



Etude numérique d'un bassin d'eau solaire opérant dans la zone de Médéa, Algérie

Abdelkrim Terfai ^{*1}, Younes Chiba ², Mohamed Najib Bouaziz ³

*L.B.P.M., Faculté de Technologie, Université de Médéa,
Pôle Urbain, 26.000 Médéa, Algérie.*

chiba.younes@univ-medea.dz

Résumé. Le présent travail consiste à l'investigation des performances d'un bassin d'eau solaire opérant dans la zone de Médéa. Le bassin est rempli d'eau colorée et d'un fond teinté en noir, ainsi deux films transparents en plastique ont été utilisés pour favoriser l'effet de serre. La chaleur produite a été récupérée à travers de l'eau circulant dans un serpentin immergé dans le bassin. Pour ce faire, l'équation de l'énergie a été prise en considération pour caractériser les différents phénomènes de transfert de chaleur envisagée dans le bassin. Le gisement solaire a été déterminé à travers les données météorologiques de la zone de Médéa. Les résultats obtenus sont analysés et discutés.

MOTS-CLES : énergie solaire, simulation numérique, performance, bassin solaire.

I. INTRODUCTION

Un bassin solaire peu profond est un dispositif simple et peu coûteux qui peut être utilisé pour collecter et stocker la chaleur. La profondeur de l'eau dans le bassin solaire est relativement faible. Ali, H. M. [1] a proposé un modèle théorique pour prédire la performance d'un bassin solaire peu profond à Téhéran, ainsi les résultats obtenus sont prometteuses. Kishore, V. V. N. et al. [2] ont présenté un modèle détaillé pour construction et de fabrication d'un bassin solaire peu profond portable. Les résultats ont montré que le chauffe-eau solaire peu profond portable était adapté aux groupes à revenu moyen en raison du faible coût. Gonzalez, J. [3] est réalisé une étude numérique pour développer un modèle mathématique permettant de prédire la performance des chauffe-eau solaires avec des sacs d'eau de couleur foncée. Les équations d'équilibre thermique ont été résolues analytiquement en utilisant la transformée de Laplace pour les équations aux dérivées partielles avec la méthode des résidus. Le modèle a donné des résultats précis prédisant la température maximale et décrivant la performance du bassin tout au long des heures de jour. Ramadan, M. R. I et al. [4] ont tenté de trouver la performance thermique d'un étang solaire peu profond. La couverture de verre supplémentaire a réduit le coefficient de perte de chaleur supérieur et total du bassin de 54 et 44%. Aboul-Enein, S et al. [5] ont proposé un modèle mathématique transitoire de bassin solaire peu profond pour

prédire la performance thermique. El-Sebaï, A. A. et al. [6] a étudié la performance thermique d'un bassin solaire peu profond intégré avec une plaque de déflexion théoriquement et expérimentalement. Pour valider le modèle théorique, des expériences ont été réalisées sous le mode discontinu d'extraction de chaleur avec et sans événements dans la plaque. La comparaison entre les résultats expérimentaux et théoriques montre que le modèle théorique peut être utilisé pour estimer la performance de l'étang avec une bonne précision. El-Sebaï, A. A. et al. [7] ont étudié la performance thermique d'un bassin solaire peu profond dans un mode de chauffage à écoulement continu à cycle ouvert pour l'extraction de chaleur et l'échangeur de chaleur a été utilisé pour extraire la chaleur. L'effet de différents paramètres a été étudié sur la performance de l'étang. El-Sebaï, A. A. et al. [8] Les valeurs moyennes annuelles de la productivité quotidienne et de l'efficacité de l'alambic avec l'étang solaire peu profond ont été trouvées supérieures à celles obtenues sans l'étang solaire peu profond de 52,36% et de 43,80%, respectivement. El-Sebaï, A. A. et al. [9], a étudié la performance thermique d'un bassin solaire peu profond dans les modes de chauffage à flux continu à cycle ouvert et fermé d'extraction de chaleur théoriquement et expérimentalement. Les performances du système dans les meilleures conditions de configuration et d'exploitation ont été étudiées par simulation numérique. Il a été signalé que l'étang solaire peu profond actuel pourrait être utilisé comme source de chaleur pour la plupart des applications industrielles et domestiques à basse température durant l'année. Les efficacités journalières ont été obtenues à 59% et 33% lorsque l'étang est exploité dans les modes cycle fermé et ouvert, respectivement. Les comparaisons entre les résultats expérimentaux et théoriques ont montré que les modèles mathématiques proposés pourraient être utilisés pour étudier la performance thermique de l'étang solaire peu profond avec une précision raisonnable.

Le présent travail consiste à prédire les performances d'un bassin d'eau solaire peu profond opérant dans la zone de Médéa, les résultats obtenus incluant le rayonnement solaire, température de fluide caloporteur et la température de bassin sont présentés et discutés.



II. MATERIEL ET METHODES

Un bassin solaire peu profond a été construit avec des matériaux disponibles localement (0,04 m x 1,3 m²). Le fond et les côtés de l'étang ont été isolés pour minimiser les pertes de chaleur. Deux films plastiques transparents avec un intervalle de 0,05 m entre les deux ont été utilisés comme couverture pour le bassin. La couverture plastique inférieure est toujours en contact avec l'eau, de sorte qu'aucune évaporation d'eau ne se produit par conséquent. Un échangeur de chaleur sous la forme serpentin en fer d'une longueur de 10 m et d'un diamètre de 0,004 m a émergé dans l'eau du bassin. Un fluide caloporteur (l'eau) a température initial s'écoule dans le serpentin pour extraire la chaleur. Nous avons utilisé les données climatiques de site Médéa pour durant le mois de Mai. Nous avons également utilisé des équations mathématiques mentionnées dans les références [7.8.9] avec développement numérique d'un code de calcul sous MATLAB.

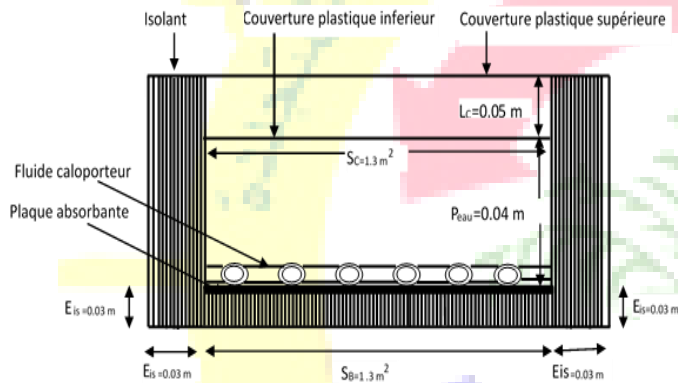


Fig 1. Schéma descriptif du bassin d'eau solaire

III. ÉQUATIONS DE BILAN ÉNERGETIQUE

Les équations du bilan énergétique ont été écrites en introduisant certaines hypothèses simplificatrices :

- Le système est isolé thermiquement de sorte que l'énergie thermique pénétrant dans le système ne soit pas perdue par l'isolation.
- La couverture plastique inférieure est en contact avec la surface de l'eau pour éliminer les pertes par convection de la surface de l'eau.
- Il n'y a pas de gradient de température dans l'eau de l'étang.

- Équation du bilan énergétique pour la couverture plastique supérieure :

$$G\alpha_{Cp}S_{Cp} + h_{c,Cpi-Cps}S_{Cp}(T_{Cpi} - T_{Cps}) + h_{r,Cpi-Cps}S_{Cp}(T_{Cpi} - T_{Cps}) = h_{c,Cps-a}S_{Cp}(T_{Cps} - T_a) + h_{r,Cps-ciel}S_{Cp}(T_{Cps} - T_{ciel}) \quad (1)$$

Le transfert de chaleur entre deux surfaces parallèles délimitant un espace clos contenant de l'air, est calculé par la corrélation suivante [10-11] :

$$Nu = 1 + 1.44 \left[1 - \frac{1708}{Ra} \right]^+ \left[1 - \frac{1708 \left[\sin(1.8\beta)^{1.6} \right]}{Ra \times \cos(\beta)} \right]^+ \left[\left(\frac{Ra \times \cos(\beta)}{5830} \right)^{1/4} - 1 \right] \quad (2)$$

Les coefficients d'échanges superficiels sont déterminés en utilisant les corrélations suivantes :

$$h_{c,Cps \rightarrow a} = 5.7 + 3.8 V_{vent} \quad (3)$$

$$h_{r,Cps-ciel} = \frac{\sigma \epsilon_{Cp} (T_{Cps} + T_{ciel}) (T_{Cps}^2 + T_{ciel}^2) (T_{Cps} - T_{ciel})}{(T_{Cps} + T_a)} \quad (4)$$

-Équation du bilan énergétique pour la couverture plastique inférieure :

$$G\tau_{Cp} \alpha_{Cp} S_{Cp} + h_{c,E-Cpi} S_E (T_E - T_{Cpi}) = h_{c,Cpi-Cps} S_{Cp} (T_{Cpi} - T_{Cps}) + h_{r,Cpi-Cps} S_{Cp} (T_{Cpi} - T_{Cps}) \quad (5)$$

-Équation du bilan énergétique pour la plaque absorbante :

$$G\tau_{Cp}^2 \tau'_E \alpha_P [S_p - (S_T / 2)] = h_{c,P-E} S_P (T_P - T_E) + U_{bas} S_E (T_P - T_a) \quad (6)$$

-Équation du bilan énergétique pour l'eau :

$$G\tau_{Cp}^2 \alpha_E S_E + h_{c,P-E} (T_P - T_E) = h_{c,E-Cpi} S_E (T_E - T_{Cpi}) + U_{lat} S_{lat} (T_E - T_a) + m_E C_E \left(\frac{dT_E}{dt} \right) + m_F C_E (T_{Fs} - T_{Fe}) \quad (7)$$

Avec,

$$f(t) = M \left(\frac{dT_E}{dt} \right) + a T_E \quad (8)$$

$$T_E = \left(\frac{f(t)}{a} \right) [1 - \exp(-at/M)] + T_{Ei} \exp(-at/M) \quad (9)$$

Où est la valeur moyenne de f(t)

L'équation d'équilibre énergétique pour l'ensemble fluide caloporteur -Tube, en prenant une longueur unitaire du Tube (serpentin) peut s'écrire :

$$G\tau_{Cp}^2 \tau'_E \alpha_T \left(\frac{P}{2} \right) \Delta x + h_{c,E-F} P (T_E - T_F) \Delta x = S_E \rho_E C_E \left(\frac{\partial T_F}{\partial t} \right) \Delta x + m_F C_E \left(\frac{\partial T_F}{\partial x} \right) \Delta x \quad (10)$$



$$d'où ; \tau'_E = \sum_{i=1}^4 \Psi_i \exp(-\mu_i Z_E) \quad (11)$$

Le coefficient de transfert de chaleur par convection entre l'eau du bassin et le fluide caloporteur, peut être exprimé comme :

$$\frac{1}{h_{c,E-f}} = \frac{1}{h_c} + \frac{e_T}{\lambda_T} + \frac{1}{h_i} \quad (12)$$

L'équation du bilan énergétique pour l'eau peut s'écrire comme suite :

$$\left(\frac{\partial T_F}{\partial x} \right) + a_1 \left(\frac{\partial T_F}{\partial t} \right) + b_1 T_F = f_1(t) \quad (13)$$

Avec,

$$f_1(t) = \frac{G \tau_{cp}^2 \tau'_E \alpha_T \frac{P}{2} + h_{c,E-F} P T_E}{(\rho_F C_E)} \quad (14)$$

$$a_1 = \frac{S_i \rho_E}{\rho_F} \quad \text{et} \quad b_1 = \frac{h_{c,E-F} P}{\rho_F C_E}$$

Où $\overline{f_1(t)}$ est la valeur moyenne de $f_1(t)$ pour une certaine période de temps Δt , et il peut être traité comme un constante. La température de sortie du fluide caloporteur T_{Fs} est obtenue comme :

$$T_{Fs} = T_{Fi} \exp \left[- \left(\frac{b_1}{2} \right) \left(L_T + \frac{t}{a_1} \right) \right] + \left(\frac{\overline{f_1(t)}}{b_1} \right) \left\{ 1 - \exp \left[- \left(\frac{b_1}{2} \right) \left(L_T + \frac{t}{a_1} \right) \right] \right\} \quad (15)$$

IV. RESULTANTS ET DISCUSSION

La performance du bassin solaire peu profond a été étudiée théoriquement. La variation du rayonnement solaire et de la température ambiante avec la température de couverture plastique supérieure et inférieure est illustrée à la figure 2. On observe que l'intensité du rayonnement solaire augmente jusqu'à atteint son maximum à midi. La valeur maximale du rayonnement solaire est de 927. W / m². La température maximale de l'air ambiant s'est avérée être de 38 °C. Nous avons également remarqué que la température de la couverture en plastique inférieure atteignait sa valeur maximale à 17h00 alors qu'elle atteignait 43 °C, la température de la couverture en plastique supérieure a atteint un maximum de 42 °C à 13h00.

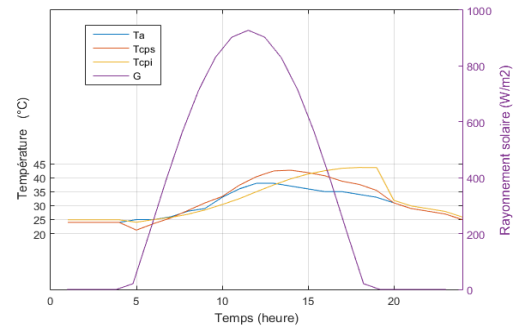


Fig. 2 Les variations horaires du rayonnement solaire et de la température ambiante et la température de couverture plastique supérieure et inférieure en fonction du temps.

La figure 3 représente les variations horaires de la température de fluide caloporteur à la sortie de tube. La valeur a atteint 36.1139°C, 34.9625°C, 34.2249°C, 33.6141°C pour différentes valeurs de débit massique de fluide caloporteur 0.002 [Kg/s], 0.004 [Kg/s], 0.006 [Kg/s], 0.008 [Kg/s] respectivement.

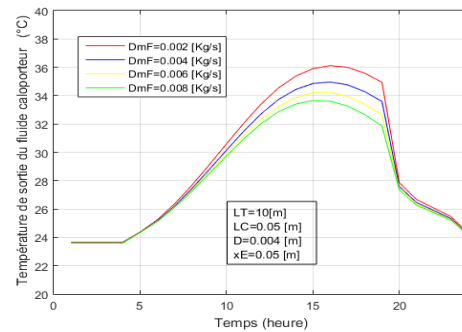


Fig.3 Evolution de la température du fluide caloporteur en fonction de temps pour différents valeurs de débit massique(DmF)

La figure 4 représente les variations horaires de la température de fluide caloporteur on fonction de la distance entre les couvertures plastiques. La valeur a atteint 36. °C pour différents valeurs de longueur caractéristique 0.02 [m], 0.04 [m], 0.06 [m], 0.08 [m].

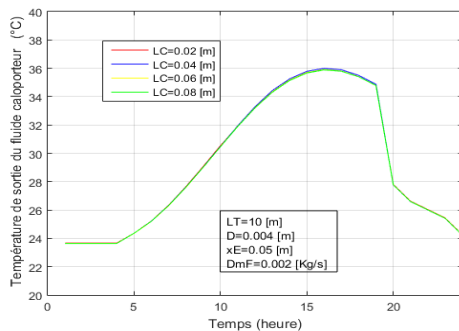


Fig. 4 Evolution de la température du fluide caloporteur en fonction de temps pour différents valeurs de la longueur caractéristique (LC)

La figure 5 représente la variation temporelle de la température de fluide caloporteur à la sortie de tube pour différents valeurs de la profondeur de l'eau. La valeur de la température du fluide caloporteur atteint son maximum aux points ; 70.10°C, 55.73 °C, 50.14°C, et 44.94 °C pour les débits massiques de fluide caloporteur 0.02 [m] ,0.04 [m],0.06 [m], 0.08 [m] respectivement.

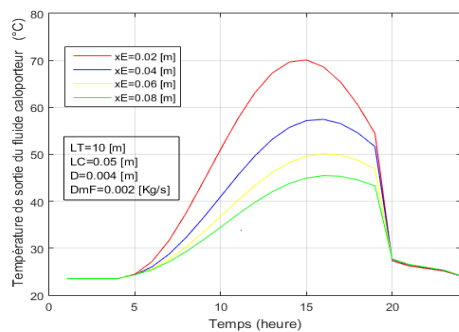


Fig. 5 Evolution de la température du fluide caloporteur en fonction de temps pour différents valeurs de longueur de serpentine (X_E)

La figure 6 montre la variation temporelle de la température de fluide caloporteur pour différents valeurs de diamètre du serpentin. La valeur de la température du fluide caloporteur atteint son maximum aux points ; 35.76°C, 33.68°C, 32.71°C, 32.29 °C pour différentes valeurs de diamètre de tube du serpentin de fluide caloporteur 0.02 [m],0.04 [m] ,0.06 [m], 0.08 [m] respectivement.

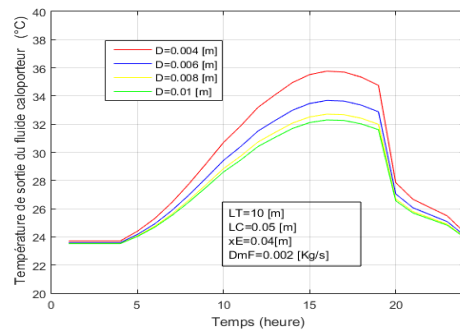


Fig. 6 Evolution de la température du fluide caloporteur en fonction de temps pour différents valeurs de diamètre(D)

La figure 7 représente la variation temporelle de la température de fluide caloporteur pour différents valeurs de la longueur de serpentin (LT). La valeur de la température du fluide caloporteur atteint son maximum aux points ; 34.68°C, 34.84°C, 35.0°C, 35.15°C pour différentes valeurs de la longueur de serpentin ; 2 [m] ,4 [m] ,6 [m], 8 [m] respectivement.

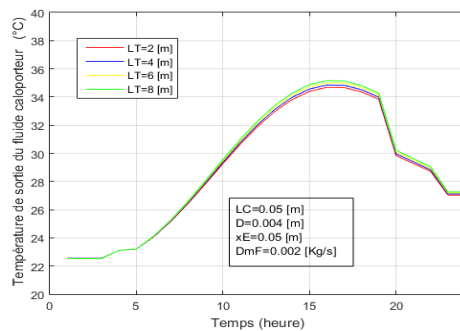


Fig.7 Evolution de la température du fluide caloporteur en fonction de temps pour différents valeurs de longueur du serpentin (LT)

La figure 8 illustre les variations horaires de la température de fluide caloporteur et la température d'eau de bassin. La valeur de température de fluide caloporteur d'entrée est constante pendant la journée est égale 23 °C ainsi, la valeur de la température de l'eau du bassin atteint sa valeur maximale 44.84°C à 18h:00 La température de fluide caloporteur à la sortie atteint sa valeur maximale 37.57°C à 16h :00



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

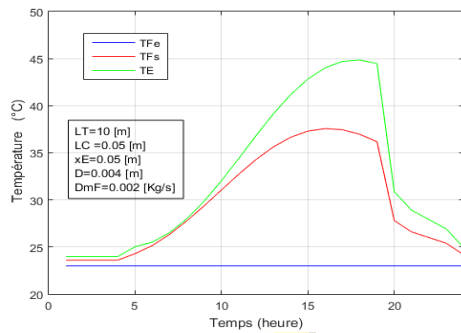


Fig. 8 Evolution horaire de la température de fluide caloporteur et la température de bassin solaire.

G	Rayonnement solaire global [W/m ²]
L _C	Longueur caractéristique [m]
L _T	Longueur de tube [m]
m _E	La masse d'eau de l'étang [Kg]
\dot{m}_F	Débit massique de fluide caloporteur [Kg/s]
Nu	Nombre de Nusselt
S	Surface [m ²]
t	Temps [s]
T	Température [K]
U	Coefficient des pertes thermiques [J/s m ² K]
τ	Coefficient de transmission
α	Absorptivité
λ	Conductivité thermique [J/s m K]

V. CONCLUSION

L'investigation des performances d'un bassin d'eau solaire opérant dans la zone de Médéa a été étudié à travers de la température de fluide caloporteur à la sortie du serpentin. Les résultats obtenus dans le mode cycle ouvert d'extraction de chaleur peuvent être mentionnés que; pour des faibles valeurs de débit massique et le diamètre on obtient des températures de fluide caloporteur élevées à la sortie du serpentin. Ainsi, que le changement de la distance entre les couvertures du film de plastique n'affecte pas sur la température de sortie de fluide caloporteur. La valeur optimale pour la profondeur de l'eau dans le bassin est de l'ordre de 0.04 m. Les bassins d'eaux solaires peuvent être concurrencer les capteurs solaires plans dans certaines applications de production d'eau chaude sanitaire grâce à son faible coût de conception ainsi que ces performances.

REFERENCES

- [1] H. M. Ali, "Study on shallow solar pond applications at Tehran". *Energy conversion and management*, vol. 27, no 1, p. 33-38, 1987.
- [2] V. V. N.Kishore, VV Ranga, Rao, et P. Raman. "A portable shallow solar pond water heater". *Solar & wind technology*, vol. 4, no 2, p. 201-204, 1987.
- [3] J. Gonzalez. L. R.Perez, et J. Benitez. "Modeling the thermal process in a shallow solar pond water heater". *Solar energy*, vol. 48, no 4, p. 261-265, 1992.
- [4] M. R. I., Ramadan, A. A., El-Sebaï, S., Aboul-Enein, et al. "Experimental testing of a shallow solar pond with continuous heat extraction". *Energy and buildings*, vol. 36, no 9, p. 955-964, 2004.
- [5] S.Aboul-Enein, A. A., El-Sebaï, M. R. I., Ramadan, & A. M. Khallaf, "Parametric study of a shallow solar-pond under the batch mode of heat extraction". *Applied Energy*, vol. 78, no 2, p. 159-177, 2004.
- [6] A. A., El-Sebaï. "Thermal performance of a shallow solar-pond integrated with a baffle plate". *Applied Energy*, vol. 81, no 1, p. 33-53, 2005.
- [7] A. A., El-Sebaï, S., Aboul-Enein, M. R. I., Ramadan, & A. M. , Khallaf (2006). "Thermal performance of shallow solar pond under open cycle continuous flow heating mode for heat extraction". *Energy conversion and management*, vol. 47, no 7-8, p. 1014-1031, 2006.
- [8] A. A., El-Sebaï, M. R. I., Ramadan, S., Aboul-Enein, & N. Salem. "Thermal performance of a single-basin solar still integrated with a shallow solar pond". *Energy conversion and Management*, vol. 49, no 10, p. 2839-2848, 2008.
- [9] A. A., El-Sebaï, S., Aboul-Enein, M. R. I., Ramadan, & A. M. Khallaf. "Thermal performance of shallow solar pond under open and closed cycle modes of heat extraction". *Solar Energy*, vol. 95, p. 30-41, 2013.
- [10] F. Kreith. R. M. Manglik. M.S. Bohn. *Natural Convection. Principles of HEAT TRANSFER*. Australia, Brazil, Japan, Korea, Mexico, Singapore, Spain, United Kingdom, United States, p. 297-348. 2011
- [11] J. A. Duffie .W. A.Beckman.. *Flat-Plate Collectors. Solar Engineering of Thermal Processes*. Hoboken, New Jersey, p. 236-319.2013

Nomenclature

GRANDEUR	DÉSIGNATION
C _E	Chaleur spécifique de l'eau [J/kg K]
C _{pa}	Chaleur spécifique de l'air [J/kg K]
D	Diamètre de tube [m]
e _T	Épaisseur du tube [m]
h _c	Coefficient de transfert de chaleur par convection [J/s m ² K]
h _r	Coefficient de transfert de chaleur par convection [J/s m ² K]
g	L'accélération de la pesanteur [m/s ²]