



Journées de Recherche des ISTs et de leurs partenaires internationaux - 2 et 3 décembre 2020, Antsiranana  
« **L'innovation et le développement durable : perspectives, enjeux et défis sociétaux** »

## **Article EHF1 : Amélioration de la performance d'une machine frigorifique solaire à adsorption par une stratégie de disposition du capteur**

**F. A. R. Andrianaharinjaka<sup>1,2</sup>, T. Norbert<sup>1</sup> et M. K. Nematchoua<sup>1</sup>**

<sup>1</sup>Laboratoire de thermique appliquée, École supérieure polytechnique, Université d'Antsiranana

Correspondant : andriarozo@gmail.com

### **Résumé**

Depuis une décennie, le monde fait face aux défis en termes d'épuisement des sources d'énergies fossiles. D'autre part, à cause du réchauffement climatique, le besoin en réfrigération connaît une croissance soutenue. Ces réalités incitent vivement la proposition de systèmes de réfrigération répondant à ces contextes. Les machines frigorifiques solaires à adsorption se présentent comme une solution attractive pour faire face à cette demande. Ce type de machine est capable de convertir le rayonnement solaire thermique en froid. A cet effet, il constitue une solution particulièrement intéressante pour répondre aux besoins en froid des zones à haute productivité agricole mais non connectés au réseau électrique publique. L'inconvénient majeur de ce type de machine est sa forte dépendance au rayonnement solaire. L'utilisation d'un traqueur solaire permet d'améliorer la production et la performance mais cette technique est onéreuse. Le but de ce travail consiste à trouver une stratégie d'inclinaison et d'orientation du capteur solaire avec peu d'intervention humaine. En simulant un machine frigorifique à adsorption fonctionnant avec le couple charbon actif AC-35/méthanol sous une condition climatique de la ville d'Antsiranana pour trois stratégies distinctes, les résultats montrent la possibilité d'obtenir jusqu'à 92% de la production

frigorifique maximale lorsqu'on change une seule fois l'orientation du capteur solaire autour de 12h00mn.

## 1. INTRODUCTION

Le réchauffement climatique engendre une demande grandissante en systèmes de réfrigération et climatisation. Or, ce phénomène contribue à la surconsommation d'énergie électrique et favorise le risque de pénurie de combustible [1], [2], [3]. D'autre part, les systèmes de réfrigération conventionnels fonctionnent principalement avec des fluides nuisibles à l'environnement. Ces réalités motivent la nécessité de développer les machines frigorifiques à énergies renouvelables, sans interaction néfaste pour l'environnement [4]. Dans cet article, on se propose d'étudier une machine frigorifique solaire intermittente à adsorption (MFSIA) dont l'unique source d'énergie est la chaleur due au rayonnement solaire. Le premier avantage de ce type de machine vient du fait que le gisement solaire est en phase avec le besoin en refroidissement [5]. Vis-à-vis de l'interaction avec l'environnement, les MFSIA peuvent utiliser de l'eau ou de l'alcool comme fluide de travail. Le matériau adsorbant tel que le charbon actif peut être recyclé. Dans leur fonctionnement, ce type de machine n'a pas besoin d'organe mécanique en mouvement sauf les vannes ou clapets. Ainsi, elles accordent un fonctionnement silencieux et un coût de maintenance réduit. Le choix de cette étude est par ailleurs justifié par le contexte économique des pays en voie de développement. En effet, la majorité de la population vit dans un milieu sans accès au réseau électrique. En utilisant ce moyen alternatif de conservation de denrées, la capacité de production agricole pourrait s'améliorer [6], [7].

Les principaux problèmes des MFSIA sont leur faible performance et leur dépendance au climat. Dans la littérature, plusieurs contributions ont été apportées afin de comprendre ces machines et d'en améliorer l'efficacité. Il s'agit des recherches sur le meilleur "fluide-adsorbant" utilisé [8], des améliorations sur les éléments de la machine [9], [10], [11], [12], des travaux sur la multiplication du nombre de cycles et l'hybridation [13], [14], [15] et des études montrant les influences du climat [16].

Dans un travail antérieur, nous avons analysé les effets de l'inclinaison et de l'orientation du capteur solaire [17]. Les résultats obtenus ont montré qu'avec un capteur fixe, les dispositions optimales correspondent à une inclinaison suivant la position azimutale du soleil et une orientation Ouest. Afin de profiter d'un maximum d'ensoleillement, l'idéal consiste à utiliser un capteur avec suiveur solaire. Cependant, ce choix augmente la complexité du système et peut compromettre le rendement global lorsqu'on utilise un servomoteur. Dans ce travail, nous cherchons la meilleure stratégie d'inclinaison de

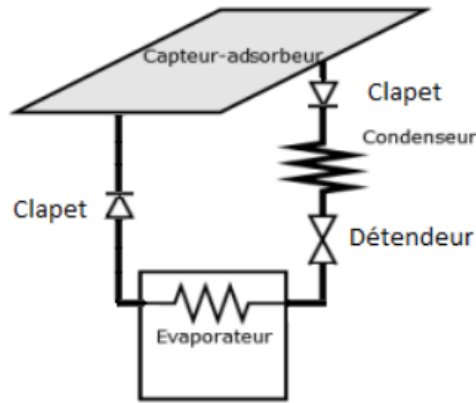
capteur qui donne une bonne performance à moindre coût et avec le peu d'interventions humaines possibles. L'étude est menée par des simulations numériques avec un modèle d'adsorption de Dubinin-Astakhov et des lois de transferts de chaleur et de masse écrites pour le capteur-adsorbeur. Les résultats présentés sont relatifs aux données climatiques de la ville de Diégo-Suarez, province d'Antsiranana à Madagascar.

## **2. DESCRIPTION ET MODÉLISATION**

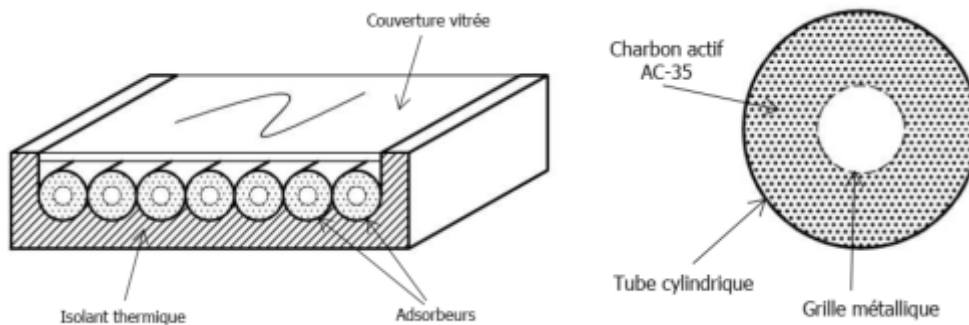
### **2.1. Description de la machine**

L'adsorption est la fixation de molécules d'un gaz sur la surface d'un solide pour des niveaux de température et de pression d'équilibre bien déterminé. Cette fixation est assurée par des liaisons de faible niveau d'énergie et elle est totalement réversible. Le phénomène inverse appelé désorption survient quand la température d'équilibre est à un niveau plus élevé. Il consiste en la libération des molécules de gaz. Le phénomène d'adsorption est exploité afin de réaliser un compresseur thermique. Ainsi, l'adsorption correspond à l'aspiration du gaz dans le cas d'un compresseur mécanique tandis que la désorption correspond à son refoulement. Pour la MFSIA étudiée, nous utilisons du méthanol comme fluide et du charbon actif comme adsorbant solide.

Les principaux éléments constitutifs de la machine sont illustrés à la figure 1. Il s'agit d'un capteur-adsorbeur, d'un condenseur et d'un évaporateur reliés entre eux par des tuyauteries et éventuellement des clapets et d'un détendeur [18]. La figure 2 présente une coupe transversale du capteur-adsorbeur et un détail montrant la structure d'un adsorbeur. Le capteur est formé d'une rangée de tubes cylindriques en cuivre peint en couleur noire sélective, d'une couverture en double vitrage sur sa face supérieure et d'un isolant thermique sur sa face inférieure. Chacun des tubes est constitué d'une grille métallique et une charge de charbon actif en poudre dans l'espace formé par le tube et la grille. Les grilles sont raccordées à l'extérieur par des tubes cylindriques pour servir d'entrée et de sortie de gaz. Le rôle de la grille est de faciliter la circulation de gaz entre la masse de charbon actif et les composants raccordés au capteur.



**Figure 1 :** Éléments constitutifs de la machine

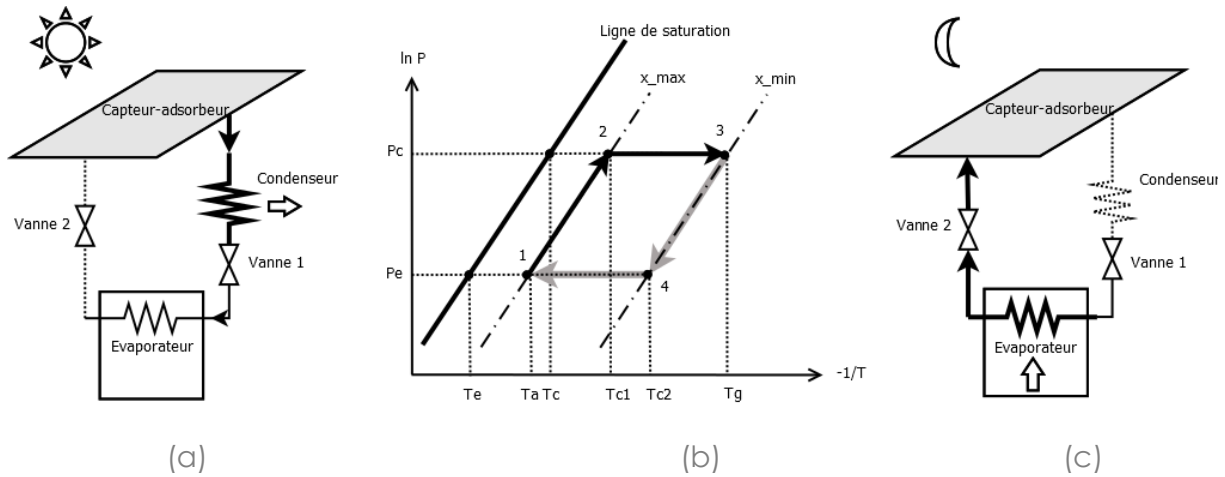


**Figure 2 :** Détails et coupe transversale du capteur-adsorbeur

## 2.2. Description du cycle frigorifique

La figure 3 présente le cycle frigorifique idéal d'une MFSIA sur un diagramme de Clapeyron. Le cycle est formé par deux isobares et deux isostères. À cause du fonctionnement intermittent, le cycle est bouclé en 24 heures. Les deux premières phases du cycle sont réalisées pendant le jour et les deux dernières phases durant la nuit.

La première phase du cycle commence par un état de saturation en méthanol dans l'adsorbeur à basse pression et à la température  $T_a$ . Cet état correspond au point 1 du cycle au début de la journée. Le chauffage progressif de l'adsorbeur par le rayonnement solaire élève la température du système charbon actif/méthanol. C'est un chauffage isostère. Par conséquent, la pression augmente de la pression d'évaporation  $P_e$  jusqu'à la pression de condensation  $P_c$  au point 2 du cycle pour une même valeur de la concentration  $x_{max}$  en méthanol adsorbé.



**Figure 3 :** Fonctionnement et cycle frigorifique

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

La deuxième phase du cycle commence au point 2 et se termine au point 3. C'est un chauffage isobare accompagné du phénomène de désorption jusqu'à la température maximale  $T_g$ . Sous l'effet de la température et de la pression, les molécules de méthanol contenues dans l'adsorbent quittent progressivement le lit d'adsorption puis descendent vers le condenseur où elles se condensent. La quantité de chaleur évacuée par le condenseur est appelée chaleur de condensation et se note  $Q_c$ .

La troisième phase du cycle débute à la fin de la journée. Elle correspond au point 3 sur le diagramme de Clapeyron. La quantité de méthanol restante dans l'adsorbent, de concentration  $X_{min}$ , est refroidie avec le charbon actif jusqu'à ce que la pression d'équilibre revienne à sa valeur initiale  $P_e$ . Cette phase est aussi appelée régénération de l'adsorbent. Le refroidissement est effectué en ouvrant les faces supérieure et inférieure du capteur. De l'autre côté, le méthanol liquide contenu dans le condenseur est envoyé vers l'évaporateur par l'ouverture de la vanne de détente. Son évaporation à basse pression produit le froid dans le caisson frigorifique. La chaleur d'évaporation, notée  $Q_e$  est aussi appelée production frigorifique.

La dernière phase du cycle est une adsorption progressive du méthanol vapeur sortant de l'évaporateur. Elle commence dès l'ouverture de la vanne 2 de la figure 2c et se déroule durant la nuit jusqu'au petit matin. Sur le diagramme, cette phase correspond au passage du point 4 du cycle vers le point 1. Du côté de l'adsorbent, le charbon actif se charge lentement en méthanol par le processus d'adsorption.

### 2.3. Modélisation mathématique

Le fonctionnement de la MFSIA est modélisé par les équations mathématiques suivantes. Le modèle d'adsorption utilisé est celui de [19] donné par la relation (1). Il permet de déterminer la quantité  $x$  de méthanol adsorbé en fonction de la température  $T$ , de la

pression d'équilibre  $P$ , des grandeurs caractéristiques  $w_0$ ,  $D$ ,  $n$  du couple adsorptif charbon actif/méthanol et des propriétés physiques du méthanol qui sont la masse volumique liquide  $\rho_l$  et la pression de saturation  $P_s(T)$ .

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

La chaleur isostérique d'adsorption est exprimée par l'équation (2) :

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

où  $\alpha$  est le coefficient d'expansion thermique du méthanol liquide,  $L(T)$  est sa chaleur latente d'évaporation à la température  $T$  et  $R$  est la constante universelle des gaz.

Le bilan d'énergie couplé au bilan de masse effectué sur un tube adsorbeur permet d'obtenir l'équation (3).

$$\underbrace{\rho_2 \left( C_{p2} + x C_{pl} + \frac{b q_{st}^2}{RT^2} \right) \frac{\partial T}{\partial t}}_I = k \underbrace{\left( \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \right)}_{II} + \underbrace{\rho_2 q_{st} b \frac{d \ln P}{dt}}_{III} \quad (3)$$

Où :

$$b = n D x T^n \left( \ln \frac{P_s(T)}{P} \right) \quad (4)$$

Dans l'équation (3), le premier, le deuxième et le troisième terme représentent respectivement l'énergie thermique de chauffage de l'adsorbeur, la chaleur échangée par conduction et la chaleur d'adsorption. Les notations  $\rho_2$  et  $C_{p2}$  représentent respectivement la masse volumique et la capacité calorifique du charbon actif ; dont  $C_{pl}$  représente la capacité calorifique du méthanol liquide ; et  $k$  désigne la conductivité thermique équivalente du milieu adsorptif.

Pour les conditions aux limites, le bilan d'énergie sur le tube extérieur donne l'équation (5). Dans cette équation, les quatre termes représentent respectivement l'énergie thermique de chauffage du tube, l'énergie solaire captée, l'énergie thermique perdue vers l'atmosphère et l'énergie thermique transférée au milieu adsorptif.

$$\underbrace{C_{pw} \rho_w \pi D_3 e_w L_t \frac{\partial T_w}{\partial t}}_I = \underbrace{\tau_v \alpha_w G(t) D_3 L_t}_II - \underbrace{U_L D_3 L_t (T_w - T_{amb})}_III - \underbrace{h \pi D_2 L_t (T_w - T)}_IV \quad (5)$$

Dans cette équation,  $U_L$  représente les pertes thermiques du capteur que nous déterminons avec la relation empirique de Klein [20].

La condition de continuité du transfert de chaleur au niveau de la face interne du tube extérieur est traduite par l'équation (6).

$$h(T_w - T) = -k \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r = R_2} \quad (6)$$

où  $T_w$  est la température du tube à sa face interne,  $h$  est le coefficient de convection et  $R_2$  qui sera le rayon interne du tube. Au niveau de la grille métallique à l'intérieur de l'adsorbeur, on suppose un transfert adiabatique. Ce qui permet d'écrire la relation (7).

$$\frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r = R_1} = 0 \quad (7)$$

dans laquelle  $R_1$  est le rayon de la grille métallique.

La production frigorifique est calculée avec l'équation (8). Dans cette équation,  $m_a$  est la masse totale de charbon actif utilisé et  $C_{pl}(T)$  la capacité calorifique du méthanol liquide à la température  $T$  et  $\Delta x$  la fraction massique de méthanol cycle.  $T_a$  et  $T_g$  sont respectivement les températures d'adsorption et de régénération.

$$Q_f = m_a \Delta x \left[ L(T_e) - \int_{T_e}^{T_c} C_{pl}(T) dT \right] \quad (8)$$

)

où

$$\Delta x = x_{\max} - x_{\min} = x(T_a, P_e) - x(T_g, P_c) \quad (9)$$

)

La performance solaire de la machine est évaluée avec la relation (10).

$$COP_s = \frac{Q_f}{\int_{t_i}^{t_c} G(t) dt} \quad (10)$$

0)

$G(t)$  désigne le rayonnement solaire instantané tandis que  $t_i$  et  $t_c$  sont respectivement les instants de lever et du coucher du soleil. Les valeurs des grandeurs caractéristiques du modèle sont récapitulées dans le tableau 1.

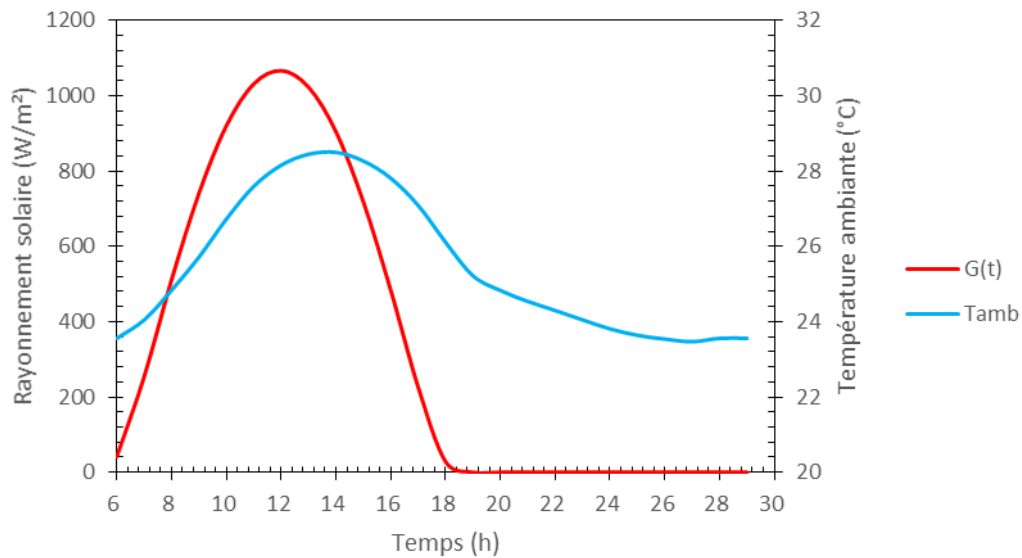
**Tableau 1 :** Paramètres physiques du modèle

$m_a$	$w_0$	$D$	$n$	$\alpha$
-------	-------	-----	-----	----------

1 kg	$42510^{-6} \text{ m}^3/\text{kg}$	$5,02 \cdot 10^{-7}$	2,15	$1,26 \cdot 10^{-3}$
------	------------------------------------	----------------------	------	----------------------

## 2.4. Résolution numérique

L'ensemble des équations régissant le modèle forment un système d'équation différentielle fortement non linéaire. La résolution est effectuée avec une méthode des différences finies implicite sous un environnement MATLAB. La non-linéarité du système est résolue par une méthode itérative effectuée au premier pas du calcul. Les données climatiques proviennent de HelioClim-3 [20] pour la ville de Diégo-Suarez ( $12^\circ 28' \text{ S}$ ,  $49^\circ 28' \text{ E}$ ) en date du 2/11/2006. Il s'agit des valeurs instantanées de la température ambiante, de la vitesse du vent et du rayonnement solaire reçues par un plan incliné et par un traqueur solaire. La date est arbitrairement choisie à cause de la forte intensité du rayonnement solaire au cours de ce mois. La température ambiante et le rayonnement solaire sur un capteur plan horizontal sont représentés par les courbes de la figure 4.

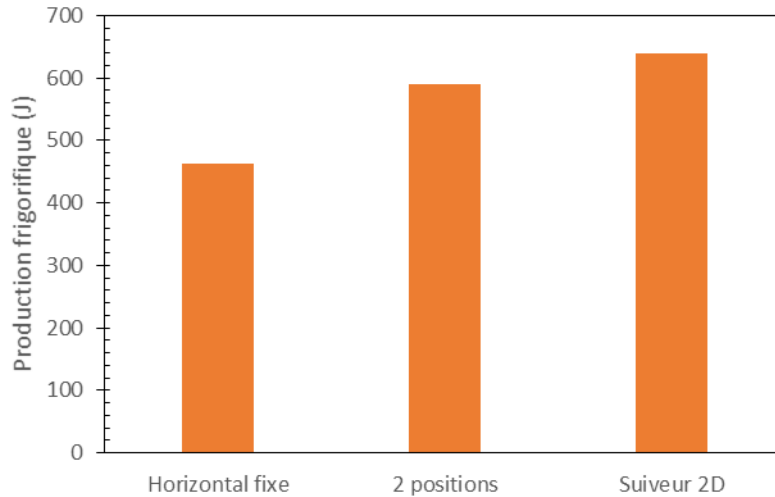


**Figure 4** : Rayonnement solaire et température ambiante instantanés

## 3. RÉSULTATS ET DISCUSSIONS

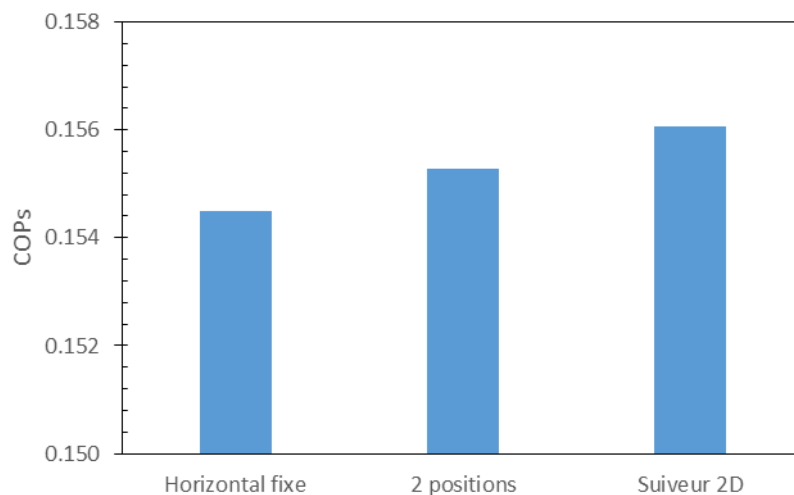
Des simulations ont été effectuées pour trois stratégies de dispositions du capteur-adsorbeur. La première stratégie est de fixer le capteur horizontalement durant le cycle. La deuxième stratégie consiste à incliner le capteur de  $30^\circ$  et de l'orienter vers l'Est entre 6h00mn et 11h59mn et vers l'Ouest entre 12h00mn et 18h00mn. La troisième stratégie est l'utilisation d'un suiveur 2D qui permet d'orienter et d'incliner le capteur afin de toujours recevoir le maximum de rayonnement.





**Figure 5 :** Production frigorifique pour trois stratégies

La figure 5 illustre les valeurs de la production frigorifique  $Q_f$  obtenue pour les trois cas. Sur cette figure, il apparaît clairement que la production frigorifique de la MFSIA augmente au fur et à mesure où le capteur suit la course du soleil. Pour un capteur horizontal fixe, la valeur de  $Q_f$  est de 462,22J. Elle vaut 590,25J si on adopte deux positions et 639,85J lorsqu'on utilise un suiveur solaire 2D. Ainsi, par rapport à une disposition fixe, la modification de l'orientation et de l'inclinaison du capteur une seule fois dans la journée augmente la production frigorifique jusqu'à 24%. L'utilisation d'un suiveur 2D permet d'améliorer cette dernière valeur à 8% de plus. Après calcul, la stratégie à deux positions de capteur produit du froid à 92% de la valeur limite maximale qui s'obtient avec un suiveur. Ce résultat est expliqué comme suit. Les inclinaisons et orientations du capteur dans les deux dernières stratégies élèvent la quantité de chaleur captée par l'adsorbeur. Ainsi, l'adsorbeur peut désorber beaucoup plus de méthanol. L'augmentation de la quantité de méthanol cyclé entraîne naturellement les augmentations de la production frigorifique. D'autre part, ce résultat permet de montrer qu'il est possible d'améliorer remarquablement la production frigorifique en modifiant une seule fois l'inclinaison et l'orientation du capteur durant un cycle.



### **Figure 6** : Coefficient de performance solaire pour trois stratégies

Vis-à-vis de la performance, la figure 6 montre que les valeurs du  $COP_s$  trouvées restent inférieures à 0,157 et varient très peu. L'écart entre le  $COP_s$  pour un capteur fixe et celui pour un capteur suiveur 2D est moins de 1%. Ainsi, pour les trois cas étudiés, on peut en déduire que l'inclinaison et l'orientation du capteur ont peu d'influences sur la performance solaire.

## **4. CONCLUSION**

Le développement des machines frigorifiques à énergie solaire thermique est une solution intéressante pour faire face aux contextes environnemental, climatique et énergétique actuels. L'initiative à cette étude est favorisée par le fait que le besoin en froid est en phase avec la disponibilité de l'énergie source : le gisement solaire. Dans ce travail, nous avons étudié une machine frigorifique intermittente à capteur solaire plan. En tenant compte de la course du soleil, on chercha à identifier la meilleure stratégie d'inclinaison et d'orientation du capteur qui produit le maximum de froid et la performance la plus élevée pour un faible coût. Pour les trois stratégies étudiées, celle avec un suiveur solaire donne le meilleur résultat. Cependant, sa mise en oeuvre fera appel à une intervention humaine en permanence soit à l'utilisation d'un servomoteur et d'une technique plus onéreuse. Un résultat légèrement inférieur a été obtenu avec un capteur à deux positions. Par rapport au cas d'un capteur suiveur, cette deuxième stratégie sera intéressante dans un compromis de performance et d'utilisation ou de coût.

## **Références**

- [1] D. Andrea, K. Judith, P. Franz, R. Nikola, T. Christoph, Impacts of +2°C global warming on electricity demand in Europe, *Climate Services* 7 : pp.12–30, 2017
- [2] A. Maximilian, B. Patrick, and H. H. Catherine, Climate change is projected to have severe impacts on the frequency and intensity of peak electricity demand across the United States, *Proceedings of the National Academy of Sciences* 114(8) : 201613193, 2017
- [3] T. Mukul, S. Francisco, M. Alberto, T. Lloyd, M. Alex, Impacts of projected urban expansion and global warming on cooling energy demand over a semiarid region : Impacts of projected urban expansion and global warming, *Atmospheric Science Letters* 18(11) : pp.419-426, 2017
- [4] K. Sumathy, Z. Li, Experiments with solar-powered adsorption ice-maker, *Renewable Energy*, 16, pp.704-707, 1999

- [5] M. Asif et T. Muneer, Energy supply, its demand and security issues for developed and emerging economies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 11 : pp.1388-1413, 2007
- [6] S. O. Enibe, Solar refrigeration for rural applications. *Renewable Energy*, 12(2) : pp.157-167, 1997
- [7] E. Ursula, P. Dirk, H. Maximilian, S. Andreas, Systematic design and analysis of solar thermal cooling systems in different climates. *Renewable Energy*, 80 : pp.827-836, 2015
- [8] A. Allouhi, T. Kousksou, A. Jamil, T. El Rhafiki, Y. Mourad, & Y. Zeraouli, Optimal working pairs for solar adsorption cooling applications, *Energy*, 79 : 235-247, 2015
- [9] F. Bouzeffour, B. Khelid, A. Mohamed, T. A. Miloud, 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) : pp.353-358, 2014
- [10] R. Z. Wang, J. Y. Wu, Y. X. Xu, Y. Teng, & W. Shi, Experiment on a continuous heat regenerative adsorption refrigerator using spiral plate heat exchanger as adsorbers, *Applied Thermal Engineering*, 18(1-2) : pp.13-23, 1998
- [11] A. Al Mers, A. Azzabakh, A. Mimet, 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 : pp.1866-1875, 2006
- [12] A. EL Fadar, Thermal behavior and performance assessment of a solar adsorption cooling system with finned adsorber, *Energy*, 83 : pp.674-684, 2015
- [13] K. M. Ariful kabir, K. C. Amanul Alam, M. M. A. Sarker, A. R. Rifat, B. S. Bidyut, Effect of Mass Recovery on the Performance of Solar Adsorption Cooling System, *Energy Procedia*, 79 : pp.67-72, 2015
- [14] A. El Fadar, A. Mimet, M. Pérez-García, Modelling and performance study of a continuous adsorption refrigeration system driven by parabolic trough solar collector, *Solar Energy*, 83 : pp.850-861, 2009
- [15] W. Chekirou, R. Boussehain, M. Feidt, A. Karaali, N. Boukheit, Numerical Results on Operating Parameters Influence for a Heat Recovery Adsorption Machine, *Energy Procedia*, 6 : pp.202-216, 2011
- [16] F. Bentayeb, F. Lemmini, J. J. Guilleminot, Adaptation of an adsorptive solar refrigerator to Moroccan climates, *Renewable Energy*, 6(7) : pp.867-882, 1995
- [17] F. A. R. Andrianaharinjaka, V. Sambou, K. M. Nematchoua, C. J. N. Keou, Effect of Collector Tilt and Orientation on Performance of Adsorption Solar Cooling System, *International Journal of Scientific Engineering and Technology*, 6(5) : pp.160-163, 2017
- [18] M. Li, C. J. Sun, R. Z. Wang, W. D. Cai, Development of no valve solar ice maker, *Applied Thermal Engineering*, 24:865-872, 2004

[19] R. E. Critoph, Performance limitations of adsorption cycles for solar cooling, *Solar Energy*, 41(1) : pp.21-31, 1988

[20] NASA, Time series of solar radiation data from the HelioClim-3 database for free, <http://www.soda-pro.com/webservices/radiation/helioclim-3-for-free>