

ETUDE PARAMETRIQUE D'UNE INSTALLATION A ABSORPTION AMELIOREE (EFFET DE LA PRESSION)

Mohammed BENRAMDANE¹, Said ABOUDI², MEA GHERNAOUT¹

¹Laboratoire ETAP, Faculté de Technologie. Université de Tlemcen, Algérie,
benramdane2006@yahoo.fr

²Laboratoire de M3M, UTBM, Site de Sevenans, 90010 Belfort Cedex, France

RESUME

L'objectif du présent travail consiste à étudier une boucle frigorifique à absorption utilisant le couple ammoniac-eau afin de voir l'influence de la pression sur ses performances et de proposer d'éventuelles améliorations. Cette amélioration du coefficient de performance « COP » est basée sur des modifications géométriques sur l'installation à absorption elle-même. Notre approche consiste à augmenter le nombre de bouilleurs à trois en série et d'absorbants à deux. Les modifications faites nous ont apporté les avantages suivants : possibilité de fonctionnement avec des températures qui varient autour de 70°C et qui nécessitent des panneaux plans simples moins coûteux et éliminations de la colonne de distillation ce qui implique la réduction du coût global de l'installation avec une amélioration de COP.

Mots clés : *Machines frigorifiques, Absorption, Réfrigération, Solaire, Amélioration, COP, Couple binaire ammoniac-eau.*

NOMENCLATURE

Symboles :

\dot{m}_i	Débit massique aux différents éléments de l'installation, Kg/s	T_A	Température de la source chaude, K
T	Temperature, K	T_F	Température de la source froide, K
h_i	Enthalpies massiques aux différents éléments de l'installation, KJ/kg	T_M	Température ambiante, K
P	Pression, bar	X_i	Titre du frigorigène ou de l'absorbant dans la solution aux différents éléments de l'installation
COP	Coefficient de performance	Indices / Exponents :	
Eff	Efficacité de l'échangeur	i	Numero de l'element de l'instellation

1. INTRODUCTION

Le recours aux technologies de rafraichissement solaire peut permettre d'alléger la demande en électricité. L'un des principaux atouts de ce système réside dans le fait qu'il y a simultanéité entre la demande en rafraichissement et la disponibilité du rayonnement solaire.

Sur le plan de la conversion énergétique, les recherches actuelles sont orientées vers le développement des machines à absorption solaire en vue d'améliorer leur efficacité. L'étude et la conception de telles machines connaissent une évolution continue. Plusieurs approches ont été proposées [1], [2], [3] et [4] pour aborder le problème de la conception basée sur l'optimisation. La réfrigération solaire à absorption est une des techniques les plus utilisées pour le moment. Technologie encore jeune, elle ne présente cependant pas de difficultés à mettre en œuvre.

2. MODE DE FONCTIONNEMENT DU CYCLE REFRIGERANT ET DU CYCLE SOLVANT

Le processus se compose de deux cycles liés entre eux : le cycle réfrigérant et le cycle solvant. Le réfrigérant à l'état gazeux venant de l'évaporateur est absorbé dans l'absorbeur (1) par le solvant. La solution liquide est, à partir de ce moment, riche en réfrigérant. Elle est portée à un niveau de pression plus élevée par une pompe (2) et renvoyée dans le bouilleur (3). Ici, le réfrigérant est « chassé », par un apport de chaleur venant des capteurs solaires, jusqu'au condenseur (4), puis il est détendu et amené à nouveau dans l'évaporateur (5). De cette façon le cycle réfrigérant est bouclé. La solution, pauvre en réfrigérant (puisqu'il a été chassé vers le condenseur), quitte le bouilleur, passe par un restricteur et s'écoule dans l'absorbeur, pour capter à nouveau la vapeur du réfrigérant revenue à l'évaporateur. De cette façon le cycle du solvant est bouclé. Le cycle solvant est basé sur le décalage provoqué dans les équilibres thermiques d'une combinaison de deux matières, lors de conditions de pression et de température différentes.

La production de chaleur de l'absorbeur et du condenseur est évacuée par une tour de réfrigération (6) ou par récupération de cette chaleur (7) [5].

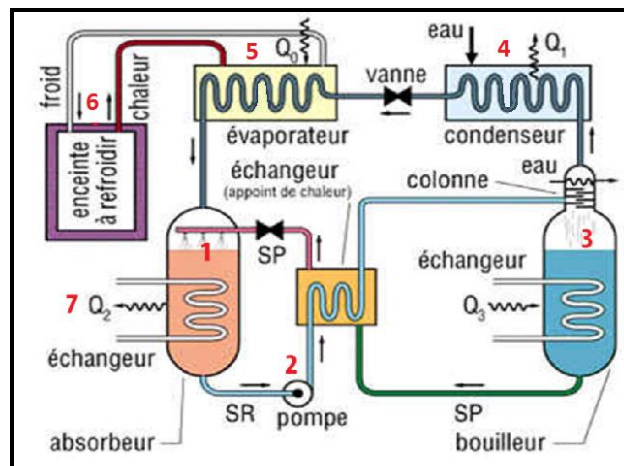


FIGURE 1. Schéma de fonctionnement du cycle absorption

Selon le niveau de température souhaité, différentes associations de matières sont utilisées pour produire du froid :

Pour la climatisation de bâtiments (températures positives) : de l'eau et du bromure de lithium (LiBr).

Pour de la congélation (températures inférieures à 0°C) : de l'eau et de l'ammoniac (NH₃).

3. PRESENTATION DE L'INSTALLATION A ABSORPTION AVEC TROIS BOUILLERS

Les systèmes à absorption sont les plus intéressants par suite d'une utilisation éventuelle d'énergie solaire. Toutefois leur conception demande une soigneuse étude thermodynamique afin d'obtenir un coefficient de performance satisfaisant

Dont le but de l'amélioration du COP d'une installation à absorption, on a fait des modifications géométriques sur l'installation elle-même. Notre approche consiste à augmenter le nombre de bouilleurs sur les installations de réfrigération solaire à absorption et voir leurs influences sur l'amélioration de l'installation.

L'utilisation de trois niveaux de température permet de produire du froid à partir de chaleur uniquement [6].

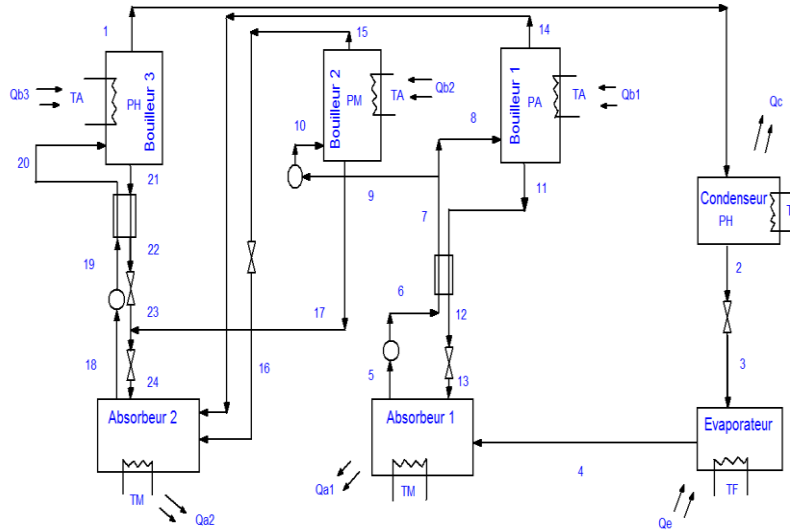


FIGURE 2. Schéma d'une installation de réfrigération solaire à absorption fonctionnant avec trois bouilleurs.

4. ETUDE THERMODYNAMIQUE DE L'INSTALLATION MODIFIÉE

Bilans massique et énergétique

Pour déterminer le bilan thermique d'un composant, il est nécessaire de connaître avec précision les enthalpies des fluides de travail à l'état liquide et gazeux en fonction de la température et de la concentration.

Deux méthodes ont été utilisées pour le calcul des bilans :

Utilisation des diagrammes de Merkel et d'Oldham ou bien celui de Mollier dans le cas où il y aura un frigorigène pure ($x = 1$).

Utilisation de la méthode classique (en utilisant des équations mathématiques).

Le choix d'une pression de travail compatible varie d'un couple binaire à un autre, utilisant le couple NH_3/H_2O pour le fonctionnement de cette installation nous conduit à faire un bon choix d'intervalles de pression qui varie entre 2 et 26 bars.

La connaissance des caractéristiques climatiques et géographiques de la région où se trouve notre installation est un facteur très important de l'étude. Ces éléments sont variables, mais on peut estimer une moyenne mensuelle [7].

Bilans énergétiques

Le bilan d'énergie de l'installation frigorifique à absorption s'établit comme la somme des puissances thermiques représentant l'énergie totale absorbée est égale à la somme des puissances thermiques évacuées,

A partir de ce principe, on détermine les différentes équations des bilans massiques en débit de chaque élément de l'installation.

Bilans massiques

D'une façon générale, pour faire les bilans de masses dans une installation solaire fonctionnant avec un couple binaire, on part d'un principe fondamental appliqué dans les différents éléments : le bouilleur et l'absorbeur:

$$\dot{m}_{total} = \dot{m}_{pauvre} + \dot{m}_{riche} \quad (1)$$

Le système est donc composé de \dot{m}_{H_2O} débit massique de fluide absorbeur et \dot{m}_{NH_3} le débit massique de fluide frigorigène. Ainsi le débit massique total du mélange binaire sera :

$$\dot{m}_s = \dot{m}_{H_2O} + \dot{m}_{NH_3} \quad (2)$$

Le titre de la solution exprime le rapport entre le débit massique de soluté (le fluide frigorigène) et le débit massique de la solution, que celle-ci soit liquide ou gaz :

$$X = \frac{\dot{m}_{NH_3}}{\dot{m}_s} \quad (3)$$

Et donc le débit massique de fluide frigorigène dans une solution est égal au débit massique total de solution multipliée par le titre.

Parmi les modèles qui existent, nous avons choisi celui proposé par M. Feidt (2003) [8] qui combine la méthode de l'énergie libre de Gibbs pour les propriétés thermiques 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 le besoin de faire des itérations afin d'avoir les conditions d'équilibre de phases.

Pour le bouilleur3, nous avons :

$$\dot{m}_{20} = \dot{m}_1 + \dot{m}_{21} \quad (4)$$

$$\dot{m}_{20} x_{20} = \dot{m}_1 x_1 + \dot{m}_{21} x_{21} \quad (5)$$

$$(\dot{m}_1 + \dot{m}_{21}) x_{20} = \dot{m}_1 x_1 + \dot{m}_{21} x_{21} \quad (6)$$

$$\dot{m}_1 x_{20} + \dot{m}_{21} x_{20} = \dot{m}_1 x_1 + \dot{m}_{21} x_{21} \quad (7)$$

$$\dot{m}_1 (x_{20} - x_1) = \dot{m}_{21} (x_{21} - x_{20}) \quad (8)$$

$$\dot{m}_{21} = \dot{m}_1 \left(\frac{x_{20} - x_1}{x_{21} - x_{20}} \right) \quad (9)$$

$$\dot{m}_{21} = \dot{m}_{14} \left(\frac{x_8 - x_{14}}{x_{11} - x_8} \right) \left(\frac{x_{13} - x_5}{x_5 - x_4} \right) \left(\frac{x_{20} - x_1}{x_{21} - x_{20}} \right) = \dot{m}_{22} = \dot{m}_{23} \quad (10)$$

Par la même méthode de calcul on détermine les autres masses en débit des différents éléments de l'installation.

On fait varier les températures et les pressions au niveau des différents éléments de l'installation (bouilleurs, absorbeur, évaporateur et condenseur) pour déterminer les autres grandeurs thermodynamique (H_i) et (X_i) qui leur correspondent en utilisant les diagrammes d'Oldham et Merkel.

5. COEFFICIENT DE PERFORMANCE

Le coefficient de performance est le rapport de la puissance énergétique de l'évaporateur sur les puissances énergétiques des bouilleurs :

$$COP = \frac{Q_e}{Q_{b1} + Q_{b2} + Q_{b3}} \quad (11)$$

$$COP = \frac{\dot{m}_4(h_4 - h_3)}{(\dot{m}_{11}h_{11} - \dot{m}_8h_8 + \dot{m}_{14}h_{14}) + (\dot{m}_{15}h_{15} + \dot{m}_{17}h_{17} - \dot{m}_{10}h_{10}) + (\dot{m}_1h_1 + \dot{m}_{21}h_{21} - \dot{m}_{20}h_{20})} \quad (12)$$

$$COP = \frac{h_4 - h_3}{Ah_{11} + Bh_{14} - \frac{1}{2}Ch_8 + \frac{1}{2}Dh_{15} + \frac{1}{2}Eh_{17} - \frac{1}{2}h_{10} + h_1 + Fh_{21} - Gh_{20}} \quad (13)$$

Avec

$$A = \left(\frac{x_5 - x_4}{x_{13} - x_5} \right)$$

$$B = \left(\frac{x_5 - x_4}{x_{13} - x_5} \right) \left(\frac{x_{11} - x_8}{x_8 - x_{14}} \right)$$

$$C = \left(\frac{x_5 - x_4}{x_{13} - x_5} \right) \left(\frac{x_4 - x_{13}}{x_4 - x_5} \right)$$

$$D = \left(\frac{x_5 - x_4}{x_{13} - x_5} \right) \left(\frac{x_4 - x_{13}}{x_4 - x_5} \right) \left(\frac{x_{17} - x_{10}}{x_{17} - x_{15}} \right)$$

$$E = \left(\frac{x_5 - x_4}{x_{13} - x_5} \right) \left(\frac{x_4 - x_{13}}{x_4 - x_5} \right) \left(\frac{x_{17} - x_{10}}{x_{17} - x_{15}} \right) \left(\frac{x_{10} - x_{15}}{x_{17} - x_{10}} \right)$$

$$F = \left(\frac{x_{20} - x_1}{x_{21} - x_{20}} \right)$$

G=

$$1 + \frac{1}{2} \left[\left(\frac{x_5 - x_4}{x_{13} - x_5} \right) \left(\frac{x_4 - x_{13}}{x_4 - x_5} \right) \left(\frac{x_{17} - x_{10}}{x_{17} - x_{15}} \right) \right] + \frac{1}{2} \left[\left(\frac{x_{17} - x_{10}}{x_{17} - x_{15}} \right) \left(\frac{x_{10} - x_{15}}{x_{17} - x_{10}} \right) \left(\frac{x_4 - x_{13}}{x_{17} - x_{15}} \right) \left(\frac{x_5 - x_4}{x_{13} - x_5} \right) \right] + \left(\frac{x_{20} - x_1}{x_{21} - x_{20}} \right)$$

6. SIMULATION

Pour notre simulation on a utilisé logiciel Mathcad. Ce logiciel permet de réaliser des calculs scientifiques et des documents formatés sous forme de rapports qui mêlent des calculs et des textes nécessaires à la compréhension d'un projet d'ingénierie. Grâce à son format visuel et son interface

bloc-notes uniques, Mathcad intègre, dans une même feuille de calcul, les notations, textes et graphiques mathématiques standards.

6.1 Contraintes de fonctionnement

a. Haute pression :

La pression du condenseur, qui est celle du bouilleur à haute pression, est prise égale à la pression de saturation de la solution liquide sortant du condenseur à la température T_{b3} .

b. Basse pression:

La pression basse limite maximale dans l'évaporateur est égale à la pression de saturation du frigorigène pur à la température T_e .

c. Pression moyenne:

La pression moyenne est comprise entre la haute et la basse pression, qui est celle de l'absorbeur, est prise égale à la pression de saturation de la solution liquide sortant de l'absorbeur.

6.2 Courbes

Les graphes tracés sont en fonction de T_{20} parce que l'élément numéro 20 et en contact directe avec le Bouilleurs trois, car c'est le débit sortant à partir de ce dernier va être dirigé directement vers le condenseur. Donc c'est la partie essentielle dans le circuit. (Voir figure.2)

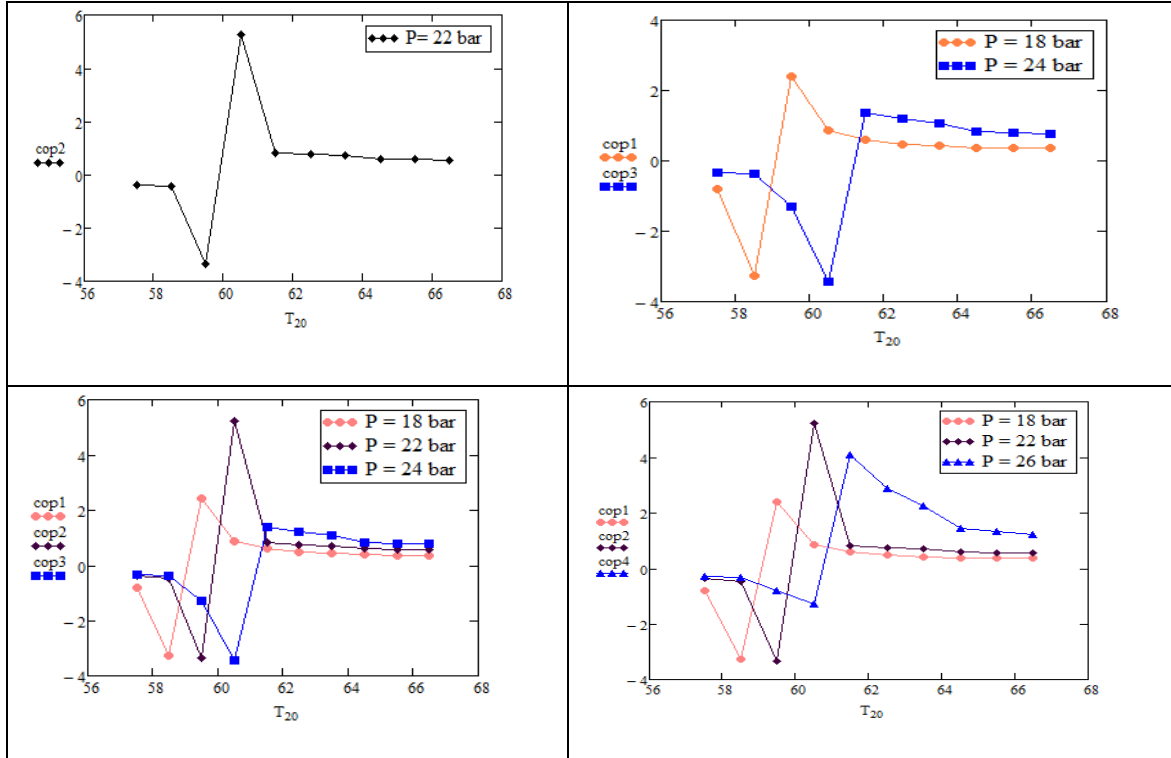


FIGURE 3. Effet de la pression sur la variation du COP

6.3 Interprétation et discussions

Faisant une étude thermodynamique détaillé sur les différents éléments de notre installation, prenant en considération l'augmentation de la pression et la variation des températures exprimé par les éléments secondaires (pompes et échangeurs de chaleurs) sur le coefficient de performance et à l'aide de l'utilisation les différents équations mathématiques citées dans cet article on aura :

Pour une pression moyenne de 10 bars au niveau de l'absorbeur 2 et une température de 65°C à la sortie de ce dernier au niveau de la partie n°18 (T18) (voir la figure 2), on détermine le titre $x_{18} = x_{19} = x_{20}$, passant par la pompes et l'échangeur de chaleur d'efficacité $eff = 0,5$, on aura d'autres valeurs des pressions et températures au niveau de l'élément 20 (T20 et P20), en faisant varier les températures pour différents pressions de ce dernier on aura :

Les graphes présentés dans la figure.3 présentent plusieurs courbes pour différents pression qui présentent l'effet de la pression sur la variation du COP. Autour de 60°C, l'installation commence à travailler, on voit qu'il y a une perturbation de la courbe des COP dans un petit intervalle de température et ensuite une stabilisation des valeurs des COP importantes. Aussi, on remarque que l'augmentation de COP est proportionnelle avec l'augmentation des pressions dans tout l'intervalle de température choisi pour notre installation modifie.

7. CONCLUSION

Dans le présent travail, on a étudié l'analyse de l'influence des différentes pressions dans un intervalle de températures de fonctionnement sur le coefficient de performance (COP) d'une machine à absorption a des modifications géométriques sur elle-même (augmentations de nombre de bouilleurs à trois et le nombre d'absorbeurs à deux) fonctionnent avec le couple NH₃-H₂O. Les résultats obtenus comme valeurs de COP pour différentes pressions sont encourageantes, il est possible d'atteindre un COP très intéressant pour une température autour de 60°C au niveau de l'absorbeur 2, en plus ces modifications ont donné la possibilité de fonctionner avec des températures autour de 60 °C qui nécessite des panneaux solaires simples et élimination de la colonne de distillation qui explique la réduction du coût global de l'installation.

RÉFÉRENCES

- [1] T. Berlitz, P. Satzeger, F. Summerer, F. Ziegler, G. Alefeld, A contribution to the evaluation of the economic perspectives of absorption chillers, *Int J Ref*, 220 (1999), 67-76.
- [2] W.Z. Chen, F.R. Sun, S.M. Cheng, L.G. Chen, Study on optimal performance and working temperatures of endoreversible forward and reverse Carnot cycle, *Int. J. Energy Res*, 19 (1995), 751-759.
- [3] A. Fellah, A. Ben Brahim, M. Bourouis and A. Coronas, Cooling loads analysis of an equivalent endoreversible model for a solar absorption refrigerator, *Int.J.Exergy*, 3-4 (2006), 452-465.
- [4] J. Chen, Optimal performance analysis of irreversible cycles used as heat pumps and refrigerators, *J. Phys. D: Appl. Phys*, 30 (1997), 582-587.
- [5] W. BEN KHADA « Introduction des principales techniques de climatisation solaire dans l'Algérie » publié dans le centre de développement d'énergie renouvelable (consulté en mai 2013).
- [6] Maxime Duminil, (Doc B 9730-5) « théorie des machine frigorifique », technique de l'ingénieur, traité génie énergétique, pages 4,5.
- [7] Lafri D., Hamid A., Belhame M., and Semmar D.: « Study of the thermal behavior of a cure solar storage exchanger Heat ». *Revue of renewable energy: thermal Days*. (2001).
- [8] M. Feidt, A. Haj Taleb, O. Lottin « Thermodynamic properties of ammonia water mixtures ». *International Congress of Refrigeration, Washington, ICR 0113*. (2003)