

Rafrâichissement solaire par dessiccation

Leila Merabti ^{*}, Mustapha Merzouk ¹, Nachida Kasbadji, Nesrine Hatraf[†] et Mohamed Abbas

Unité de Développement des Équipements Solaires, UDES
Centre de développement des Energies Renouvelables, CDER
B.P. 386, 42004, Tipaza, Algeria

¹ Département de Génie Mécanique, Université Saâd Dahlab
Route de Soumaâ, Blida, Algeria

(reçu le 10 Janvier 2014 – accepté le 25 Septembre 2014)

Résumé - *Le développement des systèmes de climatisation a un impact environnemental de plus en plus important de par leurs consommations énergétiques. Le 'dessiccant cooling' représente une technologie innovante permettant de rafraîchir une ambiance par les changements d'état de l'eau et l'exploitation de l'énergie solaire. Notre travail consiste en l'étude d'un système de rafraîchissement évaporatif par dessiccation couplé à une installation solaire, permettant ainsi de réduire la consommation électrique et utilisant une énergie propre et gratuite. Les résultats trouvés montrent que le système permet de contrôler l'humidité et fournit donc des conditions de confort acceptables, ce qui confirme qu'il est bien adapté pour des zones humides, telles que les villes côtières de notre pays.*

Abstract - *The development of air-conditioning systems has an environmental impact increasingly important according to their energy consumption. The 'dessiccant cooling' is an innovative technology for atmosphere cooling by the changes of the state water and the exploitation of solar energy. Our work involves the study of a solar powered evaporative cooling system by desiccant, allowing reducing power consumption and using clean and free energy. The results found show that the system can control the moisture and therefore provide acceptable comfort conditions, confirming that it is well suited for wet areas such as coastal cities of our country.*

Keywords: Evaporative system – Dessiccation – Humidification - Solar cooling.

1. INTRODUCTION

Afin de limiter la demande en énergie pour les applications de climatisation, il est nécessaire de développer des techniques alternatives aux machines frigorifiques actuelles. L'utilisation de la chaleur produite par des capteurs solaires est une option intéressante pour les procédés de climatisation actionnés par la chaleur [1, 2].

Les technologies du froid solaire actuellement disponibles pour des applications commerciales (l'absorption, l'adsorption, le dessiccant cooling) sont caractérisées par un coefficient de performance thermique saisonnier assez bas (entre 0.5 et 0.7), comparé au procédé par compression [1].

C'est pourquoi, il est nécessaire d'optimiser le système afin, d'une part d'améliorer sa performance moyenne intrinsèque, et d'autre part de maximiser la part de l'apport solaire dans la fourniture de chaleur. Cette optimisation permettra d'obtenir des économies d'énergie primaire plus importante et ainsi rendre ces solutions plus compétitives.

* leiled@yahoo.fr

† hatrafnesrine@yahoo.fr

2. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT

Le dessiccant cooling est un cycle ouvert, qui s'appuie principalement sur l'utilisation de l'eau et de son potentiel de changement de phase pour refroidir l'air soufflé dans un local.

Pour maximiser l'effet de la chaleur latente de vaporisation de l'eau, le flux d'air ventilé est tout d'abord desséché dans une roue à dessiccation (roue composée d'une matrice circulaire de fibre de verre ou d'aluminium sur laquelle est déposé le matériau dessiccantif), puis refroidi dans un échangeur, et enfin humidifié adiabatiquement dans un laveur d'air (Fig. 1).

Le fonctionnement d'un tel système nécessite un flux d'air de régénération qui permet de refroidir l'air du process dans l'échangeur, puis de régénérer le matériau dessiccantif après avoir été réchauffé à partir de 50°C à l'aide d'un collecteur solaire [2].

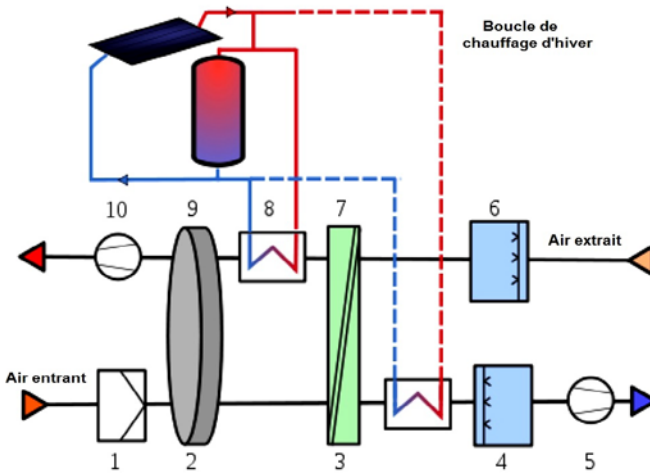


Fig. 1: Schéma du système à dessiccation

D'après la figure 1, l'air subit le processus suivant:

Air entrant

1 - Filtration de l'air.

2 - Déshumidification: l'air passe dans une roue dessiccatrice qui lui retire une grande partie de son humidité et augmente par là même sa température.

3 - Passage dans un échangeur de chaleur 3/7: l'air entrant et sec revient à température de l'air extrait, lui-même refroidit au maximum (étape 6 de l'air sortant).

4 - Réhumidification: au contact avec l'air sec, l'eau pulvérisée s'évapore en prenant à l'air la chaleur latente de vaporisation nécessaire, ce qui se traduit par une diminution de sa température et permet de rétablir un taux d'humidité acceptable.

5 - Ventilation.

Air sortant

6 - Rafraîchissement par humidification: l'air extrait est saturé en humidité afin d'abaisser au maximum sa température, et donc abaisser au maximum la température de l'air entrant à l'étape suivante.

7 et 8 – l'air extrait est chauffé afin de lui permettre d'absorber encore plus d'humidité; d'abord par récupération de la chaleur de l'air entrant, puis par chauffage dans le radiateur 8 au travers d'une boucle solaire.

9 - Régénération de la roue dessiccatrice: l'air extrait, chauffé de 45 à 90 °C permet de vaporiser les molécules d'eau retenues dans les pores de la roue à sorption. De cette manière, la roue dessiccatrice peut de nouveau absorber l'humidité de l'air entrant.

3. MODELISATION DU SYSTEME

3.1 La roue dessiccatrice

La roue dessiccatrice est modélisée à partir des équations du bilan thermique et massique dans un petit élément de volume de la roue, l'équation de conservation de masse exprime l'égalité entre la masse d'eau adsorbée par le dessiccant par unité de temps et la masse d'eau perdue par la masse d'air par unité de temps [3, 4]:

$$M_d \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{1}{v_a} \times \varepsilon \left[\left(\frac{\partial w_a}{\partial t} \right) + u \times \left(\frac{\partial w_a}{\partial t} \right) \right] = 0 \quad (1)$$

L'équation de transfert de masse s'écrit:

$$M_d \frac{\partial W}{\partial t} = h_m \times S (w_a - w_{eq}) (h_{fg} - C_{pv}) + h_c S (t_a - t_m) \quad (2)$$

L'équation de conservation d'énergie exprime l'égalité entre la chaleur gagnée ou perdue par l'air et la chaleur perdue ou gagnée par le matériau absorbant par unité de temps.

$$M_d \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{1}{v_a} \times \varepsilon \left[\left(\frac{\partial h_a}{\partial t} \right) + \left(\frac{\partial h_a}{\partial t} \right) \right] = 0 \quad (3)$$

L'équation de transfert d'énergie s'écrit:

$$M_d \frac{\partial H}{\partial t} = h_m S (w_a - w_{eq}) (h_{fg} - C_{pv}) + h_c S (t_a - t_m) \quad (4)$$

La teneur en eau W du matériau dessiccant varie avec la température d'équilibre du matériau et la pression partielle de vapeur d'eau à sa surface. Le tracé de la teneur en eau du matériau à l'équilibre en fonction de l'humidité relative donne des isothermes de sorption. Ces isothermes varient beaucoup d'un matériau à l'autre. Elles sont déterminées expérimentalement et sont approximées par de corrélations de la forme ci-après:

$$\Phi \times (T_{eq} - w_{eqm}) = f(w) \quad (5)$$

3.2 Les autres organes

L'échangeur rotatif non hygroscopique utilisé dans l'installation est modélisé par la méthode NIT-efficacité qui est utilisé pour les échangeurs. La configuration de la roue est assimilée à un échangeur à contrecourant dans laquelle des coefficients de correction sont introduits pour prendre en considération la rotation de la roue.

Pour fournir l'énergie nécessaire à la régénération de la roue dessiccatrice, l'air de retour est chauffé dans une batterie de régénération avant l'entrée dans la roue

dessiccatrice. Cette batterie est un échangeur de chaleur air-liquide. Un modèle d'échangeur à courants croisés non mixés a utilisé la méthode ΔTLM (*différence de température moyenne logarithmique*) [5].

L'efficacité d'un humidificateur se définit comme le rapport des différences entre la température d'entrée et la température de sortie, et la température d'entrée et la température humide [6, 7].

$$\varepsilon_{\text{hum}} = \frac{t_e - t_s}{t_e - t_{\text{hum}}} \quad (6)$$

Connaissant la température humide d'entrée, il est possible de connaître toutes les autres variables de l'air à la sortie de l'humidificateur. La consommation en eau se calcule ainsi:

$$Q_{\text{eau}} = m_a \frac{w_a - w_{\text{ext}}}{1 - \eta_{\text{dec}}} \quad (7)$$

Les ventilateurs sont considérés à débit variable, mais à efficacité moyenne constante. La puissance consommée par un ventilateur est exprimée ainsi:

$$P_{\text{vent}} = \frac{(\Delta P \times q_v)}{\varepsilon_{\text{tot}}} \quad (8)$$

4. RESULTATS ET DISCUSSION

L'influence du choix du point de fonctionnement pour paramétrer le modèle a été étudiée avec des températures de régénération de 75°C et 95°C, les débits d'air de régénération et de soufflage sont égaux.

Nous avons pris deux vitesses de rotation pour l'échangeur rotatif pour le calcul paramétrique de chaque organe.

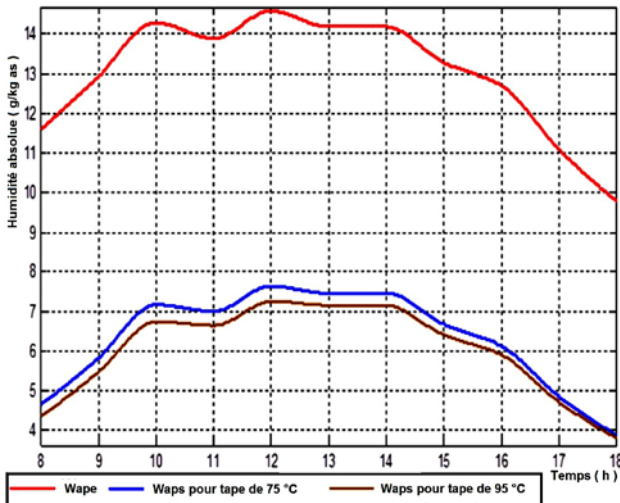


Fig. 2: Ecart de l'humidité absolue pour tare = 75 °C et tare = 95 °C

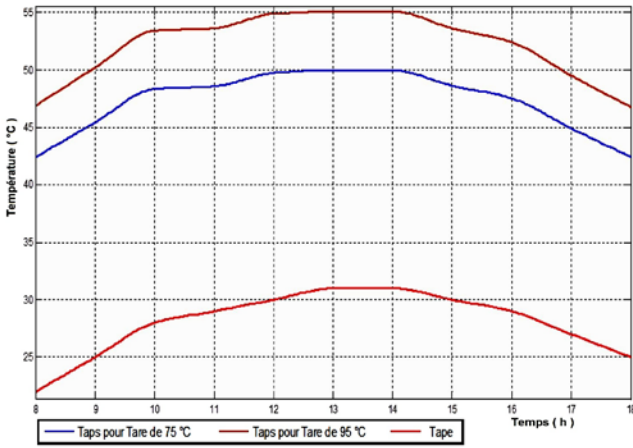


Fig. 3: Ecart de la température pour tare = 75 °C et tare = 95 °C

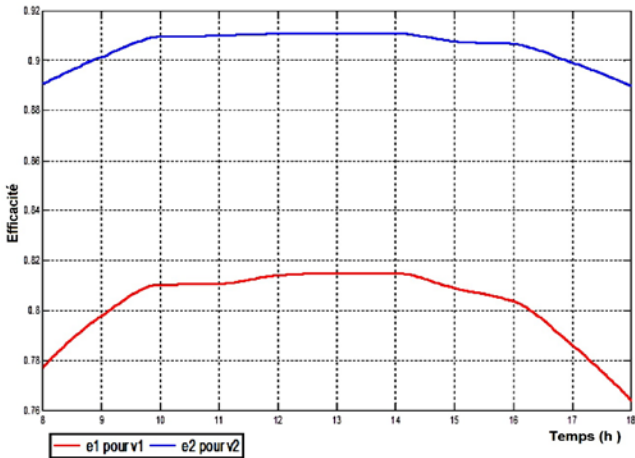


Fig. 4: Efficacité de l'échangeur rotatif pour deux vitesses de rotation

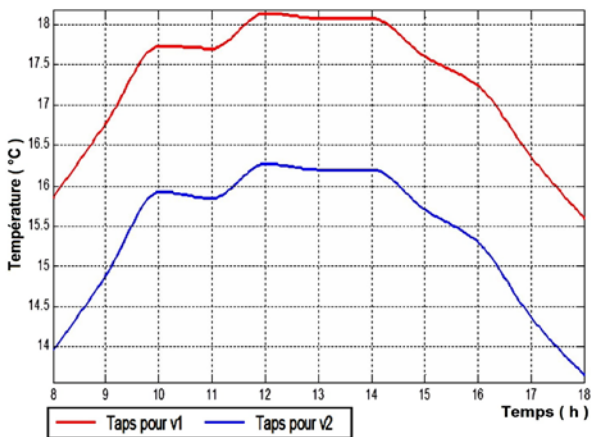


Fig. 5: Evolution de la température de l'air après passage par l'humidificateur pour deux vitesses de rotation

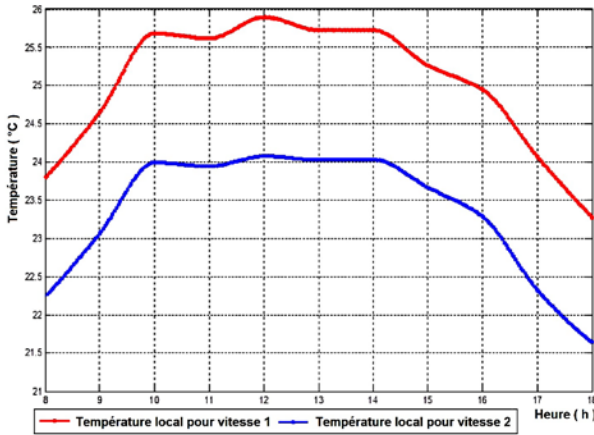


Fig. 6: Evolution de la température du local pour deux vitesses de rotation

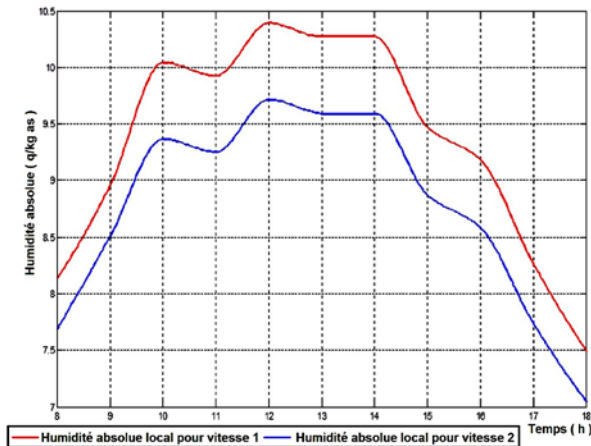


Fig. 7: Evolution de l'humidité du local pour deux vitesses de rotation

La température et l'humidité absolue en sortie de la roue dessiccative ont été calculées. L'influence des différents composants sur la température et l'humidité du local a été étudiée.

Ainsi l'effet de chaque élément est montré sur les figures ci-dessus. En général pour la roue dessiccative, lorsqu'on augmente la température de régénération la température du local évolue dans le même sens mais l'humidité absolue diminue, l'efficacité de l'échangeur rotatif non hygroscopique augmente lorsque sa vitesse de rotation augmente, ce qui engendre une chute de température dans le local.

5. CONCLUSION

L'étude paramétrique des différents composants du système à dessiccation a été élaborée pour faire apparaître leur intérêt dans le domaine de rafraîchissement d'air, les résultats trouvés répondent aux conditions de confort à maintenir dans le local à climatiser.

Les résultats de l'étude paramétrique ont donné l'évolution des températures et humidités des différents organes de l'installation. Cette étude devra s'étendre à la

boucle solaire pour montrer l'évolution de l'efficacité du système en fonctionnement autonome.

Une modélisation et une simulation de celui-ci pour des conditions climatiques spécifiques fera l'objet des prochaines études.

NOMENCLATURE

H : Enthalpie du dessiccant, kJ/K	h_{fg} : Enthalpie spécifique, kJ/kg
C_{pv} : Chaleur spécifique de la vapeur d'eau, kJ/kg·K	h_c : Coefficient de convection de transfert de chaleur, W/Km ²
h_p : Coefficient de déperditions de chaleur	M_d : Masse de l'adsorbant, kg
h_m : Coefficient de convection de transfert de masse, kg/m ² s	W_{eq} : Humidité spécifique de l'air en équilibre avec le dessiccant (kg/kg _{as})
m_f : Masse du fluide, kg	S_{wheel} : Surface de la roue, m ²
T_a : Température de l'air, K	T_m : Température du dessiccant, K
v_a : Volume spécifique de l'air, m ³	W_a : Humidité spécifique de l'air (kg/kg _{as})
W : Vapeur d'eau dans le dessiccant, kg/kg _{ad}	ϵ_{hum} : Efficacité de l'humidificateur

REFERENCES

- [1] C.A. Balaras, G. Grossman, H.M. Henning, C.A. Infante Ferreira, E. Podesser, L. Wang and E. Wiemken, 'Solar Air Conditioning in Europe – An Overview', Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 11, N°2, pp. 299 – 314, 2007.
- [2] T. Vitte, J. Brau and N. Chatagnon, 'Technical and Economical Comparison of Solar Dessicant Evaporative Cooling with Solar Absorption and Traditional Compression Systems', Climated Conference, Lyon, France, 2006.
- [3] M. Torray and J. Westerman, 'Dessicant Cooling Resource Guide Technology', January 2000, Disponible sur <http://test.wbdg.org/ccb/cool/maindct1.pdf>
- [4] C. Maalouf, E. Wurtz and L. Mora, 'Impact of Night Cooling Techniques on the Operation of a Desiccant Evaporative System', International Journal of Ventilation, Vol. 7, N°2, pp. 125 – 138, 2008.
- [5] P. Stabat, 'Modélisation de Composants de Systèmes de Climatisation Mettant en Œuvre l'Adsorption et l'Evaporation d'Eau', Thèse de Doctorat, Ecole des Mines de Paris, 2003.
- [6] J. Wurm, D. Kosar and T. Clemens, 'Solid Desiccant Technology Review', Bulletin of the International Institut of Refrigeration, Vol. 2-3, 2003. Disponible sur www.iifir.org/en/doc/1043.pdf (mars 2007)
- [7] M. Behne, 'Alternatives to Compressive Cooling in Non-Residential Buildings to Reduce Primary Energy Consumption', Final Report LBL, Mai 1997.
- [8] C. Maalouf, E. Wurtz and L. Mora, 'Impact of Building Design on the Performance of a Solar Desiccant Cooling System', 22nd International Conference, Passive and Low Energy Architecture, PLEA'05, Beyrouth, Liban, November 2005.
- [9] T. Lindholm, 'Evaporative and Dessicant Cooling Techniques: Feasibility when Applied to Air Conditioning', PhD Thesis, Chalmers University of Technology, Göteborg, Sweden, 2000.