

Amélioration de la performance d'un cycle frigorifique à absorption-diffusion NH₃-H₂O-H₂

Mohammed Makhlouf^{1*}, Sahraoui Kherris², Rachid Chadouli² et Ahmed Asnoun³

¹ Laboratoire de Géotechnique, Matériaux et Environnement, 'LGME'

² Laboratoire des Matériaux et des Systèmes Réactifs, LMSR'
Université Djillali Liabès, B.P. 89, Sidi Bel Abbès, Algérie

³ Laboratoire de Recherche des Technologies Industrielles, 'LRTI'
Université Ibn Khaldoun, B.P. 78, Tiaret, Algérie

(reçu le 10 Janvier 2009 – accepté le 21 Juin 2009)

Résumé - La recherche de nouvelles sources d'énergie sera probablement la préoccupation majeure de la prochaine génération d'ingénieurs et de chercheurs. Nous nous sommes intéressés dans cette étude, à développer un code de calcul permettant la détermination des paramètres énergétiques et voir l'impact de l'hydrogène sur l'industrie des machines frigorifiques à absorption, en particulier sur la non consommation d'électricité. Notre présente étude, a permis une nette amélioration du COP du CAD. Le gain obtenu entre notre étude et Zohar et al. est de 0.01038 (COP en fonction de la concentration de la solution riche et de la température de générateur), est de 0.00602 (COP en fonction de la température de générateur et la concentration de la solution pauvre).

Abstract - The search for new sources of energy will be probably the major concern of the next generation of engineers and researchers. We were interested in this study to develop a computer code allowing the determination of the energy parameters and to see the impact of hydrogen on the industry of the refrigerating machines with absorption, in particular on the not consummation of electricity. Our present study, allowed a clear improvement of COP du CAD. The profit obtained between our study and Zohar et al. is of 0.01038 (COP according to the concentration of the rich solution and the temperature of generator), is of 0.00602 (COP according to the temperature of generator and the concentration of the poor solution).

Mots clés: Hydrogène - Absorption-diffusion - Ammoniac-eau - Solution binaire - COP.

1. INTRODUCTION

Un processus de production du froid signifie généralement une absorption de la chaleur, c'est-à-dire prélever de la chaleur sur un milieu à refroidir appelé source froide, et la transférer vers un milieu extérieur qui est réchauffé, appelé source chaude.

Sur les divers procédés de production du froid, le système envisagé dans cette étude est le système à absorption utilisant le couple ammoniac-eau avec la pompe mécanique qui est remplacée par un thermo-émulseur.

Dans le fonctionnement d'une machine à absorption-diffusion, on utilise un gaz de soutien qui équilibre les pressions entre le condenseur et l'évaporateur tout en permettant l'évaporation du réfrigérant et donc la production du froid.

* md.makhlouf@yahoo.fr , kherris_sahraoui@yahoo.fr

La machine frigorifique à absorption-diffusion inventée par Von Platen *et al.* (1928) [1] utilise trois fluides de fonctionnement: l'ammoniac (réfrigérant), l'eau (absorbant) et l'hydrogène comme un gaz inerte.

Puisqu'il n'y a aucune pièce mobile dans l'unité, le système à absorption-diffusion est silencieux et fiable. Il est donc souvent employé dans des chambres, des bureaux, et dans les zones arides et isolées.

Ces machines fonctionnent avec deux niveaux de pression: la haute pression dans le générateur et le condenseur et la basse pression dans l'évaporateur et l'absorbeur. Le transvasement de la solution riche de l'absorbeur vers le générateur nécessite une pompe de circulation. Pour des installations de petites tailles, il peut être intéressant de s'affranchir de cette pompe.

Pour cela, on utilise un séparateur de type gaz-lift [2] qui permet de renforcer la fiabilité de ces systèmes (absence de pièces tournantes) tout en conservant leur souplesse de fonctionnement. Ce type de séparateur est utilisé dans les machines à diffusion dont le fonctionnement repose sur le fait que la pression totale est la même dans tout l'appareil, la différence entre les pressions partielles étant compensée par l'introduction d'un gaz inerte. Cette différence de pression assure la circulation entre l'évaporateur et l'absorbeur.

Le fluide réfrigérant sous forme de vapeur diffuse dans le gaz inerte et circule de l'évaporateur vers l'absorbeur. Les gaz lourds descendent vers l'absorbeur où le soluté est absorbé. Le gaz inerte remonte alors vers l'évaporateur en passant par un échangeur. La présence de ce gaz inerte implique, lors de l'absorption et l'évaporation, une résistance en phase gazeuse: la diffusion dans le gaz inerte constitue la résistance principale au transfert de matière.

Au fil des années, un certain nombre de chercheurs ont étudié et décrit la performance de divers cycles frigorifiques à absorption-diffusion, graphiquement, expérimentalement et numériquement.

Reistad [3], a proposé une méthode graphique pour le calcul des concentrations, les capacités thermiques et les températures du cycle, appliquant le diagramme enthalpie - concentration.

Chen *et al.* [4], ont conçu un nouveau générateur incluant un échangeur qui réutilise la chaleur perdue pour la rectification du cycle. La nouvelle configuration du cycle a démontré une amélioration significative du COP (5 %) comparée à la configuration originale de générateur.

S.A. Akam *et al.* [5], ont effectué une étude expérimentale d'une boucle frigorifique à absorption-diffusion. Les résultats expérimentaux sont obtenus à l'aide d'un banc d'essai pour deux modes de chauffage: l'énergie électrique et le gaz butane. Ils ont conclu que dans les deux modes de chauffage, le fonctionnement de la machine ne pose aucun problème et les valeurs du COP sont plus élevées dans le cas du chauffage électrique que dans celui du chauffage par gaz butane.

Une autre étude du cycle à absorption-diffusion, utilisant l'hélium comme un gaz inerte, a été présentée par Srihirinet *et al.* [6]. Les bilans de masse et de l'énergie ont été appliqués pour chaque élément du cycle, le COP variant dans la plage 0.09 - 0.15.

Maiya [7] a présenté une simulation du cycle à absorption-diffusion $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$, et a montré que l'utilisation de l'hélium est plus importante que celle de l'hydrogène bien qu'elle exige une taille plus élevée de propulsion en raison de sa plus grande viscosité.

Cette étude a prouvé qu'une pression de fonctionnement plus élevée provoque une diminution du COP.

Zohar *et al.* [8], ont développé un modèle thermodynamique pour la simulation d'un cycle frigorifique à absorption-diffusion $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-H}_2$ et ont obtenu des résultats numériques utilisant le logiciel EES (Engineering Equation Solver) [9].

Cette étude montre que le meilleur COP a été obtenu pour une concentration de la solution riche variant entre 0.25 et 0.3, pour des températures de générateur variant de 195 à 205 °C. Les valeurs recommandées pour les concentrations des solutions riche et pauvre sont respectivement de 0.3 et 0.1.

L'hélium s'est avéré préférable à l'hydrogène comme un gaz inerte pour le cycle. Le COP d'un système fonctionnant avec l'hélium est plus élevé (jusqu'à 40 %) que le même système fonctionnant avec l'hydrogène.

Sur la base d'un modèle thermodynamique d'une machine à absorption-diffusion $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-H}_2$, Zohar *et al.* [10], ont effectué deux configurations avec et sans sous-refroidissement du condensat avant l'entrée de l'évaporateur. Les performances des deux configurations ont été étudiées et comparées.

Cette étude montre que le COP du cycle sans sous-refroidissement du condensat est supérieure de (14-20 %) en comparaison avec le cycle avec le sous-refroidissement de condensat, et que les meilleures performances sont obtenues, lorsque la fraction massique de l'ammoniac de la solution riche varie dans la gamme (0.25-0.4).

2. PRESENTE ETUDE

Dans cette étude, un nouveau modèle thermodynamique est présenté pour le calcul des propriétés thermodynamiques du couple binaire $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$. On a choisi parmi les modèles mathématiques, celui de M. Feidt [11] qui combine la méthode de l'énergie libre de Gibbs pour les propriétés thermodynamiques et les équations qui calculent le point de bulle et le point de rosée du mélange.

Cette méthode combine les avantages des deux et évite d'avoir recours aux itérations afin d'obtenir les conditions d'équilibre de phases. Les corrélations proposées couvrent des conditions d'équilibre de phases à des pressions et à des températures élevées: pour les températures $230 < T \text{ (K)} < 600$ et pour les pressions $0.2 < P \text{ (K)} < 110$.

Ce domaine se trouve sous les points critiques de toutes les composantes, de sorte que la détermination de l'équation d'état pour le mélange, ne prenne pas en considération les particularités se référant au domaine d'état critique.

Cette étude, présente une comparaison entre le modèle choisi par Zohar *et al.* [10], pour le calcul des propriétés thermodynamiques du couple binaire $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ (modèle de B. Ziegler *et al.* [12]) et le modèle choisi pour cette étude. On choisit précisément l'hydrogène à cause de sa légèreté et du fait qu'il est pratiquement insoluble dans l'eau.

3. MODELISATION THERMODYNAMIQUE

La modélisation est basée sur les lois de la conservation de chaleur et de masse au niveau de chaque élément, auxquelles on ajoute les équations d'équilibre de mélange $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-H}_2$, l'enthalpie en tout point du cycle de la machine, ainsi que les grandeurs d'équilibre (P , T , x , y).

Nous avons trois circuits de fluide dans ces machines [14]:

- circuit ammoniac pur: du générateur à l'évaporateur;
- circuit ammoniac-hydrogène: de l'évaporateur à l'absorbeur, et hydrogène pur: de l'absorbeur à l'évaporateur;
- circuit solution ammoniacale: alternativement pauvre et riche entre générateur-absorbeur et absorbeur-générateur, en passant par l'échangeur thermique.

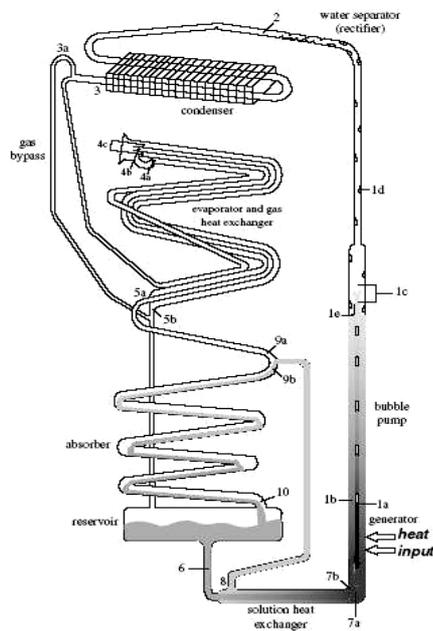


Fig. 1: Cycle à absorption-diffusion
CAD-1 $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-H}_2$
(adopté par Electrolux [13])

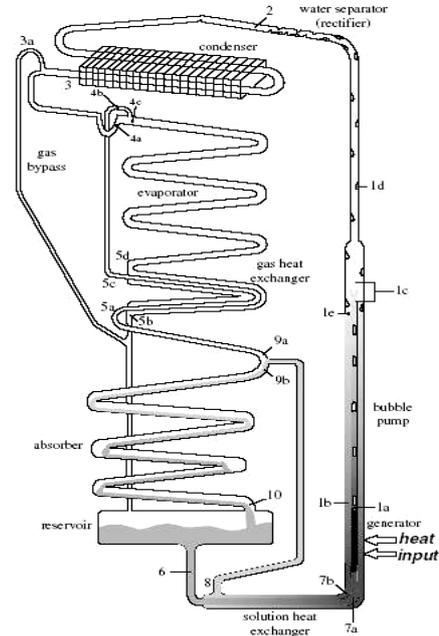


Fig. 2: Cycle à absorption-diffusion
CAD-2 $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-H}_2$
(adopté par Zohar *et al.* [10])

3.1 Modèle analytique

Un modèle analytique de CAD a été mis au point dans les conditions et les hypothèses suivantes:

- La température du condenseur et du réservoir, est supposée la même.

$$T_6 = T_3 \quad (1)$$

- La température de condensation T_3 est maintenue à 58 °C, ce qui correspond à une pression de 25 bars.
- La chaleur fournie au générateur supposée être mise en œuvre sur la solution riche seulement (pas de retour de la solution pauvre).
- La différence de température est de 2 °C, entre 1a et 1b:

$$T_{1b} = T_{1a} - 2^\circ\text{C} \quad (2)$$

- L'hydrogène avec de l'ammoniac résidu est supposé entrer dans l'échangeur de chaleur à:

$$T_{5a} = 40^{\circ}\text{C} \quad (3)$$

- La température du mélange gazeux à la sortie de l'évaporateur est connue.
- Les pertes de charges dans les tuyaux sont négligées.
- Les mélanges gazeux assimilés à un mélange de gaz parfaits.
- L'ammoniac quittant le rectificateur (2) est supposé un gaz pur.
- A l'entrée de l'évaporateur, le mélange est supposé adiabatique.
- On suppose que l'absorption se produit uniquement à l'intérieur de l'absorbeur.
- La solution riche à l'entrée du générateur et la solution pauvre à l'entrée de l'absorbeur sont supposés à l'état d'équilibre.
- La température à l'entrée de l'évaporateur (4c) du CAD-1 est de:

$$T_{4c} = -35^{\circ}\text{C} \quad (4)$$

- La température de l'hydrogène et de l'ammoniac avant le mélange (4b), dans le cycle CAD-1 est de 5°C .

La discussion de la modélisation est basée sur les lois de conservation de masse et d'énergie au niveau de chaque composant, comme pour le rectificateur (Fig. 3):

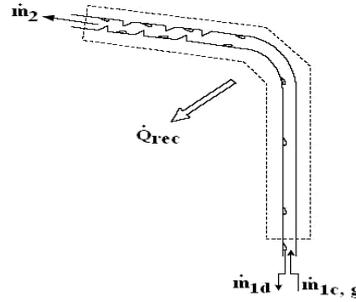


Fig. 3: Volume de contrôle du rectificateur

Equilibre massique

$$\dot{m}_{1c,g} = \dot{m}_2 + \dot{m}_{1d} \quad (5)$$

Equilibre massique de l'ammoniac

$$\dot{m}_{1c,g} y_{1c} = \dot{m}_2 + \dot{m}_{1d} \xi_{1d} \quad (6)$$

Equilibre énergétique

$$(\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_{1d} h_{1d}) - \dot{m}_{1c,g} h_{1c,g} = \phi_{rec} \quad (7)$$

Le taux de circulation f , a été défini comme le rapport entre le débit de la solution riche à celui de l'ammoniac pur.

$$f = \frac{\dot{m}_6}{\dot{m}_2} \quad (8)$$

3.2. Conditions de fonctionnement

Les conditions de fonctionnement choisies sont [10, 13]:

- Le débit de masse de l'ammoniac pur à la sortie du condenseur (3): $\dot{m}_2 = 1$ (kg/s).
- La pression totale: $P = 25$ bar.
- L'intervalle de la température T_{1a} : $195 \leq T_{1a} \leq 212$ °C
- L'intervalle de la concentration ξ_{1e} : $0.078 \leq \xi_{1e} \leq 0.14$
- L'intervalle de la concentration ξ_6 : $0.2 \leq \xi_6 \leq 0.47$
- Les températures à la sortie des évaporateurs pour les deux cycles CAD-1 et CAD-2: $-5 \leq T_{5b} \leq 20$ °C et $-20 \leq T_{5d} \leq 10$ °C.

4. RESULTATS DE SIMULATION

Pour la simulation numérique du fonctionnement en régime stationnaire des deux configurations (cycle adopté par Electrolux CAD-1 et celui adopté par Zohar *et al.* CAD-2), en utilisant le mélange $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-H}_2$ comme fluide de travail, nous avons amélioré le programme de calcul, 'SARM' [15], avec la version 'SARM2' (Fig. 4), qui contient des nouvelles contributions, telles que:

- Les fonctions établies pour le calcul des propriétés thermodynamiques de la solution $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ pour plusieurs modèles (Feidt *et al.*, Ziegler *et al.*);
- La conception d'une base de données pour stocker tous les résultats de simulation;
- La conception des tables des propriétés thermodynamiques et de transport pour NH_3 , H_2O et H_2 ;
- La conception assistée par ordinateur des deux diagrammes de Oldham et de Merkel, qui permettent la détermination de tous les paramètres thermodynamiques d'un point, connaissant seulement deux paramètres, (pression, température), (pression, concentration) et (température, concentration).
- Création des procédures (incorporées dans le logiciel 'SARM2') permettant l'introduction des données, le remplissage, le vidage de la base de données et l'affichage des résultats;
- Création des procédures permettant le calcul des deux configurations d'un cycle frigorifique à absorption-diffusion $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-H}_2$ (CAD-1 et CAD-2) et ceci en plus des deux cycles (simple et double étage) de la machine frigorifique à absorption $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ [16].

Le programme inclut des codes spécifiques pour automatiser les deux diagrammes thermodynamiques de Oldham et de Merkel.

Les figures 5 et 7, représentent la variation du COP pour les cycles CAD-1 et CAD-2 en fonction de la concentration de la solution riche ξ_6 , pour différentes températures du générateur T_{1a} , avec une concentration de la solution pauvre de 0.1.

La figure 5 montre qu'on obtient un COP maximal pour une concentration maximale de la solution $\xi_6 = 0.47$. La concentration de la solution riche recommandée ξ_6 varie de (0.3÷0.4).



Fig. 4: Programme ‘SARM2’ tel qu’il s’affiche sur l’écran

La figure 7 indique qu’il y a une augmentation de la solution riche ξ_6 et une diminution de la température du générateur T_{1a} , ce qui provoque une augmentation du COP.

Les figures 6 et 8, représentent la variation du COP pour les cycles CAD-1 et CAD-2 en fonction de la température du générateur ξ_6 , et la concentration de la solution pauvre ξ_{1e} , pour une concentration de la solution riche de 0.35.

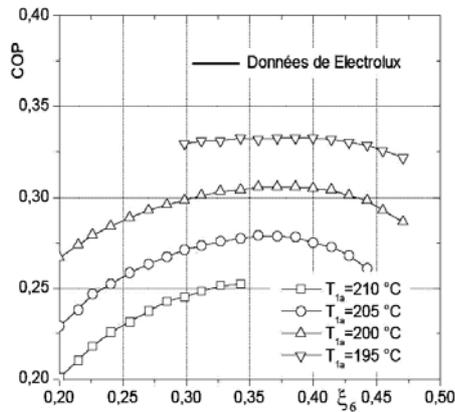


Fig. 5: Variation de COP = (ξ_6 , T_{1a}), pour le cycle CAD-1 (concentration de la solution pauvre 0.1)

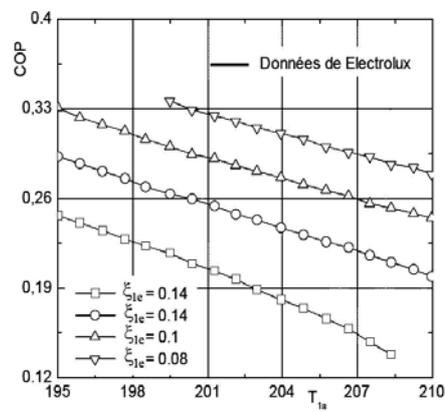


Fig. 6: variation de COP= (T_{1a} , ξ_{1e}), pour le cycle CAD-1 (concentration de la solution riche 0.35)

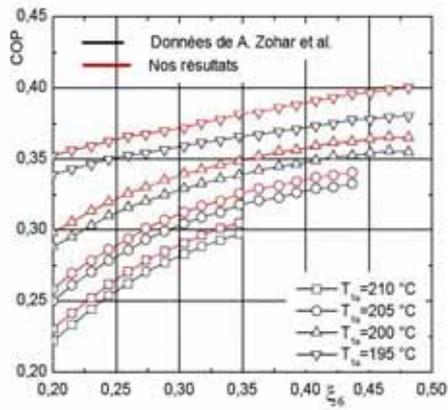


Fig. 7: Variation de COP = (ξ_6, T_{1a}) , pour le cycle CAD-2 (concentration de la solution pauvre 0.1)

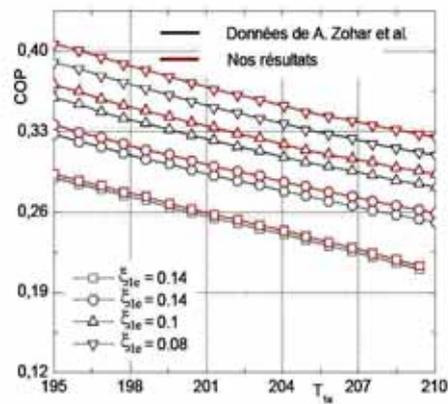


Fig. 8: Variation de COP = (T_{1a}, ξ_{1e}) , pour le cycle CAD-2 (concentration de la solution riche 0.35)

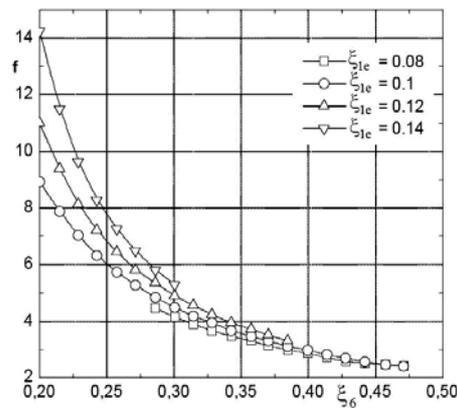


Fig. 9: Variation de taux de circulation de la solution pauvre

La variation de taux de circulation en fonction de la concentration de la solution riche et pauvre est représentée par la figure 9. Celle-ci montre que le taux de circulation diminue avec l'augmentation de la solution riche et augmente avec l'augmentation de la concentration de la solution pauvre.

5. CONCLUSION

Cette présente étude a permis d'améliorer les performances du cycle frigorifique à absorption $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ avec l'hydrogène comme gaz inerte. Ce dernier permet carrément de faire des économies d'énergie en évitant l'utilisation de l'énergie électrique.

Zohar *et al.* ont amélioré le cycle CAD-1 adopté par Electrolux. Dans notre analyse comparative, nous avons pris deux exemples:

- Cas 1: La variation du COP en fonction de la concentration de la solution riche ξ_G et de la température du générateur T_{1a} (pour une concentration de la solution pauvre 0.1);
- Cas 2: La variation du COP en fonction de la température du générateur T_{1a} et de la concentration de la solution pauvre ξ_{1e} (pour une concentration de la solution riche 0.35).

Nous avons comparé les COP moyens (nos résultats avec ceux de Zohar *et al.* et de Electrolux). Les résultats sont regroupés dans le **Tableau 1**:

Tableau 1: Comparaison des COP moyens

| | Cas 1 | Cas 2 |
|----------------------------|---------|---------|
| Electrolux | 0.28064 | 0.25837 |
| Zohar <i>et al.</i> | 0.31599 | 0.29969 |
| Nos résultats | 0.32637 | 0.30572 |

En conclusion, il s'avère à partir de ces données que le gain réalisé par notre étude comparativement à celle de Electrolux (constructeur) est de 0.04572 (cas 1) et de 0.004735 (cas 2), ce qui est loin d'être négligeable.

NOMENCLATURE

| | |
|-----------|---|
| h | : Enthalpie massique, (kJ/kg) |
| T | : Température, (°C ou K) |
| P | : Pression, (bar) |
| f | : Taux de circulation, (kg de mélange/ kg de NH ₃) |
| x | : Concentration molaire de la phase liquide (kmole de NH ₃ /kmole de mélange liquide) |
| y | : Concentration molaire de la phase vapeur (kmole de NH ₃ /kmole de mélange vapeur) |
| COP | : Coefficient de performance |
| \dot{m} | : Débit massique (kg/s) |
| Φ | : Flux de chaleur (kW) |
| CAD | : Cycle à absorption-diffusion |

Indices

| | |
|------------------|-----------------------------------|
| H ₂ | : Hydrogène |
| NH ₃ | : Ammoniac |
| H ₂ O | : Eau |
| g, ab | : Générateur, Absorbeur |
| C, rect | : Condenseur, Rectificateur |
| 1,1c,2,. | : Désignation des points du cycle |

REFERENCES

- [1] B.C. Von Platen and C.G. Munters, '*Refrigerator*', US Patent 1, 685, 764, 1928.
- [2] T. Mediouni and M.N. Kaddioui, '*Simulation d'une Machine Frigorifique à Absorption-Diffusion Solaire Autonome*', Revue Générale de Thermique, Vol. 33, N°386, pp. 118 - 123, 1994.
- [3] B. Reistad, '*Thermal conditions in heat driven refrigerating units for domestic use*, Sa`rtryck ur Kylteknisk Tidskrift, N°3, 1968.
- [4] J. Chen, K.J. Kim and K.E. Herold, '*Performance Enhancement of a Diffusion Absorption Refrigerator*', International Journal of Refrigeration, Vol. 19, N°3, pp. 208 – 218, 1996.
- [5] S.A Akam, N Said, Z. Ouchicha et B. Bellal, '*Expérimentation d'une boucle à absorption NH₃-H₂O*', Revue des Energies Renouvelables, JNVER, Valorisation, pp. 17 - 22, 1999.
- [6] P. Srihirin and S. Aphornratana, '*Investigation of a Diffusion Absorption Refrigerator*', Applied Thermal Engineering, Vol. 22, N°11, pp. 1181 – 1193, 2002.
- [7] M.P. Maiya, '*Studies on Gas Circuit of Diffusion Absorption Refrigerator*', in: 21st IIR International Congress of Refrigeration, Washington DC, USA, 2003
- [8] A. Zohar, M. Jelinek, A. Levy and I. Borde, '*Numerical Investigation of a Diffusion Absorption Refrigeration Cycle*', International Journal of Refrigeration, Vol. 28, N°4, pp. 515 – 525, 2005.
- [9] Document, '*EES - Engineering Equation Solver*', Academic Version 6.563, F-Chart Software 2003, Available from: www.fchart.com
- [10] A. Zohar, M. Jelinek, A. Levy and I. Borde, '*The Influence of Diffusion Absorption Refrigeration Cycle Configuration on the Performance*', Applied Thermal Engineering, Vol. 27, N°13, pp. 2213 - 2219, 2007.
- [11] F. Michel, H.T. Amer and L. Olivier, '*Thermodynamic properties of ammonia-water mixtures*', International Congress of Refrigeration, Washington, ICR 0113, 2003
- [12] B. Ziegler and C. Trepp, '*Equation of State for Ammonia–Water Mixtures*', International Journal of Refrigeration, Vol. 7, N°2, pp. 101 – 106, 1984.
- [13] Document, '*Dometic*', Available from: www.dometic.com (formerly known as Electrolux in Europe), 2004
- [14] P. Rapin et P. Jacquard, '*Technologie des Installations Frigorifiques*', 8^{ème} Edition Dunod, 2004.
- [15] S. Kherris, M. Makhlouf et A. Asnoun, '*SARM – Simulation of Absorption Refrigeration Machine*', Revue des Energies Renouvelables, Vol. 11, N°4, pp. 587 – 594, 2008.
- [16] S. Kherris et A. Asnoun, '*Simulation des Cycles de Machines Frigorifiques à Absorption NH₃-H₂O*', Journées d'Etudes Nationales de Mécanique, Université Hadj Lakhdar, Batna, 19 - 20 Novembre, 2007.