

Influence de l'amplitude thermique et de la température ambiante sur la performance d'une machine frigorifique solaire intermittente à adsorption ; cas appliqué au Sénégal et à Madagascar

Aro-Zo Finiavana Rakotonirina ANDRIANAHARINJAKA^{1*}, Michel Aimé RANDRIAZANAMPARANY¹,
Chrysostôme RAMINOSOA¹, Vincent SAMBOU², Modeste KAMENI NEMATCHOUA³
et Charlain-Joel NGANGOUM KEOU³

¹ *Laboratoire de Thermique Appliquée, Ecole Supérieure Polytechnique,
Université d'Antsiranana, Madagascar*

² *Centre International de Formation et de Recherche en Energie Solaire, Ecole Supérieure Polytechnique,
UCAD-Dakar, Sénégal*

³ *Laboratoire d'Analyse des Technologies de l'Energie et de l'Environnement,
Université de Yaoundé 1, Cameroun*

* Correspondance, courriel : andriarozo@gmail.com

Résumé

Les machines frigorifiques solaires à adsorption sont des bonnes alternatives pour l'économie de l'énergie et la protection de l'environnement. Leur utilisation est particulièrement intéressante au Sénégal et à Madagascar où l'insolation est très forte annuellement. Ce travail s'intéresse à l'étude de la machine dans son fonctionnement intermittent en utilisant le couple adsorptif charbon actif AC-35 / méthanol. Il est centré sur la détermination de l'influence des températures de fonctionnement de la machine sur la quantité de froid produite et le coefficient de performance thermique. Les simulations numériques sous un environnement MATLAB montrent que la meilleure performance s'obtient aux plus faibles valeurs de l'amplitude thermique et celles de la température ambiante. Par ailleurs, on note un accroissement de la quantité de froid produite avec l'augmentation de l'amplitude thermique. Une expression algébrique est proposée pour la détermination analytique de la température optimale de régénération. Avec les données climatiques moyennes de l'année 2015, les meilleures performances pour Sénégal et Madagascar, sont obtenues pour les villes de Dakar et d'Antananarivo avec des coefficients de performance thermique respectifs de 0,49 et 0,51. L'intérêt comparatif de l'utilisation de la machine dans d'autres villes comme M'bour, Saint-Louis et Ziguinchor au Sénégal et Antsiranana, Toamasina et Mahajanga à Madagascar est présenté et discuté.

Mots-clés : *amplitude thermique, température ambiante, machine frigorifique, adsorption, solaire.*

Abstract

Influence of temperature range and ambient temperature on the performance of an intermittent solar refrigeration machine by adsorption; case of Senegal and Madagascar

Solar adsorption chillers are good alternatives for saving energy and protecting the environment. Their use is particularly interesting in Senegal and Madagascar where insolation is very strong annually. This work

focuses on the study of the machine in its intermittent cycle and using adsorptive activated carbon AC-35 / methanol. It is center on determining the influence of the operating temperature of the machine on two factors that the amount of cold production and the thermal coefficient of performance. Numerical simulations in MATLAB environment show that the best performance is obtained for lower values of the thermal amplitude and those of ambient temperature. Furthermore, there is a slight increase in the amount of cold production while increasing the thermal amplitude. An algebraic expression is proposed for the calculation of the optimum regeneration temperature. With climate data of 2015, the best performance for Senegal and Madagascar are obtained in the cities of Dakar and Antananarivo with thermal coefficient of performance of 0.49 and 0.51, respectively. The comparative advantage of using the machine is presented and discussed in other cities such as Mbour, Saint-Louis and Ziguinchor in Senegal and Antsiranana, Toamasina and Mahajanga in Madagascar.

Keywords : *temperature range, ambient temperature, cooling machine, adsorption, solar.*

Nomenclature

<u>Lettres latines</u>		<u>Lettres grecques</u>	
C_{pc}	Chaleur spécifique du charbon actif [J / kgK]	α	Coefficient d'expansion thermique du méthanol liquide
C_{pl}	Chaleur spécifique du méthanol liquide [J / kgK]	Δx	Taux d'adsorbat cyclé [kg / kg]
C_{pw}	Chaleur spécifique du matériau de l'adsorbeur [J / kgK]	ΔT	Amplitude thermique [°C]
D	Coefficient caractéristique du couple	ρ_l	Masse volumique du méthanol liquide [kg/m ³]
L	Chaleur latente de condensation [J / K]		
m	Masse (en fraction) [kg / kg]		
m_a	Masse d'adsorbant [kg]		
m_w	Masse des parties métalliques de l'adsorbeur [kg]		
n	Coefficient caractéristique du charbon actif		
P	Pression [Pa]		
P_s	Pression de saturation [Pa]		
R	Constante de gaz parfait [J / kmol K]		
T_a	Température d'adsorption [°C]		
T_{cl}	Température de condensation [°C]		
T_e	Température d'évaporation [°C]		
T_g	Température de régénération [°C]		
q_{st}	Chaleur isostérique d'adsorption [J / kg _{ads}]	min	minimum
Q_1	Chaleur absorbée par le charbon actif [J]	max	maximum
Q_2	Chaleur absorbée par le méthanol [J]	opt	optimal
Q_3	Chaleur absorbée par les parties métalliques [J]	th	thermique
Q_c	Chaleur introduite au niveau de l'adsorbeur [J]		
Q_{des}	Chaleur utilisée pour la désorption [J]		
Q_f	Quantité de froid [J]		
x	Taux de concentration en méthanol adsorbé [kg / kg]		
V_1, V_2	Vannes		
w_0	Volume maximal adsorbable [l / kg]		
			<u>Autres indices</u>

1. Introduction

Face aux défis énergétiques et environnementaux actuels, le domaine de la réfrigération et de la climatisation est en transition technologique. L'énergie solaire est une source renouvelable, abondante notamment dans plusieurs pays africain tels que le Sénégal et Madagascar. Il est constaté que le besoin en froid est en phase avec l'intensité du rayonnement solaire [1]. Ainsi, la production de froid à partir de l'énergie solaire est une solution très attirante dans ce domaine [2], en particulier la technique faisant intervenir le phénomène d'adsorption. Les limites de ce type de système résident dans sa faible performance et de la dépendance de celle-ci au climat [3]. Dans la littérature, les études ont commencé par la recherche des meilleurs couples adsorbant / adsorbat [4 - 6]. Ensuite, elles se poursuivent vers l'amélioration de l'adsorbant [7 - 12, 13 - 15] qui est l'organe essentiel du système. Les travaux étaient basés sur la maximisation du transfert de chaleur et de masse dans le lit d'adsorption. Les études étaient menés selon différentes approches : optimisation de la forme de l'adsorbant [7, 8] ; ajout d'un composant [9, 10, 14, 15] ; multiplication du nombre de lit [16, 17] ; récupération de chaleur [11, 13] ; récupération de masse [12]. Récemment, la spécification des conditions climatiques est de plus en plus remarquable [18 - 21] étant donné que la performance est aussi liée au climat local [22]. Ainsi, la sensibilité du système vis-à-vis de la température de régénération a été démontré [21, 23]. Le présent travail étudie l'influence des données de température sur la performance maximale de la machine afin de qualifier cette dépendance au climat. Nous effectuons plusieurs simulations numériques en utilisant le couple charbon actif AC-35 / méthanol. Nous analysons la variation de la quantité de froid produite (Q_f) et du coefficient de performance thermique (COP_{th}) par rapport aux températures de fonctionnement. Nous proposons une expression algébrique permettant la détermination simplifiée de la température optimale de régénération. Nous présentons les résultats de l'analyse dans le cas général puis dans cinq villes du Sénégal et cinq villes de Madagascar.

2. Méthodologie

2-1. Description du système

L'adsorption est un phénomène réversible caractérisé par la fixation des molécules d'un fluide appelé adsorbat sur la surface d'un corps solide dit adsorbant lorsque ce dernier se trouve à un certain niveau de température : la température d'adsorption. Selon la **Figure 1a** le système physique est constitué par la mise en série d'un capteur-adsorbant, d'un condenseur en contact direct avec l'air libre, d'un évaporateur placé dans l'espace à refroidir et de deux vannes V_1 et V_2 qui permettent de libérer ou bloquer la circulation de l'adsorbat dans le circuit fluide selon la phase du cycle.

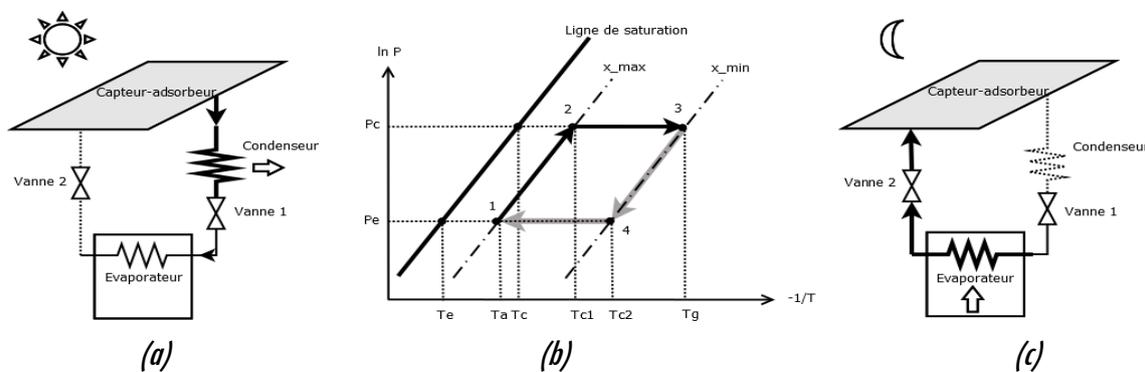


Figure 1 : Description du fonctionnement

(a) : durant le jour ; (c) : durant la nuit ; (b) : diagramme de Clapeyron

Dans notre étude, nous utilisons du charbon actif et du méthanol respectivement comme adsorbant et adsorbat. Le cycle frigorifique théorique est décrit dans le diagramme de Clapeyron par deux isobares et deux isostères selon la **Figure 1b**. Le cycle commence au début de la journée par une phase de chauffage de l'ensemble charbon actif / méthanol (1 vers 2) suivie d'une phase de désorption (2 vers 3). Ce dernier s'achève à la température de régénération T_g . A partir du point 2, les molécules de méthanol sont désorbées. Elles quittent progressivement le lit d'adsorption puis entrent dans le condenseur. Ensuite, le méthanol vapeur est condensé à la température ambiante. A la fin de la journée, l'ouverture de la vanne V_1 permet au méthanol liquide de se glisser vers l'évaporateur. Le condensat liquide, en contact thermique avec le milieu à refroidir, s'évapore en absorbant une certaine quantité de chaleur : c'est la phase de production de froid. Le refroidissement du capteur-adsorbeur prépare le lit à une nouvelle phase d'adsorption (3 vers 4). Cette phase s'accompagne d'une diminution de la pression. Du point 4 vers 1, le méthanol évaporé revient progressivement vers l'adsorbeur en se fixant sur le lit de charbon actif. Cette phase s'effectue durant la nuit. La condensation et l'évaporation s'effectuent respectivement à la température ambiante du jour et celle de la nuit. Elles correspondent aux températures T_c et T_a du diagramme. Le **Tableau 1** résume les instants, les phases et l'état des vannes pour chaque cycle.

Tableau 1 : Description des phases du cycle frigorifique

Trajets du cycle	1 vers 2	2 vers 3	3 vers 4	4 vers 1
Instants	Début de journée	Milieu de journée	Fin de journée	Nuit
Phases	Chauffage	Désorption	Refroidissement	Adsorption
Vanne V_1	Fermé	Fermé	Ouvrir puis fermer	Fermé
Vanne V_2	Fermé	Fermé	Fermé	Ouvert

2-2. Modélisation

La quantité de méthanol adsorbée est déterminée à partir du modèle d'adsorption de Dubinin-Astakhov [4]. Elle s'exprime par :

$$x = w_0 \cdot \rho_i(T) \exp \left[-D \left(T \ln \frac{P_s(T)}{P} \right)^n \right] \quad (1)$$

La chaleur isostérique d'adsorption est donnée par [24] :

$$q_{st} = L(T) + R.T \ln \left(\frac{P_s(T)}{P} \right) + \frac{\alpha \cdot R.T}{n \cdot D} \left(T \ln \frac{P_s}{P} \right)^{1-n} \quad (2)$$

La température seuil de désorption T_{c1} peut être déduite en écrivant avec **l'Équation (1)** la relation suivante :

$$x(T_a, P_e) = x(T_{c1}, P_c) \quad (3)$$

Les différentes chaleurs échangées au cours d'un cycle complet sont décrites et exprimées comme suit. La chaleur Q_c introduite au niveau du capteur-adsorbeur est utilisée, en partie, pour élever la température de l'ensemble charbon actif-méthanol (Q_1 , Q_2) et les parties métalliques de l'adsorbeur (Q_3). L'autre partie est utilisée pour désorber le méthanol ($Q_{dés}$). Elle est donnée à partir des expressions suivantes [3] :

$$Q_c = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_{des} \tag{4}$$

$$Q_1 = m_a \cdot C_{pc} (T_g - T_a) \tag{5}$$

$$Q_2 = m_a \cdot x_{\max} \int_{T_a}^{T_{c1}} C_{pl}(T) dT + m_a \int_{T_{c1}}^{T_g} m(T) \cdot C_{pl}(T) dT \tag{6}$$

$$Q_3 = m_w \cdot C_{pw} (T_g - T_a) \tag{7}$$

$$Q_{des} = m_a \cdot n \cdot D \int_{T_{c1}}^{T_g} m(T) T^n \left[\ln \frac{P_s(T)}{P_c} \right]^{n-1} \frac{q_{st}^2}{R \cdot T^2} dT \tag{8}$$

Au niveau de l'évaporateur, la quantité de froid produite Q_f correspond à la chaleur reçue par le méthanol liquide lors de son évaporation. Cette quantité est égale à la chaleur nécessaire pour refroidir le condensat de la température de condensation à la température d'évaporation à laquelle on ajoute la chaleur latente d'évaporation du méthanol à la température d'évaporation.

$$Q_f = m_a \cdot \Delta x \left[L(T_e) - \int_{T_e}^{T_c} C_{pl}(T) dT \right] \tag{9}$$

avec, $\Delta x = x_{\max} - x_{\min} = x(T_a, P_e) - x(T_g, P_c)$ et $\Delta T = T_c - T_e$ (10)

Le coefficient de performance thermique est défini par le rapport entre la quantité de froid produite et la quantité de chaleur introduite :

$$COP_{th} = \frac{Q_f}{Q_c} \tag{11}$$

2-3. Résolution numérique

Les différentes **Équations** sont résolues numériquement en utilisant un code de calcul développé sous un environnement MATLAB. La température seuil de desorption T_{c1} (**Équation (3)**) et la température optimale de régénération T_g sont déterminées à l'aide une procédure itérative. Le code de calcul est validé avec les résultats obtenus par [24]. Les paramètres d'entrée du modèle sont récapitulés dans le **Tableau 2** ci-dessous.

Tableau 2 : Paramètres d'entrée du modèle

m_a	w_0	D	n	α	m_w	C_{pw}
1 kg	$425 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 / \text{kg}$	$5,02 \cdot 10^{-7}$	2,15	$1,26 \cdot 10^{-3}$	5 kg	380 J / kg.K

3. Résultats et discussion

3-1. Influence de l'amplitude thermique et de la température d'adsorption

La variation de la quantité de froid produite et celle du coefficient de performance thermique en fonction de l'amplitude thermique (ΔT , soit $T_c - T_a$) et de la température d'adsorption sont présentés dans la **Figure 2** pour une température d'évaporation égale à 0° C.

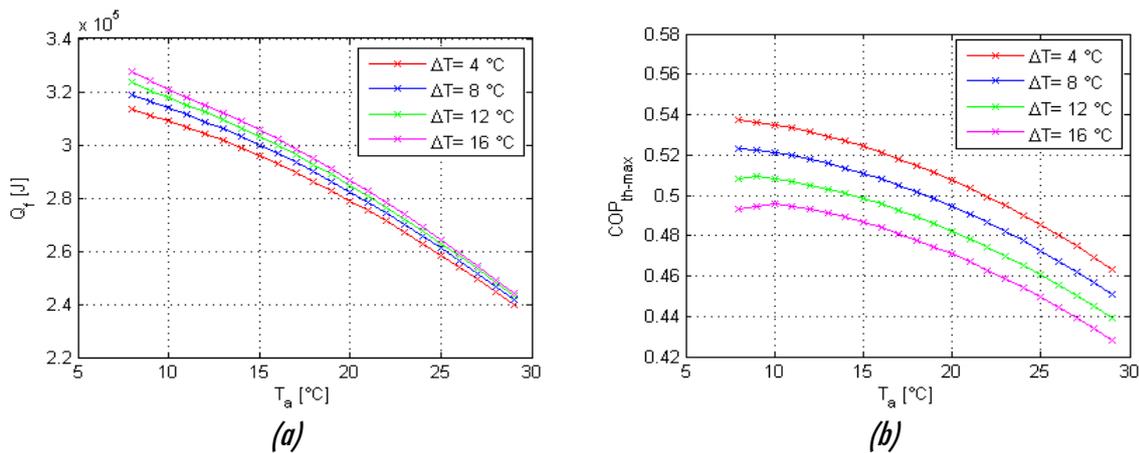


Figure 2 : Influence de l'amplitude thermique et de la température d'adsorption (a) : sur la quantité de froid produite; (b) : sur le coefficient de performance thermique

Ces courbes montrent que la quantité de froid produite et le coefficient de performance thermique diminuent avec l'accroissement de la température d'adsorption. Selon la **Figure 2a**, la quantité de froid produite diminue de 313 kJ à 239 kJ pour une température d'adsorption passant de 8 $^{\circ}\text{C}$ à 29 $^{\circ}\text{C}$ et une amplitude thermique fixée à 4 $^{\circ}\text{C}$. En moyenne, elle décroît de 1,32 % à chaque accroissement de 1 $^{\circ}\text{C}$ de la température ambiante. D'autre part, cette quantité de froid produite augmente de 313 kJ à 327 kJ lorsque l'amplitude thermique augmente de 4 $^{\circ}\text{C}$ à 16 $^{\circ}\text{C}$, la température d'adsorption étant fixée à 8 $^{\circ}\text{C}$. Cette augmentation de la quantité de froid est comprise entre 0,16 % et 0,36 % par augmentation de 1 $^{\circ}\text{C}$ de l'amplitude thermique dans la plage de température d'adsorption calculée. Ces résultats s'expliquent par le fait que l'augmentation de la température d'adsorption réduit la quantité maximale x_{max} de méthanol adsorbé. Ceci entraîne une réduction de la quantité Δx de méthanol cyclée et par conséquent la diminution de la quantité de froid produite. Par contre, l'augmentation de l'amplitude thermique fait croître la pression de condensation, la température de condensation T_{cl} ainsi que la température de régénération T_{g} . Ainsi, la quantité minimale x_{min} de méthanol adsorbé diminue.

Cela entraîne une augmentation de la quantité de méthanol cyclée et par conséquent une augmentation de la quantité de froid produite. En termes de coefficient de performance, la **Figure 2b** montre une diminution de 0,53 à 0,46 pour une température d'adsorption qui croît de 8 $^{\circ}\text{C}$ à 29 $^{\circ}\text{C}$, lorsque l'amplitude thermique est maintenue à 4 $^{\circ}\text{C}$. En moyenne, on obtient une baisse du COP_{th} de 0,65 % par accroissement de 1 $^{\circ}\text{C}$ de la température ambiante. En effet, l'expression du COP_{th} fait intervenir la compétition entre la quantité de chaleur introduite et la quantité de froid produite. Dans notre cas, l'augmentation de la température d'adsorption ne fait que diminuer légèrement la chaleur introduite pour le chauffage du couple adsorbant et des parties métalliques du capteur-adsorbant. La diminution du COP_{th} par rapport à la température ambiante provient donc notablement de la diminution de la quantité de froid produite dont la cause a été expliquée plus haut. Par ailleurs, on constate que le COP_{th} diminue avec l'augmentation de l'amplitude thermique. Par exemple, pour une température d'adsorption fixée à 8 $^{\circ}\text{C}$ et une amplitude thermique variant de 4 $^{\circ}\text{C}$ à 16 $^{\circ}\text{C}$, le COP_{th} diminue de 0,53 à 0,49. En effet, en augmentant l'amplitude thermique, on augmente considérablement la chaleur introduite au niveau de l'adsorbant et de ses composants. Ainsi, nous observons une nette diminution de la performance thermique.

3-2. Influence de la température d'évaporation

La **Figure 3a et 3b** montrent la variation de la quantité de froid produite et du coefficient de performance thermique par rapport à la température d'évaporation.

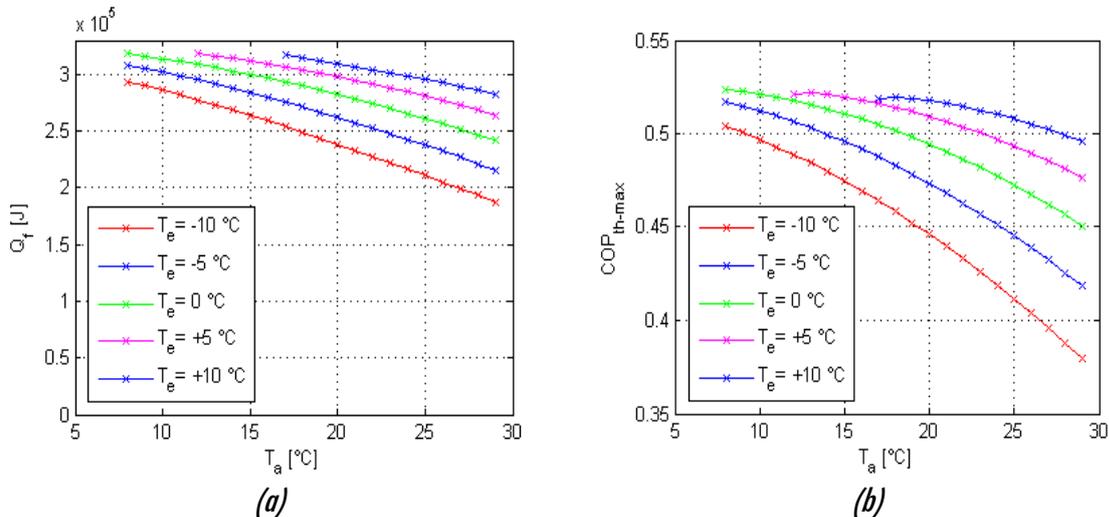


Figure 3 : Influence de la température d'évaporation (a) : sur la quantité de froid produite; (b) : sur le coefficient de performance thermique pour $\Delta T = 8^\circ C$

Les résultats des simulations relatives à cinq valeurs de la température d'évaporation sont présentés pour une amplitude thermique arbitrairement fixée à $8^\circ C$. Ces courbes montrent clairement que la quantité de froid produite et le coefficient de performance thermique augmentent avec le niveau de température d'évaporation. Ces deux grandeurs s'approchent de leurs valeurs maximum respectives au fur et à mesure où la température d'évaporation augmente. En termes de COP_{th} , on peut constater une valeur limite de l'ordre de 0,53 dans les conditions de simulation. D'autre part, on remarque que dans les deux cas de figure, la pente des courbes n'est pas constante. Elle varie inversement par rapport au niveau de la température d'évaporation. Ce résultat se traduit par une faible sensibilité de la performance thermique et de la quantité de froid produite vis-à-vis de la fluctuation de la température d'adsorption lorsque la température d'évaporation est suffisamment élevée. Ce résultat montre l'intérêt particulier d'utilisation de la machine pour la production de froid à température positive.

3-3. Expression simplifiée de la température optimale de régénération

La température de régénération influe notablement sur la performance thermique du système [24] ; sa valeur se détermine analytiquement en résolvant les **Équations (1) à (11)** et en intégrant une procédure itérative. La **Figure 4a et 4b** représentent les courbes de variation de ses valeurs optimales en fonction de l'amplitude thermique (**Figure 4a**) et en fonction de la température d'évaporation (**Figure 4b**). Ce sont les valeurs de la température de régénération qui maximisent le COP_{th} . Ces courbes montrent des relations presque linéairement proportionnelles de la température optimale de régénération avec l'amplitude thermique et la température d'adsorption. Ainsi, nous proposons de simplifier sa détermination théorique en utilisant **l'Équation (12)**. C'est une expression algébrique dont les coefficients dépendent du type de couple adsorptif et de la température d'évaporation. Le **Tableau 3** récapitule les valeurs de ces coefficients pour couple

charbon actif-méthanol et cinq valeurs de la température d'évaporation. On obtient un écart maximal de 1,05 % par rapport aux valeurs obtenues par itérations.

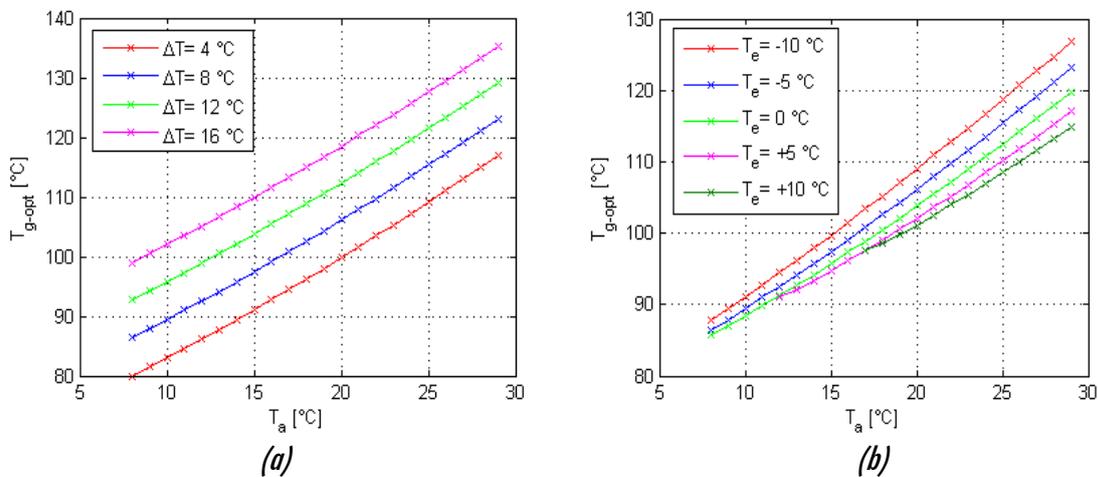


Figure 4 : Allures de la température de régénération (a) : pour quelques amplitude thermique à $T_e = 0 \text{ }^\circ\text{C}$; (b) : pour quelques températures d'évaporation à $\Delta T = 8 \text{ }^\circ\text{C}$

$$T_{g_opt} = aT_a^2 + bT_a + c\Delta T + d \quad (12)$$

Tableau 3 : Valeurs des coefficients de corrélation et des erreurs maximums

$T_e \text{ (}^\circ\text{C)}$	a	b	c	d	Erreur maxi (%)
- 10	$1,000 \cdot 10^{-2}$	1,466	1,574	62,740	0,61
- 5	$1,150 \cdot 10^{-2}$	1,309	1,592	62,330	0,52
0	$1,350 \cdot 10^{-2}$	1,100	1,685	62,400	1,05
+ 5	$1,575 \cdot 10^{-2}$	$8,743 \cdot 10^{-1}$	1,709	64,200	0,96
+ 10	$1,650 \cdot 10^{-2}$	$6,763 \cdot 10^{-1}$	1,559	68,36	0,59

3-4. Résultats pour Sénégal et Madagascar

Les résultats ci-après sont obtenus avec les données météorologiques moyennes mensuelles de l'année 2015 et les caractéristiques physiques indiqués dans le **Tableau 2**. Nous présentons dans la **Figure 5** et la **Figure 6**, en diagramme de Kiviat, les variations annuelles de la quantité de froid produite et du coefficient de performance thermique de la machine respectivement pour cinq régions de Sénégal et cinq régions de Madagascar.

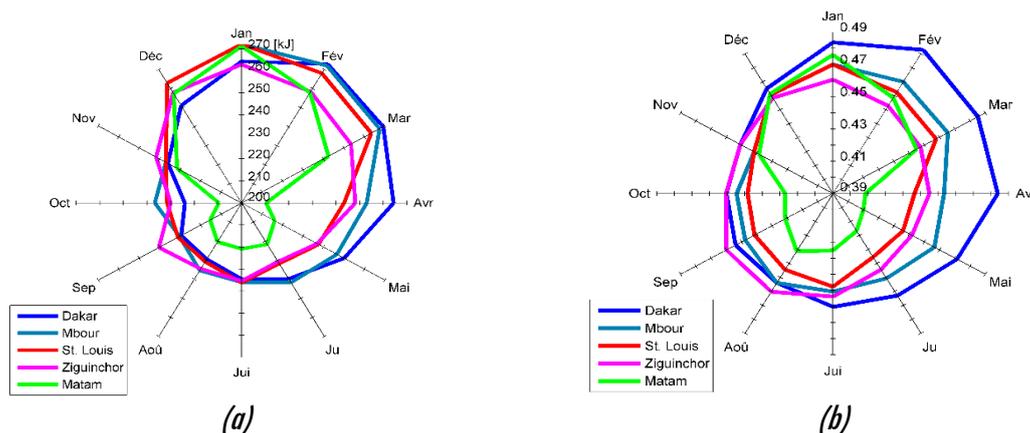


Figure 5 : Variation annuelle (2015), pour cinq régions du Sénégal (a) : de la quantité de froid produite; (b) : du coefficient de performance thermique

Pour le Sénégal, une bonne performance est constatée à Dakar, à M'bour et à Saint Louis entre les mois de décembre et avril. Le résultat est meilleur entre les mois de janvier et mars avec une quantité de froid tournant autour de 270 kJ et un COP_{th} compris entre 0,46 et 0,49. On atteint les valeurs les plus faibles entre les mois de juillet et novembre avec une quantité de froid de l'ordre de 230 kJ et un COP_{th} variant de 0,44 à 0,45. Pour Matam, les résultats sont relativement faibles et très oscillantes. Les valeurs les plus élevées de Q_f et du COP_{th} y correspondent aux mois de décembre, janvier et février avec des valeurs moyennes respectives de 260 kJ et 0,46. Ces valeurs chutent entre le mois d'avril et le mois de novembre et peuvent atteindre 210 kJ et 0,41.

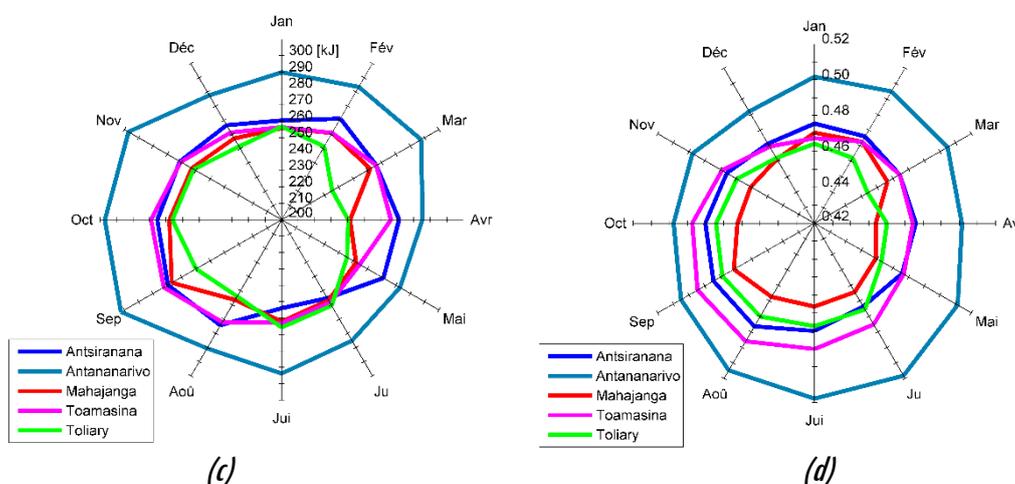


Figure 6 : Variation annuelle (2015), pour cinq régions de Madagascar (a) : de la quantité de froid produite; (b) : du coefficient de performance thermique

Pour Madagascar, on obtient des allures relativement stables de Q_f et du COP_{th} au cours de l'année sauf pour la ville de Toliary. Le meilleur résultat est observé à Antananarivo avec des valeurs de Q_f comprise entre 282 kJ et 312 kJ durant l'année et un COP_{th} comprise entre 0,49 et 0,51. Pour les villes de Toamasina et d'Antsiranana, les valeurs de Q_f et du COP_{th} sont respectivement voisines de 260 kJ et 0,48 tandis que pour Mahajanga, elles sont de l'ordre de 250 kJ et 0,46. Pour ces trois villes, les plus faibles performances sont observées les mois de décembre, janvier, juin et juillet. Ces résultats nous permet de conclure que les meilleures performances s'obtiennent en hivers plutôt qu'en été ; ce qui est en concordance avec les résultats de [25] pour le climat de Dhahran.

4. Conclusion

Les simulations numériques effectuées sur la machine frigorifique solaire intermittente à adsorption de méthanol par du charbon actif AC-35 permettent d'arriver aux conclusions suivantes : les meilleurs résultats de performance et de quantité de froid produite s'obtiennent aux faibles valeurs de la température d'adsorption ; autrement dit, celles de la température ambiante nocturne. L'accroissement de l'amplitude thermique a un effet favorable sur la quantité de froid produite mais diminue le coefficient de performance. La performance de la machine est moins sensible aux fluctuations des températures ambiantes pour des températures d'évaporation positives. Les résultats relatifs à quelques villes du Sénégal et de Madagascar permettent de mettre en évidence la dépendance de la machine au climat aussi bien d'une ville à une autre que d'un mois à un autre. Nous avons proposé une expression algébrique pour la détermination simplifiée de la température optimale de régénération. Ce travail permet d'avoir une idée sur la variation de la performance de la machine par rapport à la considération des températures de fonctionnement.

Remerciements

Le premier auteur remercie la commission européenne, à travers le Projet PAFROID, pour le soutien financier et, le Centre International de Formation et de Recherche en Energie Solaire de l'Ecole Supérieure Polytechnique-UCAD Dakar, Sénégal, pour avoir permis d'y effectuer ce travail.

Références

- [1] - A. ALLOUHI, T. KOUSKSOU, A. JAMIL et Y. ZERAOULI, "Modeling of a thermal adsorber powered by solar energy for refrigeration applications", *Energy*, 75 (2014) 589 - 596.
- [2] - K. SUMATHY et LI ZHONGFU, "Experiments with solar-powered adsorption ice-maker", *Renewable Energy*, 16 (1999) 704 - 707.
- [3] - W. CHEKIROU, A. CHIKOUCHE, N. BOUKHEIT, A. KARALI et 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.
- [4] - E. PASSOS, F. MEUNIER et J. C. GIANOLA, "Thermodynamic performance improvement of an intermittent solar-powered refrigeration cycle using adsorption of methanol on activated carbon", *Heat Recovery Systems*, 6 (3) (1986) 259 - 264.
- [5] - R. E. CRITOPH, "Performance limitations of adsorption cycles for solar cooling", *Solar Energy*, 41 (1) (1988) 21 - 31.
- [6] - A. ALLOUHI, T. KOUSKSOU, A. JAMIL, T. ELRHAFIKI, Y. MOURAD et Y. ZERAOULI, "Optimal working pairs for solar adsorption cooling applications", *Energy*, 79 (2015) 235 - 247.
- [7] - F. BOUZEFFOUR, B. KHELIDJ, M. ABBAS et M. T. ABBES, « Effet de la forme d'un réacteur d'une machine frigorifique solaire à adsorption sur la distribution de température », *Revue des Energies Renouvelables*, 17 (3) (2014) 353 - 358.
- [8] - R. Z. WANG, J. Y. WU, Y. X. XU, Y. TENG et W. SHI, "Experiment on a continuous heat regenerative adsorption refrigerator using spiral plate heat exchanger as adsorbers", *Applied Thermal Engineering*, 18 (1-2) (1998) 13 - 23.

- [9] - A. AL MERS, A. AZZABAKH, A. MIMET et H. EL KALKHA, "Optimal design study of cylindrical finned reactor for solar adsorption cooling machine working with activated carbon-ammonia pair", *Applied Thermal Engineering*, 26 (2006) 1866-1875.
- [10] - A. EL FADAR, "Thermal behavior and performance assessment of a solar adsorption cooling system with finned adsorber", *Energy*, 83 (2015) 674 - 684.
- [11] - G. MAGGIO, A. FRENI et G. RESTUCCIA, "A dynamic model of heat and mass transfer in a double-bed adsorption machine with internal heat recovery", *International Journal of Refrigeration*, 29 (2006) 589 - 600.
- [12] - K. M. A. KABIR, K. C. A. ALAM, M. M. A. SARKER, R. A. ROUF, B. B. SAHA, "Effect of Mass Recovery on the Performance of Solar Adsorption Cooling System", *Energy Procedia*, 79 (2015) 67 - 72.
- [13] - A. P. F. LEITE et M. DAGUENET, "Performance of a new solid adsorption ice maker with solar energy regeneration", *Energy Conversion & Management*, 41 (2000) 1625 - 1647.
- [14] - M. BAKKAS, M. MADA et M. TAHRI, « Modélisation et Simulation du Transfert de Chaleur et de Masse à l'Intérieur d'un Réacteur de Charbon Actif Réagissant avec de l'Ammoniac Couplé à un Caloduc Annulaire à Eau », *Rev. Energ. Ren. : Journées de Thermique*, (2001) 19 - 24.
- [15] - F. AGHBALOU, A. MIMET, F. BADIA, J. ILLA, A. EL BOUARDI et J. BOUGARD, "Heat and mass transfer during adsorption of ammonia in a cylindrical adsorbent bed: thermal performance study of a combined parabolic solar collector, water heat pipe and adsorber generator assembly", *Applied Thermal Engineering*, 24 (2004) 2537 - 2555.
- [16] - A. EL FADAR, A. MIMET et M. PÉREZ-GARCÍA, "Modelling and performance study of a continuous adsorption refrigeration system driven by parabolic trough solar collector", *Solar Energy*, 83 (2009) 850 - 861.
- [17] - W. CHEKIROU, R. BOUSSEHAIN, M. FEIDT, A. KARAALI et N. BOUKHEIT, "Numerical Results on Operating Parameters Influence for a Heat Recovery Adsorption Machine", *Energy Procedia*, 6 (2011) 202 - 216.
- [18] - A. EL FADAR, A. MIMET, A. AZZABAKH, M. PÉREZ-GARCÍA et J. CASTAING, "Study of a new solar adsorption refrigerator powered by a parabolic trough collector", *Applied Thermal Engineering*, 29 (2009) 1267 - 1270.
- [19] - F. MHIRI et S. EL COLLI, « Etude d'un réfrigérateur solaire à adsorption solide avec le couple charbon actif-méthanol », *Revue Générale de Thermique*, 35 (1996) 269 - 277.
- [20] - N. A.A. QASEM et M. A. I. EL-SHAARAWI, "Improving ice productivity and performance for an activated carbon / methanol solar adsorption ice-maker", *Solar Energy*, 98 (2013) 523 - 542.
- [21] - K. HABIB, B. B. SAHA et S. KOYAMA, "Study of various adsorbent refrigerant pairs for the application of solar driven adsorption cooling in tropical climates", *Applied Thermal Engineering*, 72 (2014) 266 - 274.
- [22] - F. BENTAYEB, F. LEMMINI et J. J. GUILLEMINOT, "Adaptation of an adsorptive solar refrigerator to Moroccan climates", *Renewable Energy*, 6 (7) (1995) 867 - 882.
- [23] - L. LUO et M. FEIDT, « Comportement transitoire d'une machine frigorifique à adsorption. Etude expérimentale du système alcool / charbon actif », *Rev. Gén. de Therm*, 36 (1997) 159 - 169.
- [24] - W. CHEKIROU, « Etude et analyse d'une machine frigorifique solaire à adsorption, Thèse de doctorat en sciences physiques », Faculté des sciences exactes, Université Mentouri-Constantine, 2008.
- [25] - N. A.A. QASEM et 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.