



PERFORMANCES DES MÉLANGES LiBr-H₂O, LiCl-CaCl₂-H₂O ET LiCl-MgCl₂-H₂O EN POMPE À CHALEUR ET EN RÉFRIGÉRATION

B. Chaouachi^{*}, S. Gabsi, A. Ben Brahim

Ecole Nationale d'Ingénieurs de Gabès, Rue Omar Ibn El Khattab, 6029 Gabès, Tunisie

(Reçu le 3 Février 2005, accepté le 12 Juillet 2006)

RÉSUMÉ : Les cycles à absorption mettent en jeu au moins deux fluides: un solvant et un soluté. Bien que d'autres couples soient étudiés, les seuls qui soient utilisés en pratique pour la quasi-totalité des applications sont les deux couples LiBr-H₂O et NH₃-H₂O. Ces mélanges présentent quelques inconvénients tels que les niveaux de pression, la corrosion, la toxicité, le prix élevé, le risque de cristallisation pour le cas du binaire LiBr-H₂O. L'objectif de ce travail est d'analyser les deux mélanges LiCl-MgCl₂-H₂O et LiCl-CaCl₂-H₂O. Il s'agit d'étudier l'effet des divers variables opératoires sur le coefficient de performance, la puissance dégagée, la dépense d'énergie et la densité de stockage en mode de fonctionnement en pompe à chaleur et en réfrigération. Les résultats obtenus montrent que le mélange LiCl-MgCl₂-H₂O présente des caractéristiques intéressantes telles qu'un coefficient de performance qui peut atteindre 1,95 en pompe à chaleur et 0,9 en réfrigération, un effet de pompe à chaleur qui peut dépasser de 100 % celui du LiBr-H₂O et un prix de revient plus bas que ce dernier. Quant à la densité de stockage, qui traduit le volume efficace de la machine, est favorable au mélange conventionnel LiBr-H₂O en pompe à chaleur et au mélange LiCl-MgCl₂-H₂O en réfrigération ce qui nécessite une étude technico-économique pour décider de la possibilité de remplacement du système LiBr-eau par l'un des deux autres systèmes le moins coûteux.

Mots-clés : absorption, pompe à chaleur, réfrigération, performances.

ABSTRACT : The operation of absorption cycles involves at least two fluids: a solvent and a solution. Although other couples are studied, the only ones that are used in practice for almost all the applications are LiBr-H₂O and NH₃-H₂O couples. These mixtures present some disadvantages such as pressure levels, corrosion, toxicity, high cost, as well as risk of crystallization for LiBr-H₂O. The objective of this work is to analyze LiCl-MgCl₂-H₂O and LiCl-CaCl₂-H₂O mixtures. It consists of studying the effect of the various operating variables on the performance coefficient, the released power, the energy expenditure and the storage density both in heat pump and refrigeration modes. The obtained results show that LiCl-MgCl₂-H₂O presents interesting characteristics such as a coefficient of performance which can reach 1.95 in heat pump and 0.9 in refrigeration, a heat pump effect which can exceed by 100 % the LiBr-H₂O one and a lower cost than this last. As for the storage density that translates the effective volume of the machine is favourable to the conventional mixture LiBr-H₂O in heat pump and to LiCl-MgCl₂-H₂O mixture in refrigeration. Hence a technico-economic study is required in order to replace the LiBr-water system by one of the other two less expensive mixtures.

Key words : absorption, heat pump, refrigeration, performance.

I-INTRODUCTION

Au cours de ces dernières années, les systèmes à absorption sont devenus disponibles commercialement avec un prix relativement élevé, et c'est dès 1987, lors des accords de Montréal engageant la communauté internationale à limiter les émissions des fluides frigorigènes nuisibles pour l'environnement, qu'on a commencé peu à peu à investir effectivement, dans l'utilisation des machines à absorption surtout dans le domaine de climatisation [1]. Plusieurs travaux de recherche ont été effectués afin d'améliorer les performances de ces machines que ce soit par développement de la technologie utilisée ou par la recherche de nouveaux mélanges absorbant-frigorigène [2-8].

^{*} correspondant, e-mail : Bechir.Chaouachi@enig.rnu.tn



Des machines à absorption de grande et moyenne capacités sont utilisées dans le domaine de la climatisation, industrielle, des grandes habitations, etc..., nécessitent un appoint d'eau pour les tours de refroidissement de l'eau chaude en provenance des condenseurs et des absorbeurs [9-11]. Des systèmes à simple et à double effet sont commercialisés alors que les triples effets sont testés à l'échelle de laboratoires. Les machines à simple effet demandent une température de générateur variant entre 80 et 150 °C et présentent un COP pouvant atteindre 0,75, alors que celles à double effet ont une température de générateur comprise entre 155 et 205 °C et un COP variant de 0,90 à 1,20. Les machines à triple effet présentent un COP supérieur aux deux autres mais nécessitent une température de générateur de l'ordre de 200 °C ce qui augmente le risque de corrosion et le coût d'installations [12].

Dans le but de développer la climatisation par les systèmes à absorption, plusieurs firmes japonaises, chinoises et coréennes ont fabriqué des machines frigorifiques à absorption fonctionnant au gaz et utilisant le couple LiBr-eau [9,10]. Le problème majeur que rencontre le développement de ces machines est la surface d'échange importante des échangeurs de chaleur pour évacuer la chaleur à l'air ambiant d'une part et d'autre part, la dissipation de cette chaleur nécessite des températures et des concentrations élevées aux niveaux des condenseurs et des absorbeurs ce qui augmente le risque de cristallisation. Cette surface entraîne une augmentation du coût et du volume des installations.

Pour améliorer les performances de ces machines, il faut, d'une part, développer des nouvelles technologies des équipements et surtout celle de l'absorbeur qui doit répondre à la fois à une bonne absorption et une production de froid élevée, d'autre part surmonter le problème de disponibilité des mélanges salins présentant une grande marge de solubilité. Dans les applications industrielles et commerciales, seuls les couples LiBr-H₂O et NH₃-H₂O sont largement utilisés [13-18]. Cependant ces couples présentent un certain nombre d'inconvénients comme la basse et la haute pression, la toxicité, la corrosion et le risque de cristallisation pour le LiBr-H₂O. Pour améliorer la solubilité des solutions LiBr-H₂O, on ajoute d'autres sels en formant des mélanges ternaires, quaternaires, etc... Le choix du mélange doit être le plus simple possible afin d'acquérir facilement ses propriétés physico-chimiques. Quant au choix du sel ajouté, il dépend non seulement de l'augmentation de la solubilité du mélange salin mais aussi d'autres critères tels que la tension de vapeur, la viscosité, la corrosivité, la stabilité thermique et chimique, le coût économique, etc... Parmi les mélanges proposés récemment, on trouve l'eau-(LiBr + LiCl + LiI + LiNO₃) à cause de leurs excellentes propriétés thermo-physiques. La présence du chlorure de lithium diminue la tension de vapeur, de l'iodure de lithium augmente la solubilité et du nitrate de lithium augmente aussi la solubilité et réduit la corrosion [9].

D'après ces études, il apparaît que les mélanges ternaires offrent plus de possibilités et peuvent conduire à des performances intéressantes. Il s'est avéré par ailleurs que les sels de lithium présentent un intérêt certain et que l'eau constitue un bon calorigène et/ou frigorigène [18-19].

Nous avons opté pour les systèmes ternaires en choisissant les mélanges LiCl-CaCl₂-H₂O et LiCl-MgCl₂-H₂O pour étude. Le remplacement du LiBr par (LiCl/CaCl₂) ou (LiCl/MgCl₂) permet d'augmenter la solubilité, de diminuer la tension de vapeur et le coût des solutions à préparer pour les utiliser dans le cycle à absorption pour une gamme de concentrations donnée.

Contrairement aux autres types de pompes à chaleur, les machines à absorption requièrent, pour fonctionner, de l'énergie calorifique [19-30]. Ce sont des systèmes trithermes (figure 1) car ils nécessitent trois sources de chaleur :

- une source froide à la température t_E ,
- une source à température intermédiaire t_A et / ou t_C ,
- une source à haute température t_G .

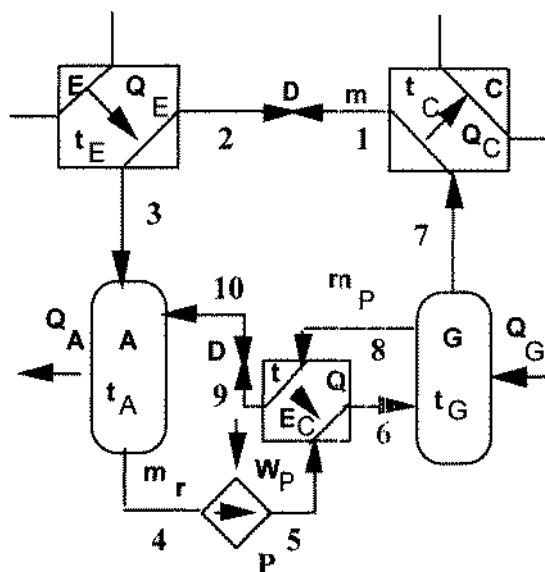


Figure 1 : Cycle à absorption.

Ces cycles sont généralement composés des appareils suivants :

- un absorbeur (A),
- un évaporateur (E),
- un condenseur (C),
- un générateur de vapeur et de solution pauvre (G),
- un échangeur thermique solution riche-solution pauvre (EC),
- deux vannes de détente (D),
- une pompe de circulation de solution (P).

Le principe de fonctionnement de ces cycles est basé sur l'affinité des mélanges calorigène ou frigorigène-absorbant utilisés. Le générateur peut être constitué par une simple chaudière lorsque les volatilités des constituants des mélanges utilisés sont différentes alors que dans le cas où les volatilités des constituants de la solution sont proches, le générateur sera constitué par une chaudière suivie d'une colonne de rectification.

En fonctionnement, le fluide frigorigène ou calorigène liquide issu du condenseur (C) est détendu à travers une vanne (D) de manière isenthalpe. Cette détente a pour effet la vaporisation partielle du liquide et son refroidissement. Le liquide restant est vaporisé au niveau de l'évaporateur en absorbant une puissance calorifique Q_E à la température t_E . La vapeur ainsi produite est absorbée au niveau de l'absorbeur (A) par une solution pauvre en provenance du générateur à la température t_A et en dégageant une puissance calorifique Q_A . La solution riche obtenue à la sortie de l'absorbeur (A) est refoulée de la basse pression, (zone évaporateur-absorbeur), à la haute pression, (zone générateur-condenseur), au moyen d'une pompe de circulation (P). Elle est ensuite réchauffée par la solution pauvre au niveau de l'échangeur thermique (EC). L'opération de chauffage continue au niveau du générateur (G) où la solution riche absorbe une puissance calorifique Q_G à la température t_G . La solution pauvre obtenue est refoulée après détente jusqu'à l'absorbeur alors que la vapeur générée est condensée au niveau du condenseur (C) à la température t_C en dégageant une puissance calorifique Q_C avant de passer de nouveau à l'évaporateur. Les puissances échangées dépendent des propriétés des mélanges calorigène ou frigorigène-absorbant utilisés.

II- EVALUATIONS DES PUISSANCES ECHANGÉES AU NIVEAU DE CHAQUE APPAREIL DU CYCLE

La détermination des différentes puissances échangées au niveau de chaque appareil du



système est assurée au moyen des bilans de matière et d'énergie effectués sur les différentes parties du cycle (fig.1).

II-1- Bilans de matière

Les deux bilans, global et partiel, effectués sur l'absorbeur donnent :

- Bilan global

$$m_r = m_p + m \quad (1)$$

-Bilan partiel sur les sels

$$m_p x_p = m_r x_r \quad (2)$$

D'où

$$m_p (x_p - x_r) = m x_r \quad (3)$$

Enfin

$$m_p = m x_r / (x_p - x_r) \quad (4)$$

II-2- Bilans d'énergie

Des bilans effectués successivement sur l'évaporateur, l'absorbeur, le condenseur, l'ensemble générateur - échangeur et la pompe donnent :

-Evaporateur (courant 1-3) :

$$Q_E = m (H_3 - H_1) \quad (6)$$

-Absorbeur (courant 3-4-10) :

$$Q_A = (m_p + m) H_4 - m_p H_{10} - m H_3 \quad (7)$$

-Condenseur (courant 1-7) :

$$Q_C = m (H_1 - H_7) \quad (8)$$

-Générateur-Echangeur (courant 4-7-10) :

$$Q_G = m H_7 + m_p H_{10} - (m_p + m) H_4 - W_p \quad (9)$$

-Pompe (courant 4-5) :

$$W_p = (m_p + m) (H_5 - H_4) \quad (10)$$

Ou encore

$$W_p = (m_r / p_r) (P_5 - P_4) \quad (11)$$

En utilisant ces puissances, on pourra déterminer les performances des systèmes utilisés.

III- CRITERES DE PERFORMANCE

III-1- Définitions

Les différentes définitions des critères, généralement utilisés pour caractériser les performances des machines à absorption fonctionnant en pompe à chaleur ou en réfrigération [19], sont rassemblées dans le tableau I.

La dégradation, la puissance, le gain et la dépense d'énergie décrivent les performances énergétiques des mélanges étudiés alors que les densités massique et volumique nous renseignent sur les volumes des appareils du cycle et par suite sur l'encombrement des installations et leur coût ainsi que sur les quantités des solutions utilisées. Malgré que le gain d'énergie (COP) est le rapport de la puissance et la dépense d'énergie, il ne nous renseigne pas exactement sur la capacité du système ni sur la dépense d'énergie mais il décrit globalement ces performances. Ceci, nous amène à dire que le choix d'un critère plutôt qu'un autre pour la comparaison dépend de l'objectif à atteindre et avec quelle précision.

Tableau I: Critères de performance.

	Pompe à chaleur	Réfrigération
Effet de pompe à chaleur	$\Delta T = T_A - T_E$	

Dégradation d'énergie	TG - TC	TG - TC
Puissance	$P_C = -(Q_A + Q_C)$	$P_F = Q_E$
Gain	$COP_C = -\frac{Q_A + Q_C}{W_P + Q_G}$	$COP_F = \frac{Q_E}{W_P + Q_G}$
Dépense d'énergie	$Wt_C = W_P + Q_G$	$Wt_F = W_P + Q_G$
Densité massique en kJ/kg de solution pauvre	$Dm_C = -\frac{Q_A + Q_C}{m_p}$	$Dm_F = \frac{Q_E}{m_p}$
Densité volumique en kJ/m ³ de solution pauvre	$Dv_C = -\frac{Q_A + Q_C}{m_p} \rho_p$	$Dv_F = \frac{Q_E}{m_p} \rho_p$
Densité de stockage en kJ/m ³ de solution	$Ds_C = -\frac{Q_A + Q_C}{V_p + V_r}$	$Ds_F = \frac{Q_E}{V_p + V_r}$

III-2- Expressions

A partir de définitions, des bilans de matière et d'énergie et en se référant à la figure 1, on peut développer les différentes expressions des critères de performances.

III-3- Effet de pompe à chaleur

Dans le cycle à absorption, parmi les critères de performances les plus importants, on trouve l'effet de pompe à chaleur. Celui-ci se trouve à deux niveaux :

*Premièrement, entre l'évaporateur auquel on fournit Q_E à la température T_E et l'absorbeur qui restitue Q_A à la température T_A . A partir de considérations simples sur les équilibres liquide-vapeur, on peut définir les conditions pour qu'il y ait effet de pompe à chaleur, soit :

$$-T_A > T_E$$

En supposant que :

-la pression totale à l'évaporateur et à l'absorbeur est la même;

-la pression partielle du frigorigène à l'évaporateur est égale à la pression totale, c'est à dire que celui-ci est pur, on peut écrire :

$$P_E = P^{\circ}E \quad (12)$$

En négligeant les pertes de charge entre l'évaporateur et l'absorbeur, on aura :

$$P_E = P_A = P^{\circ}A X_A \quad \text{Solution idéale} \quad (13)$$

$$P_E = P^{\circ}A Y_A X_A \quad \text{Solution réelle} \quad (14)$$

En utilisant la loi de CLAPEYRON:

$$\ln(P^{\circ}) = -L_V / RT + B \quad (15)$$

et en supposant que L_V est indépendante de la température dans le domaine (T_E, T_A) , on peut écrire:

$$(L_V / R) (1/T_A - 1/T_E) = \ln(X_A) \quad \text{Solution idéale} \quad (16)$$



$$(L_v / R) (1/T_A - 1/T_E) = \ln (\gamma_A X_A) \quad \text{Solution réelle} \quad (17)$$

L'effet de pompe à chaleur, caractérisé par la différence de température ($T_A - T_E$), est d'autant plus important que L_v , X_A ou $\gamma_A X_A$ sont faibles. Cet effet de pompe à chaleur n'a pas d'importance en réfrigération bien que la température T_A ait une incidence sur le coût de l'absorbeur.

*Deuxièmement, par comparaison avec la pompe à chaleur à compression, on peut considérer un second effet de pompe à chaleur se situant entre l'évaporateur (vaporisation à T_E et basse pression) et le condenseur qui restitue la chaleur Q_C à T_C et haute pression d'où ($T_E < T_C$).

IV- SIMULATION DES CYCLES A ABSORPTION FONCTIONNANT EN POMPE À CHALEUR ET EN REFRIGERATION

Les corrélations des propriétés thermodynamiques nécessaires au calcul des performances, ont été établies par ailleurs pour les systèmes LiCl-CaCl₂-H₂O, LiBr-Eau [19-21] et LiCl-MgCl₂-H₂O [26]. Concernant le mélange ternaire LiCl-CaCl₂-H₂O, le rapport massique des sels (LiCl / CaCl₂) est maintenu constant égal à 0,5 pour toutes les compositions globales en sels alors que pour le système LiCl-MgCl₂-H₂O, le rapport massique de ses sels (LiCl / MgCl₂) est maintenu égal à 0,40 pour toute l'étude. Ces rapports et compositions correspondent aux valeurs minimales de la tension de vapeur pour différentes températures et compositions globales en sels [30].

Les variables opératoires sélectionnées et retenues ainsi que leurs domaines de variations sont consignées dans le tableau II. Par ailleurs, il a été admis que $t_1 = t_C$ (pas de sous refroidissement du condensât), $t_3 = t_E$ (pas de surchauffe de la vapeur issue de l'évaporateur), $t_4 = t_A$ et $t_8 = t_G$.

Un programme de calcul des différents critères de performance en pompe à chaleur et en réfrigération a été élaboré. Les résultats obtenus ont été exploités sous forme de courbes.

Tableau II : Variables opératoires et leurs domaines de variations

Variables	Domaine de variation	
	Pompe à chaleur	Réfrigération
Températures (°C)		
t_G	[160-200]	[70-100]
t_C	[110-170]	[40-80]
t_E	[60-85]	[5-20]
Ecart de température (°C) ($t_1 - t_4$) = Δt_A	[5-20]	[5-20]
Différence de fraction massique en sel(s) $x_D - x_F = \Delta x$	[0,05 - 0,20]	[0,05 - 0,20]

IV-1- Performances en pompe à chaleur

IV-1-1- Effet de pompe à chaleur

Les élévations de température ($t_A - t_E$) relatives aux mélanges signalés au paragraphe IV sont reportées sur la figure 2 pour quatre températures à l'évaporateur t_E (60, 70, 75 et 80 °C) en fonction de la fraction massique en sel(s).

D'après ces figures, on constate que, pour les fractions massiques en sel(s) inférieures à 0,35, l'effet de pompe à chaleur pour le mélange ternaire LiCl-MgCl₂-H₂O est proche de celui du ternaire LiCl-CaCl₂-H₂O, pour les fractions massiques supérieures l'effet de pompe à chaleur du mélange ternaire LiCl-MgCl₂-H₂O est plus important que pour les autres mélanges. Cet effet de pompe à chaleur peut atteindre le double de celui du système LiBr-H₂O pour des compositions en

sels de l'ordre de 0,5 ce qui encourage son utilisation en pompe à chaleur.

D'autre part, l'effet de pompe à chaleur est d'autant plus important que l'activité du solvant est faible et par suite les solutions à déviation négative par rapport à la loi de RAOULT sont intéressantes. Pour faire une comparaison des résultats, nous avons calculé les activités à partir des données de la tension de vapeur à une température égale à 100°C. Sur la figure 3 nous avons représenté les variations de l'activité de l'eau en fonction de sa fraction molaire. D'après cette figure, nous remarquons que les trois systèmes présentent une large déviation négative par rapport à la loi de RAOULT et pour des fractions molaires en eau inférieures à 0,88, le système LiCl-MgCl₂-H₂O présente une déviation négative plus importante que celles des deux autres systèmes et par suite un effet de pompe à chaleur plus important.

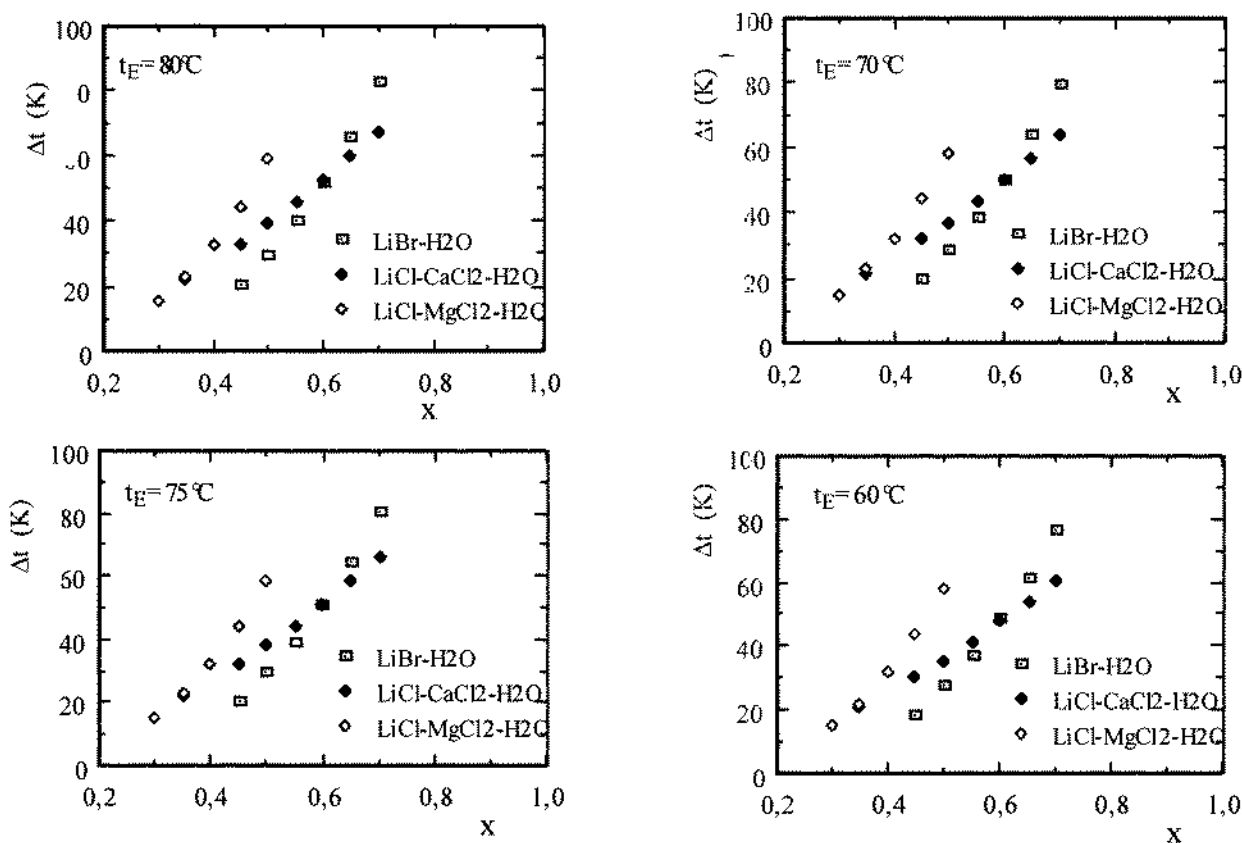


Figure 2 : Variation de l'effet de pompe à chaleur en fonction de la composition en sel(s).

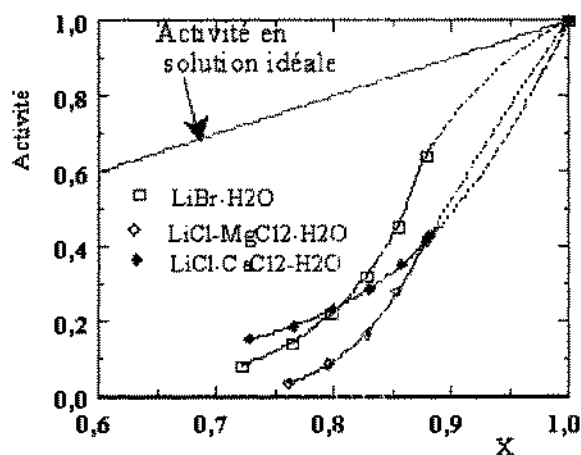


Figure 3 : Variation de l'activité de l'eau en fonction de sa fraction molaire.



IV-I-2- Variations des critères de performance

Les résultats obtenus, traduisant l'influence des températures t_E , t_G , $t_1 - t_4 = \Delta t_A$ ainsi que la différence de fractions massiques en sel(s) sous la forme $\Delta x = x_P - x_T$ sur les performances en pompe à chaleur définies au paragraphe IV, sont représentés sur les figures 4 à 8 pour un débit de calorigène m donné (dans notre cas $m = 1$ kg/s).

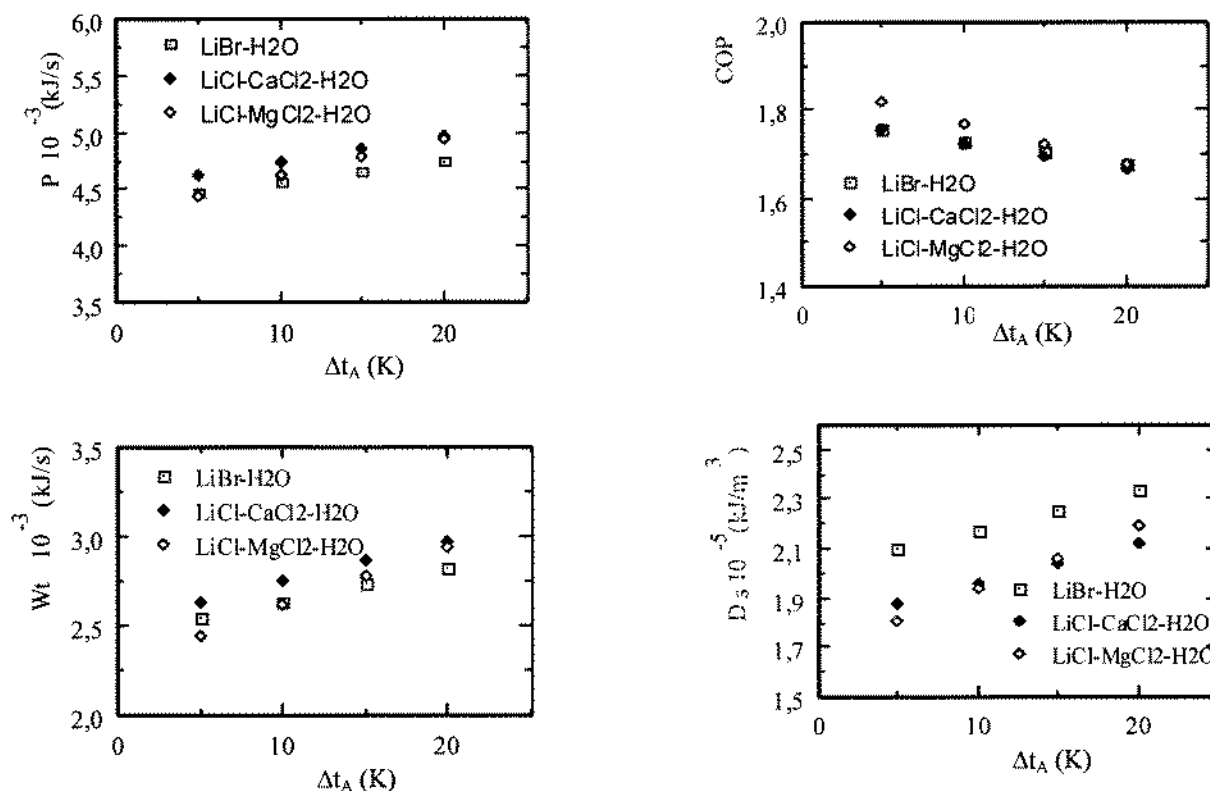


Figure 4 : Influence de Δt_A . ($t_G=200^\circ\text{C}$, $t_E=80^\circ\text{C}$, $\Delta x=0,05$, $t_C=124^\circ\text{C}$)

Sur la figure 4, nous avons représenté les variations de la puissance dégagée, du coefficient de performance, de la dépense d'énergie et de la densité de stockage en fonction de la différence des températures des solutions à l'entrée et à la sortie de l'absorbeur. D'après cette figure, on remarque que la puissance dégagée, la dépense d'énergie et la densité de stockage augmentent légèrement avec Δt_A , ceci peut être expliqué par le fait que lorsqu'on augmente Δt_A , en agissant sur la puissance de chauffe, on génère plus de vapeur d'eau d'où l'augmentation de Q_C et Q_A ceci conduit à une augmentation de la puissance dégagée et de la dépense d'énergie. Alors que le coefficient de performance diminue lorsque Δt_A augmente vu que l'élévation de Q_G dépasse celle de Q_C et Q_A . Par ailleurs, on peut remarquer le lien entre la puissance dégagée, la dépense d'énergie et le coefficient de performance ce qui nous amène à se contenter de représenter seulement les variations de ce dernier critère intensif et de la densité de stockage en fonction des différentes variables opératoires.

La figure 5 montre l'influence de la température de l'évaporateur sur le coefficient de performance et la densité de stockage des trois mélanges. On remarque que le COP de ces trois mélanges augmente avec t_E et que le système LiCl-MgCl₂-H₂O présente un COP qui peut dépasser ceux des deux autres mélanges de 5 % environ. La densité de stockage diminue lorsque t_E augmente et que le mélange LiBr-H₂O présente une densité supérieure à celles des deux autres systèmes et peut dépasser les 15 % de celle du ternaire LiCl-MgCl₂-H₂O.

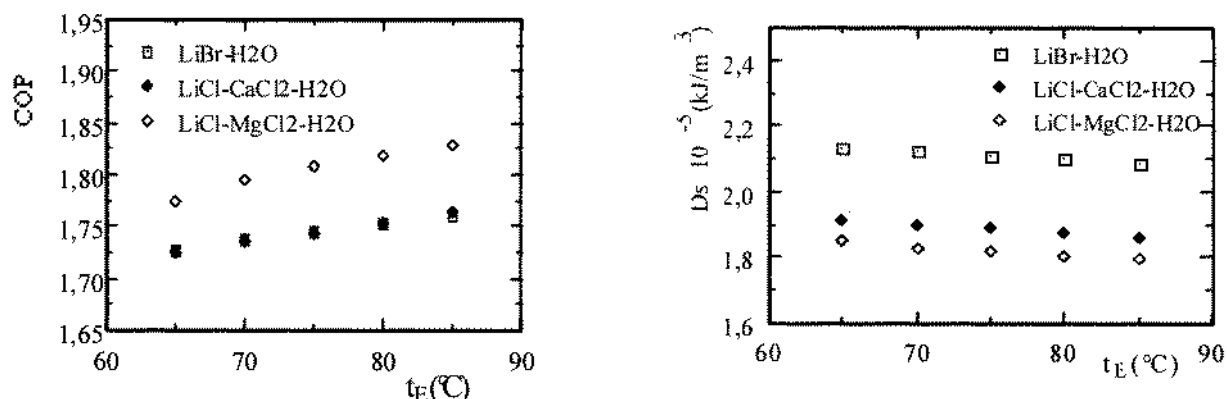


Figure 5 : Influence de t_E . ($t_G=200^\circ\text{C}$, $\Delta t_A=5^\circ\text{C}$, $\Delta x=0,05$, $t_C=124^\circ\text{C}$)

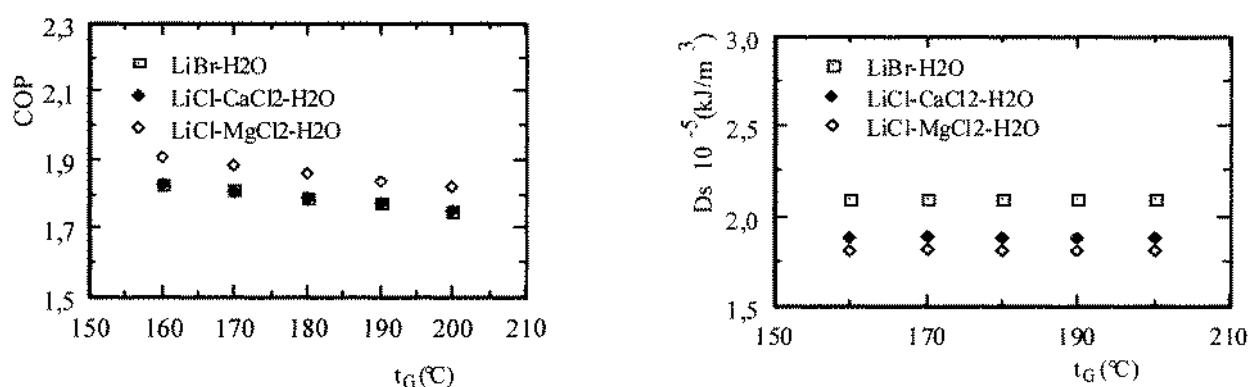


Figure 6 : Influence de t_G . ($\Delta t_A=5^\circ\text{C}$, $t_E=80^\circ\text{C}$, $\Delta x=0,05$, $t_C=124^\circ\text{C}$)

De la même manière, nous avons représenté sur la figure 6 les variations du coefficient de performance et de la densité de stockage en fonction de la température du générateur t_G . D'après cette figure, on remarque que lorsque t_G augmente les COP diminuent tout en gardant un écart positif en faveur du mélange LiCl-MgCl₂-H₂O, alors que la densité de stockage reste pratiquement constante et que celle du binaire LiBr-H₂O est supérieure à celles des deux autres systèmes.

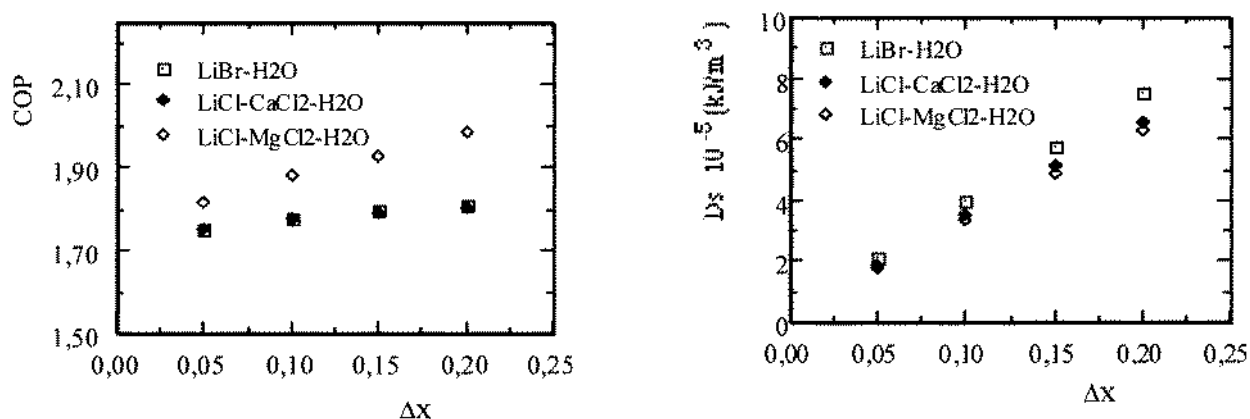


Figure 7 : Influence de Δx . ($t_G=200^\circ\text{C}$, $t_E=80^\circ\text{C}$, $\Delta t_A=5^\circ\text{C}$, $t_C=124^\circ\text{C}$)

D'après la figure 7, on remarque que le COP des trois mélanges augmente avec la différence des compositions en sels tout en soulignant un COP du mélange LiCl-MgCl₂-H₂O qui peut dépasser ceux des deux autres mélanges de 10 % environ. La densité de stockage augmente avec Δx avec une légère supériorité en faveur de celle du système LiBr-H₂O



La figure 8 montre, pour des températures inférieures à 155 °C, une légère diminution du COP en fonction de la température du condenseur et une augmentation de la densité de stockage en fonction de cette température. Ceci peut être expliqué par le fait que l'augmentation de t_c est due à l'augmentation de la quantité du fluide calorigène condensée suite à une augmentation du Q_G . On note, pour cette gamme de température, une nette supériorité du COP en faveur du ternaire LiCl-MgCl₂-H₂O et une nette supériorité de la densité de stockage pour le binaire LiBr-H₂O.

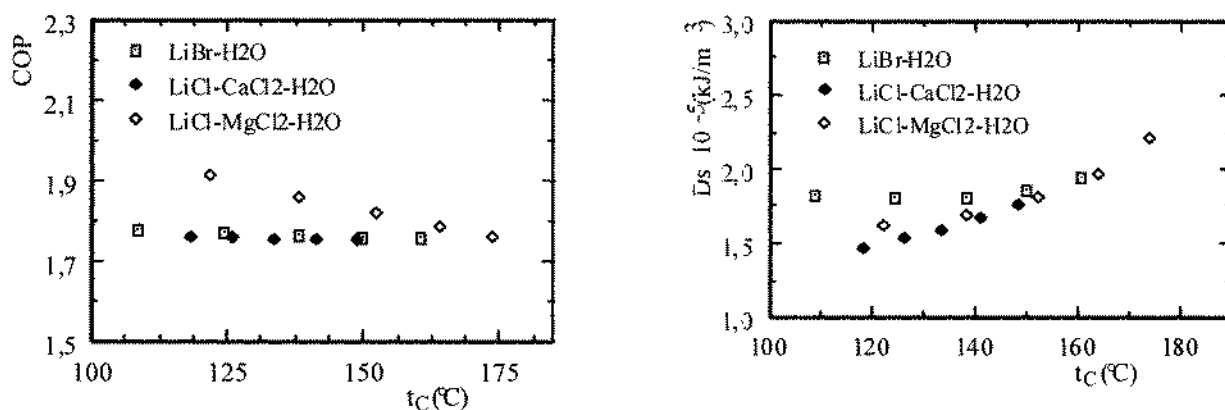
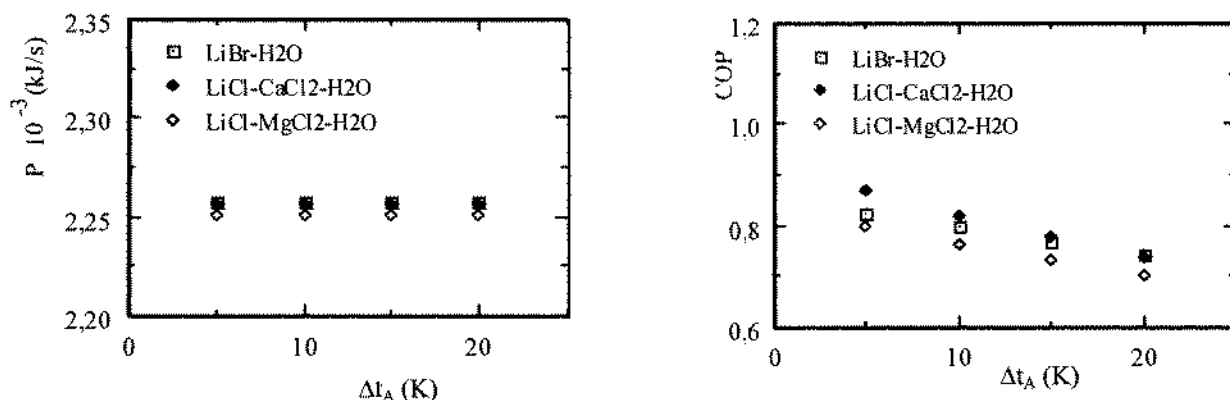


Figure 8 : Influence de t_c . ($t_G=200^\circ\text{C}$, $\Delta t_A=5^\circ\text{C}$, $\Delta x=0,05$, $t_E=80^\circ\text{C}$)

IV-2- Performances en réfrigération

De la même façon, les résultats de calcul obtenus concernant la variation des différents critères de performance, en mode de réfrigération, en fonction des variables opératoires définies dans le tableau I, ont été présentés sur les figures 9 à 13. Ces résultats montrent l'influence des différentes variables opératoires sur les critères de performance dans les conditions mentionnées précédemment.

Sur la figure 9, nous avons représenté les variations de la puissance dégagée, du coefficient de performance, de la dépense d'énergie et de la densité de stockage en fonction de la différence des températures des solutions à l'entrée et à la sortie de l'absorbeur. Nous remarquons que la puissance dégagée, la dépense d'énergie et la densité de stockage augmentent légèrement avec Δt_A . Ceci peut être expliqué par le fait que lorsqu'on augmente Δt_A , en agissant sur la puissance de chauffe, on génère plus de vapeur d'eau d'où l'augmentation de Q_C et Q_A ceci conduit à une augmentation de la puissance dégagée et de la dépense d'énergie. Alors que le coefficient de performance diminue lorsque Δt_A augmente vu que l'élévation de Q_G dépasse celle de Q_C et Q_A . Par ailleurs, on peut remarquer que les coefficients de performance des trois mélanges sont proches alors que le système LiCl-CaCl₂-H₂O présente une densité de stockage supérieure à celles des deux autres systèmes.



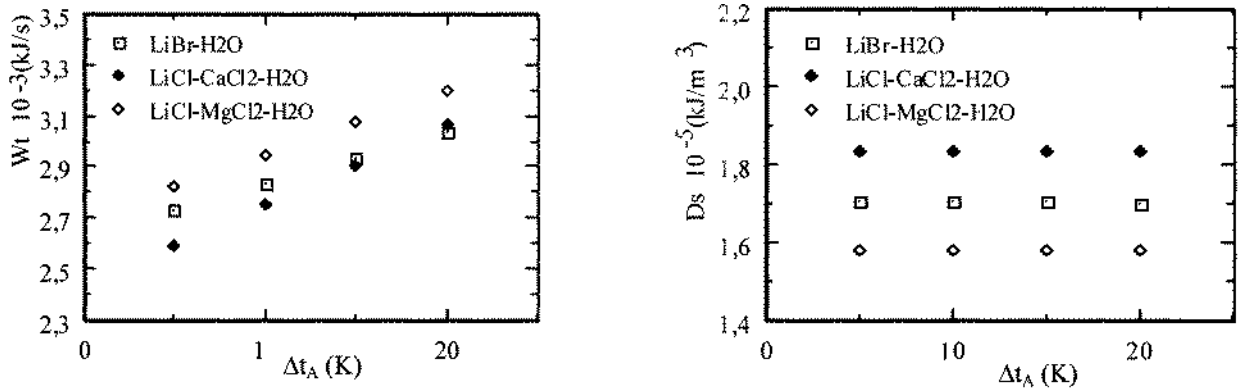


Figure 9 : Influence de Δt_A . ($t_G=100^\circ\text{C}$, $t_E=15^\circ\text{C}$, $\Delta x=0,05$, $t_C=62,4^\circ\text{C}$)

La figure 10 montre une augmentation du coefficient de performance et de la densité de stockage en fonction de la température de l'évaporateur. Le mélange LiCl-MgCl₂-H₂O présente un COP et une densité de stockage qui peuvent dépasser de 3 % et 7 % respectivement ceux du mélange le plus utilisé LiBr-eau.

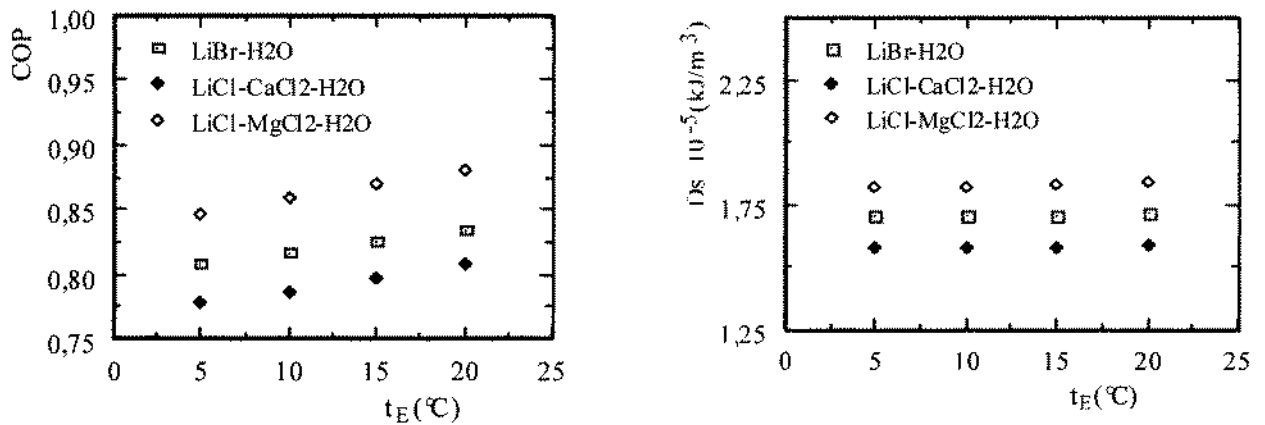


Figure 10 : Influence de t_E . ($t_G=100^\circ\text{C}$, $\Delta t_A=5^\circ\text{C}$, $\Delta x=0,05$, $t_C=62,4^\circ\text{C}$)

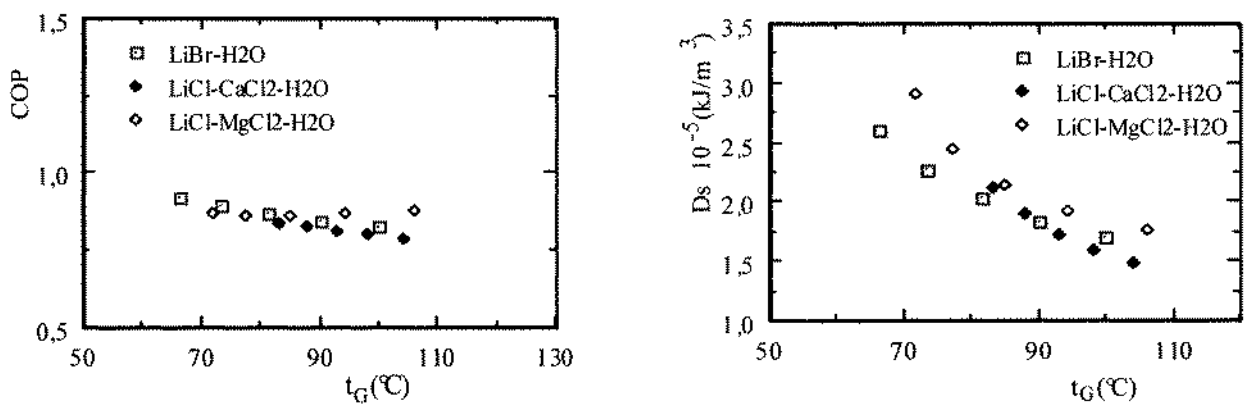


Figure 11 : Influence de t_G . ($\Delta t_A=5^\circ\text{C}$, $t_E=15^\circ\text{C}$, $\Delta x=0,05$, $t_C=62,4^\circ\text{C}$)

D'après la figure 11, on remarque que l'effet de T_G sur les variations du COP est faible alors qu'une élévation de cette température engendre une diminution de la densité de stockage tout en soulignant une légère supériorité du COP et de la densité de stockage du côté du système LiCl-MgCl₂-H₂O.



Les figures 12 et 13 montrent un coefficient de performance et une densité de stockage (D_s) du système LiCl-MgCl₂-H₂O plus élevés que ceux des deux autres systèmes ce qui conduit, pour une puissance donnée à un volume d'appareillage plus faible.

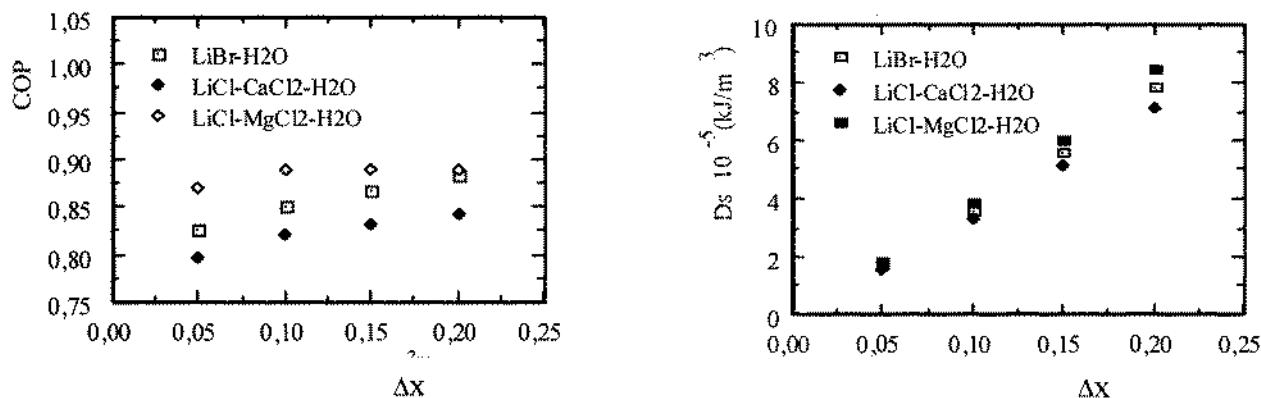


Figure 12 : Influence de Δx . ($t_G=100^\circ\text{C}$, $t_E=15^\circ\text{C}$, $\Delta t_A=5^\circ\text{C}$, $t_C=62,4^\circ\text{C}$)

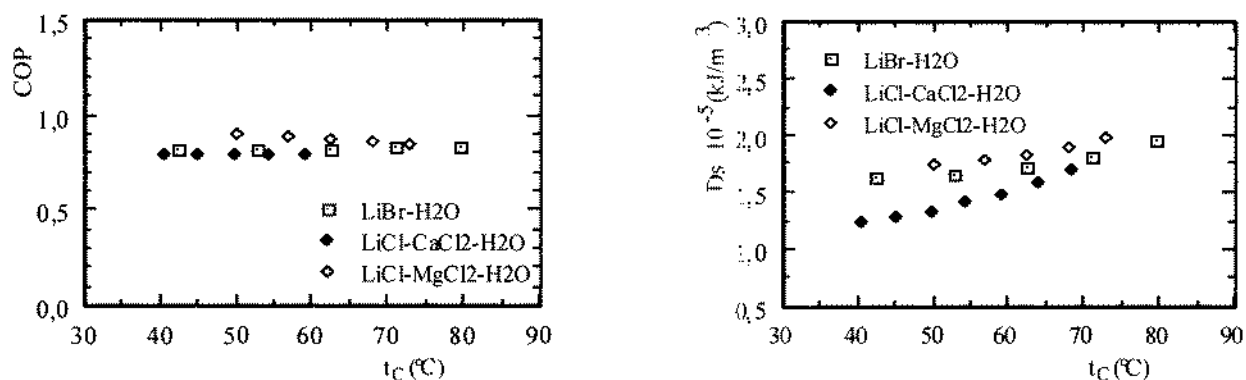


Figure 13 : Influence de t_C . ($t_G=100^\circ\text{C}$, $\Delta t_A=5^\circ\text{C}$, $\Delta x=0,05$, $t_E=15^\circ\text{C}$)

V-CONCLUSION

A partir des données thermodynamiques des systèmes LiCl-MgCl₂-H₂O, LiCl-CaCl₂-H₂O et LiBr-H₂O qui sont disponibles dans la littérature, nous avons élaboré un programme de calcul afin de simuler l'effet des variables opératoires sur les différents critères de performances des trois systèmes et de faire une comparaison de ces performances. On remarque que le système LiCl-MgCl₂-H₂O présente un coefficient de performance supérieur à ceux des deux autres systèmes et une densité de stockage (D_s) inférieure que celles de ces deux derniers pour le cas de fonctionnement en mode de pompe à chaleur. Pour le cas de fonctionnement en réfrigération, le ternaire LiCl-MgCl₂-H₂O présente un coefficient de performance et une densité de stockage supérieurs à ceux des deux autres systèmes. Le choix du système LiCl-MgCl₂-H₂O nécessite une étude technico-économique surtout pour le fonctionnement en mode de pompe à chaleur.

NOMENCLATURE

COP: Coefficient de performance

C_p : Chaleur spécifique

D_m : Densité de stockage massique

(-)

(kJ/kgK)

(kJ/kg)



D_s : Densité de stockage	(kJ/m ³)
D_v : Densité de stockage volumique	(kJ/m ³)
H : Enthalpie massique	(kJ/kg)
L_v : Chaleur latente de vaporisation	(kJ/kg)
m : Débit massique	(kg/s)
P : Pression	(N/m ²)
P : Puissance calorifique	(kW)
P° : Pression	(N/m ²)
Q : Puissance calorifique	(kW)
t, T : Température	(K)
V : Débit volumique	(m ³ /s)
v : Volume massique	(m ³ /kg)
W : Puissance mécanique	(kW)
x : Fraction massique en sels	(-)
X : Fraction molaire en eau	(-)

LETTRES GRECQUES

ρ : Masse volumique	(kg/m ³)
γ : Coefficient d'activité	(-)
Δ : Différence	(-)

INDICES OU EXPOSANTS

A : Absorbeur
b : Basse
C : Condenseur ou pompe à chaleur
E : Evaporateur
F : Réfrigération
G : Générateur
h : Haute
l : Liquide
o : Fluide pur
p : Pauvre, pompe
r : Riche
t : Total
v : Vapeur

BIBLIOGRAPHIE

- [1] L. Schaefer, « *Single pressure absorption heat pump* ». PhD, Technological institute of Georgia-USA, 2000
- [2] R.J. Romero, W. Rivera, I. Pilatowsky, R. Best, *Solar energy Materials and solar cells*, 2001, 70, 301-308.
- [3] A. De Francisco, R. ILLanes, J.L. Torres, M. Castillo, M. De Blas, E. Prieto, A. Garcia, *Renewable Energy*, 2002, 25, 537-544.
- [4] Jung-In Yoon, Oh-Kyung Kwon, *Energy*, 1999, 24, 795-809.
- [5] M. Pons, F. Meuvier, G. Cacciola, R. E. Critoph, M. Groll, L. Puigjaner, B. Spinner, F. Ziegler, *International Journal of Refrigeration*, 1999, 22, 5-17.
- [6] M. Engler, G. Grossman, H. M. Hellmann, *International Journal of Refrigeration*, 1997, 20, 504-516.
- [7] Y. Kaita, *International Journal of Refrigeration*, 2001, 20, 374-350.
- [8] N. Velasquez, R. Best, *Applied Thermal Engineering*, 2002, 22, 1089-1103.



- [9] M. Bourouis, M. Vallès, M. Medrano, A. Coronas, *International Journal of Thermal Sciences*, **2005**, 44, 491-498.
- [10] G. A. Florides, S. A. Kalogirou, S. A. Tassou, L. C. Wrobel, *Energy Conversion and Management*, **2003**, 44, 2483-2508.
- [11] A. De Lucas, M. Donate, C. Mlero, J. Villasenor, *International Journal of Refrigeration*, **2004**, 27, 324-330.
- [12] G. A. Florides, S. A. Kalogirou, S. A. Tassou, L. C. Wrobel, *Solar Energy*, **2002**, 70, 43-51.
- [13] F. Ziegler, *International Journal of Refrigeration*, **2002**, 25, 450-459.
- [14] I. Pilatowsky, W. Rivera, J. R. Romero, *Applied Thermal Engineering*, **2004**, 24, 1103-1115.
- [15] J. R. Romero, L. Guillen, I. Pilatowsky, *Applied Thermal Engineering*, **2005**, 25, 867-876.
- [16] M. Izquierdo, M. Venegas, P. Rodriguez, A. Lecuona, *Solar Energy Materials & Solar Cells*, **2004**, 81, 205-216.
- [17] N. Ben Hafsia "Contribution à l'amélioration des performances d'un climatiseur résidentiel fonctionnant au gaz naturel". Mastère en Génie Chimique-Procédés, ENI-Gabès, **2005**.
- [18] R. Gicquel, *Diagrammes thermodynamiques. Mélanges utilisés en réfrigération*, BE 8 042, Techniques de l'Ingénieur, traité génie énergétique **2003**.
- [19] A. Ben Brahim. "Contribution à l'étude des cycles à absorption : Performances du mélange eau-chlorure de lithium-chlorure de calcium et d'un absorbeur composite pulvérisation-ruissellement". Thèse de Docteur Es-Sciences Physiques, I.N.P.Toulouse-France, **1988**.
- [20] H. Huor "Pompes à chaleur à absorption-Analyse du fonctionnement à charge partielle et à double effet. Etude de l'absorbeur ".Thèse de Docteur Ingénieur, I.N.P.Toulouse France, **1982**.
- [21] S. Gabsi. "Contribution à l'étude des pompes à chaleur à absorption. Analyse des performances d'une installation fonctionnant avec le système Eau-LiBr". Thèse de docteur de 3ème cycle, I.N.P.Toulouse France, **1981**.
- [22] R. Bugarel, J-C. Mora. "Pompes à chaleur à absorption". *Informations Chimie*, **1976**, p. 163-167.
- [23] A. Salazar. "Pompe à chaleur à absorption. Couple eau-bromure de lithium". Thèse de Docteur-Ingénieur, I.G.C., Toulouse-France, **1979**.
- [24] R. Perry, C. Chilton. "Absorption systems - refrigeration". Chemical engineer's Handbook, 5ème édit., McGRAW-HILL, **1973**, p. 42-49.
- [25] P.J. Rapin (1980) "Formulaire du Froid" *Technique et Vulgarisation*, Paris, **1980**.
- [26] B. Chaouachi, T. Khir, A. Ben Brahim, *J. Soc. Chim. Tunisie*, **1995**, III, p.555-564.
- [27] M. Duminil, F. Meunier. "La production de froid par l'énergie solaire". Cahier A.F.E.D.E.S., N° 5. Editions Européennes Thermique et Industrie, Paris, **1978**.
- [28] M. C. Indurski «Simple formulas for the parameters of water-vapor". *TEPLO-ENERGETICA*, **1975**, p. 92-102.
- [29] Ashrae. "Fundamentals Handbook". American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc. New York, **1977**, p. 16-82.
- [30] B. Chaouachi. "Contribution à l'étude des cycles à absorption : Performances du mélange eau-chlorure de lithium-chlorure de magnésium, d'un condenseur, d'un générateur solaire et d'un échangeur multitubulaire". Thèse de Docteur en Génie chimique, F.S.T. Tunis, **1996**.