

## Etude comparative des différentes installations à réfrigérations solaire à absorption

M. Benramdane\*, Y. Khadraoui\*, S. Abboudi \*\*

\* *Département de Génie Mécanique. Laboratoire ETAP, Faculté de Technologie, Université Abou-Bekr Belkaid  
B.P : 119 Tlemcen 13000 Algérie*

\*\**Laboratoire M3M, UTBM, Site de Sevenans, 90010 Belfort Cedex, France*

*benramdane2006@yahoo.fr*

*oujlida2002@yahoo.com*

*said.abboudi@utbm.fr*

**Résumé :** Il est aisé de remarquer ces derniers temps, l'importante croissance que connaît le marché de l'énergie, ce qui ouvre les portes à une course vers de nouvelles sources d'énergie ou de nouveaux procédés permettant d'obtenir d'avantage d'énergie. C'est dans le même ordre d'idée que le milieu industriel et quelques laboratoires de recherche portent un intérêt de plus en plus grandissant au développement des machines frigorifiques à absorption qui ont de nombreux avantages.

Le présent travail consiste à faire une étude comparative des différentes installations de réfrigération solaire à absorption pour but d'améliorer le coefficient de performance COP.

Notre travail est basé sur une étude détaillée d'une installation simple qui se compose d'un bouilleur, condenseur, évaporateur et absorbeur avec une autre installation bi étagée qui se compose de deux bouilleurs, évaporateur, deux absorbeurs et condenseur.

On a constaté que la celle bi étagée (avec deux bouilleurs) a un COP important par rapport à celle avec un bouilleur (une amélioration de COP). Elle fonctionne avec une température autour de 70°C qui nécessite un panneau solaire plan au lieu d'un panneau de haute performance ce qui implique une réduction sur le cout de l'installation.

**Mots clés :** Absorption, réfrigération, Froid solaire, Amélioration, COP

### 1. Introduction

Parmi les moyens les plus efficaces pour la conservation d'énergie et la protection environnementale, on trouve la technologie des machines à absorption, notamment, les transformateurs de chaleur à absorption.

Les machines frigorifiques à absorption peuvent produire du froid en échangeant de la chaleur avec trois sources: la source chaude à la température  $T_A$ , la source moyenne à  $T_M$  (température ambiante), et la source froide à  $T_F$  constituée par le milieu à refroidir. Ces machines utilisent, pour leur fonctionnement, un mélange de fluides qui s'appelle couple binaire (absorbant - frigorigène). Nous avons choisi le mélange de fluides ammoniac-eau ( $NH_3-H_2O$ ) qui permet de produire du froid à des températures inférieures à zéro degré Celsius.

Le fonctionnement de la machine frigorifique à absorption, nécessite de fournir une certaine quantité de chaleur  $Q_H$ , au niveau de la source chaude, qui peut être fournie par des panneaux solaires. La température de fonctionnement  $T_A$ , pour les machines frigorifiques solaires à absorption, a une incidence sur le choix des capteurs solaires et par conséquent sur le cout de l'installation. L'étude que nous avons effectuée sur la machine à absorption simple ( $NH_3-H_2O$ ) montre que la température optimale de la source chaude est assez élevée, de l'ordre de 120°C, température qui nécessiterait l'utilisation des collecteurs à haute performance (sous vide ou à concentration).

Dans le but de réduire cette température  $T_A$ , nous avons étudié plusieurs machines frigorifiques à absorption qui fonctionnent avec le couple binaire ( $NH_3-H_2O$ ), afin de sélectionner celle qui peut fonctionner à des températures  $T_A$  accessibles avec de simples capteurs plans. Il ressort de cette étude que les machines avec deux bouilleurs en série (parallèle par rapport au panneau solaire) peuvent fonctionner à des températures de la source chaude relativement basses.

Dans le présent travail, nous nous sommes intéressés à faire une étude comparative des différentes installations à absorption pour but d'une amélioration du coefficient de performance (COP).

## 2. Description du système

Notre installation est implantée dans la région de Tlemcen Algérie et puisque la connaissance des caractéristiques climatiques et géographiques de la région où se trouve notre installation est un facteur très important pour l'étude de toute machine solaire. Ces éléments sont variables, mais on peut estimer une moyenne mensuelle comme l'indique le Tableau -1-

Tableau 1 : La température ambiante moyenne mensuelle en °C [1]

	Jan	Fev	Mars	Avr	Mai	Jui	Jui	Aout	Sep	Oct	Nov	Dec
Tlemcen	9.82	10.81	13.56	15.71	17.16	22.25	24.74	24.69	23.54	19.05	15.46	11.82

Dans les calculs, on utilise la température maximale de la région. Pour choisir la position optimale du capteur, il faut connaître la position de soleil vis-à-vis la terre.

Tableau 2 : Caractéristiques de quelques zones, du pays [1]

	Latitude	Longitude	Altitude
Tlemcen	35°00'	1°19'O	806 m

Notre travail est basé sur l'étude comparative des différentes installations à absorption dont chaque machine est composée au minimum d'un bouilleur, condenseur, évaporateur et un absorbeur pour but d'améliorer le COP et de déduire le cout de ces machines.

La machine la plus simple d'un seul étage (Figure. 1) est composée de quatre éléments principaux : bouilleur, condenseur, évaporateur, un absorbeur et un rectifieur et elle fonctionne avec un panneau solaire de haute performance (panneau sous vide ou concentrateur). Cette dernière a un COP faible avec un cout très élevé.

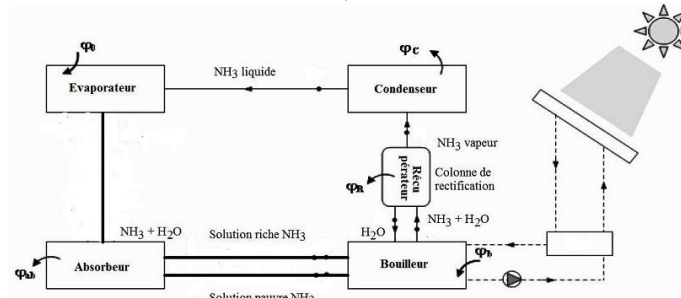


Figure. 1: Description schématique du cycle à absorption NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O

Au deuxième type des machines à absorption (Figure 2) on a augmenté le nombre des bouilleurs (deux) [2]. Cette modification nous a permis de réduire le cout de l'installation car on peut utiliser uniquement des panneaux solaires plans en plus cet appareil ne contient pas de colonne de rectification avec une amélioration du coefficient de performance.

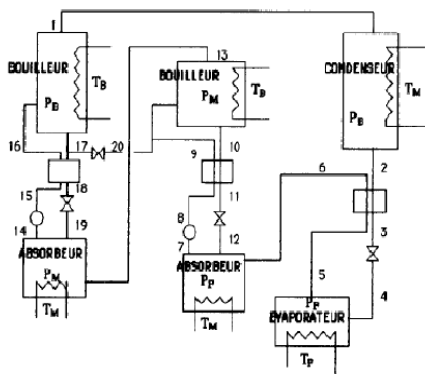


Figure 2 : Schéma de la machine à absorption bi-étagée avec deux bouilleurs et deux absorbeurs [2]

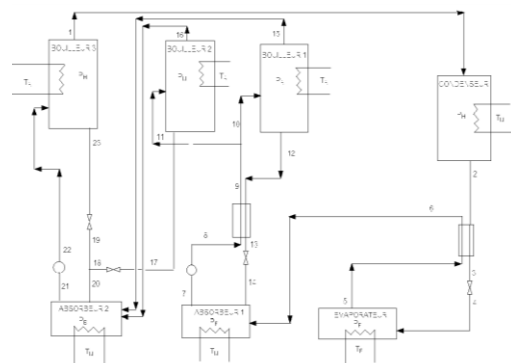


Figure 3 : Schéma de la machine à absorption avec trois bouilleurs et deux absorbeurs

Au troisième type des installations à absorption (Figure 3) qui est le but de notre travail est de faire des modifications sur l'installation elle-même car on a augmenté le nombre des bouilleurs à trois avec deux absorbeurs.

### 3. Formulation du problème

La machine à absorption constitue, pour nous, le cœur de l'ensemble de l'installation de rafraîchissement solaire. Il nous a donc paru intéressant de voir comment sont modélisées ces machines. A cet exercice de la modélisation, on trouve en général deux approches [3] :

La première s'appuie sur une description phénoménologique de chaque composant de la machine. Cette approche s'appuie sur différents bilans énergétiques afin de coupler les quatre éléments constituant la machine.

La seconde (qui est sans doute la plus utilisée) est l'évaluation des performances par un modèle empirique. Il s'agira en général de lissage de courbes basé sur des données du constructeur. En effet, ce sont des essais qui permettent d'établir une corrélation simple d'usage pour le COP et la puissance frigorifique de la machine.

Les corrélations obtenues ne sont ainsi valables que pour la gamme d'essais testés et pour le modèle de machine étudiée. Intéressons-nous donc, à quelques approches de modélisations qui ont servi de base au développement des modèles de machine à absorption.

#### 3.1. Analyse des générateurs

##### 3.1.1. Générateur (1)

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{12} + \dot{m}_{15} \Rightarrow \dot{m}_{10} x_{10} = \dot{m}_{12} x_{12} + \dot{m}_{15} x_{15} \quad (1)$$

##### 3.1.2. Générateur (2)

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{16} + \dot{m}_{17} \Rightarrow \dot{m}_{11} x_{11} = \dot{m}_{16} x_{16} + \dot{m}_{17} x_{17} \quad (2)$$

##### 3.1.3. Générateur (3)

$$\dot{m}_{22} = \dot{m}_{19} + \dot{m}_1 \Rightarrow \dot{m}_{22} x_{22} = \dot{m}_{19} x_{19} + \dot{m}_1 \quad (3)$$

D'où les flux

$$\varphi_{g_1} = \dot{m}_{12} h_{12} + \dot{m}_{15} h_{15} - \dot{m}_{10} h_{10} \quad (4)$$

$$\varphi_{g_2} = \dot{m}_{16} h_{16} + \dot{m}_{17} h_{17} - \dot{m}_{11} h_{11} \quad (5)$$

$$\varphi_{g_3} = \dot{m}_{19} h_{19} + \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_{22} h_{22} \quad (6)$$

Avec

\*  $h_{15}, h_{16}, h_1$  Enthalpies de la vapeur surchauffée du frigorigène aux températures  $T_{15}, T_{16}, T_1$  des générateurs  $g_1, g_2, g_3$  et les pressions  $p_A, p_M, p_H$ .

\*  $h_{10}, h_{11}$  et  $h_{22}$  Enthalpies de liquide de la solution riche aux températures  $T_{10}, T_{11}$  et  $T_{22}$  et les hauteurs pressions  $p_A, p_M$  et  $p_H$ .

\*  $h_{12}, h_{17}$  et  $h_{18}$  Enthalpies de liquides de la solution pauvre aux températures des générateurs  $T_{g_1}, T_{g_2}$  et  $T_{g_3}$  et les pressions  $p_A, p_M$  et  $p_H$ .

#### 3.2. Analyse du condenseur

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (7)$$

$$\varphi_C = \dot{m}_1 (h_1 - h_2) \quad (8)$$

$h_1$  Enthalpie de liquide saturé du frigorigène à la température  $T_C = T_M$  et la haute pression  $p_H$

#### 3.3. Analyse de l'évaporateur

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (9)$$

$$\varphi_E = \dot{m}_1 (h_5 - h_4) \quad (10)$$

$h_5$  Enthalpie de la vapeur saturée du frigorigène à la température  $T_E = T_F$  et la basse pression  $p_F$

$h_4$  Enthalpie de liquide saturée du frigorigène à la température  $T_4$  et la basse pression  $p_F$

### 3.4. Analyse de l'Absorbeur

#### 3.4.1. Absorbeur 1

$$\dot{m}_6 + \dot{m}_{14} = \dot{m}_7 \Rightarrow \dot{m}_{14}x_{14} + \dot{m}_6 = \dot{m}_7x_7 \quad (11)$$

$$\varphi_{ab1} = \dot{m}_7h_7 - \dot{m}_6h_6 - \dot{m}_{14}h_{14} \quad (12)$$

D'où :

-  $h_7$  Enthalpie du liquide de la solution à la température  $T_7$  de l'absorbeur (1)

-  $h_{14}$  Enthalpie de liquide de la solution à la température  $T_{14}$  et la basse pression  $p_F$  et la concentration pauvre ( $X_{pou}$ ).

#### 3.4.2. Absorbeur 2

$$\dot{m}_{21} = \dot{m}_{20} + \dot{m}_{15} + \dot{m}_{16} \Rightarrow \dot{m}_{21}x_{21} = \dot{m}_{20}x_{20} + \dot{m}_{15}x_{15} + \dot{m}_{16}x_{16} \quad (13)$$

$$\varphi_{ab2} = \dot{m}_{21}h_{21} - \dot{m}_{20}h_{20} - \dot{m}_{15}h_{15} - \dot{m}_{16}h_{16} \quad (14)$$

Avec :

-  $h_{21}$  Enthalpie du liquide de la solution à la température  $T_{21}$  de l'absorbeur(2)

-  $h_{20}$  Enthalpie de liquide de la solution à la température  $T_{20}$  et la basse pression  $p_B$  et la concentration pauvre ( $X_{pou}$ ).

### 3.5. Analyse des pompes

#### 3.5.1. Pompe 1

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} \quad (15)$$

$$W_{p1} = \dot{m}_9(h_8 - h_7) = va(p_8 - p_7) \quad (16)$$

D'où :

-  $h_8$  Enthalpie du liquide de la solution à la température  $T_8$  et à haute pression  $p_A + \Delta p_1$  et la concentration riche ( $X_{ra1}$ ).

**va:** Volume spécifique de la solution riche en frigorigène

#### 3.5.2. Pompe 2

$$\dot{m}_{21} = \dot{m}_{22} \quad (17)$$

$$W_{p2} = \dot{m}_{22}(h_{22} - h_{21}) = va(p_{22} - p_{21}) \quad (19)$$

Avec :

-  $h_{22}$  Enthalpie du liquide de la solution à la température  $T_{22}$  et à haute pression  $p_H$  et à la concentration riche ( $X_{ra2}$ ).

### 3.6. Analyse des échangeurs de chaleurs

#### 3.6.1. Echangeur (1)

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (17)$$

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

$$T_6 = T_3 \text{eff} + T_5(1 - \text{eff}) \quad (19)$$

$$h_6 = h_5 + \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_5}(h_2 - h_3) \quad (20)$$

Avec :

-  $h_3$  Enthalpie du liquide de la solution à la température  $T_3$  et à haute pression  $p_H$

### 3.6.2. Echangeur (2)

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13} \quad (21)$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (22)$$

$$T_{13} = T_8 \text{eff} + T_{12}(1 - \text{eff}) \quad (23)$$

$$h_9 = h_8 + \frac{\dot{m}_{12}}{\dot{m}_8} (h_{12} - h_{13}) \quad (24)$$

Avec :

-  $h_{13}$  Enthalpie du liquide de la solution à la température  $T_{13}$  et à haute pression  $P_H$

## 4. Résultats :

Parmi les modèles qui existent, nous avons choisi celui proposé par M. Feidt [4] qui combine la méthode de l'énergie libre de Gibbs pour les propriétés thermiques. Cette méthode combine les avantages des deux et évite le besoin de faire des itérations afin d'avoir les conditions d'équilibre de phases.

La source chaude qui alimente les trois bouilleurs est constituée par une boucle d'eau chauffée par énergie solaire via des collecteurs solaires plans. La température  $T_A$  est définie comme étant la température de sortie des collecteurs solaires et aussi la température commune d'alimentation des autres bouilleurs de la machine à absorption.

Nous avons utilisé de simples capteurs plans dont le rendement instantané est donné par [5] et à partir des diagrammes thermodynamiques (Diagramme de MERKEL  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ) on déterminera tous les paramètres aux niveaux de chaque élément de l'installation prenant en considération des hypothèses donnée.

En partant des données de départ ( $T_B, T_M, T_F, P_H, P_M, P_A, P_B, \dots$ ), on calcule d'abord les titres (concentrations) aux différents points du cycle à partir des pincements au niveau des différents éléments de la machine. La connaissance de la pression, de la température et du titre nous permet de calculer l'enthalpie aux différents points du cycle.

Les calculs sont basés sur la détermination respectivement des enthalpies de la phase liquide et de la phase vapeur à partir des expressions analytiques de l'énergie libre de Gibbs [6], connaissant la pression, la température et le titre de la solution. Aussi on doit déterminer les grandeurs d'équilibre liquide-vapeur du couple binaire eau ammoniac à partir de l'équation de Peng-Robinson [7].

En utilisant les bilans massiques et énergétiques des différents éléments, on détermine les débits et les flux de chaleur échangés et, par conséquent, on obtient le coefficient de performance frigorifique COP défini par :

$$COP = \frac{Q_e}{Q_s + W_p} \quad (25)$$

$$COP = \frac{Q_e}{\varphi_{g1} + \varphi_{g2} + \varphi_{g3} + W_{p1} + W_{p2}} \quad (26)$$

$$COP = \frac{\dot{m}_1 (h_5 - h_4)}{\dot{m}_{12} h_{12} + \dot{m}_{15} h_{15} - 2\dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_{16} h_{16} + \dot{m}_{17} h_{17} + \dot{m}_{23} h_{23} + \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_5 (h_8 - h_7) - \dot{m}_{22} h_{21}} \quad (27)$$

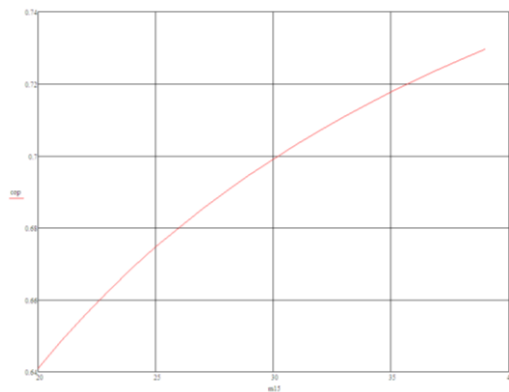


Figure 4 : Courbe de COP en fonction de débit de la solution riche sortant du bouilleur n°1

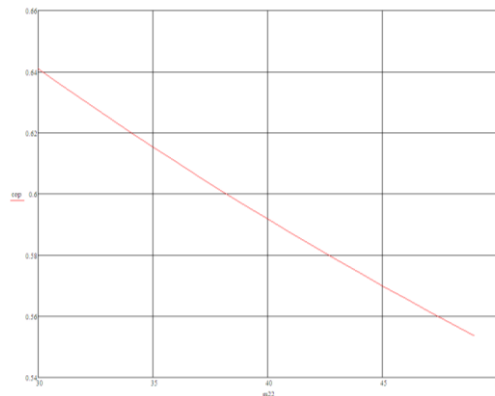


Figure 5 : Courbe de COP en fonction de débit de mélange entrant au bouilleur n°3

## 5. Interprétation

On voit dans la courbe figure 4 que le COP (coefficient de performance) augmente avec l'augmentation de débit de la solution riche en  $\text{NH}_3$  au niveau de bouilleur n°1 qui est en relation direct avec la chaleur reçue par le panneau solaire. Donc l'augmentation du débit est proportionnel avec l'amélioration de COP.

Dans la figure n°5 qui représente la relation entre le COP et la variation du débit au niveau du bouilleur n°3.

On constate que cette variation du débit est inversement proportionnelle avec le COP, qui montre la particularité de cette modification dans le coté cout de la machine.

## 6. Conclusion

Notre travail est basé sur les modifications des installations à absorption (simple et double effet) pour but d'améliorer le COP.

L'étude de ces machines solaire simple et double effet montre que cette dernière (double effet- deux bouilleurs-) produit du froid au niveau de évaporateur avec des températures négatives ( $-20^\circ\text{C}$ ) avec des performances intéressantes. Elle ne nécessite pas de colonne de distillation et présente les avantages suivants: fonctionnement possible à partir d'une température aux bouilleurs ( $70^\circ\text{C}$ ) ce qui donne la possibilité d'utiliser des capteurs solaires plans ordinaires (moins couteux) qui influe sur le cout global de l'installation

## 7. Nomenclature

$T_i$  : température aux différents points de l'installation ( $^\circ\text{C}$ )

$\dot{m}_i$  : débit massique qui traverse les différents points (Kg/s)

$X_i$  : les titres (concentrations) aux niveaux des différents points de l'installation

$H_i$  : enthalpies aux niveaux des différents points (Kj/Kg)

$P_i$  : pressions aux niveaux des différents points (bars)

$Q_i$  : puissance thermique

COP : coefficient de performance

Eff : efficacité de l'échangeur

## 8. Références

[1]- D. Lafri, A. Hamid, M. Belhamel, D. Semmar: « Etude du comportement thermique d'une cure stockage solaire à échangeur de Chaleur». Revue d'énergie renouvelable: journées de thermique. 2001.

[2]- M. Charia\*, A. Pilatte\* et M. Boudida\* « Machine frigorifique/ absorption (eau-ammoniac) fonctionnant avec des capteurs plans sur le site de Rabat » Rev. Int. Froid 1991 Vo114 Septembre

[3]- Jean Philippe Praene « Intégration et modélisation dynamique de composants d'un système de rafraîchissement solaire à absorption couplé au bâtiment ». THESE de doctorat, Université De La Réunion France année 2007 ,236pages.

[4] Michel Feidt, Amer Haj Taleb, Olivier Lottin «Thermodynamic properties of ammonia water mixtures». International Congress of Refrigeration 2003, Washington, ICR 0113.

[5] Bougard, J., Pilatte, A. « Systeme de chauffage solaire utilisant des collecteurs A eau Rapport interne », Service de Thermodynamique, Facult~ Polyteechnique de Mons, Belgium (1983).

[6] Ziegler, B. Trepp, C. —Equation of state for ammonia-water mixturesl. Int. J. Refrig. (1984) 7 101-106.

[7] S.A. Akam, Z. Ouchiha, N. Said et B. Bellal «Expérimentation d'une Boucle à Absorption  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ » Rev. Energ. Ren. : Valorisation (1999) 17-22-17.