

Etude des Performances Energétique et Exergétique d'un Système de Réfrigération par Absorption à Simple Effet

Mohamed Ali Dakhlaoui^{1, 2, 4, a}, Mohamed Amine Zainine^{1, 2, 3, b}

Taoufik Mezni^{1, c}, Amenallah Guizani^{2, d}

¹Université de Tunis, Ecole Nationale Supérieure d'Ingénieurs de Tunis, U.R. MSSDT 99/UR/11-46
5, Av. Taha HUSSEIN, 1008, Tunis, Tunisie.

²Research and Technology Center of Energy (CRTE)
B.P. 95, 2050, Hammam Lif, Tunisia

³Université de Tunis el Manar, Ecole Nationale d'Ingénieur de Tunis (ENIT)
B.P. 37, 1002, Tunis-Belvédère, Tunisie

⁴Université de Tunis el Manar, Faculté des Sciences de Tunis
Campus Universitaire 2092 - El Manar Tunis, Tunisie

^adakhlawimedali@yahoo.fr

^bzainine.amine@hotmail.com

^cmezni.taoufik@planet.tn

^damenallah.guizani@crten.rnrt.tn

Résumé — Le présent travail consiste en une étude des performances énergétique et exergétique d'un système de réfrigération par absorption à simple effet, basé sur le couple (Eau-LiBr), de capacité frigorifique supérieure à 200 kW. Les principes et les lois de la thermodynamique, les équations de transfert de chaleur et de masse exprimés pour le cycle frigorifique, ainsi que les expressions des COP du système et l'équation générale du bilan énergétique de l'ensemble du cycle d'absorption étudié, composent la base mathématique de cette étude. Il a été constaté que la notion de COP n'est pas suffisante donc les expressions de rendement exergétique et de COP d'une machine de Carnot tritherme ont été ajoutées. Ce travail a permis d'étudier l'influence de quelques paramètres sur l'efficacité du cycle à absorption étudié.

Mots clés — réfrigération – absorption – Eau-bromure de Lithium – Simulation – Exergie.

I. INTRODUCTION

Le recours au froid présente un maillon primordial même une pratique accoutumée dans divers secteurs de la vie humaine tels que le domaine agroalimentaire, le secteur de la climatisation voire même l'intervention dans la conservation des produits pharmaceutiques etc. Toutefois, l'utilisation des machines frigorifiques permettant de bénéficier des intérêts de froid et fonctionnant par la voie classique qui se base sur le cycle à compression mécanique implique des effets néfastes sur l'environnement. De prime abord, ces répercussions sont dues à la dépense considérable d'énergie électrique, à un raccordement à un réseau électrique disponible dans le lieu d'installation de l'appareil, ainsi qu'à leurs emplois de fluides frigorigènes comme les chlorofluorocarbures (CFC), les hydrochlorofluorocarbures (HCFC) et le hydrofluorocarbures (HFC) qui contribuent à la fois à l'appauvrissement de la couche d'ozone et au réchauffement climatique [1].

D'après le protocole de Montréal en 1987, les accords internationaux ont été signés dans le but d'avoir une parcimonie des émissions de ces fluides frigorigènes [2]. Ils se sont donc avisés à proposer des alternatives à ces systèmes qui favorisent la production du froid. Ces équivalents possèdent des performances élevées permettant de réduire leurs émissions de gaz à effet de serre tout en mettant en relief la préservation environnementale loin des impacts nocifs mentionnés.

En faisant appel à la technologie qui offre de multiples solutions, on opte pour la technologie des systèmes de réfrigération à sorption (absorption et/ou adsorption), notamment, les transformateurs de chaleur à absorption vu que ces systèmes répondent parfaitement aux exigences et aux caractéristiques souhaitées.

Durant toute l'histoire de l'absorption, plusieurs couples ont été mis à l'épreuve. D'ailleurs, selon l'étude faite par Marcriss [3] il y avait plus de 40 composés réfrigérants et 200 absorbants disponibles. Cependant, les fluides les plus utilisés étaient : (NH₃/H₂O) et (H₂O/LiBr).

Bien que le COP de ce type de système soit plus faible que celui des systèmes à compression mécanique et qu'il présente l'avantage d'utilisation d'une énergie gratuite, son amélioration obtenue paraît dépendante de plusieurs paramètres de fonctionnement de l'installation et il semble pertinent de distinguer l'influence de chacun de ces paramètres.

Par ailleurs, une multitude de travaux de recherche portant sur ces systèmes montre que le concept de la modélisation et la simulation des cycles frigorifiques à absorption a toujours été une préoccupation constante en matière de recherches dans le domaine de la climatisation et de la production de froid. Parmi lesquels on cite : les travaux de F.Asdrubali et S.Grignaffini en 2005 [4], portent sur une étude expérimentale des performances un système d'absorption de

capacité frigorifique inférieure à 4 kW pour différentes conditions de service, en 2011 Bahador Bakhtiari et al [5], ont réalisé une analyse expérimentale et simulation d'une machine à absorption ($H_2O/ LiBr$) de capacité frigorifique 14 kW, récemment (2014) Boorit Prasartkaew [6] a abordé une étude expérimentale sur la performance d'un petit refroidisseur de 7 kW frigorifique et Wojciech Stanek et Wieslaw Gazda [7], ont proposé une méthode d'évaluation exergétique pour un système d'absorption dans l'industrie alimentaire.

Dans un second temps, le couple ($H_2O/ LiBr$) dont l'utilisation a débuté en 1930 [8], révèle deux aspects remarquables, l'un repose sur la non-volatilité de l'absorbant LiBr (le besoin d'une colonne de rectification est de ce fait éliminé) l'autre s'appuie sur la grande chaleur latente de vaporisation d'eau.

En conséquence, dans ce travail, nous présenterons une étude s'articulant sur un système d'absorption de capacité supérieure à 200kW basé sur le couple ($H_2O/ LiBr$). Puis, après avoir établi la formulation mathématique du système, nous effectuerons une étude paramétrique de ce dernier dont nous analyserons particulièrement l'influence de la température d'entrée d'eau chaude ($T_{g,in}$) et le coefficient d'échange global du générateur (UA_g) sur l'efficacité du cycle étudié. Les résultats sont présentés en termes de variation de COP, de COP d'une machine de Carnot tritherme ($COPc^{3T}$), de rendement exergétique (η_{ex}) et des puissances récupérées au niveau du générateur et de l'évaporateur (Q_e et Q_g).

II. CYCLE ETUDIÉ:

Dans le système par absorption étudié, une source de chaleur est utilisée pour séparer un constituant volatil d'une solution binaire ($H_2O/ LiBr$). Ce constituant séparé sous phase vapeur d'eau est ensuite condensé, puis détendu. Le liquide issu de la détente s'évapore, absorbant ainsi de la chaleur et produisant du froid, comme montre la figure 1.

Les principaux éléments nécessaires pour produire du froid dans le cycle étudié sont :

- Un générateur : sert à séparer le fluide frigorigène de la solution binaire grâce à un apport de chaleur ;
- Un condenseur : cet échangeur sert à condenser la vapeur de fluide frigorigène issue du générateur grâce à un fluide de refroidissement ;
- Un évaporateur: afin de produire l'effet frigorifique. Le niveau de température du liquide à refroidir fixe la température d'évaporation;
- Un absorbeur: servant à fixer la vapeur du fluide frigorigène dans le liquide absorbant (concentré en substance la moins volatile). La chaleur dégagée durant l'absorption devra également être évacuée, dans notre cas par de l'eau circulant ensuite dans un aéroréfrigérant.
- Une pompe: afin d'élever la pression du mélange et de la diriger vers le générateur.
- Un échangeur : cet échangeur permet de préchauffer la solution diluée avant son entrée dans le générateur et de refroidir la solution concentrée avant détente. Il réduit aussi

les quantités de chaleur à fournir au générateur et à évacuer à l'absorbeur.

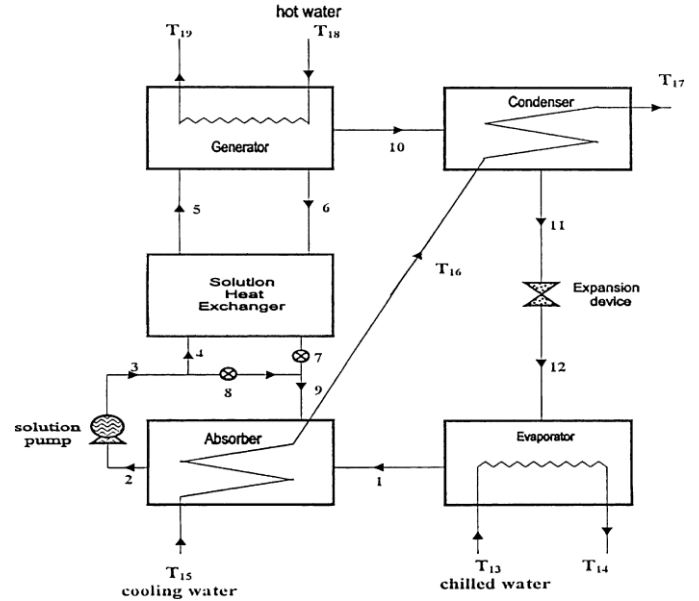


Figure 1. Schéma de principe du système de réfrigération par absorption

III. FORMULATION DU PROBLEME:

Pour l'élaboration du modèle analytique de simulation, le système d'absorption est traité comme un volume de contrôle ayant ses propres entrées et sorties. Le modèle mathématique est décrit par les équations de masse et transfert entre les flux internes et externes pour chaque composant.

Plusieurs hypothèses sont envisagées pour les systèmes

- La chute de pression dans les tuyaux et les vaisseaux est négligeable.
- Les pertes provenant du générateur à l'environnement et les apports de chaleur à l'évaporateur dans les environs sont négligeables.
- Le processus d'expansion du dispositif d'expansion est à constant enthalpie.
- L'eau à la sortie de l'évaporateur est saturée.
- L'eau à la sortie du condenseur est saturée de liquide.
- La vapeur d'eau à la sortie du générateur est surchauffée.
- L'accumulation de masse dans le générateur, absorbeur, condenseur, évaporateur et l'échangeur de chaleur de solution est négligée.

Les équations empiriques d'enthalpies, de températures, de concentrations et des pressions de vapeur de la LiBr- H_2O sont données par l'ASH 2009 [9].

A. Absorbeur:

1) Équations de conservation:

Conservation de la masse:

$$m_2 = m_3 \quad (1)$$

$$m_1 + m_2 = m_9 \quad (2)$$

Conservation de LiBr :

$$m_9 X_9 = m_2 X_2 \quad (3)$$

Bilan énergétique :

$$Q_a = -m_2 h_2(X_2, T_2) + m_1 h_1(q_v, T_e) + m_9 h_9(X_9, T_9) \quad (4)$$

$$Q_a = m_c C_{pc} (T_{16} - T_{c,in})$$

2) *Équations Constitutives :*

$$Q_a = U_a A_a \Delta T_{LMa}$$

$$\Delta T_{LMa} = \frac{(T_9 - T_{16}) - (T_2 - T_{c,in})}{\ln \frac{(T_9 - T_{16})}{(T_2 - T_{c,in})}}$$

B. *Pompe:*

1) *Équations de conservation :*

Conservation de la masse :

$$m_2 = m_3 = 2m_4 = 2m_8 = m_a$$

$$m_6 = m_7$$

$$m_8 + m_7 = m_9$$

Conservation de LiBr:

$$m_2 X_2 = m_3 X_3$$

D'après l'équation (10) :

$$X_2 = X_3 = X_a$$

$$m_3 X_3 = m_4 X_4 + m_8 X_8$$

Substituant l'équation(10) dans l'équation (13) :

$$X_3 = X_4 = X_8 = X_a$$

$$m_9 X_9 = m_7 X_7 + m_8 X_8$$

Substituant l'équation(10) et (14) dans (15) donne :

$$X_9 = \frac{1}{2} \frac{m_2}{m_9} X_2 + \frac{m_7}{m_9} X_7$$

Bilan énergétique:

La puissance de la pompe est calculée par:

$$W_p = \frac{m_2 (P_c - P_e)}{\rho_2 \eta_p}$$

C. *Echangeur:*

1) *Équations Constitutives :*

$$T_4 = T_2$$

$$\varepsilon = \frac{T_6 - T_7}{T_6 - T_4}$$

$$T_7 = T_6 - \varepsilon (T_6 - T_4)$$

On suppose qu'il n'y a pas d'ébullition dans l'échangeur de chaleur de sorte que la capacité thermique spécifique peut être supposé constante.

2) *Équations de conservation :*

Conservation de la masse :

$$m_5 = m_4 = \frac{1}{2} m_2$$

$$m_7 = m_6$$

Bilan énergétique :

$$m_4 C_{p4} (T_5 - T_4) = m_6 C_{p6} (T_6 - T_7)$$

$$T_4 = \frac{m_6 C_{p6}}{m_4 C_{p4}} (T_6 - T_7) + T_4$$

D. *Générateur:*

1) *Équations de conservation:*

Conservation de la masse :

$$m_1 = m_{10}$$

$$m_5 - m_1 = m_6$$

Conservation de LiBr :

$$m_5 X_5 = m_6 X_6$$

$$(5) \quad X_6 = X_g = \frac{m_5 X_5}{m_6} \quad (28)$$

Equation d'équilibre :

$$(6) \quad T_6 = T_g = F(T_c, X_6) \quad (29)$$

Bilan énergétique :

$$(7) \quad Q_g = m_g C_{pg} (T_{g,in} - T_{g,out}) \quad (30)$$

$$Q_g = m_6 h_6 (X_6, T_6) + m_1 h_{10} (P_5, T_5, T_c) - m_5 h_5 (X_5, T_5) \quad (31)$$

2) *Équations Constitutives :*

$$Q_g = U_g A_g \Delta T_{LMg} \quad (32)$$

$$(8) \quad \Delta T_{LMg} = \frac{(T_{g,in} - T_6) - (T_{g,out} - T_5)}{\ln \frac{(T_{g,in} - T_6)}{(T_{g,out} - T_5)}} \quad (33)$$

E. *Condenseur:*

1) *Équations de conservation :*

Conservation de la masse :

$$(12) \quad m_1 = m_{10} = m_{11} \quad (34)$$

$$(13) \quad m_{16} = m_c \quad (35)$$

Bilan énergétique :

$$(14) \quad Q_c = m_1 [h_{10} (P_5, T_5, T_c) - h_{11} (q_l, T_c)] \quad (36)$$

$$(15) \quad Q_c = m_c C_{pc} (T_{c,out} - T_{16}) \quad (37)$$

2) *Équations Constitutives :*

$$Q_c = U_c A_c \Delta T_{LMc} \quad (38)$$

$$(16) \quad \Delta T_{LMc} = \frac{(T_5 - T_{c,out}) - (T_c - T_{16})}{\ln \frac{(T_5 - T_{c,out})}{(T_c - T_{16})}} \quad (39)$$

F. *Evaporateur:*

1) *Équations de conservation :*

Conservation de la masse :

$$(18) \quad m_1 = m_{11} = m_{12} \quad (40)$$

$$(19) \quad m_{13} = m_e \quad (41)$$

Bilan énergétique :

$$Q_e = m_1 [h_v (q_v, T_e) - h_l (q_l, T_c)] \quad (42)$$

$$Q_e = m_e C_{pe} (T_{e,in} - T_{e,out}) \quad (43)$$

2) *Équations Constitutives :*

$$Q_e = U_e A_e \Delta T_{LMe} \quad (44)$$

$$(21) \quad \Delta T_{LMe} = \frac{(T_{e,in} - T_e) - (T_{e,out} - T_e)}{\ln \frac{(T_{e,in} - T_e)}{(T_{e,out} - T_e)}} \quad (45)$$

(23) L'équation générale du bilan énergétique de l'ensemble du cycle d'absorption est donnée par :

$$(24) \quad Q_e + Q_g + Q_a + Q_c + W_p = 0 \quad (46)$$

Le COP du système :

$$\text{COP} = \frac{Q_e}{Q_g + W_p} \quad (47)$$

(25) Le modèle mathématique développé pour le système d'absorption est mis en œuvre dans Matlab. Pour chaque composant une fonction MATLAB est écrite, dans laquelle les équations mathématiques développées sont introduites.

(27) L'algorithme proposé pour la résolution du problème est le suivant :

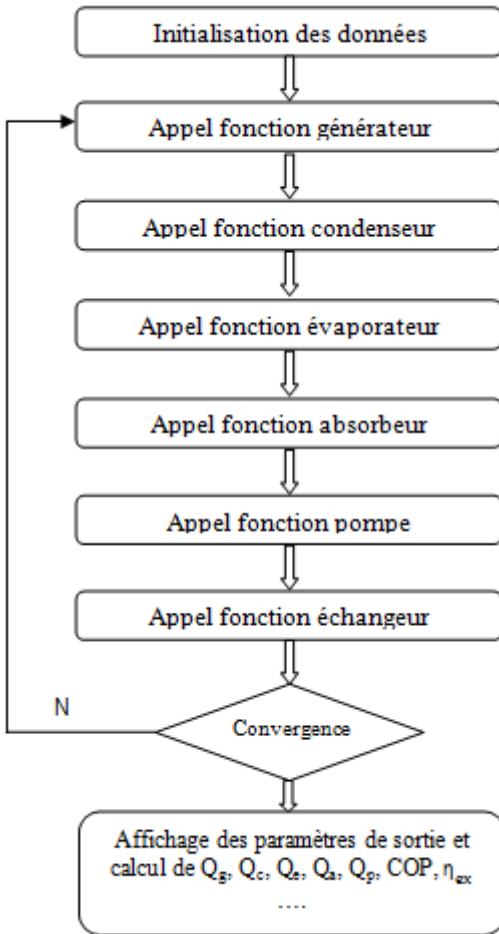


Figure 2. Schéma du programme de simulation.

IV. RESULTATS ET DISCUSSIONS:

Sur la base de l'exigence de refroidissement (211 kW) en régime (7°C /12°C) les valeurs d'entrée et de paramètres conçus pour le système d'absorption sont donnés dans le tableau 1 :

TABLE I

LES VALEURS D'ENTREE POUR LE SYSTEME D'ABSORPTION SIMULE

Entrée	Unité	Valeur
m_g	Kg/s	14.1
$T_{g, in}$	°C	85
m_c	Kg/s	20.1
$T_{c, in}$	°C	30
m_e	Kg/s	10.08
$T_{e, in}$	°C	12
m_p	Kg/s	0.48
UA_g	kW/K	24.3
UA_a	kW/K	98.28
UA_c	kW/K	17
UA_e	kW/K	53.17
Rendement de la pompe	%	60
Efficacité de l'échangeur		0.85

Les résultats ont été validés par les résultats de la littérature, comme montre le tableau 2, et un bon accord a été observé.

TABLE II

RESULTATS ET COMPARAISON AVEC LES RESULTATS DE LA LITTERATURE DE (KHALID A. JOUDI ET ALI H. LAFTA [10])

	Résultats de simulation	Résultats de simulation de Khalid A. Joudi et Ali H. Lafta [10]
$T_{g, out}(°C)$	79.97	80
$T_{c, out}(°C)$	36	36
$T_{e, out}(°C)$	7	8
Q_g (kW)	296.39	296.3
Q_c (kW)	218.51	221.7
Q_a (kW)	285	285
Q_e (kW)	211.89	211.1
W_p (kW)	$4.8 \cdot 10^{-4}$	-
COP	0.714	0.71

A. Rendement thermodynamique ou Exergétique:

Comme il a été déjà dit que le COP de ce type des systèmes soit plus faible que celui des systèmes à compression mécanique, 0.714 dans notre cas. Cette notion de COP n'est pas suffisante car une telle définition du COP pose un problème de cohérence puisque chaleur et travail mécanique sont comptés de la même manière au dénominateur, donc de telles comparaisons doivent être effectuées sur le rendement exergétique. Le rendement exergétique est un critère d'évaluation appréciable des procédés énergétiques, par définition, le rendement exergétique quantifie la qualité thermodynamique du système et s'exprime comme suite [11] :

$$\eta_{ex} = \frac{\text{Exergie utile}}{\text{Exergie dépensée}} = \frac{Q_e \left(\frac{T_0}{T_{SE}} - 1 \right)}{Q_g \left(1 - \frac{T_0}{T_{SG}} \right) + W_p} \quad (48)$$

Dans notre cas étudié le travail de la pompe (W_p) est négligeable, $4.8 \cdot 10^{-4}$ kW, l'installation peut alors être considérée comme une machine tritherme ($W = 0$) et que le rendement exergétique peut être évalué par :

$$\eta_{ex} = \frac{Q_e \left(\frac{T_0}{T_{SE}} - 1 \right)}{Q_g \left(1 - \frac{T_0}{T_{SG}} \right)} = \frac{\text{COP}}{\text{COP}_{C^{3T}}} \quad (49)$$

Avec le COP d'une machine de Carnot tritherme $\text{COP}_{C^{3T}}$:

$$\text{COP}_{C^{3T}} = \left(\frac{1 - \frac{T_0}{T_{SG}}}{\frac{T_0}{T_{SE}} - 1} \right) \quad (50)$$

Notre étude conduite à un $\text{COP}_{C^{3T}} = 1.311$ $\eta_{ex} = 0.544$

A partir de ces données de référence, notre formulation permet d'analyser l'influence de différents paramètres sur l'efficacité du système et sur la performance de chaque

composant constituant ce dernier. Pour étudier l'influence d'un paramètre, nous le faisons varier à partir d'un état de référence et nous maintenons les autres paramètres constants. Les résultats sont présentés sur les figures suivantes :

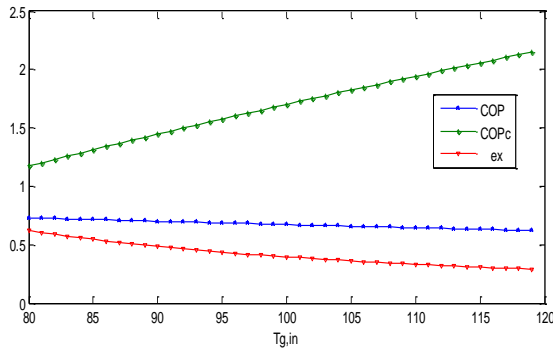


Figure 3. Variation des coefficients de performance et de rendement exergetique en fonction de la température d'entrée d'eau chaude du générateur.

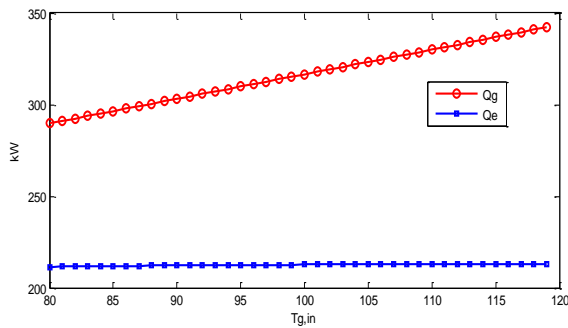


Figure 4. Variation des Puissances Q_g et Q_e en fonction de la température d'entrée d'eau chaude du générateur.

Les résultats illustrés dans la figure 3 et la Figure 4 montrent l'effet de la température d'entrée d'eau chaude ($T_{g,in}$) sur Q_g , le COP, le COP_c^{3T} et le η_{ex} , en effet l'augmentation de cette température fait augmenter la puissance récupérée par le générateur (Q_g) en gardant la puissance récupérée par l'évaporateur (Q_e) constante ceci engendre une augmentation significative du COP_c^{3T} et inversement pour le COP et le rendement exergetique (η_{ex}) du système étudié, ce qui prouve que ces derniers restent encore faible en comparaison des valeur obtenue en compression de vapeur.

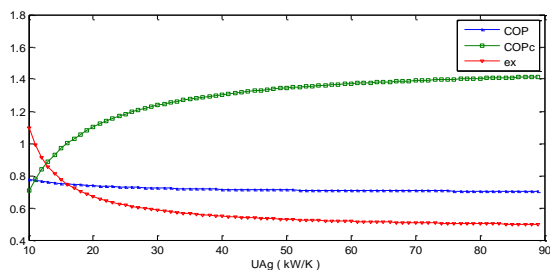


Figure 5. Variation des coefficients de performance et de rendement exergetique en fonction du coefficient d'échange global du générateur.

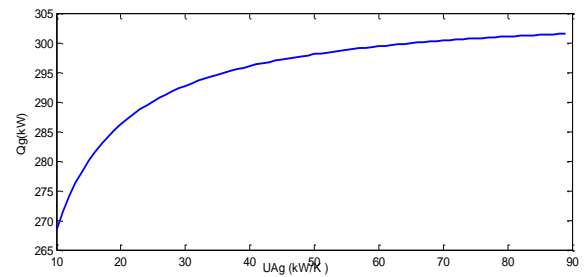


Figure 6. Variation de la puissance Q_g en fonction du coefficient d'échange global du générateur.

La figure 5 et la Figure 6 montrent aussi l'influence remarquable au niveau de la variation de ces derniers paramètres en fonction du coefficient d'échange global du générateur (UA_g) ce qui fait que ce facteur joue un rôle important pour l'amélioration de la qualité énergétique des systèmes d'absorption en optimisant la conception de cet échangeur.

V. CONCLUSION:

L'étude de la machine frigorifique à absorption, objet de la présente étude nécessite la connaissance d'un nombre important de paramètres, ayant une influence directe sur son fonctionnement. Tous ces paramètres jouent un rôle important dans l'optimisation de la machine. Les résultats obtenus mettent en évidence l'influence des différents paramètres sur la performance du système. Il apparaît clairement que le coefficient de performance n'est pas un critère suffisant à lui seul pour le choix optimal de la machine, de telles études peuvent être effectuées avec d'autres paramètres essentiels ayant une grande influence sur la performance du système, tels que: le rendement exergetique et les coefficients d'échange global des échangeurs du système.

REFERENCES

- [1] D. Clodic, Zéro fuite : limitation des émissions de fluides, 203 pages, Editeur : Pyc Livres (1997) ISBN-13: 978-2911008122
- [2] Merlin E. Fluides frigorigènes: La réglementation se renforce. La lettre de l'ADEME, N.82 2002; Février Mars
- [3] Marci RA, Gutraj JM, Zawacki TS. Absorption fluid data survey: final report on worldwide data, ORLN/sub/8447989/3, Inst. Gas Tech., 1988.
- [4] Asdrubali, F., Grignaffini, S., 2005. Experimental evaluation of the performances of a H₂O-LiBr absorption refrigerator under different service conditions. International Journal of Refrigeration 28, 489-497.
- [5] Bahador Bakhtiari, Louis Fradette, Robert Legros, Jean Paris, 2011. A model for analysis and design of H₂O-LiBr absorption heat pumps. Energy Conversion and Management 52 (2011) 1439-1448
- [6] Boonrit Prasartkaew, 2014, Performance Test of a Small Size LiBr-H₂O Absorption Chiller. Energy Procedia 56 (2014) 487 - 497
- [7] Wojciech Stanek, Wieslaw Gazda, 2014. Exergo-ecological evaluation of adsorption chiller system. Energy xxx (2014) 1-7
- [8] Park YM, Sonntag RE. Thermodynamic properties of ammonia-water mixtures: a generalized equation-of-state approach. ASHRAE Trans 1990; 96:150-9.
- [9] ASHRAE, 2009. ASHRAE handbook: fundamentals. American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers.
- [10] Joudi, K.A., Lafta, A.H., 2001. Simulation of a simple absorption refrigeration system. Energy Conversion and Management 42, 1575-1605.

- [11] M. Izquierdo, M. Venegas, N. Garcia, E. Palacios, Exergetic analysis of a double stage LiBr-H₂O thermal compressor cooled by air/water and driven by low grade heat. Energy Conversion and Management, Volume 46, 2005, Pages 1029-1042.

NOMENCLATURE

COP	coefficient de performance
CP	Specific heat capacity at constant pressure ,kJ/kg. K
h	Enthalpie spécifique massique, kJ/kg
P	Pression (K.pa)
Q	Flux thermique, kW
T	Temperature, oC
U	Coefficient global de transfert de chaleur, kW/m ² .K
A	Surface, m ²
m	Débit massique, kg/s
X	Concentration en LiBr dans la solution, %

Indices et exposants

1, 2 ...	points
a	Absorbeur
c	Condenseur
e	Evaporateur
g	Générateur
in	Entrée
l	Liquide
out	Sortie
p	Pompe
v	Vapeur

Symboles grecque

ΔT_{lm}	Moyenne Logarithmique de la Différence de Température, K
ε	Efficacité de l'échangeur
η	Rendement de la pompe
ρ	Densité, kg/m ³