



Le 5^{ème} Séminaire International sur les Energies Nouvelles et
Renouvelables
The 5th International Seminar on New and Renewable
Energies

Unité de Recherche Appliquée en Energies Renouvelables,
Ghardaïa - Algérie 24 - 25 Octobre 2018



Modélisation numérique des températures limites du cycle des machines frigorifiques solaires à adsorption

Noureddine CHERRAD*¹

¹Université Kasdi Merbah de Ouargla, Faculté des Sciences Appliquées, Département de Génie Mécanique, Ouargla 30 000, Algeria

*Corresponding author E-mail:chernoured@gmail.com

Résumé—La prédiction des températures de fonctionnement du cycle de la machine frigorifique à adsorption a été modélisée numériquement en fonction de la performance. Les résultats du coefficient de performance (COP) ont été comparés avec un travail expérimental, obtenu de la littérature pour le couple charbon actif AC-40-méthanol, sous une erreur relative moyenne de 0.16 %. La production de froid était meilleure pour les températures de génération plus élevées, qui correspondent à des irradiances solaires maximales.

Mots-clés—Machine frigorifique, Adsorption solaire, Modèle numérique, Températures de fonctionnement, Conditions, Performance.

1. INTRODUCTION

La performance du cycle de refroidissement à adsorption est fortement affectée par le transfert de chaleur et de masse dans le lit adsorbant, ainsi que par le mode cyclique [1].

L'effet des conditions de fonctionnement sur le cycle de refroidissement à adsorption, basé sur l'analyse thermodynamique, a été étudié par un certain nombre de chercheurs [2]. La plupart des premières études ont été portées sur la détermination rapide de l'efficacité du régénérateur en fonctionnement cyclique, c'est-à-dire lorsque toutes les températures sont inchangées après un cycle complet (figure (1)), phase de chauffage plus phase de refroidissement [3]. L'effet des températures de fonctionnement du cycle sur le coefficient de performance (COP) du système, utilisant le couple charbon actif-méthanol, a déjà été étudié par Douss et Meunir [4], à l'aide d'une unité expérimentale de refroidissement à adsorption. Ils ont constaté que le COP est très sensible aux températures d'évaporation, d'adsorption et de génération.

Nombreuses recherches [4-8] ont présenté la variation de COP, basée sur un ou plusieurs paramètres de fonctionnement du cycle des systèmes à adsorption (figure (1)). Autres [9, 10] ont donné des modèles de

calcul de la performance du système en fonction de la conception et des paramètres de fonctionnement.

Naef et al. [11] ont présenté une analyse thermique et une étude de modélisation d'une machine solaire à adsorption, pour la production de la glace utilisant le charbon actif dans la ville de Dhahran en Arabie Saoudite. L'effet des températures de fonctionnement sur le COP et la quantité produite de glace a été donné.

Allouhi et al. [12] ont étudié l'évaluation de la performance des systèmes de refroidissement solaires à adsorption, pour la préservation des vaccins en Afrique subsaharienne. L'effet de la température de l'évaporateur et du condenseur sur le coefficient de performance solaire et la puissance spécifique de refroidissement a été donné dans cette étude.

L'un des principaux problèmes de la réfrigération solaire utilisant le processus de sorption-désorption est de trouver les cycles thermodynamiques adaptés aux températures imposées par l'application en question [13]. Le cycle à adsorption est mieux compris en référant au diagramme P-T-X (pression-température-concentration comme le montre la figure (1)) [5]. Cependant, les températures de fonctionnement sont l'une des limitations qui limitent la performance des systèmes de refroidissement utilisant le couple charbon actif-méthanol.

Critoph [5, 6] a rapporté que les quatre températures indiquées par l'intersection de deux isobares et deux isostères du cycle thermodynamique (figure (1)) sont simplement liées par deux équations.

Teng et al. [14] ont exprimé les températures au début de la désorption et de l'adsorption en fonction des paramètres du cycle thermodynamique du système (température à la fin de la désorption, température de condensation, température d'évaporation et rapport massique de l'adsorbat).



Le cycle de la machine frigorifique à adsorption est limité par quatre températures comme le montre la figure (1), à savoir T_a , T_{S1} , T_g et T_{S2} , en plus de température d'évaporation T_e et de condensation T_c . La mise en marche de la machine doit d'abord suivre le cycle et comme la performance est affectée par les caractéristiques du système discutées ci-dessus, le fonctionnement pour une telle performance doit s'adapter aux températures du cycle calculées en fonction des propriétés du système. Cela nécessite une procédure itérative pour faire tester la compatibilité d'une plage des températures avec le fonctionnement du cycle de la machine, permettant d'avoir un COP prédéfini.

Jusqu'à présent, les recherches anciennes et récentes n'ont pas abordé la détermination des températures de fonctionnement, en fonction de la performance du système et les conditions externes (COP ou quantité de glace produite et conditions climatiques). Cette relation inverse est importante, car le réglage automatique (en utilisant des thermostats et un clapet anti-retour comme le montre la figure (2)) ou le fonctionnement manuel de la machine frigorifique à adsorption pour un COP ou une quantité de glace à produire présélectionnés doit d'abord définir les températures de fonctionnement du cycle thermodynamique (figure (1)), correspondant à cette performance.

Par conséquent, un développement ultérieur d'un modèle numérique est nécessaire pour prédire les températures de fonctionnement requises du système, avec un couple de travail connu et une énergie à extraire pour la production donnée du froid.

La présente étude est consacrée à l'établissement d'un modèle numérique qui consiste à un algorithme de calcul, pour prédire les températures de fonctionnement de la machine frigorifique à adsorption. La machine considérée est un réfrigérateur solaire à adsorption utilisant le couple charbon actif AC-40/méthanol comme couple de travail. Les températures de fonctionnement prévues sont les températures aux limites de cycle et celles qui règnent dans le condenseur et l'évaporateur comme le montre la figure (1).

2. CYCLE INTERMITTENT DE LA MACHINE FRIGORIFIQUE SOLAIRE A ADSORPTION

Quatre processus thermodynamiques formant le cycle idéal intermittent du réfrigérateur solaire à adsorption, ils sont présentés dans la figure (1).

Au début de la journée, l'adsorbant est soumis à un chauffage isostérique par l'énergie solaire, ce qui augmente la pression du couple adsorbant-

adsorbant jusqu'à la pression de condensation P_c imposée par le condenseur (phase A-B). À l'état B du cycle, la vanne vers l'entrée du condenseur s'ouvre et la continuation du chauffage, à pression constante, induit la désorption du réfrigérant vapeur (adsorbant), de l'adsorbant vers le condenseur pour être condensé à température de condensation T_c (phase B-C). La masse désorbée au cours de la phase B-C est la différence entre la masse maximale d'adsorbant m_{max} à l'état B et la masse minimale d'adsorbant m_{min} à l'état C. La température maximale (température de génération T_g) atteinte par l'adsorbant sera à l'état C. À cette valeur, la vanne se ferme et l'irradiation solaire commence à diminuer, ce qui induit la chute de température et de pression dans l'adsorbant-collecteur (phase C-D), par un refroidissement isostérique. Lorsque la pression atteint sa valeur P_e qui règne dans l'évaporateur, la vanne s'ouvre et la continuation de refroidissement de l'adsorbant, à pression constante, induit l'évaporation du réfrigérant à une température d'évaporation T_e , vers l'adsorbant par le phénomène d'adsorption (phase D-A). La masse adsorbée au cours de la phase D-A est la différence entre la masse maximale d'adsorbant m_{max} à l'état A et la masse minimale d'adsorbant m_{min} à l'état D. De cette manière, le réfrigérant évaporé extrait de la chaleur de la chambre froide et génère la production du froid.

Ce cycle est dit intermittent, car la production de froid se fait presque au coucher du soleil et pas d'une façon continue.

Les températures T_{S1} et T_{S2} (figure (1)) sont respectivement la température au début de la désorption et la température au début de l'adsorption.

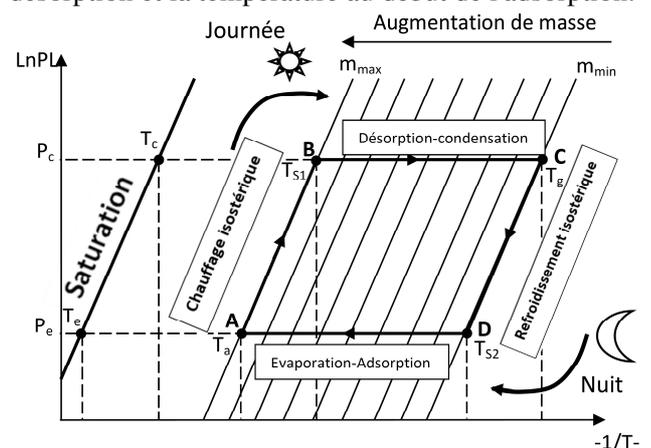


Fig. 1 Cycle idéal de la machine frigorifique à adsorption dans un diagramme de Clausius-Clapeyron

Pour une application de stockage de froid, la désorption représente le processus de chargement et l'adsorption représente le processus de déchargement.



Après le chargement par une source d'énergie disponible, c'est possible facilement, au besoin uniquement, de décharger le stockage en froid, en connectant le lit adsorbant à l'évaporateur. Cette technique permet de générer du froid, au besoin, notamment aux endroits sans alimentation par un réseau public d'électricité. Donc, un moyen de stockage de froid à long terme (pas de pertes de chaleur), rechargeable et déplaçable [15].

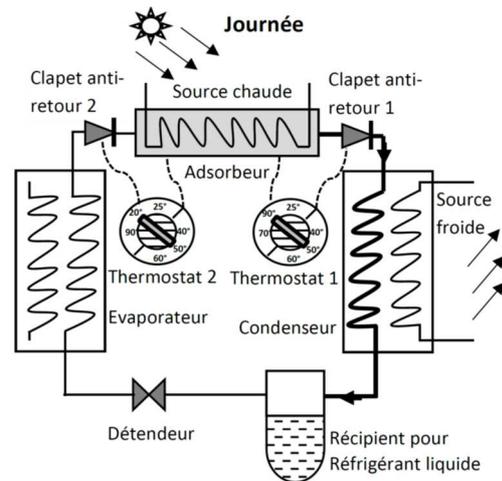
3. SCHEMA DU PROCESS DE LA MACHINE FRIGORIFIQUE SOLAIRE A ADSORPTION

Dans une machine frigorifique à adsorption, le compresseur est remplacé par un adsorbant ou un réacteur (compresseur thermique), où se produisent les réactions physiques d'adsorption entre le réfrigérant (adsorbat) et l'adsorbant. Le reste de la machine n'est pas trop modifié par rapport aux systèmes classiques de refroidissement. Le schéma du process de la machine frigorifique à adsorption est représenté dans la figure (2).

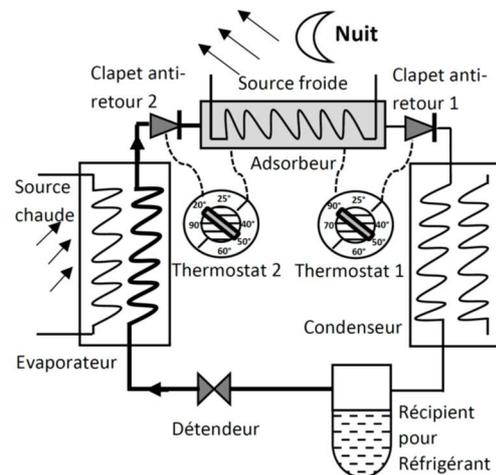
Dans le cas le plus simple, la machine a les composants suivants : [16]

- Un adsorbant contenant l'adsorbant solide en contact avec une source chaude (irradiation solaire) et source froide (air ambiant). Pour le cycle frigorifique à adsorption, il joue le rôle du compresseur (aspiration et compression) dans un cycle frigorifique à compression ;
- Un condenseur, en contact avec une source froide (air ambiant), dans lequel le réfrigérant est condensé à la pression et la température de condensation ;
- Un récipient utilisé pour stocker le réfrigérant liquide venant du condenseur ;
- Un détendeur ;
- Un évaporateur en contact avec une source chaude (chambre froide), dans lequel le réfrigérant est évaporé à la pression et la température d'évaporation ;
- Deux clapets anti-retour 1 et 2.

En plus de ces composants, nous proposons deux thermostats pour contrôler automatiquement l'ouverture et la fermeture des clapets anti-retour, en fonction de la température détectée dans l'adsorbant. C'est un bon moyen pour faire fonctionner la machine en correspondance avec le cycle thermodynamique montré dans la figure (1).



a) Process pendant la journée



b) Process pendant la nuit

Fig. 2 Schéma du process de la machine frigorifique solaire à adsorption

4. MODELISATION MATHÉMATIQUE

L'efficacité de la machine de refroidissement à adsorption est exprimée par le coefficient de performance thermique (COP). L'extraction d'une quantité de chaleur Q_{ev} produit une masse de glace m_{ice} . Donc Q_{ev} est une fonction de m_{ice} , qui peut être estimée par l'expression suivante :

$$Q_{ev} = \begin{cases} m_d(m_{max} - m_{min})[L_e - Cp_l(T_c - T_e)] (1 - a) \\ \text{Ou} \\ m_{ice}(L_{ice} + Cp_w(T_{amb} - T_{ice})) \end{cases} \quad (1 - b)$$

m_d est la masse de l'adsorbant, L_e est la chaleur latente d'évaporation de l'adsorbat, Cp_l est la capacité calorifique massique à pression constante de l'adsorbat à l'état liquide, L_{ice} est la chaleur latente de la glace à la température T_{ice} , T_{atm} est la température ambiante et Cp_w est la capacité calorifique massique de l'eau.



Le 5^{ème} Séminaire International sur les Energies Nouvelles et Renouvelables

The 5th International Seminar on New and Renewable Energies

Unité de Recherche Appliquée en Energies Renouvelables,
Ghardaïa - Algérie 24 - 25 Octobre 2018



D'autre part, le COP peut s'exprimer comme suit :

$$\text{COP} = \frac{Q_{ev}}{E_u} \quad (2)$$

E_u est l'irradiation solaire reçue pendant la phase de chauffage.

D'où, Q_{ev} peut s'écrire alors :

$$Q_{ev} = \text{COP} \cdot E_u \quad (3)$$

En substituant l'équation (3) dans l'équation (1-b), on obtient :

$$m_{ice} = \frac{\text{COP} \cdot E_u}{(L_{ice} + C_{pw}(T_{amb} - T_{ice}))} \quad (4)$$

À partir de l'équation (4) ci-dessus, on déduit alors une nouvelle formulation de COP prédéfini :

$$\text{COP}_{\text{déf}} = \frac{m_{ice} \cdot (L_{ice} + C_{pw}(T_{amb} - T_{ice}))}{E_u} \quad (5)$$

5. MODELISATION NUMERIQUE

L'algorithme du programme de calcul est montré dans la figure (3). Cet algorithme permet de prédire les températures de fonctionnement, T_a , T_{S1} , T_{S2} , T_c , T_e et T_g (voir figure (1)), du cycle de la machine pour une masse de glace ou un COP donnés et des conditions climatiques connues (irradiation solaire et température ambiante). Les températures calculées numériquement seront validées par le coefficient de performance COP estimé préalablement. Le programme du calcul numérique est convergé alors sous l'une des conditions suivantes :

$$\frac{|\text{COP}_{\text{déf}} - \text{COP}|}{\text{COP}_{\text{déf}}} \leq \varepsilon \quad (6)$$

$$\frac{\text{COP}_{\text{déf}} \cdot E_u - Q_{ev}}{\text{COP}_{\text{déf}} \cdot E_u} \leq \varepsilon \quad (7)$$

Où le $\text{COP}_{\text{déf}}$ est le coefficient de performance défini préalablement ou calculé par l'équation (5) et le COP est celui calculé numériquement par l'équation (2) en fonction de Q_{ev} exprimée par l'équation (1-a).

Les températures T_a et T_c peuvent prendre la même valeur qui est proche de l'une des températures ambiantes, minimale T_{\min} ou maximale T_{\max} ou leur moyenne. En générale, elles dépendent de la température ambiante et prennent sa valeur à l'état de l'équilibre thermique, c'est-à-dire après la condensation ($T_c = T_{\text{amb}}$) et au début du chauffage

($T_a = T_{\text{amb}}$). C'est pour ça on considère le cas : $T_a = T_c = T_{\text{amb}} = (T_{\min} + T_{\max})/2$.

La température T_e n'est pas une température à contrôler directement, car c'est un niveau de température à laquelle s'évapore le réfrigérant (adsorbat). Selon la quantité de chaleur à extraire pendant l'évaporation ainsi que la pression de fluide atteinte par refroidissement isostérique (figure (1)) se détermine la valeur de cette température. Pour ce faire, on suit une procédure itérative de l'équation (1-a). La prédiction des températures T_{S1} et T_{S2} est assurée par les conditions des équations suivantes: [16]

$$|m_{\max} - m(T_{S1}, P_c)|/m_{\max} \leq \varepsilon \quad (8)$$

$$|m_{\min} - m(T_{S2}, P_e)|/m_{\min} \leq \varepsilon \quad (9)$$

Pour l'estimation des concentrations massiques de l'adsorbat, m_{\max} et m_{\min} , la meilleure description établie de l'adsorption de charbon actif est donnée par la théorie de Dubinin et Polanyi [5]. Dubinin et Astakov ont proposé une équation d'état pour la masse adsorbée par un milieu microporeux en équilibre, avec une distribution polymodale de la taille des pores [17] :

$$m(T, P) = W_0 \rho_l \cdot \text{Exp} \left[-D \left[T \cdot \ln \left(\frac{P_s(T)}{P} \right) \right]^n \right] \quad (10)$$

L'équation de Dubinin-Astakhov (D-A) est largement utilisée pour obtenir une meilleure adaptation aux données expérimentales [5].

Les concentrations en masse d'adsorbat pour 1 kg d'adsorbant m_{\max} et m_{\min} (figure (1)) sont calculées par l'équation (10), respectivement à la température d'adsorption T_a , la pression d'évaporation P_e et à la température de génération T_g et la pression de condensation P_c comme suit :

$$m(T_a, P_e) = m(T_{S1}, P_c) = m_{\max} \quad (11)$$

$$m(T_g, P_c) = m(T_{S2}, P_e) = m_{\min} \quad (12)$$

Où, $P_e = P_s(T_e)$ et $P_c = P_s(T_c)$

La température T_g est le paramètre de base de la boucle itérative principale de l'algorithme de calcul de la figure (3), donc la convergence de cet algorithme en appliquant la condition de l'équation (6) ou (7) assure la perte de cette température. Par la vérification des conditions ci-dessus en suivant un processus itératif, on confirme que le programme a réussi à trouver les températures du cycle thermodynamique, à savoir : T_a , T_c , T_{S1} , T_{S2} , T_g et T_e , correspondant à la performance présélectionnée ($\text{COP}_{\text{déf}}$ ou m_{ice}) et aux conditions climatiques connues (E_u et T_{amb}).

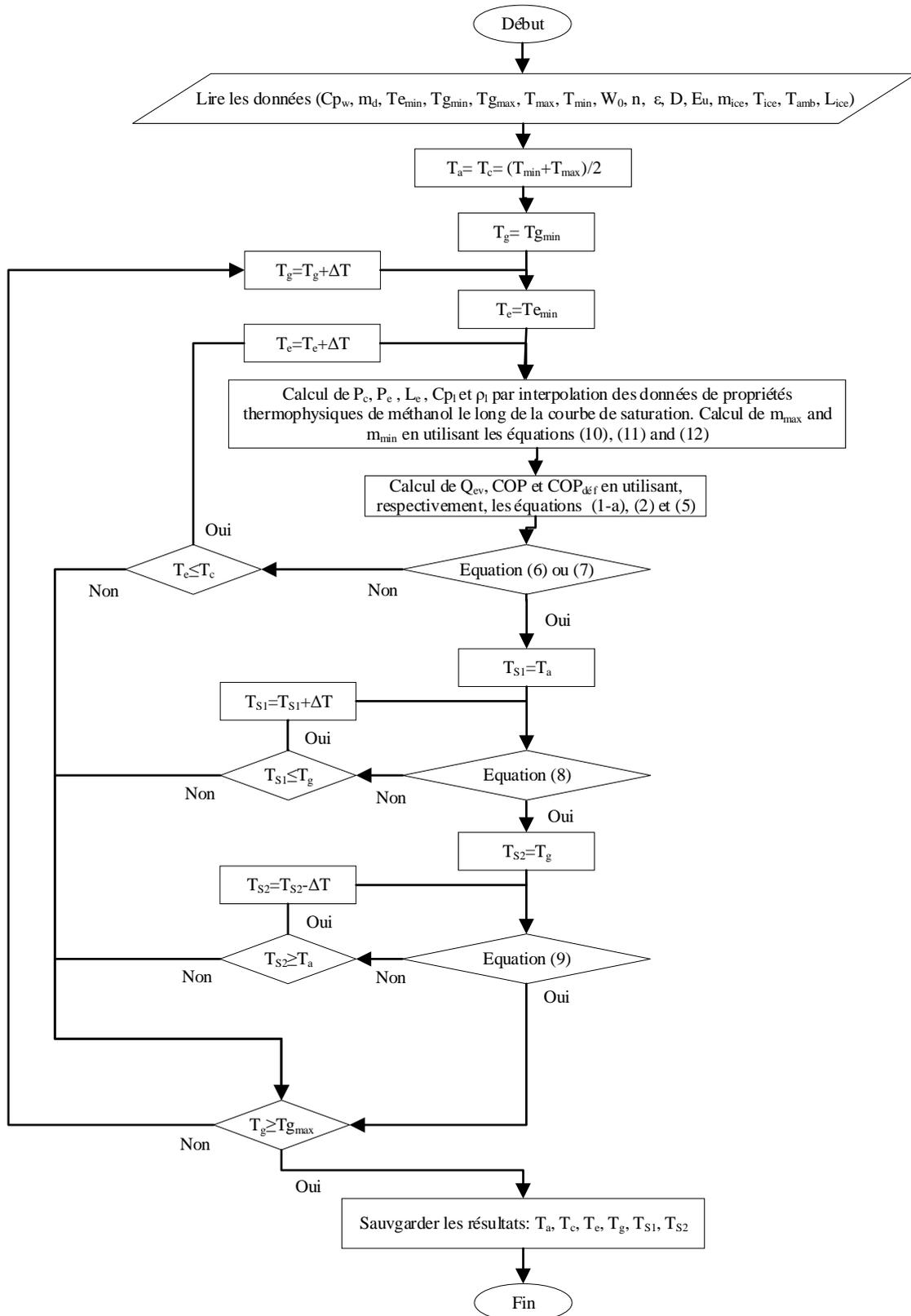


Fig. 3 Organigramme détaillé de prédiction des températures de fonctionnement, pour m_{ice} donnée et conditions climatiques connues (irradiation solaire et température ambiante).



Le 5^{ème} Séminaire International sur les Energies Nouvelles et Renouvelables

The 5th International Seminar on New and Renewable Energies

Unité de Recherche Appliquée en Energies Renouvelables,
Ghardaïa – Algérie 24 - 25 Octobre 2018



6. DONNEES DE CALCUL

Les données nécessaires à la validation de l'algorithme de la figure (3) sont présentées dans le tableau (1). Le coefficient D caractérisant le couple AC40-méthanol est calculé par la formulation suivante :

$$D = \left(\frac{R}{F_{DA}} \right)^n \quad (13)$$

Où F_{DA} est un paramètre de l'équation (1), dont la valeur pour AC40-méthanol est donnée par Boubakri et al. [18].

TABLEAU 1
DONNEES DE VALIDATION DE L'ALGORITHME NUMERIQUE

Symbole	Paramètre	Valeur
C_{pw}	Capacité calorifique massique à pression constante de l'eau	4185 J kg ⁻¹ K ⁻¹
F_{DA}	Paramètre de l'équation Dubinin-Astakhov	173×10 ³ J kg ⁻¹ [18]
L_{ice}	Chaleur latente de la glace à 0°C et à pression atmosphérique	333×10 ³ J kg ⁻¹
n	Paramètre d'ajustement de l'équation de Dubinin-Astakhov (D-A) pour le couple AC40-méthanol	1.53 [18]
m_d	Masse de l'adsorbant	40 kg [19]
$T_{e_{min}}$	Température d'évaporation minimale considérée pour l'algorithme de la figure (3)	-10°C
$T_{g_{max}}$	Température de génération maximale considérée pour l'algorithme de la figure (3)	100°C
$T_{g_{min}}$	Température de génération minimale considérée pour l'algorithme de la figure (3)	50°C
T_{ice}	Température de glace	0°C
W_0	Volume maximal d'adsorbant (méthanol) qui peut être adsorbé par 1 kg d'adsorbant (AC40)	611×10 ⁻⁶ m ³ /kg [18]
S	Surface d'adsorbant	2 m ² [19]
Z	Epaisseur du lit adsorbant (diamètre des tubes contenant l'adsorbant)	0.07 m [18]

λ_{eff}	Conductivité thermique effective de l'adsorbant en présence de l'adsorbant	0.26 W m ⁻¹ K ⁻¹
-----------------	--	--

7. PREDICTION NUMERIQUE DES TEMPERATURES LIMITES DU CYCLE INTERMITTENT

Les températures prédites seront validées pour la machine de Buchter et al. [19], par l'assurance de la condition de l'équation (6) ou (7).

Le travail de Buchter et al. [19] s'agit d'un réfrigérateur solaire à adsorption avec le couple charbon actif AC40-méthanol, construit et testé en mai 1999 à Ouagadougou, au Burkina Faso.

On exploite les données expérimentales de Buchter et al. [19] et on applique l'algorithme numérique de la figure (3), en conditionnant la convergence par la vérification de l'équation (6) ou (7), pour prédire les températures du cycle de cette machine pendant les 20 jours testés par les auteurs. On valide alors nos résultats de COP en comparaison avec les résultats donnés par Buchter et al. [19], en utilisant trois données expérimentales comme entrées du code numérique, à savoir : T_{max} , T_{min} et E_u .

On note que Buchter et al. [19] ont calculé l'irradiation solaire reçue E_u pendant la phase de chauffage pour toute la journée, c'est-à-dire à partir de lever du soleil jusqu'à coucher du soleil et non pour la durée du chauffage A-C comme le montre la figure (1).

Les résultats de COP comparés à ceux de Buchter et al. [19] et les températures prédites de fonctionnement sont présentés dans le tableau (2).

Les résultats, ci-dessous, de COP numérique sont retenus pour une erreur la plus minimale possible, en appliquant la condition de l'équation (6) ou (7), par rapport au COP expérimental (COP_{déf}). L'erreur relative minimale est de 0.02 %, l'erreur relative moyenne est de 0.16 % et l'erreur relative maximale est de 0.45 %. La figure (4) représente les cycles idéals prédits de la machine de Buchter et al. [19] pour les 20 jours testés.

8. PREDICTION DES LIMITES PERFORMANTES DU CYCLE INTERMITTENT

Comme application on va étudier l'exemple de la machine de Buchter et al. [19], pour voir les limites performantes du cycle de cette machine. La figure (5) montre les quantités de masses de glace possibles à produire par la machine pour les différents jours testés. Les résultats ont montré que la masse maximale est celle de la journée du 22 mai 1999, qui correspond à



Le 5^{ème} Séminaire International sur les Energies Nouvelles et Renouvelables

The 5th International Seminar on New and Renewable Energies

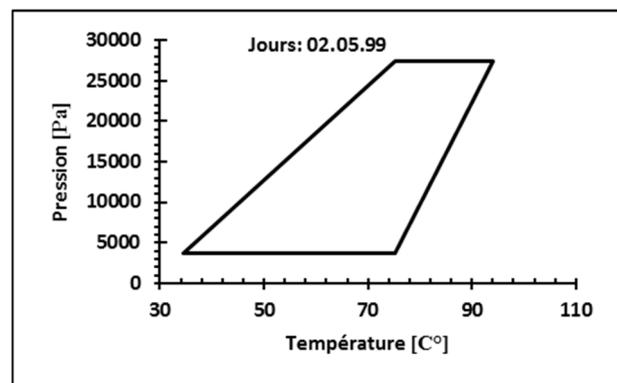
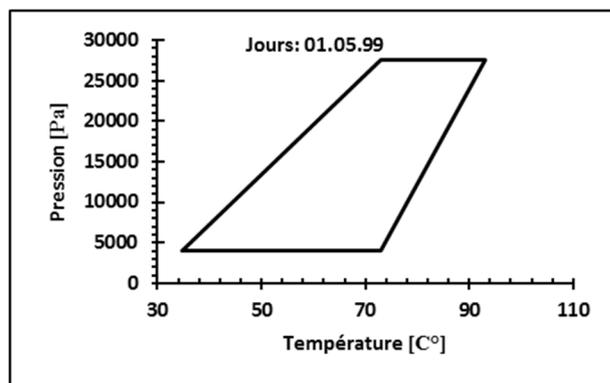
Unité de Recherche Appliquée en Energies Renouvelables,
Ghardaïa - Algérie 24 - 25 Octobre 2018



une température de génération maximale $T_g=108^\circ\text{C}$
comme le montre le tableau (2).

TABLEAU 2
VALEURS DE COP COMPAREES A CELLES RAPPORTEES PAR BUCHTER ET AL. [19] AVEC LES TEMPERATURES DE CYCLE CORRESPONDANT

Jour	Données expérimentales [19]				Résultats numériques						
	T_{\min} [C°]	T_{\max} [C°]	E/S [MJ/m ²]	COP _{déf}	COP	Erreur relative de COP [%]	Températures prédites				
							$T_a \approx T_c$ [C°]	T_g [C°]	T_c [C°]	T_{S1} [C°]	T_{S2} [C°]
01.05.99	28.2	41.1	24.57	0.097	0.0969	0.11	34.65	93	0.30	73	51.77
02.05.99	29.2	39.9	22.07	0.087	0.08708	0.096	34.55	94	-1.5	75.15	50.57
03.05.99	28.6	38.6	23.04	0.1	0.1001	0.16	33.6	92	-0.4	71.44	51.20
04.05.99	28.6	32.6	19.91	0.099	0.0988	0.14	30.6	90	-3.9	69.22	48.35
05.05.99	25.7	35.4	23.3	0.115	0.1148	0.16	30.55	86	-0.8	65.22	48.58
06.05.99	28.7	38.1	24.83	0.099	0.0991	0.10	33.4	93	-0.9	71.86	51.55
08.05.99	28	34.3	9.23	0.097	0.0965	0.45	31.15	81	-0.5	66.74	43.76
09.05.99	26.3	37.9	20.14	0.088	0.0877	0.27	32.1	83	-1.3	69.23	43.91
10.05.99	26.8	37.4	20.68	0.101	0.1011	0.14	32.1	92	-2.09	70.26	50.69
11.05.99	28.4	41.4	24.92	0.092	0.0919	0.074	34.9	95	-0.7	74.66	52.13
12.05.99	28.3	39.7	23.01	0.091	0.09102	0.032	34	90	-0.5	72.70	48.84
13.05.99	28.2	39.2	22.75	0.096	0.0961	0.148	33.7	89	0.20	71.34	49.02
15.05.99	29.5	38.1	24.23	0.09	0.0901	0.18	33.8	93	-1.7	73.82	50.20
16.05.99	22.7	34.9	23.29	0.111	0.110	0.37	28.8	84	-3.7	63.90	45.71
17.05.99	26.8	36.4	18.98	0.131	0.1313	0.23	31.6	76	5	59.85	45.73
18.05.99	24.3	35.8	24.65	0.109	0.10902	0.023	30.05	88	-2.8	66.33	48.60
19.05.99	28.3	38.8	21.21	0.105	0.1049	0.094	33.55	84	2.4	67.85	47.58
20.05.99	27.2	37.3	24.55	0.117	0.1171	0.0917	32.25	90	1.10	67.16	52.32
21.05.99	25.2	36.2	22.49	0.125	0.124	0.31	30.7	83	1.40	62.89	48.36
22.05.99	27.5	37.8	32.65	0.107	0.1069	0.060	32.65	108	-2	71.5	64.01

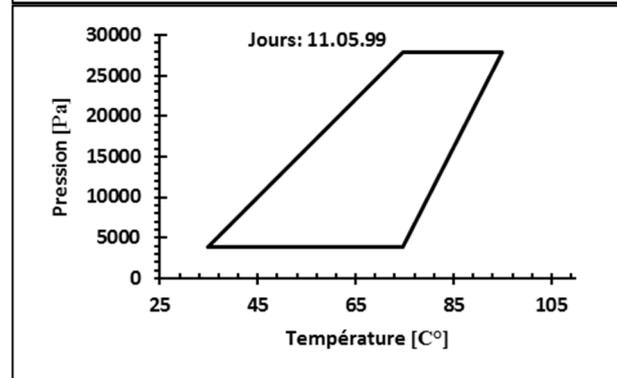
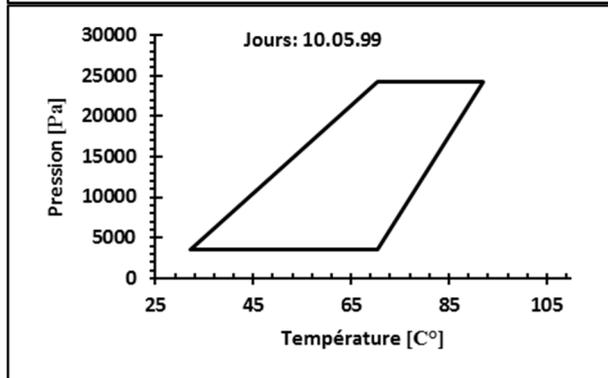
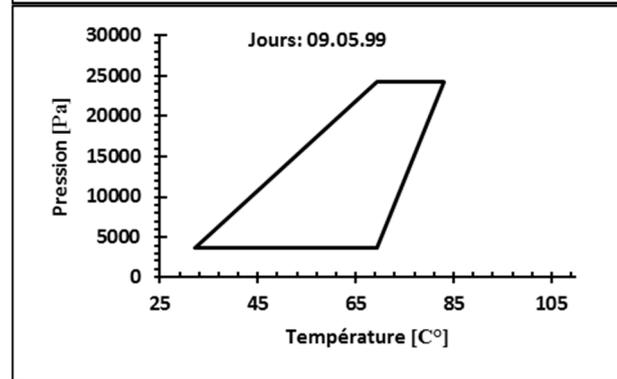
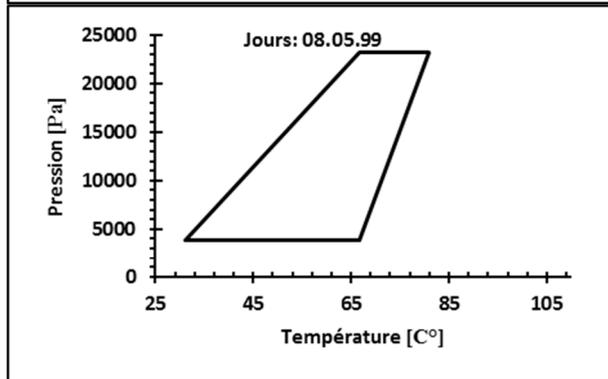
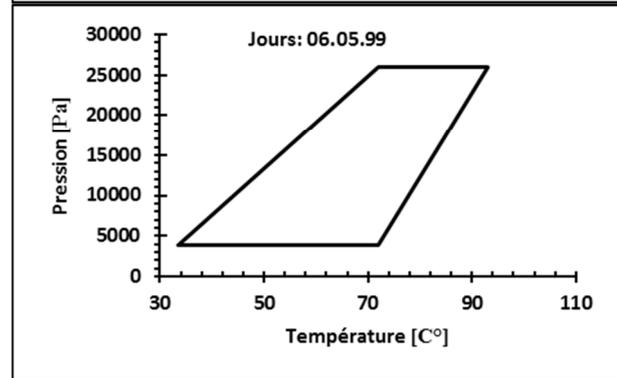
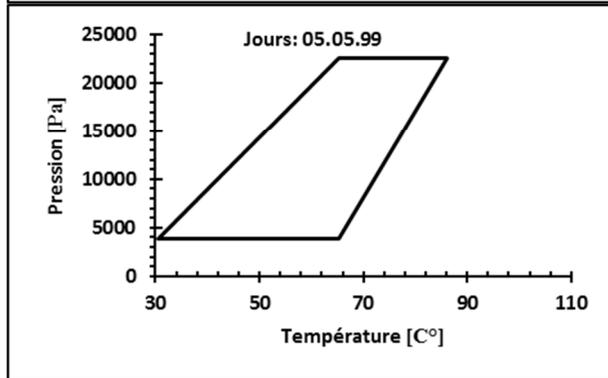
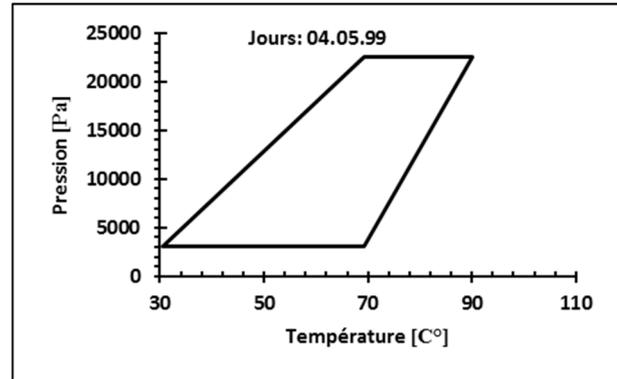
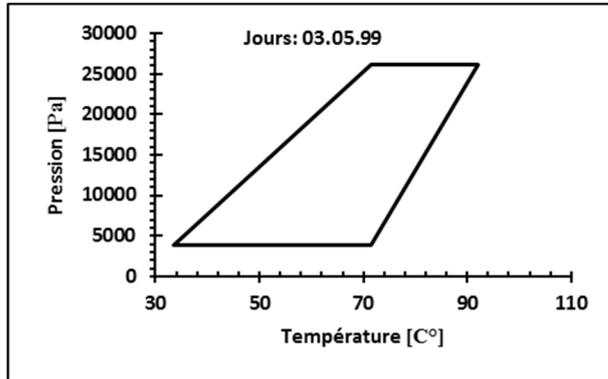




Le 5^{ème} Séminaire International sur les Energies Nouvelles et Renouvelables

The 5th International Seminar on New and Renewable Energies

Unité de Recherche Appliquée en Energies Renouvelables,
Ghardaïa - Algérie 24 - 25 Octobre 2018

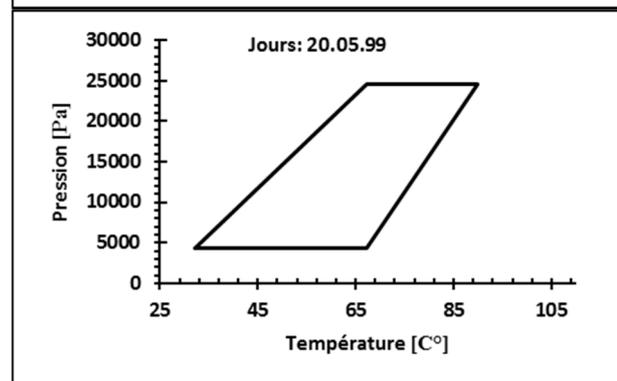
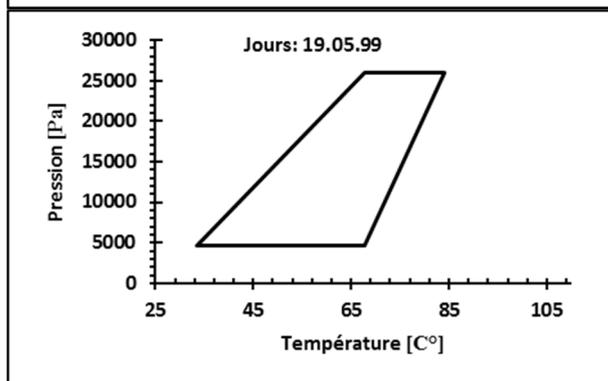
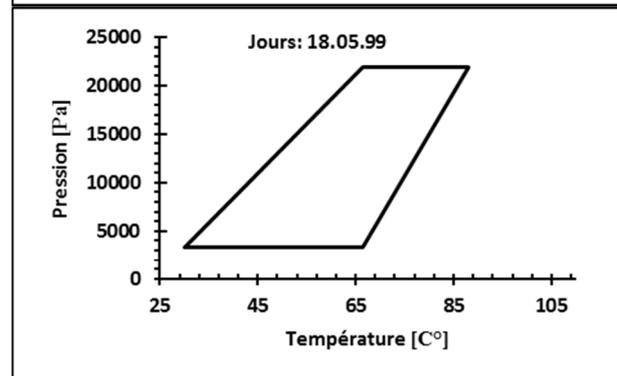
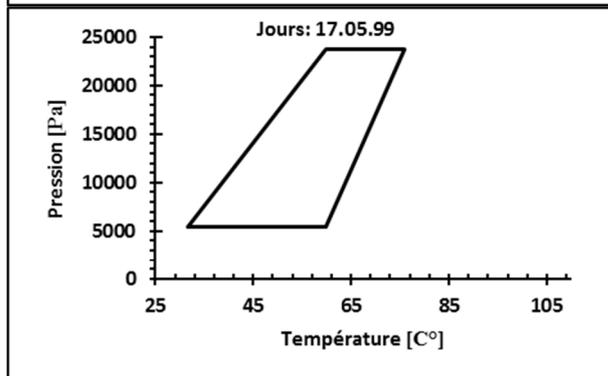
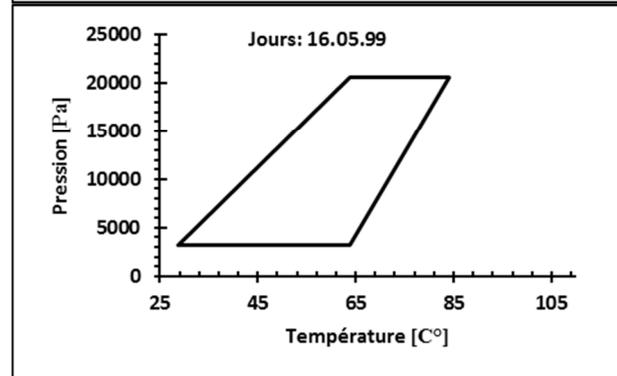
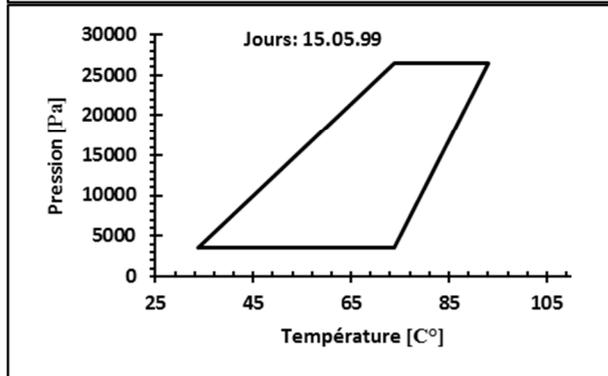
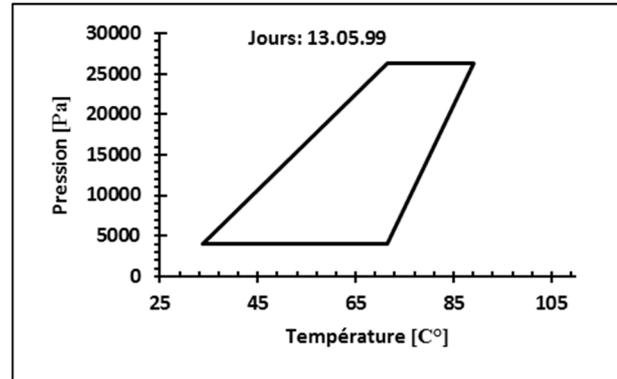
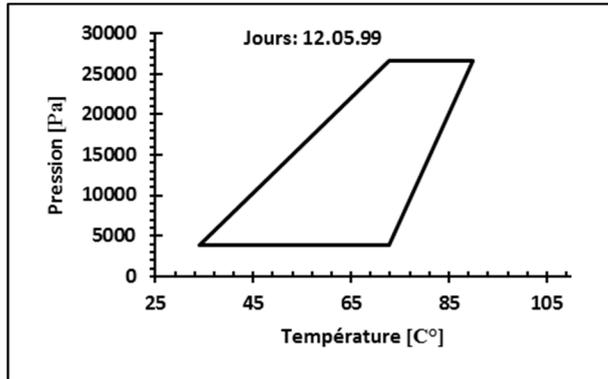




Le 5^{ème} Séminaire International sur les Energies Nouvelles et Renouvelables

The 5th International Seminar on New and Renewable Energies

Unité de Recherche Appliquée en Energies Renouvelables,
Ghardaïa - Algeria 24 - 25 Octobre 2018



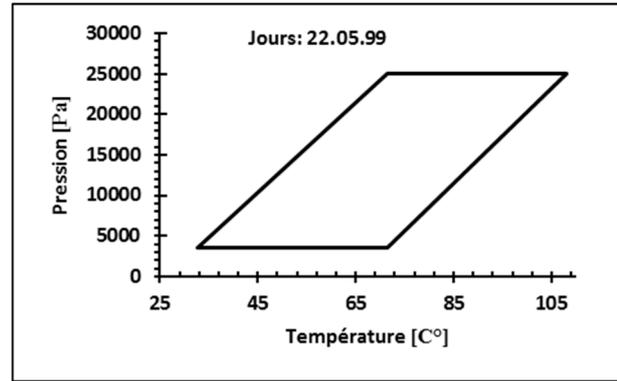
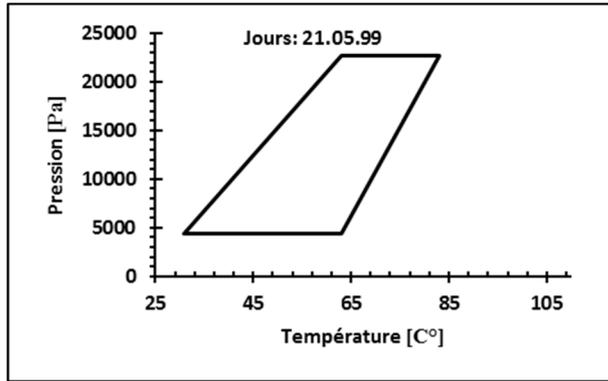


Fig. 4 Cycles idéals prédits de la machine de Buchter et al. [19] pour les 20 jours testés

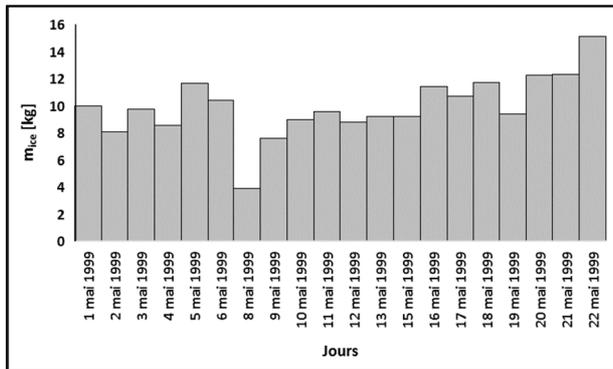


Fig. 5 Masses de glace possibles à produire par la machine de Buchter et al. [19] pour les différents jours testés

Pour un éclairage solaire constant, l'irradiation solaire totale reçue pendant la phase de chauffage peut être calculée aussi par:

$$E_u = \frac{(T_{gmax} - T_{amb}) \cdot \lambda_{eff} \cdot S \cdot t_h}{Z} \quad (14)$$

Où, T_{gmax} est la température de génération maximale, λ_{eff} est la conductivité thermique effective de l'adsorbant en présence de l'adsorbat, S est la surface de collecteur solaire, t_h est le temps de chauffage de l'adsorbant et Z est l'épaisseur du lit adsorbant (diamètre des tubes contenant l'adsorbant).

Pour formuler la température de génération maximale T_{gmax} en fonction de la masse de la glace à produire, on fait substituer l'équation (14) dans l'équation (4) :

$$T_{gmax} = \frac{m_{ice}(L_{ice} + C_{pw}(T_{amb} - T_{ice}))Z}{COP \cdot \lambda_{eff} \cdot S \cdot t_h + T_{amb}} \quad (15)$$

La température de régénération T_g est une variable qui doit être optimisée. D'une façon générale, nous la choisissons pour obtenir une grande quantité de masse cyclée à ses niveaux les plus bas, limitée par 150 °C où le méthanol se décompose à partir de cette température et le processus d'adsorption est bloqué [16].

La température de génération maximale T_{gmax} est atteinte pour des pertes de chaleur nulles. La figure (6) donne les températures de génération maximales possibles à atteindre par la machine de Buchter et al. [19], pour différents jours testés. Les résultats ont montré que la valeur maximale (134.4°C) est celle de la journée du 22 mai 1999, qui correspond à une irradiation maximale de 32.65 MJ/m² comme le montre le tableau (2).

La source de chaleur utilisée pour alimenter le système de refroidissement à adsorption est variable à tout moment, car l'intensité du rayonnement solaire varie fréquemment. Un système de refroidissement à adsorption peut être gravement touché par une source de chaleur variable avec des variations de température dans une large gamme [20].

Des stratégies de contrôle d'un refroidisseur à adsorption piloté par l'énergie solaire ont été proposées par Wang et al. [20].



Le 5^{ème} Séminaire International sur les Energies Nouvelles et Renouvelables

The 5th International Seminar on New and Renewable Energies

Unité de Recherche Appliquée en Energies Renouvelables,
Ghardaïa - Algérie 24 - 25 Octobre 2018

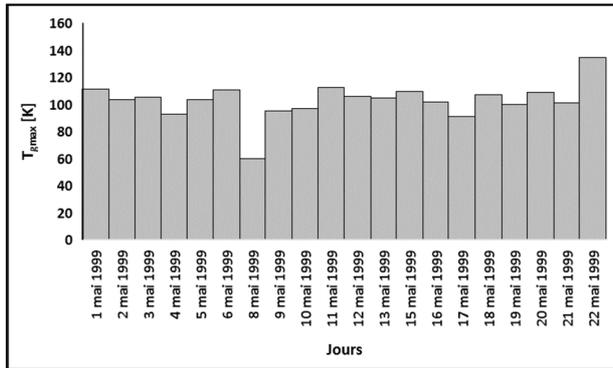


Fig. 6 Températures de génération maximales possibles à atteindre par la machine de Buchter et al. [19] pour les différents jours testés.

9. CONCLUSION

Un modèle numérique consistant à un algorithme de calcul pour prédire les températures de fonctionnement de la machine frigorifique à adsorption a été développé. La machine considérée est un réfrigérateur solaire à adsorption utilisant le couple charbon actif AC-40-méthanol comme couple de travail. C'est un prototype construit et testé par Buchter et al. [19] en mai 1999 à Ouagadougou, au Burkina Faso. Les résultats des températures prédites de cycle sont retenus pour une erreur la plus minimale possible de COP, en appliquant la condition de l'équation (6) ou (7), par rapport au COP expérimental. L'erreur relative minimale est de 0.02 %, l'erreur relative moyenne est de 0.16 % et l'erreur relative maximale est de 0.45 %. Les résultats ont montré aussi que la masse maximale de la glace possible à produire correspond à une température de génération maximale et qui correspond, à son tour, à une irradiation maximale.

RÉFÉRENCES

[1] X.H. Li, X.H. Hou, X. Zhang, Z.X. Yuan, A review on development of adsorption cooling—Novel beds and advanced cycles, *Energy Conversion and Management* 94 (2015) 221-232. doi: 10.1016/j.enconman.2015.01.076.

[2] Y. Liu, K.C. Leong, The effect of operating conditions on the performance of zeolite/water adsorption cooling systems, *Applied Thermal Engineering* 25 (2005) 1403-1418. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2004.09.013.

[3] M. Pons, Y. Feng, Characteristic parameters of adsorptive refrigeration cycles with thermal regeneration, *Applied Thermal Engineering* 17 (1997) 289-298. doi: 10.1016/S1359-4311(96)00020-8.

[4] N. Douss, F. Meunier, Effect of operating temperatures on coefficient of performance of active carbon-methanol systems, *Heat Recovery Systems & CHP* 8 (1988) 383-392. doi: 10.1016/0890-4332(88)90042-7.

[5] R.E. Critoph, Performance limitations of adsorption cycles for solar cooling, *Solar Energy* 41 (1988) 21-31. doi: 10.1016/0038-092X(88)90111-9.

[6] R.E. Critoph, Activated carbon adsorption cycles for refrigeration and heat pumping, *Carbon* 27 (1989) 63-70. doi: 10.1016/0008-6223(89)90157-7.

[7] W. Chekirou, A. Chikouche, N. Boukheit, A. Karaali, S. Phalippou, Dynamic modelling and simulation of the tubular adsorber of a solid adsorption machine powered by solar energy, *International Journal of Refrigeration* 39 (2014) 137-151. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2013.11.019.

[8] E.E. Anyanwu, N.V. Ogueke, Thermodynamic design procedure for solid adsorption solar refrigerator, *Renewable Energy* 30 (2005) 81-96. doi: 10.1016/j.renene.2004.05.005.

[9] H. Jing, R.H.B. Exell, Simulation and sensitivity analysis of an intermittent solar-powered charcoal/methanol refrigerator, *Renewable Energy* 4 (1994) 133-149. doi: 10.1016/0960-1481(94)90076-0.

[10] A.N.N. O.C. Ihoje, and S.O. Enibe, Computer simulation of a CaCl₂ solid-adsorption solar refrigerator, *Energy* 20 (1995) 1141-1151. doi: http://dx.doi.org/10.1016/0360-5442(95)00050-Q.

[11] N.A.A. Qasem, M.A.I. El-Shaarawi, Thermal analysis and modeling study of an activated carbon solar adsorption icemaker: Dhahran case study, *Energy Conversion and Management* 100 (2015) 310-323. doi: 10.1016/j.enconman.2015.04.054.

[12] A. Allouhi, T. Kousksou, A. Jamil, Y. Agrouaz, T. Bouhal, R. Saidur, A. Benbassou, Performance evaluation of solar adsorption cooling systems for vaccine preservation in Sub-Saharan Africa, *Applied Energy* 170 (2016) 232-241. doi: 10.1016/j.apenergy.2016.02.123.

[13] E. Passos, F. Meunier, J.C. Gianola, Thermodynamic performance improvement of an intermittent solar-powered refrigeration cycle using adsorption of methanol on activated carbon, *Heat Recovery Systems* 6 (1986) 259-264. doi: 10.1016/0198-7593(86)90010-X.

[14] Y. Teng, R.Z. Wang, J.Y. Wu, Study of the fundamentals of adsorption systems, *Applied Thermal Engineering* 17 (1997) 327-338. doi: 10.1016/S1359-4311(96)00039-7.

[15] X. Zhang, I. Dincer, *Energy Solutions to Combat Global Warming*, 1 ed., Springer, 2017.

[16] W. Chekirou, Étude et analyse d'une machine frigorifique solaire à adsorption, in, Université Mentouri-Constantine, Algérie, 2008.

[17] A.P.F. Leite, M. Dagueuet, Performance of a new solid adsorption ice maker with solar energy regeneration, *Energy Conversion & Management* 41 (2000) 1625-1647. doi: 10.1016/S0196-8904(00)00011-X.

[18] A. Boubakri, M. Arsalane, B. Yous, L. Ali-Moussa, M. Pons, F. Meunier, J.J. Guillemot, Experimental study of adsorptive solar powered ice makers in Agadir (Morocco)—2. Influences of meteorological parameters, *Renewable Energy* 2 (1992) 15-21. doi: 10.1016/0960-1481(92)90055-8.

[19] F. Buchter, P. Dind, M. Pons, An experimental solar-powered adsorptive refrigerator tested in Burkina-Faso, *International Journal of Refrigeration* 26 (2003) 79-86. doi: 10.1016/S0140-7007(02)00018-X.

[20] D.C. Wang, Y.J. Wang, J.P. Zhang, X.L. Tian, J.Y. Wu, Experimental study of adsorption chiller driven by variable heat source, *Energy Conversion and Management* 49 (2008) 1063-1073. doi: 10.1016/j.enconman.2007.09.022.