

MODELISATION ET VALIDATION THERMIQUE D'UN SYSTEME DE PRODUCTION DE FROID SOLAIRE

KHERRIS S.^{1,*} ZEBBAR D.¹ CHADOU LI R.¹ MAKHLOUF M.² SEBBANE O.³

Résumé :

Cet article, est consacré à développer un code de calcul permettant la détermination des paramètres énergétiques d'un système frigorifiques à absorption-diffusion fonctionne avec le couple ammoniac-eau et l'hydrogène comme un gaz inerte, pour la production du froid en utilisation la chaleur solaire.

Notre présente étude, a permis une analyse comparative entre notre résultats et ceux de R. KUZMAN, et ceux de J.S. GALLAGHER, concernant les propriétés thermodynamiques du couple binaire ammoniac-eau, ainsi qu'on a effectuer une validation thermique des performances du système obtenus par notre simulation avec les données de BOURSEAU. Les résultats sont satisfaisants.

Absract :

This article is dedicated to developing a computer code for determining the energy parameters of a diffusion-absorption cooling works with the ammonia-water binary solution and the hydrogen as an inert gas, for the cold production by using the use the heat solart

Our present study has enabled a comparative analysis between our results and those of R. Kuzman, JS Gallagher, and those on the thermodynamic properties of ammonia-water binary solution, and we perform a thermal validation of the performance system obtained by our simulation and the data of BOURSEAUX. The results are satisfactory.

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

KHERRIS S.^{1,*} ZEBBAR D.¹ CHADOU LI R.¹

¹ Département des Sciences et Technologies,

Centre Universitaire de Tissemsilt

MAKHLOUF M.²

² Laboratoire des Matériaux et des Systèmes Réactifs, Université de Sidi Bel Abbès, B. P. 89 22000, Algérie

SEBBANE O.³

³ Laboratoire de Matériaux et Energies Renouvelables Université ABOUBAKR BELKAID, B.P. 230, Tlemcen 13000, Algérie

* E-mail : kherris_sahraoui@yahoo.fr

1. Introduction :

L'énergie calorifique d'origine solaire, à température modérée, est disponible un peu partout sous forme intermittente et diluée. Parmi les applications de l'énergie solaire qui peuvent s'accommoder plus ou moins bien de son intermittence, de sa dilution, ainsi que de la température modérée que permettent les capteurs plans, le chauffage des maisons et de la réfrigération solaire est certainement elle qui est l'objet du plus grand nombre d'études et de réalisation, ce qui ne doit pas surprendre puisque, pour un pays développé au climat tempéré, ce poste de consommation représente environ le tiers de ses dépenses totales en énergie [01].

La réfrigération solaire implique l'utilisation de l'énergie thermique d'origine solaire dans des composants mécaniques afin de produire un effet de refroidissement.

Sur les divers procédés de production de froid, le système envisagé dans cette étude est le système à absorption, il utilise le couple ammoniac-eau et 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 de froid.

La machine frigorifique à absorption-diffusion inventée par Von Platen et all (1928) [02] 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 H₂O [03] ; il 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 à absorption-diffusion, graphiquement, expérimentalement et numériquement.

Reistad [04], 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 all [05], 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 all [06], 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 all [07] ; 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 [08] a présenté une simulation du cycle à absorption-diffusion NH₃-H₂O-H₂, qui 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 all [09], ont développé un modèle thermodynamique pour la simulation d'un cycle frigorifique à absorption-diffusion NH₃-H₂O-H₂ et ont obtenu des résultats numériques utilisant le logiciel EES (Engineering Equation Solver) [10].

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 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 NH₃-H₂O-H₂, Zohar et all [11], ont effectué deux configurations avec et sans sous-refroidissement du condensât 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 de condensât supérieure de (14-20 %) en comparaison avec le cycle avec le sous-refroidissement de condensât, et que les meilleures performances seront obtenues lorsque la fraction massique de l'ammoniac de la solution riche varie dans la gamme (0.25-0.4).

MAKHLOUF M. et all [12], ont présenté une comparaison entre le modèle choisi par Zohar et all [11], pour le calcul des propriétés thermodynamiques du couple binaire NH₃-H₂O (modèle de B. Ziegler et all. [13]) et le modèle choisi pour l'étude [14]. Cette étude, a permis une nette amélioration du COP du cycle à absorption-diffusion.

Le gain obtenu entre cette 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 du générateur et la concentration de la solution pauvre).

Zohar et all [15], ont fait une simulation des performances d'un cycle frigorifique à absorption-diffusion utilisant cinq réfrigérants (R22 ; R32 ;

R124 ; R125 ; R134a) et un absorbant organique (DMAC-diméthylacetamide), ainsi que l'hélium comme gaz inerte.

Les résultats ont été comparés avec les performances d'un même système fonctionnant avec le couple ammoniac-eau-hélium.

2. PRESENTE ETUDE

Dans cette étude, un nouveau modèle thermodynamique est présenté pour le calcul des propriétés thermodynamiques du couple binaire NH₃-H₂O. On a choisi parmi les modèles mathématiques, celui de M. Feidt [14] 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(K) <600) et pour les pressions (0.2<P (bar)<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.

3. MODELISATION MATHEMATIQUE

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 NH₃-H₂O-H₂, 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 [1]:

- 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.

3.1. Bilan énergétique dans le bouilleur :

$$\dot{m}_9 + \dot{m}_3 = \dot{m}_{11} + \dot{m}_2 \quad (01)$$

$$\xi_9 \dot{m}_9 + \xi_3 \dot{m}_3 = \xi_{11} \dot{m}_{11} + \xi_2 \dot{m}_2 \quad (02)$$

$$\varphi_b = \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_9 h_9 - (\dot{m}_{11} h_{11} + \dot{m}_2 h_2) \quad (03)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_{10} (f_C - 1) \quad (04)$$

3.2. Bilan énergétique dans la colonne de rectification :

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} + \dot{m}_{11} \quad (05)$$

$$\xi_9 \dot{m}_9 = \xi_{10} \dot{m}_{10} + \xi_{11} \dot{m}_{11} \quad (06)$$

$$\varphi_R = \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_{11} h_{11} - \dot{m}_9 h_9 \quad (07)$$

$$r = \frac{\dot{m}_{11}}{\dot{m}_{10}} \quad (\text{débit reflut (Kg / Kg)}) \quad (08)$$

$$\dot{m}_{10} = \frac{\dot{m}_2}{(1 + f_C)} \quad (09)$$

3.3. Bilan énergétique dans le condenseur :

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{12} \quad (10)$$

$$\xi_{10} = \xi_{12} \quad (11)$$

$$\varphi_C = \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_{12} h_{12} \quad (12)$$

3.4. Bilan énergétique dans l'évaporateur :

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_6 + \dot{m}_{12} \quad (13)$$

$$\xi_7 \dot{m}_7 = \xi_6 \dot{m}_6 + \xi_{12} \dot{m}_{12} \quad (14)$$

$$\varphi_0 = \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{12} h_{12} - \dot{m}_7 h_7 \quad (15)$$

(φ_0 représente la quantité de froid produite par l')

3.5. Bilan énergétique dans l'échangeur gaz-gaz (S1) :

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8, \xi_7 = \xi_8 \quad (16)$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6, \xi_5 = \xi_6 \quad (17)$$

$$\varphi_{S1} = \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_8 h_8 \quad (18)$$

3.6. Bilan énergétique dans l'absorbeur :

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_5 = \dot{m}_4 + \dot{m}_8 \quad (19)$$

$$\xi_1 \dot{m}_1 + \xi_5 \dot{m}_5 = \xi_4 \dot{m}_4 + \xi_8 \dot{m}_8 \quad (20)$$

$$\varphi_{ab} = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_8 h_8 - (\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_5 h_5) \quad (21)$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{10} f_C \quad (22)$$

3.7. Bilan énergétique dans l'échangeur liquide-liquide (S2) :

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1, \xi_2 = \xi_1 \quad (23)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4, \xi_3 = \xi_4 \quad (24)$$

$$\varphi_{S2} = \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_2 h_2 \quad (25)$$

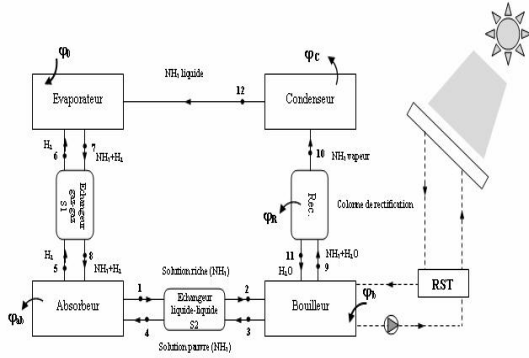


Figure 1. Description schématique du cycle à absorption-diffusion $NH_3-H_2O-H_2$ solaire

4. RESULTATS ET DISCUSSIONS

4.1. $COP=f(T_{RST}, T_{ab})$ avec T_C et T_0 constantes

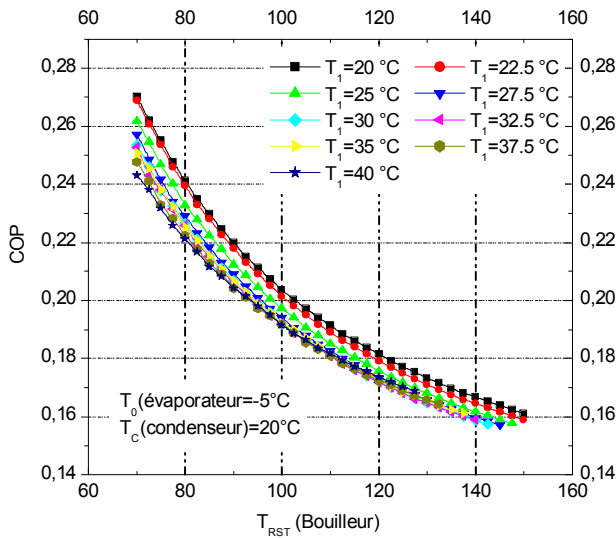


Figure 2. Variation du $COP=f(T_{RST}, T_{ab})$ avec $T_0=5^\circ C$ $T_C=20^\circ C$.

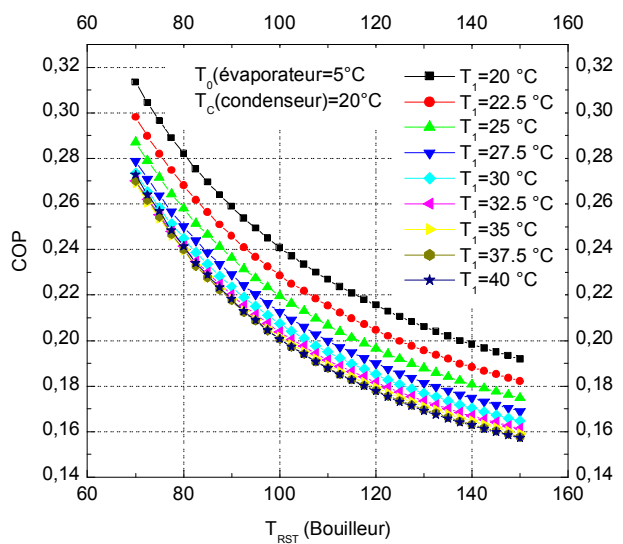


Figure 3. Variation du $COP=f(T_{RST}, T_{ab})$ avec $T_0=5^\circ C$ $T_C=20^\circ C$.

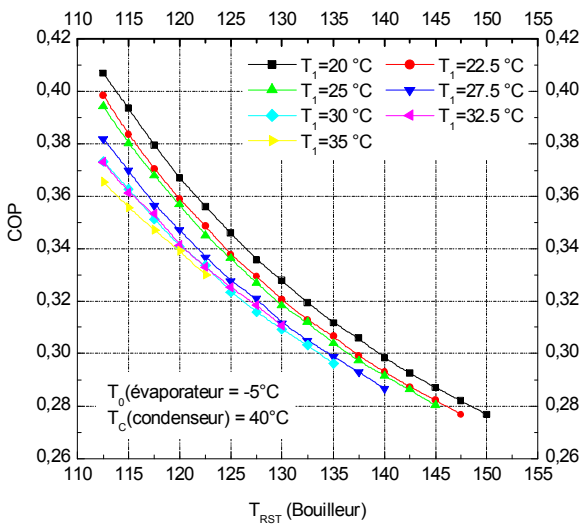


Figure 4. Variation du $COP=f(T_{RST}, T_{ab})$ avec $T_0=5^\circ C$ $T_C=40^\circ C$.

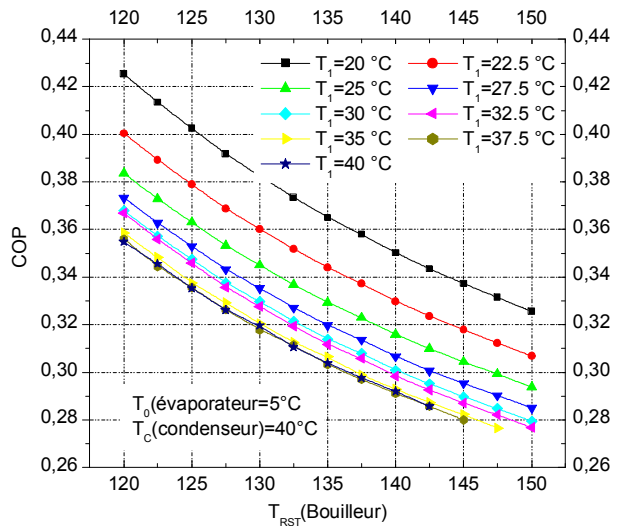


Figure 5. Variation du $COP=f(T_{RST}, T_{ab})$ avec $T_0=5^\circ C$ $T_C=40^\circ C$.

On remarque que pour les figures [(2,3,4,5)], l'augmentation de la température d'évaporation provoque une augmentation du coefficient de performance, par contre diminué par l'augmentation de la température à la sortie du réservoir de stockage thermique T_{RST} et

l'augmentation de la température d'absorption.

4.2. $COP=f(T_{RST}, T_C)$ avec T_{ab} et T_0 constantes

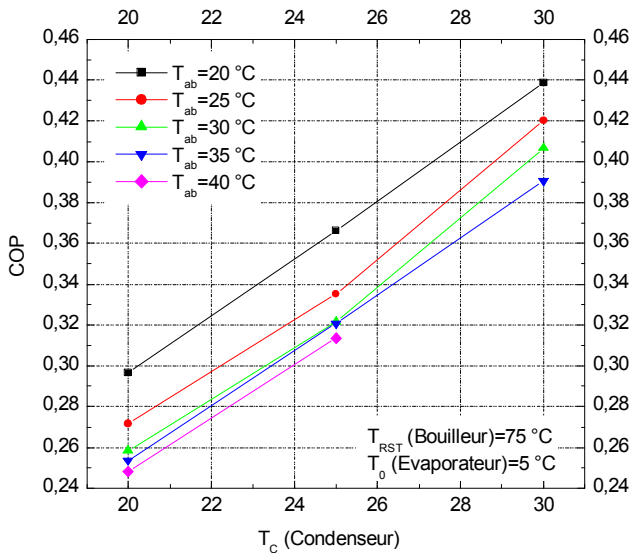


Figure 6. Variation du $COP= f(T_c, T_{ab})$ avec $T_0 = 5$ °C $T_{RST} = 75$ °C.

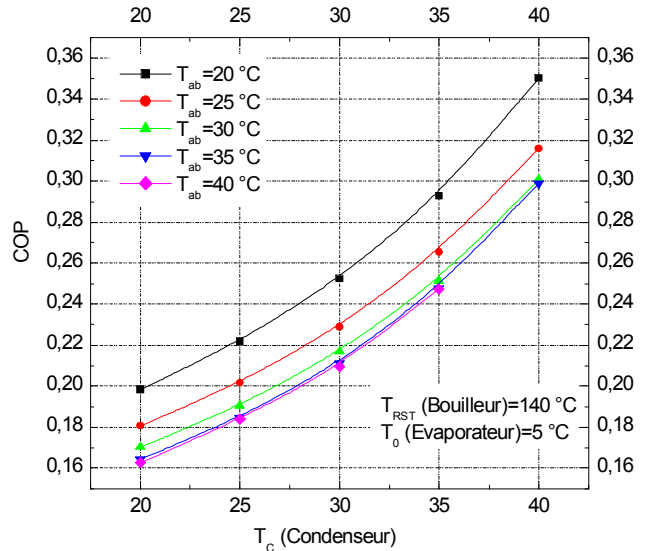


Figure 7. Variation du $COP= f(T_c, T_{ab})$ avec $T_0 = 5$ °C $T_{RST} = 140$ °C.

4.3. $COP=f(T_C, T_{ab})$ avec T_{RST} et T_0 constantes

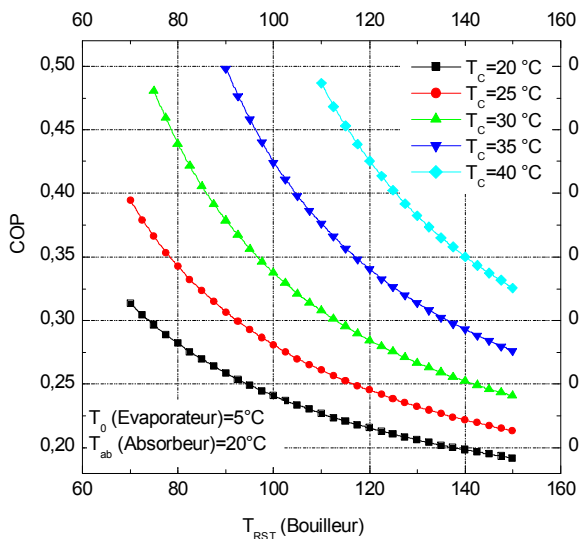


Figure 8. Variation du $COP= f(T_{RST}, T_c)$ avec $T_{ab} = 20$ °C et $T_0 = 5$ °C.

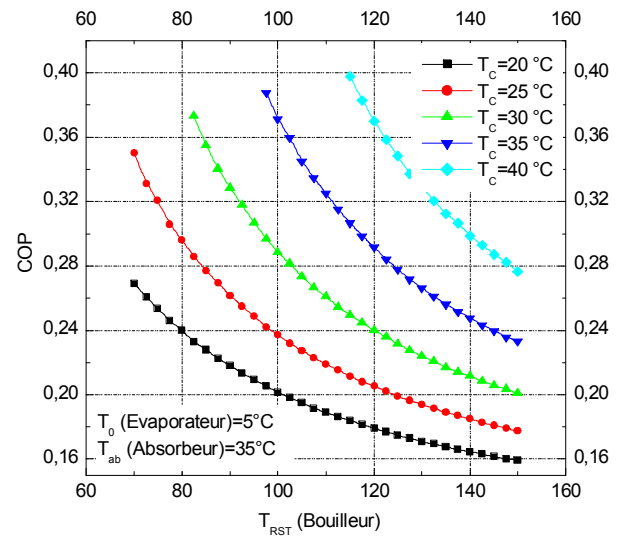


Figure 9. Variation du $COP= f(T_{RST}, T_c)$ avec $T_{ab} = 35$ °C et $T_0 = 5$ °C.

Les figures [(6,7,8 et 9)] montre que la variation du coefficient de performance est une fonction décroissante avec l'augmentation de la température du condenseur pour chaque température de l'absorbeur, et croissante avec la diminution de la température de l'absorbeur et l'augmentation de la température de sortie du réservoir de stockage thermique.

4.4. Validation des résultats

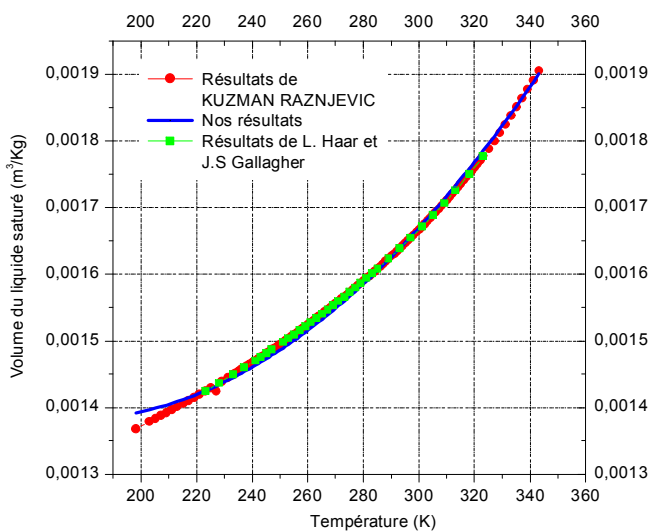


Figure 10. Variation du volume liquide $NH_3=f(T)$.

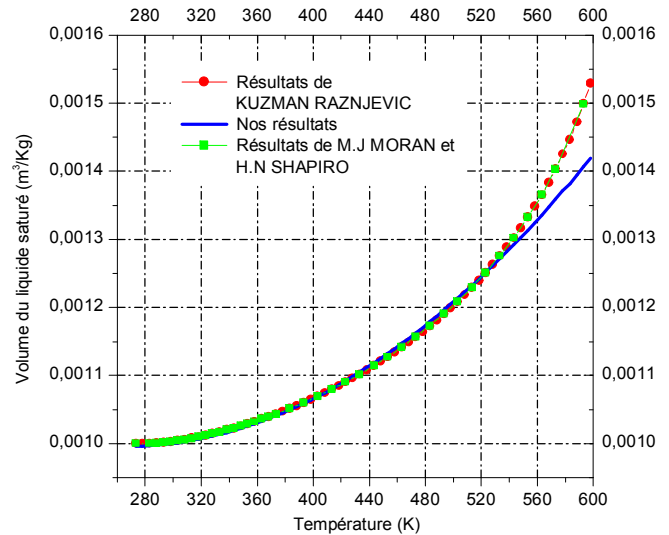


Figure 11. Variation du volume liquide $H_2O=f(T)$.

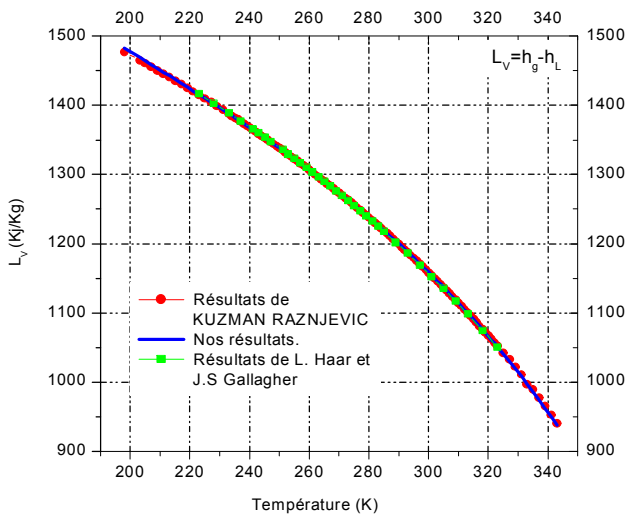


Figure 12. Variation de la chaleur latente de vaporisation de l' $NH_3=f(T)$.

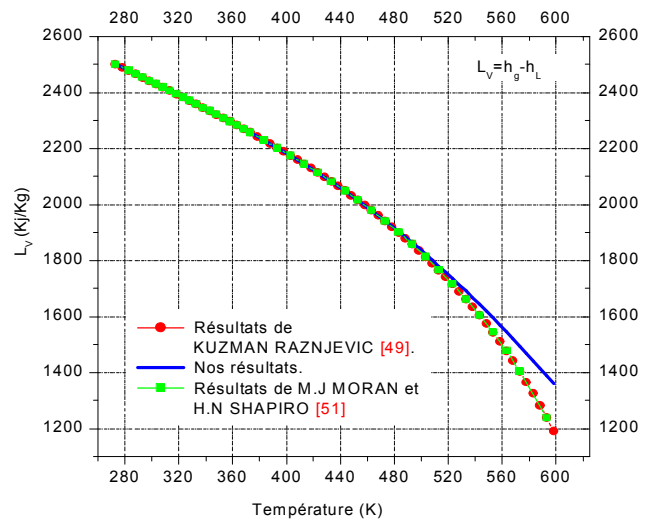


Figure 13. Variation de la chaleur latente de vaporisation de l' $H_2O=f(T)$.

présentées sous forme de deux distributions numériques, l'une correspondant par exemple au modèle de référence [17], [18] et [19], l'autre correspondant à nos résultats.

On est donc amené à conclure que les modèles mathématiques [14], s'appliquent pour les propriétés thermodynamiques de la solution binaire NH_3-H_2O , ils représentent une bonne concordance avec les tables thermodynamiques du NH_3 et H_2O de KUMAN RAZNJEVIC [17], et de L. HAAR et J.S. GALLAGHER [18], et de MICHAEL.J et HOWARD.N [19].

4.5. Validation du coefficient de performance :

Nous choisissons pour la validation le test du coefficient de corrélation [16]. Ils s'appliquent donc concrètement lorsqu'on dispose de données

Pour pouvoir valider les résultats de notre simulation, nous avons choisi les performances données par Bourseau [20], pour la comparaison du COP.

Les conditions de fonctionnement choisies pour cette première validation sont :

La température du condenseur $T_c = (30,40) \text{ }^\circ\text{C}$;

La température de l'absorbeur $T_{ab} = (30,40) \text{ }^\circ\text{C}$;

La température de l'évaporateur $T_0 = 5^\circ\text{C}$;

Le rendement des échangeurs $\eta = 0.8$.

Les figures (14 et 15), présentent une comparaison entre nos résultats et les performances données par le chercheur Bourseau [20] pour le COP.

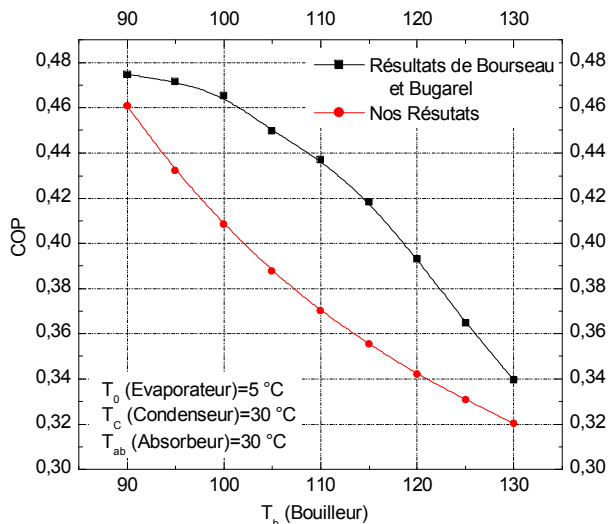


Figure 14. Comparaison des résultats du COP obtenus par Bourseau et nous avec $T_0=5 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_c=30^\circ\text{C}$.

Après avoir calculé l'erreur pour chaque COP pour des températures du bouilleur de $T_b=(90\div 130 \text{ }^\circ\text{C})$, on a obtenu une erreur moyenne inférieure à 4.5 % pour la figure 14. est inférieure à 1.8 % pour la figure 15., ce qui permet de considérer nos résultats comme étant crédibles.

5. CONCLUSION

Cette étude, a montré que l'analyse fonctionnelle de la machine frigorifique à absorption $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ nécessite le choix d'un nombre important de paramètres ayant une influence direct sur le fonctionnement de celle-ci.

Nous avons simulé le comportement d'une machine à absorption-diffusion avec un mélange ammoniac-eau-hydrogène grâce à un programme de simulation, basé en premier lieu sur l'établissement du coefficient de rendement réels des différents éléments qui composent ces machines, grâce auquel nous pouvons obtenir les conditions thermodynamiques réels du fluide frigorifique à la

sortie de chaque élément en fonction de sa transformation.

À partir des résultats obtenus dans la simulation, il nous a été possible de représenter pour ce type de machine les diagrammes énergétiques pour n'importe quel type de conditions de fonctionnement préfixées.

À partir de l'analyse comparative des résultats de la simulation par "SARM", et les résultats donnés par BOURSEAU [39], Après avoir calculé l'erreur pour chaque COP pour des températures du bouilleur respectivement de $T_b = (90\div 130 \text{ }^\circ\text{C})$, et de $T_b = (120\div 140)$ on a obtenu une erreur moyenne inférieure à 4.5 %, et une erreur inférieure à 1,8 % ce qui donne crédibilité à nos résultats. On peut observer une concordance relativement bonne

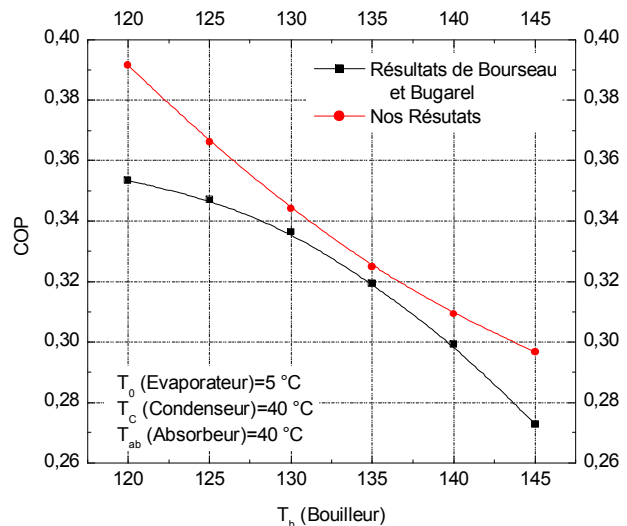


Figure 15. Comparaison des résultats du COP obtenus par Bourseau et nous avec $T_0=5 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_c=40^\circ\text{C}$.

pour les deux cas étudiés. Ce qui nous mène à dire que le logiciel de simulation "SARM3", développé au cours de cette réalisation dans ce mémoire suit un bon fonctionnement et donne de bons résultats.

6. NOMENCLATURE

h : Enthalpie massique, (kJ/kg)

T : Température, ($^\circ\text{C}$ 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

$m\&$: Débit massique (kg/s)

Φ : Flux de chaleur (kW)

CAD : Cycle à absorption-diffusion

RST : Réservoir de stockage thermique

Indices

H2 : Hydrogène

NH3 : Ammoniac

H₂O : Eau
RST : Réservoir de stockage thermique
g , ab : Générateur , Absorbteur
C , rect : Condenseur, Rectificateur
1,1c,2,. : Désignation des points du cycle

7. REFERENCES :

- [1] Pierre Rapin, Patrick Jacquard, ‘*Technologie des installations frigorifiques*’, US Patent 1, 8^{ème} édition DUNDO, 2004.
- [2] B.C. Von Platen and C.G. Munters, ‘*Refrigerator*’, US Patent 1, 685, 764, 1928
- [3] 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.
- [4] B. Reistad, ‘*Thermal conditions in heat driven refrigerating units for domestic use*’, Sa˚rtryckur Kylteknisk Tidsskrift, N°3, 1968.
- [5] 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.
- [6] 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.
- [7] P. Srihirin and S. Aphornratana, ‘*Investigation of a Diffusion Absorption Refrigerator*’, Applied Thermal Engineering, Vol. 22, N°11, pp. 1181 – 1193, 2002.
- [8] M.P. Maiya, ‘*Studies on Gas Circuit of Diffusion Absorption Refrigerator*’, in: 21st IIR International Congress of Refrigeration, Washington DC, USA, 2003
- [9] 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.
- [10] Document, ‘EES - *Engineering Equation Solver*’, Academic Version 6.563, F-Chart Software 2003, and Available from: www.fchart.com
- [11] 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.
- [12] M. Makhlouf, S. Kherris, R. Chadouli et A. Asnoun, ‘*Amélioration de la performance d’un cycle frigorifique à absorption-diffusion NH₃-H₂O-H₂*’, Revue des Energies Renouvelables Vol. 12 N°2, pp. 215 – 224, 2009.
- [13] B. Ziegler and C. Trepp, ‘*Equation of State for Ammonia-Water Mixtures*’, International Journal of Refrigeration, Vol. 7, N°2, pp. 101 – 106, 1984.
- [14] F. Michel, H.T. Amer and L. Olivier, ‘*Thermodynamic properties of ammonia-*

- watermixtures*’, International Congress of Refrigeration, Washington, ICR 0113, 2003.
- [15] A. Zohar, M. Jelinek, A. Levy, I. Borde, ‘*Performance of diffusion absorption refrigeration cycle with organic working fluids*’, International Journal of Refrigeration, Vol. 32, pp. 1 2 4 1 – 1 2 4 6, 2009.
- [16] J.N BALÉO, B.BOURGES, PH. COURCOUX, C.FAUR-BRASQUET, ‘*Méthodes et outils pour les expérimentations scientifiques*’, Edition TEC&DOC, 2003.
- [17] KUZMAN. RAŽNJEVIC, ‘*Tables et diagrammes thermodynamiques*’, Editions EYROLES, 1970.
- [18] L. HEAR, J.S. GALLAGHER, ‘*Thermodynamic properties of ammoniac*’, J. Phys.Chem, Reference Data, Vol 7, 1996.
- [19] MICHAEL J. MORAN, HOWARD N. SHAPIRO, ‘*Fundamentals of Engineering Thermodynamics*’, Third Edition, John Wiley & Sons, Inc, 1996.
- [20] P. Bourseau et R. Bugarel, ‘*Rkfrigation par cycle à absorption-diffusion: comparaison des performances des systbmes NH₃-H₂O et NH₃-NaSCN*’, Int. J. Refrig. Vol 9