

# Investigation expérimental sur un dispositif de production de froid à adsorption

Mohamed Ali DJEBIRET<sup>#,\*1</sup>, Maamar OUALI<sup>#2</sup>, Mahdi MOKRANE<sup>#3</sup>, Ali TETBIRT<sup>#4</sup>, Ferhat YAHIA<sup>#5</sup>, Mohand BERDJA<sup>#6</sup>, Adel BENCHABANE<sup>#7</sup>.

<sup>#</sup>Unité de Développement des Équipements Solaires, UDES/Centre de Développement des Énergies Renouvelables, CDER, Bou Ismail, 42415, W. Tipaza, Algeria.

\* Laboratoire de Génie Énergétique et Matériaux, LGEM. Université de Biskra, B.P. 145, R.P. 07000, Biskra, Algeria.

<sup>1</sup>djebiret@gmail.com

<sup>2</sup>ouali\_maamar@yahoo.fr

<sup>3</sup>mok.mehdi@gmail.com

<sup>4</sup>tetbirtali@yahoo.fr

<sup>5</sup>berdjamohand@gmail.com

<sup>6</sup>yahiferhat@gmail.com

<sup>7</sup>adel.benchabane@gmail.com

**Résumé**— Ce travail présente une étude expérimentale réalisée sur un dispositif de réfrigération solaire à adsorption en utilisant le charbon activé AC-35 / méthanol comme couple de travail. Le dispositif étudié est conçu, réalisé et testé au niveau du laboratoire du froid et climatisation par énergie électrique d'origine renouvelable, FCEEOR, de l'Unité de Développement des Équipements Solaire, UDES. Les tests d'adsorption et de désorption, réalisés sur le dispositif expérimental, ont été effectués à l'intérieur du laboratoire en utilisant une lampe halogène. Cette dernière est installée perpendiculairement à la surface du générateur tubulaire du dispositif expérimental, pour des niveaux d'irradiations de 800, 1020 W/m<sup>2</sup>. Les résultats expérimentaux obtenus pour la température maximale de régénération été 81 °C, 111 °C, la température maximale de condensation variait entre 35 °C et 37 °C, avec une température minimale obtenue au niveau d'évaporateur été -0.5 °C. Comme une deuxième étape un code de calcul est développé, en utilisant le modèle mathématique de Dubinin-Astakhov, pour l'évaluation du COP thermodynamique du cycle d'adsorption. Le code a permis l'évaluation des performances notamment l'efficacité du dispositif expérimental.

**Mots clés**— Dispositif, Adsorption, Charbon actif / Méthanol, Irradiation, COP<sub>in</sub>, COP<sub>s</sub>

## I. INTRODUCTION

La réfrigération solaire à adsorption est l'une des technologies les plus prometteuses. Principalement en raison de sa simplicité, de ses faibles impacts environnementaux et de ses faibles besoins d'entretien. Cette technologie a fait l'objet d'un intérêt scientifique considérable au cours des dernières décennies. Il existe actuellement un grand nombre de publications à son sujet. La plupart d'entre eux décrivent la conception et les tests sur ses systèmes, que se soit des études expérimentales ou numériques. De nombreux prototypes de systèmes de réfrigération à adsorption solaire fonctionnant avec le cycle de base ont déjà été testés, avec succès dans

différentes régions du monde. Ils ont été exploités dans des conditions environnementales très différentes.

Les premiers enregistrements d'application de la paire de charbon actif-méthanol dans les systèmes de réfrigération à adsorption s'est produit en France. Au début des années 1980, Delgado et al [1] ont développés une étude numérique sur un système de capteurs solaires de 4 m<sup>2</sup>, atteignant une production de glace d'environ 25 kg par jour, avec un COP de 0.15.

En 1996, Mhiri et El Golli [2] ont décrit l'étude d'un réfrigérateur solaire à adsorption. Ce dernier, travail avec le couple charbon actif-méthanol, afin de construire un système industriel. Le dispositif fonctionnait par l'intermittence, et avait une zone de captation de 4 m<sup>2</sup> sur la paroi du récipient d'adsorbant. Le COP solaire maximal variait de 0.14 à 0.19, pour un flux de rayonnement solaire entre 5 et 17 MJ / m<sup>2</sup>, respectivement. En produisant 12.2 kg de glace quotidiennement à -5 °C.

En 2003, Li et al [3] ont présenté les résultats de simulation d'un réfrigérateur solaire. Dans lequel la zéolite est placée à l'intérieur des tubes sous vide du collecteur solaire. L'adsorbant peut atteindre 200 °C, et la performance globale du système atteignant des valeurs théoriques de COP solaire supérieures à 0.25.

Hildbrand et al ont développé et testé un système de réfrigérateur à adsorption solaire avec un poids de 78.8 kg de silicagel-eau [4]. Le système de réfrigérateur à adsorption fonctionnait dans les conditions météorologiques d'Yverdon-Bains, en Suisse. Les résultats expérimentaux ont montré que la température minimale de l'évaporateur atteignait 0 °C et que la COP solaire variait de 0.10 à 0.22.

Lemmini and Errougani ont construit et testé un système de réfrigération à adsorption solaire utilisant du charbon actif AC-35 et du méthanol comme couple de travail. Les résultats des tests sur le site de Rabat au Maroc ont montré que le COP solaire variait entre 0.04 et 0.08 [5].

En outre, pour améliorer l'efficacité des dispositifs de production de froid solaire à adsorption, plusieurs études ont porté sur l'optimisation de la conception du capteur solaire. Zhao et al [6] ont conçu et étudié un système de refroidissement solaire à adsorption utilisant un lit d'adsorbant tubulaire avec le couple charbon actif-méthanol. Les résultats expérimentaux ont montré que pour des valeurs de rayonnement solaire variant de 15.3 à 17.1 MJ, la conception du collecteur solaire peut fournir une température de 110 °C. Le système atteint un COP maximum d'environ 0.11.

Lu et al [7] ont conçu un nouveau refroidisseur à adsorption solaire avec une masse de 65 kg de gel de silice. Le système de réfrigérateur à adsorption a fonctionné dans les conditions météorologiques de Dezhou-Chine. Les résultats expérimentaux ont montré que la capacité de refroidissement et le COP solaire moyenne étaient respectivement de 17.6 kW et de 0.16.

El Fadar [8] a étudié théoriquement l'influence d'un lit adsorbant à ailettes sur la performance d'un système de refroidissement solaire à adsorption. Le modèle théorique a été validé avec des données expérimentales. L'analyse des résultats a indiqué que les performances du système dépendaient du nombre d'ailettes. Ses derniers, ont augmentées les performances du système lorsque leur nombre a augmenté.

Ji et al [9] ont conçu et testé un nouveau système de réfrigération solaire à adsorption. Ce système utilise une paire de travail charbon actif-méthanol. La nouvelle dans ce système été la conception pour le lit adsorbant tubulaire, afin d'améliorer le transfert de chaleur et de masse dans le lit. Les résultats expérimentaux ont indiqué que la température minimale de l'évaporation atteignait 0 °C, et que le COP solaire variait de 0.039 à 0.12.

Dans cet article, un dispositif expérimental de production de froid à adsorption utilisant un générateur tubulaire avec de charbon active AC-35/ Méthanol a été conçu, construit. Il a été testé dans des conditions opérationnelles au niveau du laboratoire de l'équipe de froid et climatisation par énergie électrique d'origine renouvelable, au sein de l'unité de développement des équipements solaires UDES à Bou-Ismaïl, Tipaza, Algérie. Le but de cette étude est de caractériser le fonctionnement de cet appareil, en calculant le coefficient de performance de ce dispositif.

## II. ÉTUDE EXPERIMENTALE

### A. Description du dispositif expérimental

Le dispositif de production de froid se compose de trois éléments indispensables sont l'évaporateur, le condenseur et le générateur. L'installation a été entièrement fabriquée au laboratoire du froid et climatisation par énergie électrique d'origine renouvelable FCEEOR au sein de l'Unité de Développement des Équipements Solaire UDES, Bou-Ismaïl, Tipaza.

(i) L'adsorbant- collecteur : constitue de six cylindres coaxiaux en cuivre avec un diamètre extérieur  $d_{ext}= 0,04$  m, un diamètre intérieur  $d_{int}= 0,014$ m et une longueur  $l= 0,25$  m. Ces tubes sont reliés à un tube-collecteur de diamètre  $d_{col}= 0,022$ m. Ainsi, la surface de captation, ou d'adsorption, du système est de  $S_{capt}= 0,19$ m<sup>2</sup>. La masse totale du charbon actif utilisée dans les tubes de l'adsorbant est de  $m= 0,7$  kg (tableau 1). Une peinture noire est appliquée sur les surfaces des tubes adsorbants. Le système est confiné dans une boîte parfaitement isolée avec une surface vitrée afin de garantir un maximum d'effet de serre à l'intérieur. Des volets de ventilation sont installés sur la face avant et arrière de la boîte de L'adsorbant- collecteur pour faciliter la convection durant la phase de refroidissement (figure 2).

(ii) Le condenseur à air est réalisé en cuivre avec une forme hélicoïdale pour assurer la condensation de la vapeur du méthanol. Il fonctionne en convection naturelle avec une surface d'échange de  $S_{cond}= 0,15$ m<sup>2</sup> (figure 2a).

(iii) L'évaporateur est constitué d'un tube en cuivre de diamètre  $d_{evp}= 0,03$ m, d'une longueur  $l_{evp}= 0,12$ m et d'une surface d'évaporation  $S_{evp}= 1,41 \times 10^{-4}$  m<sup>2</sup>. L'évaporateur est placé dans une enceinte isolée thermiquement. La phase d'évaporation du méthanol permet la production du froid à l'intérieur de cette dernière (figure 2a). Dans la présente installation, l'évaporateur joue aussi le rôle d'un réservoir accumulant le méthanol à évaporer.

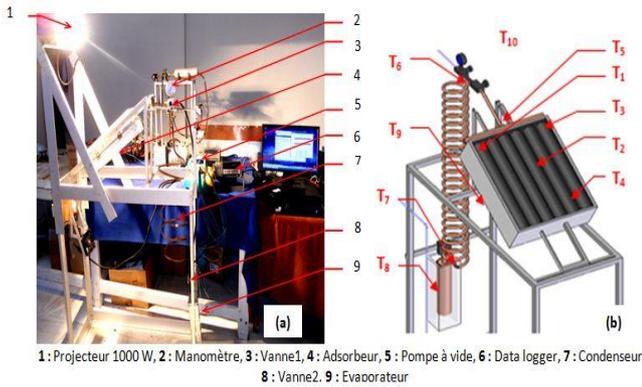
Deux vannes manuelles contrôlent les différentes phases du système. Elles sont placées respectivement entre l'adsorbant-collecteur et le condenseur et entre le condenseur et l'évaporateur (figure 2a).

TABLEAU 1.  
 CARACTERISTIQUE TECHNIQUE DU DISPOSITIF EXPERIMENTAL.

Propriété	Valeur
Masse de la partie métallique de l'adsorbant, kg	3,72
Masse de l'adsorbant (charbon actif), kg	0,7
Surface de captation, m <sup>2</sup>	0,19
Surface de condensation, m <sup>2</sup>	0,15
Surface d'évaporation, m <sup>2</sup>	$1,41 \times 10^{-4}$

### B. Protocol expérimental

Dans le but de caractériser le fonctionnement du réfrigérateur solaire à adsorption, nous avons testé le système à l'intérieur du laboratoire en exploitant une lampe halogène installée verticalement à la surface de l'adsorbant. La variation de la distance entre la lampe et l'adsorbant a permis d'avoir plusieurs valeurs d'irradiation. La distribution des températures dans le lit adsorbant et les températures spécifiques du cycle sont relevées par dix thermocouples de type K reliés à un data logger (figure 2b). L'acquisition des résultats a duré environ 6 heures.



### III. ÉTUDE NUMERIQUE

#### A. Description du model numérique

Afin d'évaluer le fonctionnement du dispositif expérimental, en calculant le coefficient de performance solaire. Ce dernier est le rapport entre la quantité de froid produite au niveau de l'évaporateur et la quantité de chaleur reçue par l'irradiation incidente sur la surface du générateur tubulaire [10].

$$COP_s = \frac{Q_{ev}}{Q_t} \quad (1)$$

Le Coefficient de performance thermique thermodynamique traduit l'efficacité du dispositif. Il n'a aucun sens physique, mais il est utile pour définir le fonctionnement d'un tel dispositif de production de froid solaire à adsorption [10, 11].

$$COP_{th} = \frac{Q_{ev}}{Q_g} \quad (2)$$

#### ✓ Expression de froid produit à l'évaporateur $Q_{ev}$

La quantité de froid produite à l'évaporateur  $Q_{ev}$  est donnée par l'équation (3) :

$$Q_{ev} = m_a \Delta m \left[ L(T_e) - \int_{T_e}^{T_c} C_{p_l}(T) dT \right] \quad (3)$$

$\Delta m$  la masse cyclée de l'adsorbent, elle est calculée par la différence de masse de l'adsorbent entre les deux transformations isostérique équation (4) :

$$\Delta m = m_{\max} - m_{\min} = m(T_a, P_e) - m(T_g, P_c) \quad (4)$$

Le modèle de Dubinin - Astakhov défini par l'équation (5) :

$$m(T, P) = W_0 \rho_l(T) \exp \left[ -D \left( T \ln \frac{P_s(T)}{P} \right)^n \right] \quad (5)$$

Les paramètres ( $W_0$ ,  $D$ ,  $n$ ) de l'équation (5) du modèle de Dubinin-Astakhov pour le couple charbon actif AC - 35/méthanol sont déterminés expérimentalement par [12], et ( $P_s(T)$ ,  $\rho_l(T)$ ) sont estimés par [13]:

$W_0$  : le volume maximal adsorbable qu'est égale 0.425 l/kg.  
 $D$  : constante caractérise le couple adsorbant/adsorbant sa valeur  $5.02 \cdot 10^{-7}$ .  
 $n$  : reflète l'hétérogénéité du solide égale 2.15.

- T<sub>1</sub> intérieur du tube côté gauche
- T<sub>2</sub> intérieur du tube au milieu
- T<sub>3</sub> intérieur du tube côté droit
- T<sub>4</sub> intérieur du capteur dans l'air (entre la vitre et les tubes de cuivre)
- T<sub>5</sub> sortie du capteur
- T<sub>6</sub> entrée du condenseur
- T<sub>7</sub> sortie du condenseur (entré de l'évaporateur)
- T<sub>8</sub> intérieur de l'évaporateur
- T<sub>9</sub> au-dessous du capteur
- T<sub>10</sub> intérieur du laboratoire (Ambiante)

#### ✓ Expression d'énergie solaire quotidienne recueillie sur la surface de captation $Q_t$

L'énergie solaire quotidienne recueillie sur la surface de captation définie par l'équation (6) :

$$Q_t = S G \Delta t \quad (6)$$

#### ✓ Expression de chaleur cédée pour le dispositif $Q_g$

$Q_g$  est défini par la somme des chaleurs sensible des éléments du système plus la quantité de chaleur de désorption.

$$Q_g = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_{des} \quad (7)$$

Chaleur sensible de l'adsorbant

$$Q_1 = m_a \int_{T_a}^{T_g} C_{p_{AC-35}} dT = m_a C_{p_{AC-35}} (T_g - T_a) \quad (8)$$

$m_a$ ,  $C_{p_{AC-35}}$  sont la masse de l'adsorbant solide contenue dans l'adsorbent et la chaleur spécifique de l'adsorbant.

Chaleur sensible des parties métalliques

$$Q_2 = m_{\text{métal}} \int_{T_a}^{T_g} C_{p_{\text{métal}}} dT = m_{\text{métal}} C_{p_{\text{métal}}} (T_g - T_a) \quad (9)$$

$m_{\text{métal}}$ ,  $C_{p_{\text{métal}}}$  représente la masse et la chaleur spécifique des parties métalliques de l'adsorbent.

Chaleur sensible de l'adsorbant

$$Q_3 = m_a \int_{T_a}^{T_{des}} C_{p_l}(T) dT + m_a \int_{T_{des}}^{T_g} m(T) C_{p_l}(T) dT \quad (10)$$

$m(T)$ ,  $C_{p_l}(T)$  la masse de l'adsorbant qui est en fonction de la température calculée avec le modèle de Dubinin-Astakhov et les valeurs de la chaleur spécifique de l'adsorbant donné par [14].

$T_{des}$  définie comme la température à partir de laquelle le phénomène de désorption commence, elle correspond à l'apparition de la première goutte liquide dans le condenseur [15]. Elle est déterminée par le modèle de Dubinin-Astakhov pour la phase isostère (A - B) suivant l'équation (9) :

$$m(T_a, P_e) - m(T_{des}, P_c) = 0 \quad (11)$$

Chaleur de désorption

$$Q_{des} = \Delta m m_a \Delta H \quad (12)$$

$\Delta H$  est la chaleur latente de désorption, elle est généralement égale à 1.2 de la chaleur latente de vaporisation de liquide [16].

**B. Validation du modèle numérique**

D'abord, nous avons validé notre modèle numérique par les résultats de Passos et al 1986. Les auteurs ont étudié un prototype expérimental, pour avoir des résultats sur l'adsorption du méthanol sur les trois échantillons de charbon actif commercial (LH, AC-35, et PKST). Les résultats comparés du COP sont montrés sur les figures 2, 3. Les erreurs relatives moyennes entre les résultats comparés dans les figures 4, 5 sont 2.89 %, et 3% respectivement.

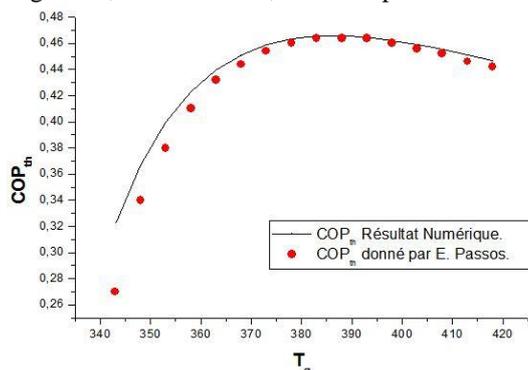


Fig. 2 Les valeurs du COP<sub>th</sub> par rapport à la variation de la température de régénération T<sub>g</sub>. (T<sub>a</sub>=25 °C, T<sub>c</sub>=30 °C, T<sub>e</sub>=-5 °C)

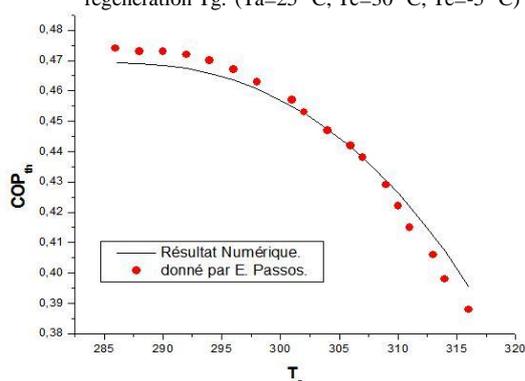


Fig. 3 Les valeurs du COP<sub>th</sub> par rapport à la variation de la température d'adsorption T<sub>a</sub>. (T<sub>g</sub>=105 °C, T<sub>c</sub>=30 °C, T<sub>e</sub>=-5 °C)

**IV. RESULTATS ET DISCUSSION**

**A. Variation de température dans le générateur tubulaire**

Pour le dispositif de production de froid à adsorption, les distributions de température du générateur tubulaire, telles trouvées dans les résultats expérimentaux, sont représentées sur la figure 4 et la figure 5 pour les deux irradiations 800 et 1020 W/m<sup>2</sup> respectivement.

Les températures maximales obtenues par les thermocouples T<sub>AC-35</sub> et T<sub>tube</sub> étaient 108 °C, 111 °C et 78 °C, 81 °C pour les irradiations 1020 W/m<sup>2</sup> et 800W/m<sup>2</sup> respectivement, pendant la phase de chauffage qui a duré pratiquement 3h10 minutes. Les résultats montrent qu'il existe une différence de température entre la paroi de tube et le charbon active pour la même irradiation. Cette différence de température est à cause de la perte de chaleur entre les deux milieux. Ainsi la différence de température obtenue à cause de la différence d'irradiation appliquée sur la surface du générateur tubulaire, pendant la phase de chauffage.

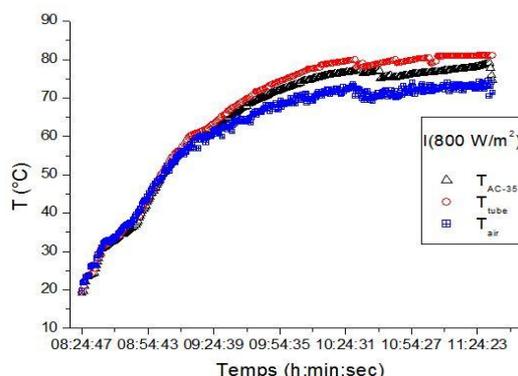


Fig. 4 Distribution de la température dans le générateur tubulaire pour l'irradiation 800 W/m<sup>2</sup>.

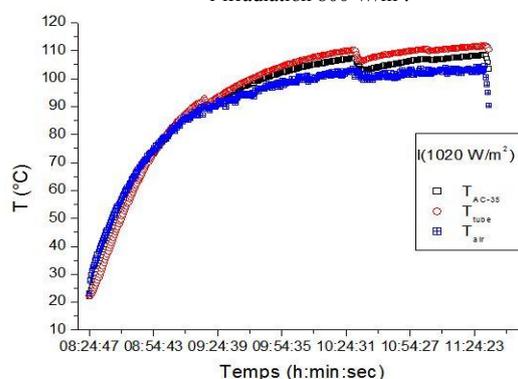


Fig. 5 Distribution de la température dans le générateur tubulaire pour l'irradiation 1020 W/m<sup>2</sup>.

L'air piégé dans le générateur entre la vitre et les tubes, ces valeurs maximales de températures T<sub>air</sub> acquis 104 °C, 74 °C correspondant à l'irradiation, 1020 et 800 W/m<sup>2</sup>, respectivement, grâce à l'étanchéité et la bonne isolation du générateur tubulaire pour minimisé les pertes de chaleur.

**B. Variation de pression dans le générateur**

La pression augmente de la valeur minimale 5 mbar et 15 mbar à la valeur maximale 105 mbar et 100 mbar correspondent à l'irradiation 1020 W/m<sup>2</sup> et 800 W/m<sup>2</sup> respectivement, comme le montre la figure 6 la variation temporelle de la pression dans le générateur. La pression a commencé à diminuer après la phase de chauffage à la valeur minimale due à une diminution de la température dans le générateur tubulaire.

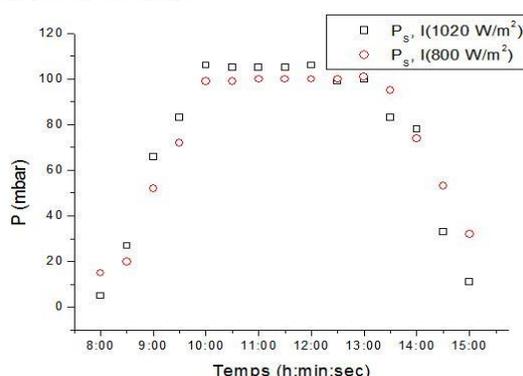


Fig. 6 Variation temporelle de la pression dans le générateur tubulaire.

Cette différence dans les résultats expérimentaux obtenus peut être expliquée par différentes données opérationnelles du laboratoire (la température ambiante pendant les jours d'essai) telles que l'intensité de la lampe et la température maximale du générateur tubulaire obtenue pendant la période de chauffage - désorption.

**C. Variation de température dans le condenseur**

Dans cette phase, la vanne placée entre le condenseur et le générateur a été ouverte. Le processus de désorption a commencé et la vapeur de saturation du méthanol s'est déplacée vers le condenseur. La condensation du méthanol été faite par une convection naturelle. La figure 7 montre le développement de la température de condensation dans le condenseur pour l'irradiation 1020 W/m<sup>2</sup> et 800 W/m<sup>2</sup>.

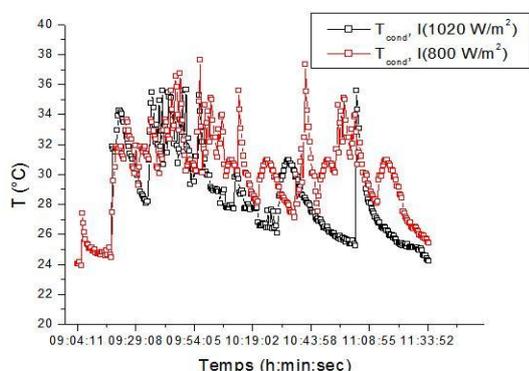


Fig. 7 Développement de la température de condensation dans le condenseur pour l'irradiation 1020 W/m<sup>2</sup> et 800 W/m<sup>2</sup>.

La température de condensation a augmenté en raison de l'augmentation de la température de la vapeur du méthanol. La température de condensation la plus élevée atteinte par le condenseur était de 35 °C, 37 °C pour un test d'irradiation 1020 W/m<sup>2</sup> et 800 W/m<sup>2</sup>. Cette différence de la température de condensation s'explique par la variation des données opérationnels (température ambiante) et le transfert de chaleur dans le condenseur (convection naturelle).

**D. Variation de température dans l'évaporateur**

Dans cette phase, le froid est produit par l'évaporation du méthanol à une pression basse. La grande capacité du charbon actif lui permet d'adsorber de grandes quantités de vapeur. La figure 8 présente le changement de la température d'évaporation pendant le temps dans l'évaporateur. On peut voir que la température dans l'évaporateur commence à diminuer de 22 °C, 21 °C jusqu'elle arrive à une valeur minimal -0.50 °C, 1 °C, pour des valeurs d'irradiation de 1020 W/m<sup>2</sup> et 800 W/m<sup>2</sup>, respectivement.

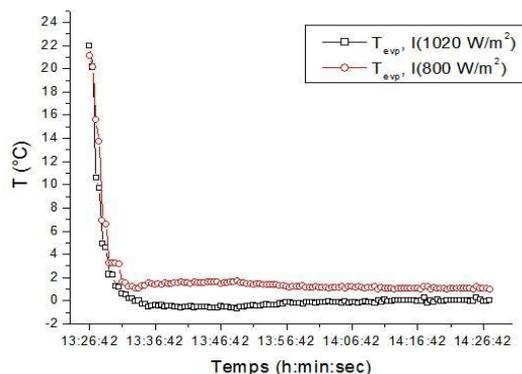


Fig. 8 Changement de la température d'évaporation pendant le temps dans l'évaporateur.

**E. Performance du dispositif expérimental**

Pour calculer le COP<sub>th</sub> et COP<sub>s</sub> à l'aide des données obtenues expérimentalement qui se présente aux températures, irradiations acquises et après avoir connaître les valeurs numériques des paramètres de calcul : la masse de la partie métallique du générateur mmétal=3.72 kg, la masse du charbon actif AC-35 Ma=0.7 kg, la chaleur spécifique de l'adsorbent (AC-35) C<sub>P(AC-35)</sub>=920 kJ/kg. K, et la chaleur spécifique du métal qui est le cuivre C<sub>P métal</sub>=380 kJ/kg. K, nous avons effectués une application numérique à partir du modèle mathématique et l'organigramme précédant validé.

Le tableau 2 présente les températures de régénération obtenue dans la phase chauffage-désorption et le COP<sub>th</sub>, COP<sub>s</sub> calculé.

TABLEAU 2.  
TEMPERATURE DE REGENERATION AVEC LE COP<sub>s</sub> ET LE COP<sub>th</sub> CALCULE.

Résultats	Valeurs	
Irradiation (W/m <sup>2</sup> )	800	1020
T <sub>g</sub> (°C)	80	110
COP <sub>th</sub>	0.4328	0.4683
COP <sub>s</sub>	0.074	0.09

D'après le tableau 2 on remarque que les valeurs du COP<sub>th</sub> sont dans les normes de cycle thermodynamique à adsorption. On n'a pas dépassé la température de régénération 110 °C car elle est une variable qu'il faut l'optimiser aussi d'après des études ont été réalisées citons les résultats de Passos et al, et ceux de Sumathy and Zhongfu [17, 18]. Ils ont conclu d'une façon générale que les valeurs de température de régénération soient plus basses pour obtenir un COP<sub>th</sub> maximal pour un cycle thermodynamique à adsorption. Elle est limitée par 120 °C où le méthanol se décompose à partir de cette température et le processus d'adsorption sera bloquer.

D'après une recherche bibliographique sur les prototypes réalisés et les études numériques faites sur la production du froid solaire par adsorption. Le dispositif expérimental réalisé a un coefficient de performance solaire COP<sub>s</sub> dans une certaine mesure acceptable avec les conditions opérationnelle (températures de fonctionnement), en comparaison avec les études réalisées.

TABLEAU 3.

COMPARAISON DES RESULTATS OBTENUS DU DISPOSITIF EXPERIMENTAL AVEC D'AUTRES TRAVAUX.

Référence	Buchtera et al. (2003)	Leite et Daguene (2000)	Sumathy and Zhongfu (1999)	Présent travail
Couple de travail	Charbon actif-Méthanol	Charbon actif-Méthanol	Charbon actif-Méthanol	Charbon actif-Méthanol
COP <sub>s</sub>	0,08 – 0,13	0,24	0,1 – 0,12	<b>0,054 – 0,09</b>
T <sub>a</sub> (°C)	-	20,6 - 27,3	6 - 13	25
T <sub>g</sub> (°C)	-	105	70 - 78	80 - 110
T <sub>e</sub> (°C)	-	-0,9	-6	1
T <sub>c</sub> (°C)	-	33	-	35
Surface de captation (m <sup>2</sup> )	2	-	0,92	0,19

## V. CONCLUSION

Dans cet article, on présente les résultats d'une étude expérimentale réalisée sur le dispositif d'une machine frigorifique à adsorption utilisant le couple charbon actif AC-35/méthanol. Cette dernière est réalisée et testée au niveau du laboratoire du froid et climatisation par énergie électrique d'origine renouvelable, FCEEOR, de l'Unité de Développement des Equipements Solaire, UDES, Tipaza affiliée au Centre de Développement des Énergies Renouvelables, CDER (Algérie).

Les températures de fonctionnement du réfrigérateur à adsorption ont été mesurées pour chacune des deux irradiations appliquées (800, 1020 W/m<sup>2</sup>). Les mesures expérimentales ont été présentées et discutées. Afin d'évaluer les performances du dispositif réalisé, par calcul de son COP<sub>s</sub> et COP<sub>th</sub>, un code de calcul est développé en utilisant le modèle mathématique de Dubinin-Astakhov. Après la validation du code de calcul, il a été conclu que le dispositif réalisé a prouvé un COP<sub>s</sub> acceptable.

Par ailleurs, les distributions des températures mesurées pendant les différentes phases du cycle ont montré que la température de régénération n'a pas dépassé les 110°C en restant en dessous de 150°C où le méthanol commence à se décomposer. Ainsi, on a pu attendre des températures de l'ordre de -1°C dans l'enceinte contenant l'évaporateur du prototype réalisé en restant sur des valeurs du COP<sub>th</sub> dans les normes de cycle idéal à adsorption.

## Référence

[1] R. Delgado, A. Choisier, P. Grenier, I. Ismail, F. Meunier, and M. Pons, "Étude du cycle intermittent charbon actif-méthanol en vue de la réalisation d'une machine à fabriquer de la glace fonctionnant à l'énergie

solaire," International Institute of Refrigeration; Jerusalem, Israel 1982.

- [2] F. Mhiri and S. El Golli, "Étude d'un réfrigérateur solaire à adsorption solide avec le couple charbon actif-méthanol," Revue Générale de Thermique, vol. 35, pp. 269-277, 1996.
- [3] C. H. Li, R. Z. Wang, and Y. J. Dai, "Simulation and economic analysis of a solar-powered adsorption refrigerator using an evacuated tube for thermal insulation," Renewable Energy, vol. 28, pp. 249-269, 2003.
- [4] C. Hildbrand, P. Dind, M. Pons, and F. Buchter, "A new solar powered adsorption refrigerator with high performance," Solar Energy, vol. 77, pp. 311-318, 2004.
- [5] F. Lemmini and A. Errougani, "Building and experimentation of a solar powered adsorption refrigerator," Renewable Energy, vol. 30, pp. 1989-2003, 2005.
- [6] Z. Huizhong, M. Zhang, Z. Liu, Y. Liu, and X. Ma, "Mechanical and experimental study on freeze proof solar powered adsorption cooling tube using active carbon/methanol working pair," Energy Conversion and Management, vol. 49, pp. 2434-2438, 2008.
- [7] Z. Lu, R. Wang, and Z. Xia, "Experimental analysis of an adsorption air conditioning with micro-porous silica gel water," Applied Thermal Engineering, vol. 50, pp. 1015-1020, 2013.
- [8] A. El Fadar, "Thermal behavior and performance assessment of a solar adsorption cooling system with finned adsorber," Energy, vol. 83, pp. 674-684, 2015.
- [9] X. Ji, M. Li, J. Fan, P. Zhang, B. Luo, and L. Wang, "Structure optimization and performance experiments of a solar-powered finned-tube adsorption refrigeration system," Applied Energy, vol. 113, pp. 1293-1300, 2014.
- [10] M. A. Djebiret, B. Abbad, A. Benchabane, M. Ouali, F. Yahi, M. Berdja, and A. Rouag, "Experimental study of solar adsorption refrigeration device," Journal of applied engineering science & technology, vol. 4, pp. 135-142, 2018.
- [11] M. A. Djebiret, M. Ouali, M. Mokrane, N. Hatraf, and N. Kasbadji Merzouk, "Etude Paramétrique d'un Cycle a simple effet d'une Machine Frigorifique d'Adsorption," International Journal of Scientific Research & Engineering Technology (IJSET), vol. 4, pp. 212-215, 2015.
- [12] M. Pons and P. Grenier, "A phenomenological adsorption equilibrium law extracted from experimental and theoretical considerations applied to the activated carbon-methanol pair," Pergamon Journals, vol. 24, pp. 615-625, 1986.
- [13] M. Diny, "Étude du fonctionnement d'une machine frigorifique à adsorption modélisation des transferts de chaleur et de masse et optimisation du fonctionnement de la machine." in Mécanique énergétique. Nancy 1: Université Henri Poincaré. 1996, pp. 177.

- [14] A. Bejan and D. Kraus, Heat transfer handbook. New York, 2003.
- [15] W. Chekirou, "Étude et Analyse d'une machine frigorifique solaire à adsorption." Constantine: Université Mentouri, 2008, pp. 197.
- [16] F. Meunier, "Solid sorption heat powered cycles for cooling and heat pumping applications," Applied Thermal Engineering, vol. 18, pp. 715-729, 1998.
- [17] E. Passos, F. Meunier, and J. C. Gianola, "Thermodynamic performance improvement of an intermittent solar-powered refrigeration cycle using adsorption of methanol on activated carbon.," Heat Recovery Systems, vol. 6, pp. 259-264, 1986.
- [18] K. Sumathy and L. Zhongfu, "Experiments with solar-powered adsorption ice-maker," Renewable Energy, vol. 16, pp. 704-707, 1999.