

Etude et analyse d'une machine frigorifique à absorption-diffusion solaire NH₃-H₂O-H₂

S. Kherris^{1,2*}, D. Zebbar^{1,2}, M. Makhlouf³, S. Zebbar⁴ et K. Mostefa^{1,2}

¹ Institut des Sciences et Technologies, Université de Tissemsilt,
B.P. 182, Tissemsilt, Algérie

² Laboratoire EOLE, Département de Génie Civil, Faculté des Sciences de l'Ingénieur,
Université Abou Bekr Belkaïd, B.P. 230 Chetouane, Tlemcen, Algérie

³ Département de Génie Mécanique, Université Djillali Liabès,
B.P. 89, Sidi Bel Abbès, Algérie

⁴ Faculté des Sciences Exactes, Université Djillali Liabès,
B.P. 89, Sidi Bel Abbès, Algérie

(reçu le 15 Mai 2012 - accepté le 30 Octobre 2012)

Résumé - Cet article est consacré à la modélisation mathématique d'un système frigorifique solaire en vue de déterminer ses paramètres énergétiques. Le système en question est à absorption-diffusion fonctionnant avec le couple ammoniac-eau et l'hydrogène comme gaz inerte. Au cours de cette étude et pour la première fois, est utilisé dans le calcul de ce type de machine, un nouveau modèle mathématique pour le calcul des propriétés thermodynamiques du couple binaire ammoniac eau. A l'issue de cette étude, une analyse comparative des résultats a été effectuée sur la base des données de Bourseau.

Abstract - In this work a mathematical model was developed for solar refrigeration system in order to determine its energy parameters. The system in question is of absorption-diffusion type, using ammonia-water mixtures and hydrogen as inert gas. In this study for the first time has been used a new mathematical model for the calculation of the thermodynamics properties of ammonia-water mixtures. At the end of this study a comparative analysis was performed using early data of Bourseau.

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

1. INTRODUCTION

L'énergie thermique d'origine solaire, à température modérée, est disponible un peu partout sous forme intermittente et diluée. Parmi les applications de l'énergie solaire pouvant s'accommoder plus ou moins bien de son intermittence, de sa dilution et de sa température modérée fournie par les capteurs plans, il y a lieu de citer le chauffage et la réfrigération solaire.

Selon Rapin *et al.* [1] ces deux dernières applications font l'objet d'un plus grand nombre d'études et de réalisations, du moment où le réchauffage et la réfrigération pour un pays développé au climat tempéré représente environ le tiers de ses dépenses totales en énergie.

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

* kherris_sahraoui@yahoo.fr

Parmi les divers procédés de production de froid, le système choisi dans cette étude est le système à absorption. Il utilise le couple ammoniac-eau et un thermo-émulseur en remplacement de la pompe mécanique.

Dans le fonctionnement d'une machine à absorption-diffusion, un gaz de soutien est utilisé pour équilibrer 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 al.* [2] utilise trois fluides de fonctionnement: l'ammoniac (réfrigérant), l'eau (absorbant), et l'hydrogène en qualité de gaz inerte. L'absence de pièces mobiles dans l'unité fait que le système à absorption-diffusion est silencieux et fiable. Ceci lui donne l'avantage d'être 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 [3] ; 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 ayant la même pression totale dans tout l'appareil.

Par ailleurs, la différence entre les pressions partielles est 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 avaient étudié et décrit la performance des divers cycles à absorption - diffusion, graphiquement, expérimentalement et numériquement.

Chen *et al.* [5], avaient 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.* [6] avaient effectué une étude expérimentale d'une boucle frigorifique à absorption diffusion. Les résultats expérimentaux étaient obtenus à partir d'un banc d'essai pour deux modes de chauffage: à l'énergie électrique et au gaz butane. Ils avaient 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 au gaz de butane.

Une autre étude du cycle à absorption-diffusion, utilisant l'hélium comme un gaz inerte, a été présentée par Srihirinet *et al.* [7]. L'application des bilans de masse et de l'énergie en chaque élément du cycle a permis de calculer le COP. L'étude en question avait montré que le COP varie dans la plage 0.09 - 0.15.

Maiya avait réussi à montrer dans son travail [8] par suite à une simulation du cycle à absorption-diffusion NH₃-H₂O-H₂, 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 avait prouvé qu'une pression de fonctionnement plus élevée provoque une diminution du COP.

Zohar *et al.* [9] avaient développé un modèle thermodynamique pour la simulation d'un cycle frigorifique à absorption-diffusion NH₃-H₂O-H₂ et obtenu des résultats numériques utilisant le logiciel EES (Engineering Equation Solver) [10]. Cette étude montre que le meilleur COP est 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. Par ailleurs, les valeurs recommandées pour les concentrations des solutions riche et pauvre sont respectivement 0.3 et 0.1.

Sur la base d'un modèle thermodynamique d'une machine à absorption-diffusion NH₃-H₂O-H₂, Zohar *et al.* [11] avaient 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 avait montré que le COP du cycle sans sous-refroidissement de condensât est supérieure d'environ (14-20 %) de celui du cycle avec le sous-refroidissement de condensât, et que les meilleures performances sont obtenues lorsque la fraction massique de l'ammoniac de la solution riche varie dans le diapason (0.25-0.4).

Makhlouf *et al.* [12] avaient effectué une comparaison des COP calculés par le modèle de Zohar *et al.* [11] utilisant deux différents modèles pour le calcul des propriétés thermodynamiques du couple binaire NH₃-H₂O, qui sont le modèle de Ziegler *et al.* [13] et le second modèle de Feidt *et al.* [14]. Ce dernier modèle donne un gain en terme de COP, égal à 0.01038 pour le cas du COP en fonction de la concentration de la solution riche et de la température de générateur et 0.00602 pour le cas du COP en fonction de la température du générateur et la concentration de la solution pauvre.

Zohar *et al.* [15] avaient effectué 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) et de l'hélium en qualité de gaz inerte. Les résultats obtenus étaient comparés avec ceux d'un même système fonctionnant avec le couple ammoniac-eau-hélium. Une fois de plus, l'hélium s'est avéré préférable à l'hydrogène en qualité de gaz inerte pour le cycle. Le COP du système fonctionnant avec de l'hélium est plus élevé (jusqu'à 40 %) que celui obtenu pour le système fonctionnant avec de l'hydrogène.

Dans cette étude, un nouveau modèle mathématique pour le calcul des propriétés thermodynamiques du couple binaire NH₃-H₂O [16] est choisi. Ce modèle rapporté par Kherris *et al.* [16] est utilisé pour la première fois dans le calcul de ce type de machine.

Les corrélations proposées couvrent des conditions d'équilibre de phases pour des pressions et des températures élevées. Elles couvrent l'intervalle (230 < T (K) < 600) pour les températures et (0.2 < P (bar) < 110) pour les pressions.

2. MODELISATION MATHÉMATIQUE

La modélisation mathématique est basée sur les lois de la conservation de l'énergie et de masse au niveau de chaque élément, auxquelles sont ajoutés les équations

d'équilibre du mélange $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-H}_2$, l'enthalpie, l'entropie et le volume en tout point du cycle de la machine, ainsi que les grandeurs d'équilibre (P, T, ξ).

Trois circuits de fluide peuvent être distingués dans ces machines:

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

2.1 Le facteur de circulation f_c

Le taux de circulation f_c , est défini comme étant le rapport des débits massiques de la solution riche et de la vapeur d'ammoniac pur.

$$f_c = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_{10}} \quad (1)$$

2.2 Bilan énergétique dans le bouilleur

$$\dot{m}_9 + \dot{m}_3 = \dot{m}_{11} + \dot{m}_2 \quad (2)$$

$$\xi_9 \dot{m}_9 + \xi_3 \dot{m}_3 = \xi_{11} \dot{m}_{11} + \xi_2 \dot{m}_2 \quad (3)$$

$$\varphi_b = \dot{m}_9 h_9 + \dot{m}_3 h_3 - (\dot{m}_{11} h_{11} + \dot{m}_2 h_2) \quad (4)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_{10} (f_c - 1) \quad (5)$$

2.3 Bilan énergétique dans la colonne de rectification

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} + \dot{m}_{11} \quad (6)$$

$$\xi_9 \dot{m}_9 = \xi_{10} \dot{m}_{10} + \xi_{11} \dot{m}_{11} \quad (7)$$

$$\varphi_R = \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_{11} h_{11} - \dot{m}_9 h_9 \quad (8)$$

$$r = \frac{\dot{m}_{11}}{\dot{m}_{10}} \text{ (débit reflux (kg/kg))} \quad (9)$$

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

2.4 Bilan énergétique dans le condenseur

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{12} \quad (11)$$

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

$$\varphi_c = \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_{12} h_{12} \quad (13)$$

2.5 Bilan énergétique dans l'évaporateur

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

$$\xi_7 \dot{m}_7 = \xi_6 \dot{m}_6 + \xi_{12} \dot{m}_{12} \quad (15)$$

$$\varphi_0 = \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{12} h_{12} - \dot{m}_7 h_7 \quad (16)$$

2.6 Bilan énergétique dans l'échangeur gaz-gaz (S1)

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad , \quad \xi_7 = \xi_8 \quad (17)$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad , \quad \xi_5 = \xi_6 \quad (18)$$

$$\varphi_{S1} = \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_8 h_8 \quad (19)$$

2.7 Bilan énergétique dans l'absorbeur

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

$$\xi_1 \dot{m}_1 + \xi_5 \dot{m}_5 = \xi_4 \dot{m}_4 + \xi_8 \dot{m}_8 \quad (21)$$

$$\varphi_{ab} = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_8 h_8 - (\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_5 h_5) \quad (22)$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{10} \times f_c \quad (23)$$

2.8 Bilan énergétique dans l'échangeur liquide - liquide (S2)

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 \quad , \quad \xi_2 = \xi_1 \quad (24)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad , \quad \xi_3 = \xi_4 \quad (25)$$

$$\varphi_{S2} = \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_4 h_4 \quad (26)$$

2.9 Coefficient de performance

$$COP = \frac{\varphi_0}{\varphi_b} \quad (27)$$

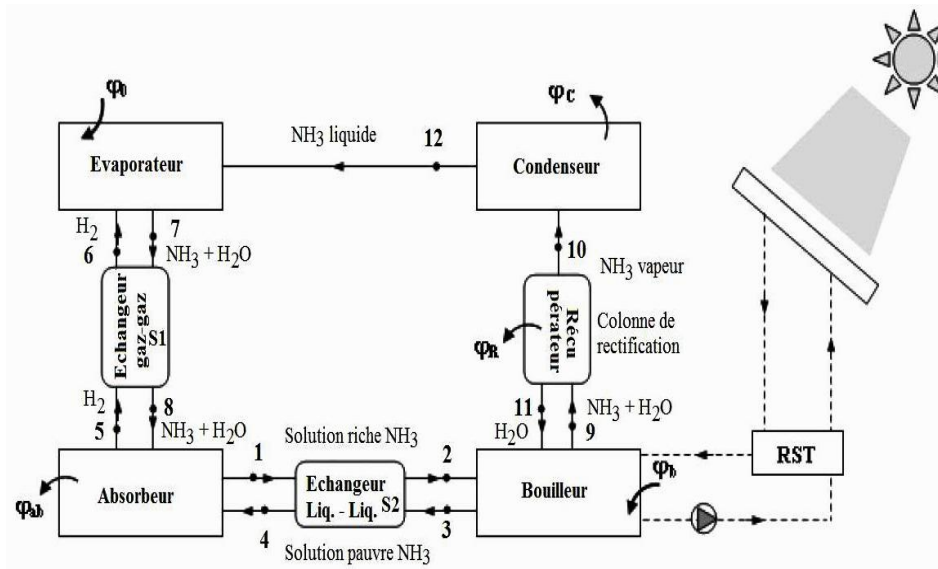


Fig. 1: Description schématique du cycle à absorption-diffusion NH₃-H₂O-H₂ solaire

3. RESULTATS ET DISCUSSIONS

Pour la simulation du fonctionnement stationnaire de la machine frigorifique à absorption-diffusion $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-H}_2$, un software 'SARM' 'Simulation of Absorption Refrigeration Machine' est utilisé [17-19].

Pour voir l'influence des températures à la sortie des échangeurs (T_b , T_c , T_{ab} et T_0) sur les performances de l'installation, des courbes ont été tracées traduisant les variations suivantes:

- Variation du COP en fonction de la température du RST, avec les températures de l'évaporateur et du condenseur constantes et la température de l'absorbeur variable;
- Variation du COP en fonction de la température du RST, avec les températures de l'évaporateur et de l'absorbeur constantes et la température du condenseur variable;
- L'effet des températures du bouilleur et de l'absorbeur sur le facteur de circulation f_c , avec les températures du condenseur et de l'évaporateur constantes;

3.1 Coefficient de performance = $f(T_{RST}, T_{ab})$ avec T_c et T_0 constantes

Les figures 2 - 5 représentent la variation du coefficient de performance 'COP' en fonction des températures du bouilleur, du condenseur et de l'absorbeur pour deux valeurs de température de l'évaporateur -5°C et 5°C .

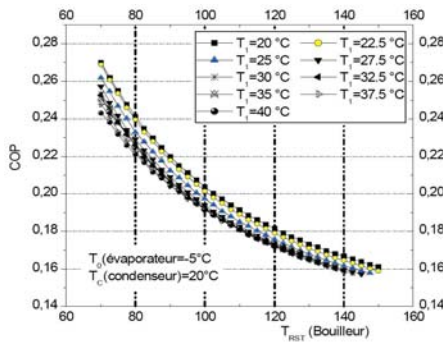


Fig. 2: Variation du COP = $f(T_{RST}, T_{ab})$ avec $T_0 = -5^\circ\text{C}$, $T_c = 20^\circ\text{C}$

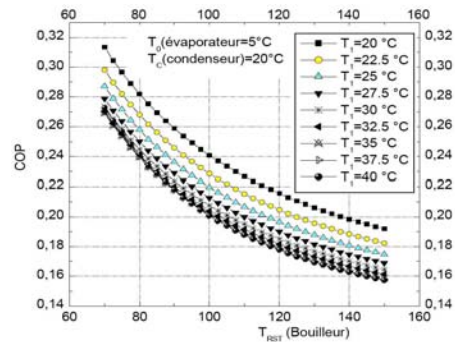


Fig. 3: Variation du COP = $f(T_{RST}, T_{ab})$ avec $T_0 = 5^\circ\text{C}$, $T_c = 20^\circ\text{C}$

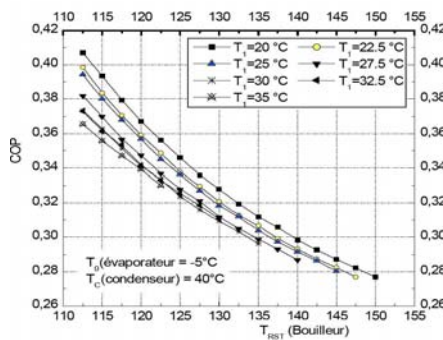


Fig. 4: Variation du COP = $f(T_{RST}, T_{ab})$ avec $T_0 = -5^\circ\text{C}$, $T_c = 40^\circ\text{C}$

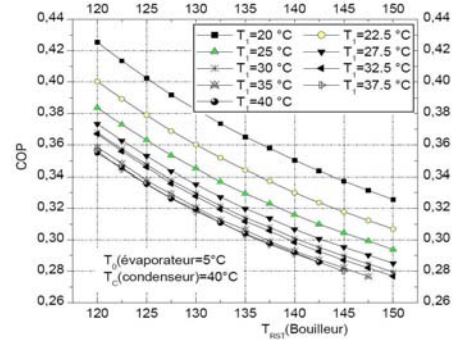


Fig. 5: Variation du COP = $f(T_{RST}, T_{ab})$ avec $T_0 = 5^\circ\text{C}$, $T_c = 40^\circ\text{C}$

Il y a lieu de constater, que l'augmentation de la température d'évaporation et de condensation provoque une augmentation du coefficient de performance. Ce dernier diminue suite à l'augmentation de la température à la sortie du réservoir de stockage thermique T_{RST} et l'augmentation de la température d'absorption. Cette diminution du COP est plus accentuée avec la croissance de la température T_{RST} .

3.2 Coefficient de performance = f (T_{RST} , T_c) avec T_{ab} et T_0 constantes

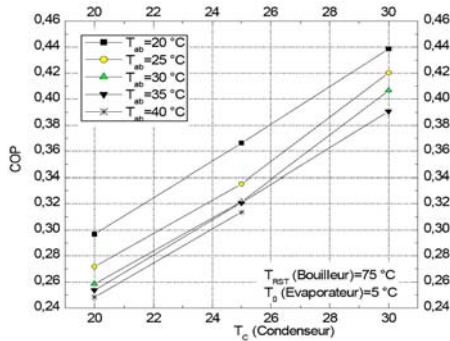


Fig. 6: Variation du COP = f (T_c , T_{ab}) avec $T_0 = 5^\circ\text{C}$, $T_{RST} = 75^\circ\text{C}$

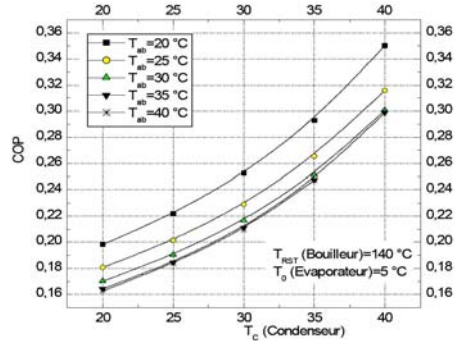


Fig. 7: Variation du COP = f (T_c , T_{ab}) avec $T_0 = 5^\circ\text{C}$, $T_{RST} = 140^\circ\text{C}$

Les figures (6, 7) montrent que le coefficient de performance augmente avec la croissance de la température du condenseur et de la température T_{RST} . Par ailleurs, le COP diminue avec la décroissance de la température de l'absorbeur.

3.3 Effet des températures T_c et T_b sur le facteur de circulation f_c

Cette analyse est effectuée, suite à la variation des températures du condenseur et du bouilleur pour des températures d'évaporation et d'absorption fixées à 5°C et 20°C consécutivement. Le rendement des deux échangeurs est égal à 70 %.

La figure 8, montre que la croissance de la température de condensation conduit à une augmentation du taux de circulation f_c . La valeur de ce dernier est plus importante dans la plage inférieure des températures du bouilleur. Cette augmentation est due à la diminution du taux de dégazage ($\Delta \xi$) induite par la croissance de la haute pression.

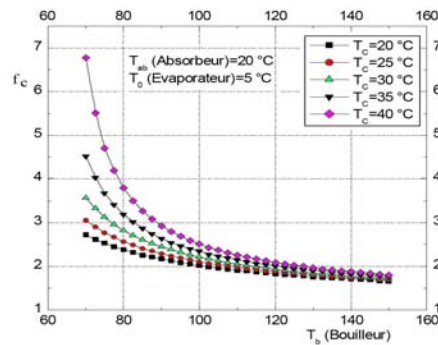


Fig. 8: Variation du facteur de circulation $f_c = f(T_b, T_c)$ avec $T_{ab} = 20^\circ\text{C}$ et $T_0 = 5^\circ\text{C}$

3.4 Validation des résultats

La validation d'un modèle est la confrontation directe des résultats obtenus à ceux obtenus soit par l'expérimentation soit par d'autres modèles [20].

3.4.1 Validation des propriétés thermodynamiques de la solution ammoniac-eau

Les propriétés thermodynamiques de la solution binaire ammoniac-eau utilisées dans la présente étude sont celles développés dans [16]. Elles montrent une bonne concordance avec ceux rapportés par les tables thermodynamiques du NH_3 et H_2O de Kuman [21] et de Haar *et al.* [22] pour les propriétés thermodynamiques des composantes pures de la solution $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$.

Dans le cas du mélange, une comparaison des résultats obtenus avec les données expérimentales de Sun [23] et de l'IIR [24] est faite pour la pression saturée et le volume saturé pour les deux états liquide et vapeur, pour deux cas de températures de références: une basse température égale à 283.15 K et la haute température égale à 525.15 K.

3.4.2 Validation du coefficient de performance

La validation des résultats de la simulation obtenus pour le coefficient de performance en fonction des températures de bouilleur, de l'absorbeur et du condenseur, est effectuée par leur comparaison avec ceux de Bourseau *et al.* [21] pour deux valeurs de températures d'absorption et de condensation (30 et 40 °C). Les conditions de fonctionnement choisies sont:

- La température du condenseur $T_c = 30^\circ\text{C}$ et $T_c = 40^\circ\text{C}$;
- La température de l'absorbeur $T_{ab} = 30^\circ\text{C}$ et $T_{ab} = 40^\circ\text{C}$;
- La température de l'évaporateur $T_0 = 5^\circ\text{C}$;
- Le rendement des échangeurs $\eta = 0.8$.

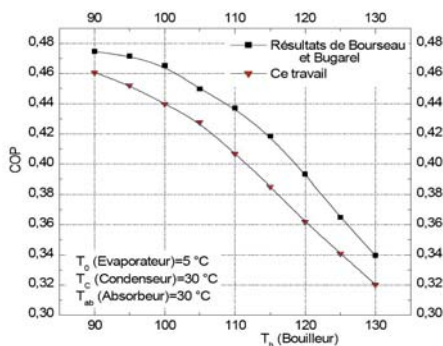


Fig. 9: Comparaison des résultats du COP obtenus par Bourseau *et al.* et par ce travail, avec $T_0 = 5^\circ\text{C}$, $T_c = 30^\circ\text{C}$

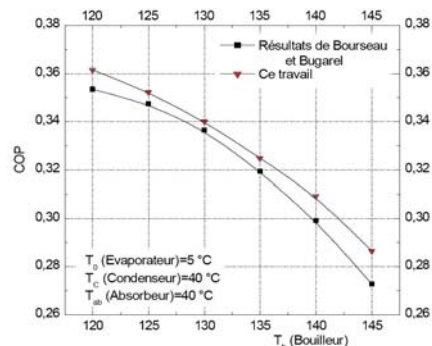


Fig. 10: Comparaison des résultats du COP obtenus par Bourseau *et al.* et par ce travail, avec $T_0 = 5^\circ\text{C}$, $T_c = 40^\circ\text{C}$

La comparaison montre une bonne concordance des résultats obtenus pour le coefficient de performance obtenus avec ceux de Bourseau *et al.* [21] pour les deux valeurs de températures d'absorption et de condensation, Figure 9 et 10. L'erreur

moyenne obtenue est inférieure à 3.2 % pour la figure 9 et est inférieure à 1.5 % pour la figure 10.

4. CONCLUSION

L'étude de la machine frigorifique à absorption-diffusion NH₃-H₂O-H₂, 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 de l'installation. Il apparaît clairement que le coefficient de performance n'est pas un critère suffisant à lui seul pour le choix optimal de la machine, mais il existe d'autres paramètres essentiels ayant une grande influence sur la performance de la machine, tels que:

- La température à la sortie du réservoir de stockage thermique T_{RST} ;
- La température du condenseur T_c ;
- La température de l'absorbeur T_{ab} ;
- La température de l'évaporateur T₀ .

L'analyse comparative des résultats de la simulation obtenus par la présente étude, et avec d'autres résultats existants dans la littérature fait apparaître que le programme 'SARM' simule avec satisfaction les processus thermodynamiques ayant lieu dans les installations frigorifiques à absorption-diffusion solaire NH₃-H₂O-H₂.

N.B.: Ce travail est réalisé dans le cadre du PNR 8/0/1047.

NOMENCLATURE

h : Enthalpie massique, kJ/kg	COP : Coefficient de performance
T : Température, °C	ṁ : Débit massique, kg/s
P : Pression, bar	φ̇ : Flux de chaleur, kW
f _c : Taux de circulation, kg de mélange/kg de NH ₃	ξ : Concentration massique kg de NH ₃ /kg de mélange
CAD : Cycle à absorption-diffusion	RST : Réservoir de stockage thermique
Δξ : Taux de dégazage (ξ ₁ - ξ ₂)	B , Ab : Bouilleur - Absorbeur
H ₂ : Hydrogène - H ₂ O: Eau	C , Rec : Condenseur - Rectificateur
1, 1c, 2 : désignation - Points du cycle	

REFERENCES

- [1] P. Rapin and P. Jacquard, 'Technologie des Installations Frigorifiques', 8^{ème} Edition PYC, Dunod, 2004.
- [2] B.C. Von Platen and C.G. Munters, 'Refrigerator', US Patent 1, pp. 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', Sairtryckur Kylteknisk Tidskrift, 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 NH_3-H_2O ', 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 $NH_3-H_2O-H_2$ ', 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] M. Feidt, H.T. Amer and L. Olivier, 'Thermodynamic Properties of Ammonia-Water Mixtures', International Congress of Refrigeration, Washington, ICR 0113, 2003.
- [15] A. Zohar, M. Jelinek, A. Levy and I. Borde, 'Performance of Diffusion Absorption Refrigeration Cycle With Organic Working Fluids', International Journal of Refrigeration, Vol. 32, N°6, pp. 1241 – 1246, 2009.
- [16] S. Kherris, M. Makhlouf, D. Zebbar and O. Sebbane, 'Contribution Study of the Thermodynamics Properties of the Ammonia-Water Mixtures', Thermal Sciences, On Line, First, 2011.
- [17] 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.
- [18] S. Kherris, 'Simulation des Cycles de Machines Frigorifiques à Absorption', Mémoire de Magister, Université Ibn Khaldoun, Tiaret, 2008.
- [19] S. Kherris, 'Contribution à l'Optimisation des Installations Frigorifiques à Absorption Solaire', Thèse de Doctorat, Université Djillali Liabes, Sidi Bel Abbès, 2011.
- [20] J.N Baléo, B. Bourges, P. Courcoux and C. Faur-Brasquet, 'Méthodes et Outils pour les Expérimentations Scientifiques', Edition Tec & Doc, Lavoisier, 2003.
- [21] K. Ražnjevic, 'Tables et Diagrammes Thermodynamiques', Edition Eyroles, 1970.
- [22] L. Hear and J.S. Gallagher, 'Thermodynamic Properties of Ammoniac', Journal Physics Chemistry, Vol. 7, 1996.
- [23] D.W. Sun, 'Comparison of the Performance of NH_3-H_2O , NH_3-LiNO_3 and NH_3-SCN Absorption Refrigeration Systems', Energy Conversion, Vol. 39, N°5-6, pp. 357 - 368, 1998.
- [24] Scientific Report, 'Thermodynamic and Physical Properties of NH_3-H_2O ', (IIR) International Institute of Refrigeration, pp. 88, France, 1994.
- [25] P. Bourseau et R. Bugarel, 'Réfrigération par Cycle à Absorption-Diffusion: Comparaison des Performances des Systèmes NH_3-H_2O et $NH-NaSCN$ ', International Journal of Refrigeration, Vol. 9, N°4, pp. 206 - 214, 1986.