

INFLUENCE DES TEMPERATURES OPERATIONNELLES SUR LA PERFORMANCE D'UN REFRIGERATEUR SOLAIRE A ADSORPTION QUI FONCTIONNE AVEC LE COUPLE CHARBON ACTIF-METHANOL

H. SOUALMI, Z.SAADI et A.RAHMANI

Unité de Recherche en Energie Renouvelable en Milieu Saharien, URERMS, Centre de Développement des Energies Renouvelables, CDER, 01000, Adrar, Algérie

Reçu le 14/01/2014 – Accepté le 04/07/2014

Résumé

Le séchage des produits alimentaires au soleil est un moyen efficace, facile et économique pour conserver les aliments, en particulier les fruits. Le séchoir solaire est l'équipement le plus populaire pour le séchage des fruits. En raison de la nature intermittente de l'énergie solaire, le stockage de l'énergie thermique est nécessaire pour assurer un fonctionnement prolongé du séchoir. L'objectif principal de cette étude est d'évaluer l'efficacité du séchoir solaire intégré avec un lit en gravier comme stockage thermique. L'air dans ce séchoir est sucé naturellement grâce à la cheminé solaire le séchage. Le cabinet de séchage est envisagé théoriquement (CFD). La distribution de la vitesse et de la température de l'air à travers le séchoir solaire ont été présentés durant une journée d'août et sous les conditions climatiques de Tlemcen (Algérie). L'effet de la présence d'un stockage thermique sur la distribution de la vitesse et de la température du flux d'air et de la température des figes ont été analysés. Les résultats montrent que la conception du séchoir solaire, comportant un stockage thermique augmente les capacités et le rendement du séchoir solaire, par l'augmentation du temps de séchage.

Mots clés: lit en gravier, stockage d'énergie, séchoir solaire, convection naturelle, figue.

Abstract

Drying food in the sun is an effective, easy and economical way to preserve food, especially fruits. The solar dryer is the most popular equipment for drying fruit. Due to the intermittent nature of solar energy, the storage of thermal energy is necessary for sustained operation of the dryer. The main objective of this study is to evaluate the effectiveness of the integrated solar dryer with a gravel bed as thermal storage. The air in the dryer is naturally sucked through the solar chimney drying. The drying cabinet is considered theoretically (CFD). The distribution of the speed and temperature of the air through the solar dryer were presented during an August day and under the climatic conditions of Tlemcen (Algeria). The effect of the presence of thermal storage on the velocity distribution and temperature of the air flow and temperature figs were analyzed. The results show that the design of solar dryer, comprising a thermal storage increases the capacity and performance of solar dryer, by increasing the drying time.

Words clefs--

Keywords : bed gravel, energy storage, solar dryer, natural convection, figue.

ملخص

تجفيف المواد الغذائية في الشمس هو وسيلة آمنة سهلة واقتصادية للحفاظ على المواد الغذائية، وخاصة الفواكه. تعد غرف التجفيف المعدات الأكثر شعبية لتجفيف الفواكه. بسبب الطبيعة المتقطعة للطاقة الشمسية، هناك حاجة لتخزين الطاقة الحرارية لاستعمالها عند الحاجة. الهدف الرئيسي من هذه الدراسة هو تقييم فعالية سرير تخزين الحرارة المدموج في المجفف الشمسي لتجفيف التين. يتم شفط الهواء عبر المجفف بشكل طبيعي بمساعدة المدخنة الشمسية. تم عرض توزيع السرعة ودرجة حرارة الهواء داخل المجفف الشمسي خلال يوم واحد من أغسطس وتحت الظروف المناخية لمدينة تلمسان (الجزائر). وقد تم تحليل تأثير وجود التخزين الحراري على توزيع سرعة ودرجة حرارة تدفق الهواء ودرجة الحرارة التين. أظهرت النتائج أن التخزين الحراري المدموج في تصميم المجفف الشمسي، يزيد من قدرة وأداء المجفف الشمسي عن طريق زيادة وقت التجفيف.

الكلمات المفتاحية : فراش الحصى، تخزين الطاقة، مجفف شمسي، الحمل الحراري الطبيعي، تين

1. INTRODUCTION

A l'échelle mondiale, la production de froid apparait comme un enjeu énergétique majeur de ce nouveau siècle. Durant les dernières décennies une demande de confort accrue et des températures élevées en période estivale ont conduit à un fort développement dans le secteur de froid dans les pays en voie de développement. La production de froid et en particulier l'usage intensif des systèmes de climatisation, de conditionnement et de congélation est responsable d'un fort pic de consommation électrique en particulier en été et cela conduit aux des surcharges du réseau électrique. Actuellement les systèmes de production de froid reposent essentiellement sur des procédés frigorifiques à compression de vapeur, grands consommateurs d'énergie électrique. Enfin, la production de froid nécessite l'utilisation des fluides frigorigènes. Parmi ces fluides, les CFC (chlorofluorocarbures), les HCFC (hydro chlorofluorocarbures) et les HFC (hydrofluorocarbures) sont nocifs pour la couche d'ozone et contribuent à l'accroissement de l'effet de serre. Depuis le protocole de Montréal, des accords internationaux ont été signés pour réduire les émissions de ces fluides frigorigènes.

L'action combinée des émissions des fluides frigorigènes et des pics de production électrique induisant une augmentation des émissions de gaz à effet de serre, contribuent à accentuer le réchauffement de la planète, rendant par là-même le recours à ces systèmes plus nécessaire.

Dans ce contexte, de nouveaux procédés de production de froid doivent être développés. Actuellement les activités de recherche dans le secteur de froid sont basées sur deux

exigences fondamentales: diversification des sources d'énergies primaires et la réduction de l'utilisation des fluides frigorigènes (CFC, HCFC et HFC). Pour satisfaire la première exigence, l'énergie solaire représente une bonne alternative puisque elle est disponible, accessible et propre, notamment les pics de besoin en froid coïncident la plupart du temps avec la disponibilité du rayonnement solaire (été). Pour la deuxième exigence le recours à des fluides frigorigènes disponibles et non polluant est indispensable. Pour notre cas la meilleure solution est d'adopter les machines frigorifique à adsorption ou les machines à absorption. Ces systèmes, notamment l'adsorption utilise l'énergie solaire comme source d'énergie, et l'un des fluides : le Méthanol, l'éthanol, l'Ammoniac et l'eau,...etc. qui sont neutre vis-à-vis de l'environnement comme fluide frigorigène.

Dans cet axe de recherche plusieurs travaux sont effectués dont le but est l'amélioration de l'exploitation de l'énergie solaire et de choisir un bon couple adsorbant-réfrigérant pour améliorer la performance de

ces appareils [1-4]. La littérature montre qu'il est très important d'analyser la performance d'un cycle à adsorption, basé sur le comportement exact de couple adsorbant-réfrigérant et de bien comprendre l'influence des conditions opérationnelles, les caractéristiques de couple, et les caractéristique de l'adsorbent sur la performance des machines frigorifique à adsorption.

Dans ce présent travail on a fait une étude thermodynamique détaillée d'un cycle frigorifique d'une pompe à chaleur à adsorption qui fonctionne avec le couple charbon actif (AC-35) méthanol (CH₃OH) pour déduire le coefficient de performance de cet appareil.

Cette étude nous permet d'analyser l'influence des conditions opérationnelles telle que la température maximale de désorption, la température maximale d'adsorption, la température de condensation et la température d'évaporation sur le coefficient de performance et sur le froid utile en mode de refroidissement.

2. MODELE THERMODYNAMIQUE ET LE COEFFICIENT DE PERFORMANCE

Le but de la modélisation thermodynamique est de déterminer les échanges thermiques qui ont lieu dans la pompe à chaleur à adsorption afin de calculer le coefficient de performance thermique de la machine. Le cycle thermodynamique de la machine frigorifique est constitué de quatre étapes (voir Figure1).

a. Réchauffement isostérique (1-2)

Le réchauffement de système par le rayonnement solaire provoque l'augmentation de sa température de T₁ à T₂, la quantité de chaleur nécessaire pour élever la température de T₁ à T₂ s'exprimé comme suivant:

$$Q_{ih} = \int_{T_1}^{T_2} [m(c_{p,ch} + x_{max} c_{p,met}) + m_g c_{p,g}] dT$$

b. Désorption isobare (2-3)

Après le réchauffement isostérique le processus de chauffage est continu, une part de la quantité de chaleur apporté au système sert a augmenté la température de l'adsorbant-adsorbat et les parties métallique de l'adsorbent, l'autre part utiliser pour le processus de désorption.

$$Q_d = \int_{T_2}^{T_3} [m(c_{p,ch} + x c_{p,met}) + m_g c_{p,g}] dT + \int_{x_{min}}^{x_{max}} m \Delta H_a dx$$

c. Refroidissement isostérique (3-4)

Au point 3 la température de l'adsorbant-adsorbant est maximum, puis le pair adsorbant-adsorbant se refroidit graduellement en libérant une quantité de chaleur vers le milieu extérieur ce qui entraîne une baisse de pression jusqu'à celui de l'évaporateur. La chaleur libérer exprimer comme suivant:

$$Q_{ic} = \int_{T3}^{T4} [m(c_{p,ch} + x_{min} c_{p,met}) + m_g c_{p,g}] dT$$

d. Adsorption isobare (4-1):

Le refroidissent de système est continu, l'adsorbant adsorber la vapeur qui est produite par évaporation du liquide se trouvant dans l'évaporateur, en produisant l'effet frigorifique désiré.

$$Q_a = \int_{T4}^{T1} [m(c_{p,ch} + x c_{p,met}) + m_g c_{p,g}] dT + \int_{x_{max}}^{x_{min}} m \Delta H_a dx$$

e. Evaporateur

La quantité de froid produite à l'évaporateur est :

$$Q_{ev} = m \Delta x L(T_e) + \int_{T_c}^{T_{ev}} m \Delta x c_{p,met} dT$$

f. Condenseur

$$Q_c = m \Delta x L(T_c)$$

g. coefficient de performance de la pompe à chaleur à adsorption

Le coefficient de performance est le rapport entre l'énergie utile et l'énergie totale fournir au système. Dans le cas d'une pompe à chaleur à adsorption le coefficient de performance dans le mode de refroidissement (COP_c) est:

$$COP_c = \frac{Q_{ev}}{Q_{ih} + Q_d}$$

3. RESULTATS ET DISCUSSION

On a représenté dans la figure 2 le coefficient de performance d'une pompe à chaleur solaire en fonction de la température maximale de désorption en mode de refroidissement dans deux cas: cas (a) la température d'évaporation de l'adsorbant (méthanol) variable, cas (b) la température de condensation de l'adsorbant variable. On constate que dans les deux cas le COP croit brusquement avec l'accroissement de la température

maximale de désorption jusqu'à une certaine température dans le cas (b) et dans le cas (a) jusqu'à la température de 180°C qu'est la température optimale de fonctionnement, puis il décroît légèrement. Dans le cas (a) en remarque que le COP augmente avec la température d'évaporation, jusqu'à 0°C puis il reste constant, par contre dans le cas (b) le COP augmente fur à mesure la température de condensation augmente.

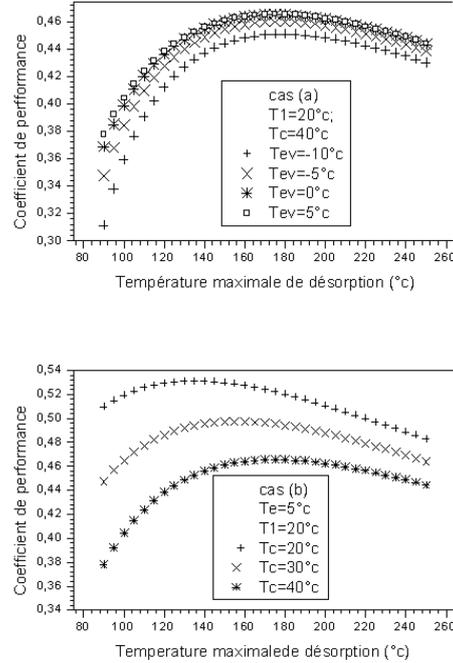


Fig. 2. COP en fonction de la température maximale de désorption: cas a) température d'évaporation variable; cas b) température de condensation variable.

Dans la figure 3 on remarque que le coefficient de performance sensible à la température d'adsorption. Lorsque la température d'évaporation inférieure à 0 °C le COP diminué d'une façon légèrement avec l'accroissement de la température d'adsorption. Au-delà de de la température d'évaporation supérieure ou égale à 0 °C le COP augmente avec l'augmentation de la température d'adsorption jusqu'à une certaine valeur puis il décroitre. Pour la figure 4 la quantité de froid utile produit par l'évaporateur augmente d'une manière rapide jusqu'à 280 KJ, la température de désorption maximale correspondante à cette quantité est 440 K (167°C), puis croitre lentement jusqu'à 360 KJ, à partir de cette valeur elle reste constante quel que soit l'augmentation de la température maximale de désorption. La figure 5 montre la variation de la quantité de froid utile produit par l'évaporateur en fonction de la température de condensation, on remarque que cette quantité varié inversement proportionnelle par rapport à la température de condensation. On observe dans la figure 6 que la quantité de froid utile est proportionnelle à la température d'évaporation.

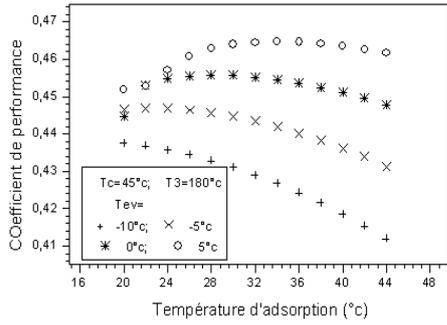


Fig. 3. COP en mode de refroidissement en fonction de la température d'adsorption.

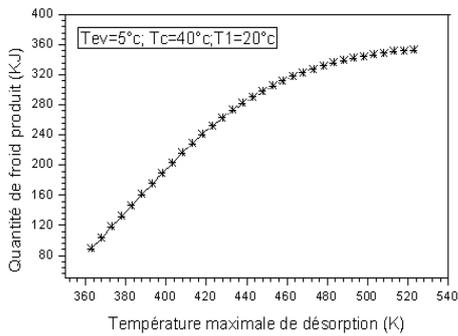


Fig. 4. Quantité de froid utile produit par l'évaporateur en fonction de la température maximale de désorption.

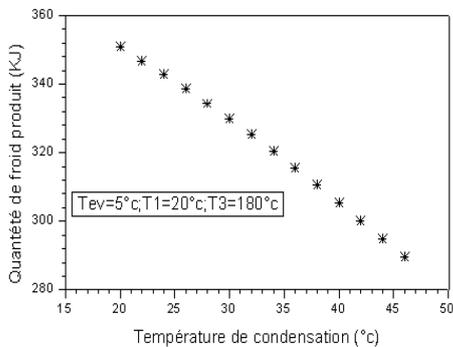


Fig. 5. Quantité de froid utile produit par l'évaporateur en fonction de la température de condensation.

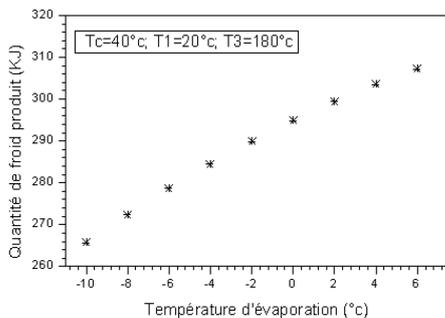


Fig. 6. Quantité de froid utile produit par l'évaporateur en fonction de la température d'évaporation.

CONCLUSION

Un modèle thermodynamique détaillé a été développé pour calculer les paramètres thermodynamiques de la machine frigorifique à adsorption pour chaque condition opérationnelle. En se basant sur ce modèle un programme numérique a été établi afin de déterminer le coefficient de performance de cette machine et de calculer l'énergie échangé Dans chaque composant pour le but de prévoir l'influence des conditions opérationnelles sur la performance de la machine. À partir de cette étude on tire les conclusions suivantes:

- le couple charbon actif – méthanol est préféré pour production de la glace;
- le coefficient de performance fortement dépend de la température de désorption et de la température de condensation mais faiblement lié à la température d'évaporation ;
- il existe une température optimale de désorption pour les différentes températures de condensation et d'évaporation ;
- la variation de quantité de froid produite par l'évaporateur est proportionnelle à la variation de la température de désorption et la température d'évaporation est inversement proportionnelle à la variation de la température de condensation.

NOMENCLATURE

COP	Coefficient de performance.
C	Chaleur spécifique (KJ/Kg)
K).	
m	Masse de l'adsorbant (Kg).
T	Température (k).
L	Chaleur latente (KJ/Kg).
X	Concentration.
H	Chaleur de désorption (KJ/Kg).
Indices	
a	Adsorption.
d	Désorption.
c	Condenseur.
ev	Evaporateur.
g	Adsorbent.
max	Maximale.
min	Minimale.
ic	Refroidissement isostérique.
ih	Réchauffement isostérique.
p,g	Chaleur spécifique de l'adsorbent.
p,ch	Chaleur spécifique de charbon.
p,met	Chaleur spécifique.

REFERENCES

- [1] C. Cacciola, and G. Restuccia, "Reversible adsorption heat pump: thermodynamic model," *Int. J. Ref.*, vol. 18, pp. 100-106, 1995.
- [2] Y. Teng, R. Z. Wang, and J. Y. Wu, "Study of the fundamentals of adsorption systems," *Ther. Eng.*, vol.17, pp. 327-338, Jan. 1997.
- [3] R. E. Critoph, "Activated carbon adsorption cycles for refrigeration and heat pumping," *Carbon.*, vol. 27, no. 5, pp. 63-70, 1989.
- [4] R. E. Critoph, "Performance limitations of adsorption cycles for cooling," *Sol. Ener.*, vol.41, pp. 21-31, 1988.
- [5] E. E. Anyanwu, and N. V. Ogueke, "Thermodynamic design procedure for solid adsorption solar refrigerator," *Renew. Ener.*, vol.30, pp. 81-96, 2005.
- [6] G. Cacciola, G. Restuccia, and G. H. W. Van Benthem, "Influence of the adsorber heat exchanger design on the performance of the heat pump system," *App. Ther. Eng.*, vol.19, pp. 255 - 269, 1999.
- [7] A. Adell, "Réfrigération solaire à adsorption solide: choix du meilleur couple d'adsorption," *Rev. Phys. Appl.*, vol 19, pp. 1005 -1011, 1984.