI, Louis FRADETTE\*, Robert LEGROS, Jean PARIS

Département de génie chimique, École Polytechnique de Montréal, C.P. Succ. Centre-Ville, Montréal, Canada, H3C 3A7.

\*(auteur pour correspondance : louis.fradette@polymtl.ca)

**Résumé** – L'étude expérimentale complète d'une pompe à chaleur à absorption fonctionnant au LiBr-eau d'une capacité de 14 kW est présentée, de même que le développement d'un modèle du régime permanent. Les caractéristiques de la pompe à chaleur sont présentées ainsi que ses performances pour une large plage de conditions expérimentales. Les performances de la pompe sont ainsi évaluées en termes de coefficient de performance (COP) et de capacité de refroidissement pour plusieurs débits et températures des circuits d'eau externes (circuits chaud et froid) et de l'eau refroidie produite. La comparaison des performances prédites par le modèle développé avec celles mesurées démontre que le modèle établi pour le régime permanent de la pompe est capable de bien prévoir ses performances.

## 1. Introduction

Les pompes à chaleur à absorption (PACA) sont utilisées depuis le 19<sup>e</sup> siècle et il existe une littérature abondante à leur sujet tant sur les principes thermodynamiques les régissant que leur conception et leur application [par ex. 1-2]. Ces machines sont généralement « eco-friendly » car elles utilisent des fluides neutres pour la couche d'ozone par opposition aux machines à compression. Une large part des PACA fonctionne avec la paire H<sub>2</sub>O-LiBr en raison de sa toxicité nulle, de son enthalpie de vaporisation élevée et parce que la technologie simple à implanter.

Les PACA à simple effet ont aussi été étudiées en détails [4-6]. Plusieurs paramètres peuvent affecter leurs performances et plusieurs articles présentent leurs limitations [7-8, par ex.]. Des modèles mathématiques de complexité variée ont aussi été développés pour différentes applications [4, 5, 8]. Certains de ces modèles ont été confrontés avec succès avec des mesures expérimentales. Toutefois, ces derniers demeurent restreints à des systèmes spécifiques et dans certains cas sont très simplifiés.

Dans le but de caractériser la performance d'une PACA et d'en cerner les paramètres de fonctionnement, un prototype de 33 kW a été construit. Un plan expérimental à 16 tests a été ensuite réalisé par la manipulation de 7 variables : la température et le débit des courants d'eau refroidie, du courant puis et du courant d'eau chaude complété par le débit de solution Li-Br. L'effet des sept variables sur le COP et les flux de chaleur ont ainsi pu être estimé adéquatement. Cinq des sept variables ont été répertoriées dont celle, influençant la performance de la machine et ce, tout en laissant le débit de solution et le débit d'eau refroidie comme des paramètres sans effet [9].

Dans la présente étude, ces cinq variables ont été reprises pour construire un plan expérimental visant à cerner la performance de la machine dans des conditions encore non expérimentées et visant ainsi à évaluer la sensibilité aux variations de conditions de procédé. En parallèle, un modèle du cycle d'absorption a pu être mis sur pied et les résultats expérimentaux ont servi de comparaison aux prédictions. Le modèle ne requiert qu'un minimum d'information sur les fluides utilisés et les échangeurs de la PACA. Il peut servir autant à l'évaluation de la performance d'une machine existante qu'à la conception d'une nouvelle PAC.

## 2. Expérimentation

Le prototype faisant l'objet de l'étude est présenté schématiquement à la figure 1. Il est formé des quatre échangeurs typiques à une PACA et d'un cinquième pour favoriser la récupération de chaleur de la solution (SHX). Les quatre échangeurs principaux sont de type tube-calandre avec les tubes horizontaux. L'échangeur de solution SHX est un échangeur à plaque. Le fluide utilisé, est une solution de Li-Br dans l'eau auquel on a ajouté de l'octyl-alcool (2-éthyl-1-hexanol) pour en augmenter le transfert de chaleur. Le tableau 1 présente les spécifications détaillées de la PACA.

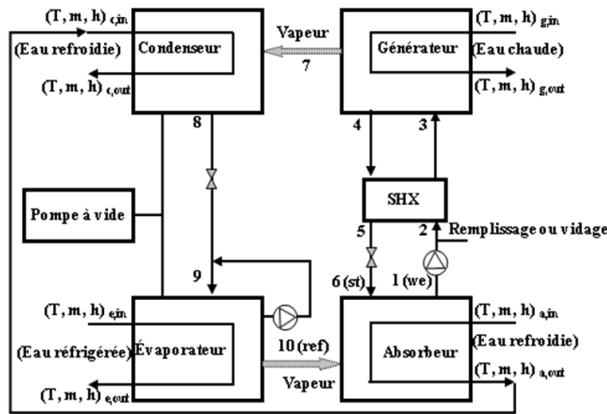


Figure 1 Schéma de la PAC utilisée

<b>Working Fluid</b>	H <sub>2</sub> O-LiBr
<b>Cooling capacity (Q<sub>c</sub>)</b>	14 kW
Chilled water temperature in/out (T <sub>c,in</sub> /T <sub>c,out</sub> )	21.7/15 °C
Flow rate (m <sub>e,in</sub> )	30 L/min
<b>Driving heat capacity (Q<sub>g</sub>)</b>	18.6 kW
Hot water temperature in/out (T <sub>g,in</sub> /T <sub>g,out</sub> )	95/81.7 °C
Flow rate (m <sub>g,in</sub> )	20 L/min
<b>Rejected heat capacity (Q<sub>a+Q<sub>c</sub></sub>)</b>	32.6 kW
Cooling water temperature in/out (T <sub>a,in</sub> /T <sub>c,out</sub> )	27/40.4 °C
Flow rate (m <sub>a,in</sub> )	35 L/min
<b>COP</b>	0.75

Tableau 1 Spécifications de la PACA

La station thermique fournit des conditions constantes de température et des débits aux circuits externes de la machine. Elle consiste en trois boucles indépendantes d'eau qui forment les courants externes à la PAC. La boucle chaude alimente le générateur. La boucle intermédiaire sert de puits de chaleur à l'absorbeur et au condenseur. Cette boucle est généralement celle qui va à une tour de refroidissement. Elle est ici simulée par un échangeur à plaque refroidi à l'eau de laboratoire. La troisième boucle, l'eau froide, simule la demande en refroidissement à basse température. Le courant refroidi peut être ramené à une température plus élevée au moyen d'un élément de chauffage.

Le prototype est entièrement suivi et contrôlé par une application Labview [10]. Il est équipé de 23 capteurs pour les pressions, les températures et les débits. Certains paramètres sont calculés en temps réel : charge de chaque échangeur, COP, concentration de la solution forte et faible ainsi que le débit de circulation estimé de la solution.

## 3. Modèle

Un modèle analytique permettant de représenter la PAC H<sub>2</sub>O-LiBr a été développé. La performance de la machine est décrite au moyen de bilans de masse sur l'eau et le LiBr combinés aux bilans d'énergie sur chacun des échangeurs. Ces bilans sont complétés par le bilan global sur chacun des circuits externes. La solution de travail H<sub>2</sub>O-LiBr est considérée en équilibre dans les échangeurs donc, à la même température et pression que la vapeur. Les autres hypothèses faites pour simplifier la représentation sont : régime permanent, pertes et gains de chaleur négligeables avec l'environnement, l'apport pompe à l'énergie du système négligeable, pertes de charges négligeables dans les conduites. Les corrélations empiriques de McNeely [11] sont utilisées pour le calcul des enthalpies, températures, concentration et tension de vapeur des solutions de H<sub>2</sub>O-LiBr. Les équations IAPWS-IF 97 servent de références pour le calcul des propriétés thermodynamiques de l'eau et de la vapeur [12]. La

température d'ébullition des solutions saturées de LiBr est calculée en fonction de la température de saturation des vapeurs et des concentrations de solution tel que proposé par Feurecker *et al.* [13].

Le taux de transfert de chaleur entre les courants internes et externes du générateur sont fournis par

$$Q_g = U_g A_g LMTD_g \quad (1)$$

Dans laquelle  $A_g$  est l'aire total d'échange du générateur,  $U_g$  le coefficient global de transfert de chaleur et  $LMTD$  est la température moyenne logarithmique tel que définie par:

$$LMTD_g = ((T_{g,in} - T_4) - (T_{g,out} - T_7)) / (\ln \frac{T_{g,in} - T_4}{T_{g,out} - T_7}) \quad (2)$$

Pour les besoins de la simulation, l'utilisateur peut choisir d'utiliser le coefficient  $U$  pour chaque échangeur calculé à partir des données de température mesurées ou bien d'utiliser des corrélations. Une corrélation applicable à la conductibilité du cuivre  $k$  a été utilisée [15].

Le coefficient de transfert interne entre l'eau chaude et la surface du générateur ( $\alpha_{g,in}$ ) est déterminé par la corrélation de Gnielinski [16]. Si de la vapeur est utilisée comme force motrice au générateur, la corrélation fournie par Agrawal prendra alors en compte la condensation de vapeur dans les tubes [17].

Il existe peu de données publiées sur le coefficient de transfert de chaleur externe du générateur dans une PACA ( $\alpha_{g,out}$ ). Une corrélation a par ailleurs été développée en intégrant les travaux de Wang *et al* [18] et menant à l'équation suivante :

$$\alpha_{g,out} = 5554 \Gamma^{0.236} \quad (3)$$

Le paramètre de  $\Gamma$ , est le débit de fluide H<sub>2</sub>O-LiBr par unité de longueur de tube mouillé (un seul côté des tubes est ici mouillé).

Des équations analogues aux équations 1 à 3 sont appliquées à l'absorbeur, au condenseur et à l'évaporateur. La corrélation de Gnielinski [16] est utilisée pour le calcul de tous les coefficients de transfert de chaleur internes. Le coefficient externe pour le condenseur est, quant à lui, calculé à partir d'une corrélation pour un film s'évaporant de Holman [15]; pour l'évaporateur, une corrélation fournie par Rohsenow *et al* est utilisée [19]; Hoffmann *et al* [20] est la corrélation servant pour le calcul à l'absorbeur.

Le système d'équations non-linéaires en résultant est solutionné par la méthode de Gauss-Newton.

## 4. Validation et mesures expérimentales

### 4.1. Plan experimental

Les cinq variables les plus déterminantes identifiées dans les travaux antérieurs présentés plus haut [9] ont servi à établir le plan expérimental. Chacune des cinq variables a été manipulée individuellement tout en conservant les quatre autres à leur valeur médiane. À chaque altération de la valeur d'une variable, une période nécessaire à l'établissement du régime permanent était observée ; une fois toutes les variables mesurées à des valeurs constantes, une période additionnelle de 20 minutes servait à l'enregistrement des mesures. L'évaluation de l'incertitude sur les mesures est faite suivant Kline et McClinton [21].

## 4.2. Résultats

La Figure 2 montre les variations du COP et de la capacité de refroidissement de la PACA en fonction de la source de chaleur au générateur ( $T_{g,in}$ ). Les barres d'erreur sur les mesures sont d'ailleurs présentées sur le graphique considérant une erreur de 1% sur la mesure de température et 2% sur le débit (débitmètre massique). Les incertitudes calculées sont de 10.3% pour le COP et 2,9% pour la capacité de refroidissement. La plage d'incertitude sur les valeurs demeurant constante pour toutes les expériences, les graphiques suivant ne contiennent pas les barres d'erreur.

La valeur du COP, demeure constante et près de la valeur de conception à 0,76 pour une  $T_{g,in}$  de 90 °C. La capacité varie presque linéairement entre 5,2 et 16,5 kW. Le fait que la capacité de refroidissement varie d'un facteur trois alors que le COP demeure presque constant, indique des effets antagonistes importants lors de l'expérimentation avec des fluctuations importantes de température de la source chaude (générateur).

Des paires de résultats simulés du COP et de la capacité de refroidissement sont pareillement présentés à la Figure 2. Pour la paire A, le modèle utilise les coefficients de transfert de chaleur globaux calculés au moyen des températures mesurées lors des expériences. Pour la paire B, le modèle calcule les coefficients de transfert provenant des corrélations présentées plus haut. En général, l'accord est très bon entre les mesures et les valeurs calculées de COP et de capacité. Toutes les autres expériences ont démontré des résultats semblables. Sur la base de ces résultats, les valeurs calculées à partir des U provenant des corrélations n'ont pas été présentées.

Le graphique de la Figure 3 montre la variation de COP et de capacité avec la température de l'eau refroidie dans l'évaporateur ( $T_{e,out}$ ). Encore une fois, le COP varie très peu entre 6 et 16 °C. Par contre, la capacité de refroidissement est grandement affectée passant de 9,2 à 14,3 kW entre les mêmes températures. Pour la capacité de refroidissement, l'écart s'explique par les valeurs de coefficient de transfert de chaleurs utilisées. À basse température, ces valeurs moyennes deviennent moins représentatives des conditions de l'échangeur où les tubes sont moins uniformément mouillées ce qui mène à des évaluations moins précises du transfert effectif.

La Figure 4 montre l'effet important de la température de l'eau de refroidissement (courant puits) sur la capacité de la pompe. Encore ici, l'accord mesures-calculs est très bon. La capacité augmente avec la baisse de la température du puits de chaleur (le courant d'eau de refroidissement). Le COP varie peu entre 20 et 32 °C de température de l'eau de refroidissement, passant de 0,78 à 0,70 dans l'intervalle. En augmentant encore la température de l'eau de refroidissement à près de 40 °C, le COP tombe à 0,53.

L'effet du débit de l'eau de refroidissement ( $m_{a,in}$ ) sur la performance du cycle est finalement présentée à la Figure 5. La capacité de refroidissement et le COP sont tous les deux améliorés par un plus grand débit. Ce paramètre est donc un facteur dominant du contrôle d'une telle machine.

Le débit au générateur n'a montré que très peu d'effet sur la performance de la machine.

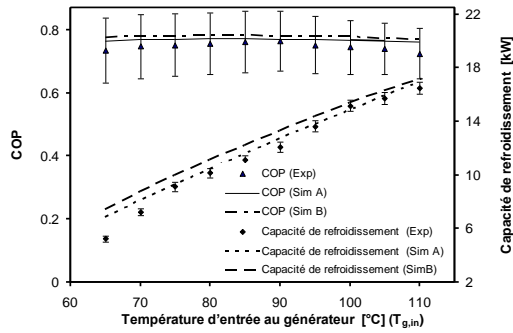


Figure 2 Variation du COP et de la capacité de refroidissement avec la température d'entrée au générateur ( $T_{g,in}$ )

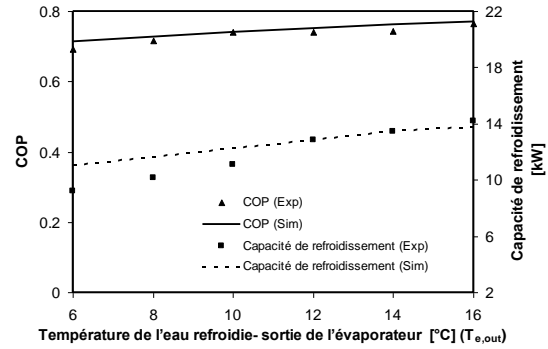


Figure 3 Variation du COP et de la capacité de refroidissement avec la température de l'eau refroidie- sortie de l'évaporateur ( $T_{e,out}$ )

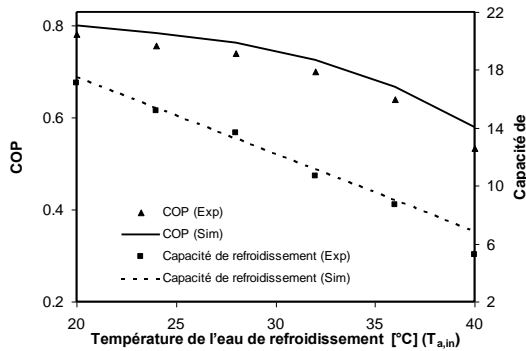


Figure 4 Variation du COP et de la capacité de refroidissement avec la température de l'eau de refroidissement ( $T_{a,in}$ )

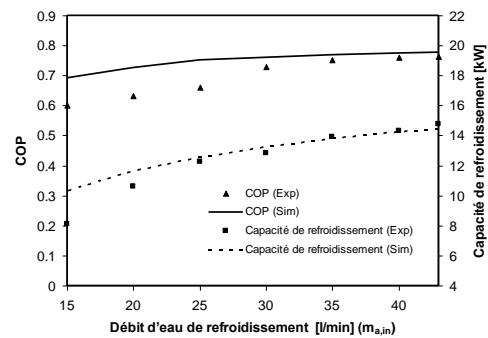


Figure 5 Variation du COP et de la capacité de refroidissement avec le débit d'eau de refroidissement ( $m_{a,in}$ )

## 5. Conclusion

Une pompe à chaleur à absorption de 14 kW a pu être étudiée expérimentalement et modélisée. Les résultats démontrent que le COP demeure très stable malgré des variations importantes de la température de l'eau chaude utilisée. La raison semble être que le COP est surtout influencé par la température du courant captant la chaleur libérée et son débit. La capacité totale de refroidissement est plus sensible à la température du courant de refroidissement et la température au générateur qu'à la température du courant à refroidir.

## 6. Références

- [1] K. E. Herold, R. Radermacher, S. A. Klein, Absorption Chillers and Heat Pumps, CRC Press Inc, 1996.
- [2] F. Ziegler, P. Riesch, Absorption cycles. A review with regard to energetic efficiency, Heat Rec. Sys. & CHP, 13 (1993) 147-159.
- [4] K. C. Ng, T. Y. Bong, H. T. Chua, H. L. Bao, Theoretical and experimental analysis of an absorption chiller, Int. J. of Refri., 17 (1994) 351-358.
- [5] K. A. Joudi, A. H. Lafta, Simulation of a simple absorption refrigeration system, Energy Conversion and Management, 42 (2001) 1575-1605.
- [6] G. A. Florides, S. A. Kalogirou, S. A. Tassou, L. C. Wrobel, Design and construction of a LiBr-water absorption machine, Energy Conversion and Management, 44 (2003) 2483-508.

- [7] K. A. Goodheart, S. A. Klein, K. Schultz, J. Lebrun, P. Sarhisia, J. Kohler, Economic assessment of low firing temperature absorption chiller systems, *ASHRAE Transactions*, 108 (2002) 771-780.
- [8] E. A. Koepfel, S. A. Klein, J. W. Mitchell, Commercial absorption chiller models for evaluation of control strategies, *ASHRAE Transactions*, (1995) 1175-1184.
- [9] A. Jahnke, A. Costa, F. Ziegler, J. Paris, Experimental plan and statistical analysis of laboratory results for an absorption chiller, *International Sorption Heat Pump Conference*, 2005, Denver, USA.
- [10] NATIONAL INSTRUMENTS Inc. <http://www.ni.com/labview/>.
- [11] L. A. McNeely, Thermodynamic properties of aqueous solutions of lithium bromide, *ASHRAE Transactions*, 85 (1979) 413-434.
- [12] W. Wagner, J. R. Cooper, A. Dittmann, J. Kijima, H. J. Kretzschmar, A. Kruse, R. Mareš, K. Oguchi, H. Sato, I. Stöcker, O. Šifner, Y. Takaishi, I. Tanishita, J. Trübenbach, T. Willkommen, The IAPWS industrial formulation 1997 for the thermodynamic properties of water and steam, *J. of Eng. for Gas Turb. and Power*, 122 (2000) 150-180.
- [13] G. Feuerecker, J. Scharfe, I. Greiter, C. Frank, G. Alefeld, Measurement of thermophysical properties of aqueous LiBr-solutions at high temperatures and concentrations, *Int. AHP Conf.*, 1994, New Orleans, LA.
- [14] H. J. Sauer Jr., R. H. Howell, W.J. Coad, *Principles of Heating, Ventilation and Air-Conditioning*, American Society of Heating, 2005.
- [15] J. P. Holman, *Heat Transfer*, Ninth ed., McGraw-Hill, 2002.
- [16] V. Gnielinski, New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *Int. Chem. Eng.*, 16 (1976) 359–367.
- [17] S. Agrawal, *Heat and Mass Transfer*, Anshan Limited, UK, 2005.
- [18] C. Q. Wang, Z. Lu, B. Yuchi, Heat and mass transfer of the falling film generator in the lithium bromide high temperature absorption heat pump, *Proceedings of the International Conference on Energy and Environment*, 1996, Shanghai, China, 556-561.
- [19] W. M. Rohsenow, J. P. Hartnet, Y. I. Cho, *Handbook of heat transfer*, McGraw- Hill, 1998.
- [20] L. Hoffmann, I. Greiter, A. Wagner, V. Weiss, G. Alefeld, Experimental investigation of heat transfer in a horizontal tube falling film absorber with aqueous solutions of LiBr with and without surfactants, *Int. J. of Refr.*, 19 (1996) 331-341.
- [21] S. J. Kline, F. A. McClintock, Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments, *Mechanical Engineering*, 75 (1953) 3-7.

## 7. Remerciements

Les auteurs veulent souligner les contributions des étudiants Max Siegel et de Keyvan Bararpour, autant pour la contribution expérimentale que pour le développement du modèle. Une subvention du Conseil de Recherche en Sciences Naturelles et en Génie (CRSNG) du Canada a contribué largement à ce travail.