

Simulation d'un four solaire type "boite" par la méthode de Runge-Kutta et optimisation de la quantité à chauffer par une étude exergétique

Simulation of a "box" type solar oven by the Runge-Kutta method and optimization of the quantity to be heated by an exergy study

Tahar Kateb¹

¹ Laboratoire LRSTE ISSTE. Université de Carthage; tahar.elkateb@isste.u-carthage.tn

RÉSUMÉ. Parmi les applications thermiques de l'énergie solaire, la cuisson solaire est considérée, comme l'une des options les plus simples, les plus viables et les plus attractives en termes d'utilisation de l'énergie solaire. Dans les régions montagneuses isolées, ou dans le désert où les ressources en énergie de bois sont en constante décroissance alors que les besoins en matière de chaleur ne cessent de croître, la cuisson solaire des produits alimentaires apparaît alors comme le moyen idéal pour remédier à ce problème. La présente étude porte sur la simulation numérique d'un prototype de cuiseur solaire. Ce dispositif est conçu pour assurer la cuisson alimentaire grâce au rayonnement solaire qui sera capté et piégé pour atteindre des niveaux de température favorables à une cuisson alimentaire saine. La modélisation du prototype du cuiseur solaire étudié est réalisée en introduisant les différents échanges thermiques mis en jeu entre les différents éléments du cuiseur solaire. Nous présentons une analyse des résultats de la simulation numérique du système traitée à l'aide du logiciel MATLAB avec un algorithme de calcul basé sur la méthode de Runge-Kutta. Une analyse de l'exergie du four solaire étudié, est effectuée pour analyser et optimiser le fonctionnement du four.

ABSTRACT. Among the thermal applications of solar energy, solar cooking is considered one of the simplest, most viable and most attractive options in terms of using solar energy. In isolated mountainous regions, or in the desert where wood energy resources are constantly decreasing while heat needs are constantly growing, solar cooking of food products then appears to be the ideal way to remedy this problem. This study focuses on the numerical simulation of a prototype solar cooker. This device is designed to ensure food cooking thanks to solar radiation which will be captured and trapped to reach temperature levels favorable to healthy food cooking. The modeling of the prototype of the solar cooker studied is carried out by introducing the different heat exchanges involved between the different elements of the solar cooker. We present an analysis of the results of the numerical simulation of the system processed using MATLAB software with a calculation algorithm based on the Runge-Kutta method. An analysis of the exergy of the studied solar oven is carried out to analyze and optimize the operation of the oven.

MOTS-CLÉS. énergie solaire, simulation thermique, four solaire.

KEYWORDS. solar energy, thermal simulation, solar oven.

1. Introduction

Les cuiseurs solaires sont des appareils qui utilisent l'énergie solaire pour chauffer, cuisiner ou pasteuriser les matières alimentaires, sans coûts énergétiques en cours d'utilisation et sans dépendance au combustible, au bois, au charbon ou à l'électricité.

De nombreux modèles de cuiseurs solaires ont été développés ces dernières décennies. [ARA 1-CUC 2], utilisant des solutions technologiques très différentes, de la plus simple à la plus complexe. Les systèmes solaires de cuisson doivent être basés sur une technologie appropriée aux régions où ils seront utilisés. Dans les régions plus froides, il faudrait adapter une isolation plus efficace sur les côtés et éventuellement un double vitrage au moins pour le four solaire type « boite ». Dans la plupart des cuiseurs solaires, le rayonnement solaire est concentré dans la zone de cuisson, par le moyen de surfaces réfléchissantes, servant directement à la cuisson des aliments pendant les périodes ensoleillées. Ils peuvent être classés en quatre principaux groupes : cuiseurs paraboliques, caissons, tubes et panneaux.

Les cuiseurs paraboliques peuvent cuisiner aussi rapidement qu'un brûleur à gaz [EBE 3,SAG 4]. Lors de l'utilisation d'un cuiseur parabolique avec grande ouverture la friture des aliments est possible sous un ciel clair. Dans le cas des petits cuiseurs solaires paraboliques, la température maximale atteinte par la charge est relativement faible lorsqu'un piège à chaleur autour du pot n'est pas utilisé [SAG 5]. Les cuiseurs solaires type « boite » sont capables de cuire lentement les aliments de toute une famille [HAR 6, EBE 7 et ALN 8]. Dans la plupart des cas, lorsqu'il fait beau, un four boite solaire bien conçu peut permettre de cuisiner de délicieux repas en 1 à 2 h, en fonction principalement de la quantité d'eau contenue dans les aliments en cours de cuisson. Gaur et al. [GAU 9] ont proposé un ustensile doté d'un couvercle concave. Leur étude expérimentale a montré une réduction de 10 à 13 % de la période de cuisson par comparaison à un ustensile de cuisson ordinaire placé dans les mêmes conditions d'exploitation.

En ce qui concerne les cuiseurs solaires à tubes [HOS 10, SOL 11], la plupart des modèles sont des cuiseurs solaires à tube sous vide avec de petits réflecteurs cylindro-paraboliques. Ils ne nécessitent que de petits réflecteurs parce que les tubes sous vide sont très efficaces.

Les cuiseurs solaires à panneaux réfléchissants les plus courants [CAR 12, APA 13] peuvent cuire les aliments lentement comme la plupart des fours à caisson. La pliabilité, la portabilité, le faible coût, le faible poids et la facilité de construction sont les principaux avantages de ce type de cuisinière. Une enceinte transparente autour d'un récipient de cuisson noir est généralement utilisée. Certains modèles populaires sont le Cookit [SOL 14, PEJ 15], Haines [SOL 11, SOL 16], Copenhague [APA 13] et Funnel [SOL 16].

Dans cette étude, nous allons nous intéresser à la modélisation d'un four solaire type « boite », puis à la simulation du comportement thermique du four sous ensoleillement à l'aide d'un programme sous Matlab avec un algorithme de Runge-Kutta. Nous terminerons par une étude de l'efficacité du four à travers son rendement exergétique, en faisant varier la charge à cuire simulée par une masse d'eau, dans des conditions d'ensoleillement et de température connues (lieu, date, heure, ...).

2. Modélisation du four solaire

2.1. Description du four

Le cuiseur solaire type « boite » est constitué principalement d'une double couverture transparente, fixée par des charnières à la partie supérieure du boîtier, d'une plaque absorbante, d'un réflecteur extérieur articulé et d'une boîte isolée à l'arrière et sur les côtés comme montré sur le schéma descriptif de la figure 1, [FER 17].

Les Dimensions du système sont les suivantes : la boîte globale: 46cm*45cm*23cm ; le réflecteur : 0,5*0,45 m ; Aire vitrée : 0,1946 m² ; Surface réflecteur : 0,1616 m² ; Dimensions de l'absorbeur : 35cm*40cm ; Surface de la plaque absorbeur : 0,207m² ; Épaisseur de vitrage : 0,4 cm ; Épaisseur isolant e_{isol}: 2 cm ; Épaisseur plaques en bois e_p: 0,5 cm ; Dimensions de l'ustensile aluminium : diamètre : 15,5 cm ; Hauteur : 7,5cm.

Le four solaire a été réalisé, dans le cadre d'un projet de fin d'étude à l'ISSTE [FER 17]. La figure 2 montre le four réalisé en cours d'expérience.

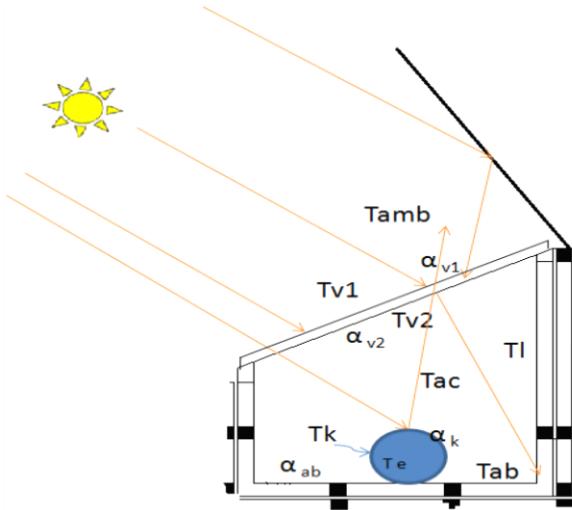


Figure 1. Schéma de principe du cuiseur solaire « boîte » avec les températures.



Figure 2. Le four solaire type « boîte » réalisé.

2.2. Modélisation des transferts thermiques du four

Le four disposé à l'extérieur ambiant, reçoit une puissance $G(t)$ des rayons solaires à l'instant t qu'il transmet en partie à l'aliment à cuire dans un ustensile de cuisine. Il échange le reste avec le milieu ambiant. Nous détaillons les équations de bilan thermique sur les éléments principaux du four pour calculer les différentes variations de températures. La puissance échangée entre la vitre extérieure et le milieu ambiant d'une part, et l'air emprisonnée et la vitre intérieure d'autre part, est représenté par l'équation 1.

$$m_{v1} \cdot C_{p_{v1}} \frac{dT_{v1}(t)}{dt} = \alpha_{v1} A_{v1} \cdot G + h_{v1v2} \cdot A_{v1} \cdot (T_{v2} - T_{v1}) - h_a \cdot A_{v1} \cdot (T_{v1} - T_{amb}) - \epsilon_{v1} \cdot \sigma \cdot A_{v1} \cdot (T_{v1}^4 - T_\infty^4) \quad [1]$$

Le ciel à température T_∞ est considéré comme un corps noir dans ses échanges radiatifs avec le cuiseur. La température du ciel est calculée en fonction de la température ambiante T_{amb} comme suit [DUF 18]:

$$T_\infty = 0.0552 * T_{amb}^{1.5} \quad [2]$$

Le coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre les deux vitrages est calculé à partir de l'équation suivante :

$$h_{r_{v1v2}} = \frac{\sigma (T_{v2}^2 + T_{v1}^2) (T_{v2} + T_{v1})}{\left(\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1 \right)} \quad [3]$$

Le coefficient de transfert de chaleur par convection entre les deux vitrages h_{cv1v2} est calculé à partir de la corrélation de **Hollands** [HOL 19] décrite par l'équation suivante:

$$N_u = 1 + 1.44 \left[1 - \frac{1708(\sin 1.8\beta)^{1.6}}{R_a \cos \beta} \right] \left[1 - \frac{1708}{R_a \cos \beta} \right]^+ + \left[\left(\frac{R_a \cos \beta}{5830} \right)^{\frac{1}{3}} - 1 \right]^+ \quad [4]$$

Le coefficient d'échange entre les deux vitres est $h_{v1v2} = h_{cv1v2} + h_{cv1v2}$.

Le coefficient d'échange convectif entre le vitre extérieure et de l'air ambiant de vitesse U, est estimé par la relation de **Hottel et Woertz** [HOT 20] :

$$h_{cv1-amb} = 5.7 + 3.8 * U \quad [5]$$

La puissance thermique échangée entre la vitre intérieure de température T_{v2} d'une part et l'air confinée dans le four de température T_{ac} d'autre part, est décrite par l'équation résultant du bilan énergétique :

$$m_{v2} \cdot C_{pv2} dT_{v2}(t)/dt = \alpha_{v2} \cdot A_{v2} \cdot \tau_{v1} G + h_{v2-ab} \cdot A_{v1} \cdot (T_{ab} - T_{v2}) + h_{ac-v2} \cdot A_{v2} \cdot (T_{ac} - T_{v2}) - h_{v2v1} \cdot A_{v2} \cdot (T_{v2} - T_{v1}) \quad [6]$$

Le coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre la plaque absorbante et la vitre intérieure h_{v2-ab} est calculé par l'expression:

$$h_{v2-ab} = \frac{\sigma(T_{v2}^2 + T_{ab}^2) (T_{v2} + T_{ab})}{\left(\frac{1-\epsilon_{v2}}{\epsilon_{v2}} + \frac{(1-\epsilon_{ab})A_{v2}}{\epsilon_{ab}A_{ab}} + \frac{1}{F_{v2ab}} \right)} \quad [7]$$

Pour déterminer le coefficient de transfert de chaleur par convection entre l'air confiné et la vitre intérieure h_{ac-v2} , on utilise l'équation recommandée par McAdams [BEJ 21] pour une plaque horizontale chauffant vers le bas (sa longueur caractéristique $L_c = L/4 = 9$ cm; L est la largeur de l'ouverture vitrée):

$$N_u = 0.27 \cdot Ra_L^{1/4} \quad [8]$$

Ra_L est le nombre de Rayleigh : $Ra_L = Gr_L \cdot Pr$; Gr_L est le nombre de Grashof et Pr est le nombre de Prandtl [BEJ 21-CEN 22].

Les parois latérales gagnent un peu de chaleur de la plaque absorbante et l'air confiné, cet élément étant en contact avec l'air extérieur, il cède la chaleur à l'environnement extérieur. L'équation différentielle qui permet de calculer sa température T_w et sa radiosité J_w est :

$$m_w \cdot C_{pw} \frac{dT_w(t)}{dt} = h_{ac-w} \cdot A_w \cdot (T_{ac} - T_w) - A_w \cdot \frac{\epsilon_w}{(1-\epsilon_w)} \cdot (\sigma \cdot T_w^4 - J_w) - h_{k-w} \cdot A_w \cdot (T_w - T_k) - h_{w-amb} \cdot (T_w - T_{amb}) \quad [9]$$

Le coefficient d'échange radiatif entre le pot de cuisson à la température T_k et les parois latérales de température T_w s'exprime par

$$h_{kw} = \frac{\sigma(T_k^2 + T_w^2) (T_k + T_w)}{\left(\frac{1-\epsilon_w}{\epsilon_w} + \frac{(1-\epsilon_k)A_k}{\epsilon_k A_w} + \frac{1}{F_{kl}} \right)} \quad [10]$$

l'échange convectif-radiatif et conductif entre paroi latérale intérieure et l'air ambiant extérieur est pris en compte par l'intermédiaire du coefficient h_{w-amb} :

$$h_{w-amb} = \frac{1}{\frac{\epsilon_{isol}}{k_{isol}} + \frac{1}{5.7 + 3.8U + h_{rw-\infty}} + 2 \frac{\epsilon_p}{k_p}} \quad [11]$$

$h_{rw-\infty}$ étant le coefficient d'échange radiatif extérieur. L'absorbeur reçoit les rayonnements solaires de l'extérieur. Les pertes thermiques se font par convection naturelle avec l'air confiné, par rayonnement avec la vitre intérieure, les parois latérales et l'ustensile, et par conduction avec l'ustensile. L'équation qui permet de représenter ces échanges thermiques est la suivante :

$$m_{ab} \cdot C_{p,ab} \frac{dT_{ab}(t)}{dt} = \alpha_{ab} \cdot A_{ab} \cdot \tau_{v1} \tau_{v2} G - h_{ab-ac} \cdot A_{ab} \cdot (T_{ab} - T_{ac}) - h_{ab-v2} \cdot A_{ab} \cdot (T_{ab} - T_{v2}) - A_{ab} \cdot \frac{\epsilon_{ab}}{(1-\epsilon_{ab})}. (\sigma \cdot T_{ab}^4 - J_{ab}) \quad [12]$$

Pour calculer le coefficient d'échange thermique entre l'absorbeur et l'air confiné h_{ab-ac} on utilise l'équation recommandée par McAdams (1954) pour une plaque horizontale chauffant vers le haut (sa longueur caractéristique est $L_c = L/4 = 8,5$ cm) [BEJ 21] :

$$N_u = 0,15 \cdot Ra_L^{1/3}, \text{ si } 10^7 \leq Ra \leq 10^{11} \quad [13]$$

$$N_u = 0,54 \cdot Ra_L^{1/4}, \text{ si } 10^4 \leq Ra \leq 10^7$$

Le pot de cuisson reçoit la chaleur des rayons solaires, de l'absorbeur, de paroi latérale et de l'air confiné, et cède l'énergie vers l'eau. L'équation issue du bilan énergétique est :

$$m_k \cdot C_{p,k} \frac{dT_k(t)}{dt} = \alpha_k \cdot A_k \cdot \tau_{v1} \tau_{v2} G + h_{k-w} \cdot A_k \cdot (T_w - T_k) - h_{k-e} \cdot A_k \cdot (T_k - T_e) - h_{k-ac} \cdot A_k \cdot (T_k - T_{ac}) - A_k \cdot (\epsilon_k) / ((1-\epsilon_k)) \cdot (\sigma \cdot T_k^4 - J_k) + h_{k-ab} \cdot (T_{ab} - T_k) \quad [14]$$

Pour déterminer le coefficient d'échange entre le pot et l'air confiné h_{k-ac} , il faut calculer l'échange entre la partie cylindrique du pot et le couvercle du pot. On adopte les équations recommandées par Churchill et Chu :

Pour la partie cylindrique ($D/H = 2$; où D est son diamètre et H est sa hauteur) [CEN 22] :

$$N_u = 0,59 Ra_L^{1/4} \quad [15]$$

Pour le couvercle (considéré comme une plaque horizontale) [BEJ 21] :

$$N_u = 0,54 Ra_L^{1/4} \quad [16]$$

L'eau reçoit de la chaleur du pot de cuisson. L'équation qui décrit cet échange est:

$$m_e \cdot C_{p,eau} \frac{dT_e(t)}{dt} = h_{k-e} \cdot A_k \cdot (T_k - T_e) \quad [17]$$

Pour calculer l'échange entre l'eau et le pot, on utilise la relation recommandée par McAdams [BEJ 21]:

$$N_u = 0,15 Ra_L^{1/3} \quad [18]$$

2.3. Résolution numérique des équations différentielles de bilan thermique ordinaire par la méthode de Runge-Kutta

En utilisant une méthode mathématique par intégration sur les différentes équations différentielles ordinaires d'ordre un, qui représentent les différents échanges thermiques dans le four, il est possible de calculer la nouvelle température en fonction de l'ancienne température calculée $T_{n+1} = T_n + \Delta T_n$ pour toutes les températures recherchées (T_k , T_w et T_{v2} , ...).

$$\int_{t_n}^{t_{n+1}} \frac{dT}{dt} (t) dt = T_{n+1} - T_n = \int_{t_n}^{t_{n+1}} f(T(t), t) dt = \Delta T_n \quad [19]$$

Pour résoudre ce système d'équations, il est possible d'utiliser la méthode d'Euler ou une méthode par différences finies, mais pour plus de précision et de stabilité de la solution nous avons utilisé la

méthode de Runge-Kutta et Fehlberg d'ordre 4-5, à la place de la méthode RG4 classique, dont le schéma est comme suit [FEH 23-FEH 24] :

$$\left\{ \begin{array}{l} m_1 = f(t_i, y_i); \\ m_2 = f(t_i + h/2, y_i + (m_1 h)/2); \\ m_3 = f\left(t_i + \frac{h}{2}, y_i + \frac{m_2 h}{2}\right); \\ m_4 = f(t_i + h, y_i + m_3 h); \\ y_{i+1} = y_i + ((m_1 + 2m_2 + 2m_3 + m_4)/6). h \end{array} \right. [20]$$

$m_{i(i=1..4)}$ est la pente au début, au milieu et à la fin de l'intervalle.

Le programme de résolution du système d'équations différentielles des températures dans le four a été écrit en utilisant Matlab, en utilisant le sous-programme ODE45 [ABB 25- SAD 26].

3. Caractéristiques physiques du four solaire

3.1. Constantes physiques et géométriques

Les paramètres physiques et géométriques utilisés pour le four solaire étudié sont présentés dans le tableau 1. On utilise les propriétés physiques des matériaux utilisés dans la fabrication du four avec leur dimension géométrique. La couche absorbante de l'absorbeur et du pot de cuisson est une peinture noire mate, utilisée habituellement pour les carrosseries automobiles. Elle ne possède pas de caractère sélectif pour le rayonnement solaire.

Les paramètres constants du four	Valeurs numériques	Unité
Capacité thermique de la vitre 1 $C_{v1}(=\rho CpV)$	1166,4	J/°C
Capacité thermique de la vitre 2 C_{v2}	1166,4	J/°C
Capacité thermique de la plaque absorbante C_{ab}	716	J/°C
Capacité thermique de l'air C_{air}	71,4	J/°C
Capacité thermique du pot de cuisson C_{pot}	351	J/°C
Capacité thermique de l'eau C_{eau}	4180	J/kg°C
Capacité thermique de la paroi isolante C_{isol}	7652	J/°C
Aire de la vitre 1 A_{v1}	0,1946	m^2
Aire de la vitre 2 A_{v2}	0,1946	m^2
Aire de l'absorbeur A_{ab}	0,207	m^2
Aire des parois latérales du four A_w	1,141	m^2
Aire de base du pot de cuisson A_{pot}	0,0188	m^2
Absorptivité du verre clair α_v	0,08	
Transmissivité du verre clair τ_v	0,85	

Absorptivité de la plaque absorbante α_{ab}	0,95	
Absorptivité du pot α_{pot}	0,95	
Emissivité de l'absorbeur et du pot recouverts de peinture ε_{ab}	0,9	
Emissivité du verre ε_v	0,86	
Emissivité de la plaque latérale métallique ε_w	0,35	

Tableau 1. Les paramètres constants du four solaire

3.2. Coefficients de transfert thermique du four solaire

Dans le tableau 2, un récapitulatif des coefficients de transfert thermique, calculés à partir des relations empiriques mentionnées précédemment est proposé.

Vitre extérieure		
Les Coefficients de transfert thermique	Symbol	Valeur (en W/m ² .K)
Vitre extérieure- ambiant	h_{v1a}	11,5 ($v_{airamb}=0m/s$)
Vitre extérieure- vitre intérieure	h_{v1v2}	15,7
Vitre intérieure		
Vitre intérieure- Absorbeur	h_{v2ab}	5,2
Vitre intérieure- air confiné	h_{v2ac}	10
Vitre intérieure- pot de cuisson	h_{v2-k}	4
Vitre intérieure- parois latérales	h_{v2-w}	4,6
Parois latérales		
Paroi latéral -pot de cuisson	h_{kw}	4,3
Paroi latérale-air confiné	h_{ac-w}	4,76
Paroi latérale-absorbeur	h_{ab-w}	9,6
Paroi latérale-air ambiant	h_{w-amb}	6,9 ($v_{airamb}=0m/s$)
Air confiné		
Air confiné-absorbeur	h_{ac-ab}	35

Air confiné-pot	h_{k-ac}	6
Air confiné-vitre	h_{ac-v}	21,7
Pot de cuisson		
Pot de cuisson-eau à l'intérieur	h_{k-e}	447
Pot de cuisson-absorbeur	h_{k-ab}	220

Tableau 2. Les coefficients de transfert thermique de four solaire utilisés

3.3. Résultats de simulation de variation des températures avec Matlab

L'évolution des différentes températures dans le four pour une durée allant de 10 h à 13 h le 21 juillet sont successivement représentées sur les figures 3 à 5 :

a. Premier cas : V= 0 m/s et 1 kg d'eau

La figure 3 représente la variation des températures du four (de l'eau Teau, du pot Tpot, des vitres Tv1 et Tv2, de l'absorbeur Tab, des parois Tiso, de l'air confiné Tair), pour une vitesse d'air extérieur nul et 1 kg d'eau, ainsi que la variation du rayonnement solaire Gs au cours du temps.

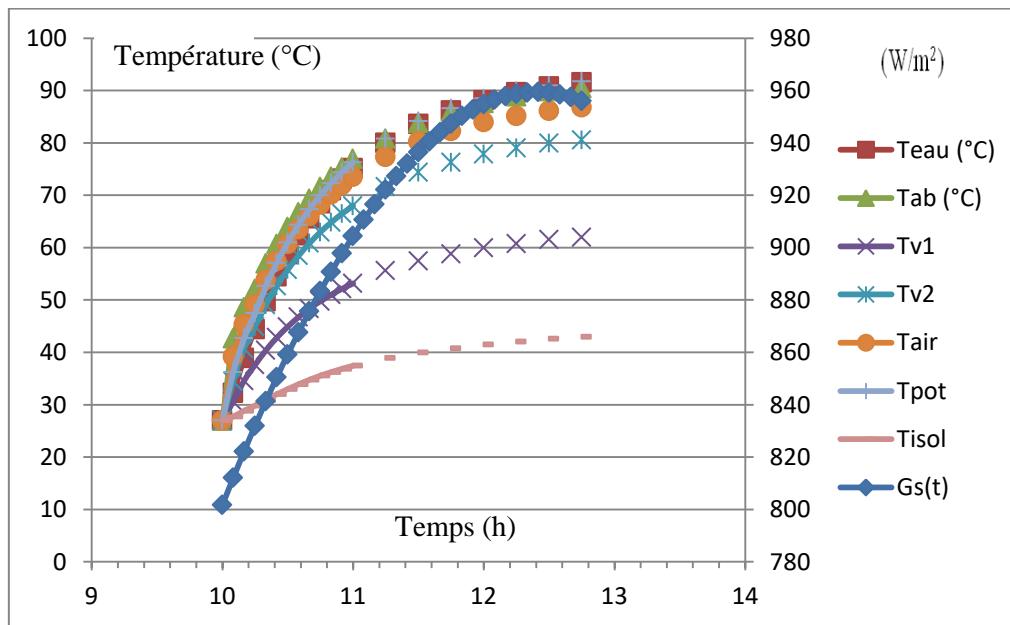


Figure 3. Evolution des températures du four en fonction du temps pour une charge de 1kg le 21 juillet à Borj-cedria.

b. Deuxième cas : V= 0 m/s et 2 kg d'eau

La figure 4 représente la variation des températures dans le four pour une vitesse d'air extérieur nulle et 2 kg d'eau au cours du temps :

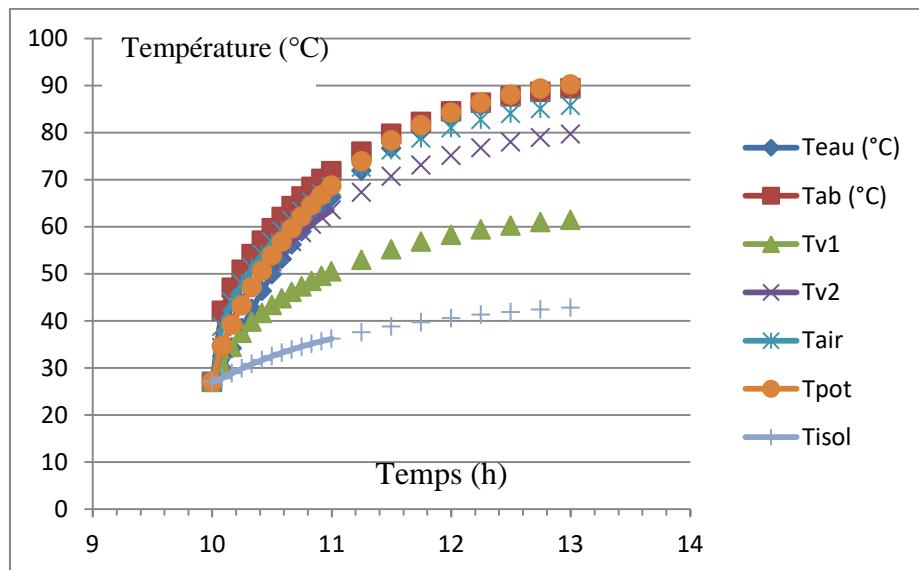


Figure 4. Variations des températures dans le four au cours du temps pour 2 kg d'eau.

c. Troisième cas: V=0 m/s et 3 kg d'eau

La figure 5 représente la variation de la température pour une vitesse d'air extérieur nul et 3 kg d'eau au cours du temps.

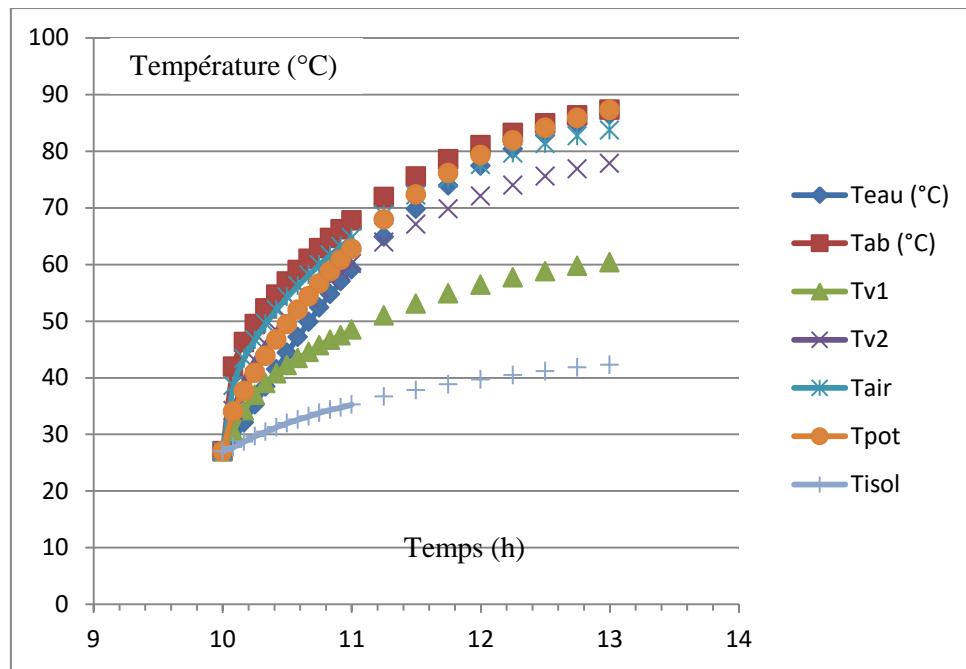


Figure 5. Variation des températures au cours du temps pour une masse de 3 kg d'eau.

3.4. Etude du rendement énergétique et exergétique du four solaire

L'analyse exergétique implique l'examen de l'exergie à différents points dans une série de conversions d'énergie (détermination des rendements significatifs).

L'efficacité ou rendement exergétique se définit comme le rapport entre l'exergie utile et l'exergie investie dans une transformation ou conversion [SAR 27].

L'apport d'énergie est donné par :

$$E = I_S A_{sc} \quad [21] \quad ((19)$$

Où I_s est le rayonnement solaire, A_{sc} est la surface d'ouverture du cuiseur solaire. L'énergie reçue s'exprime par :

$$E_o = m_w C_{pw} (T_{wf} - T_{wi}) / \Delta t \quad [22] \quad ((20)$$

Où m_w , est la masse d'eau, T_{wi} est la température initiale de l'eau, C_{pw} est la capacité thermique massique de l'eau, Δt est la durée de cuisson. T_{wf} est la température finale du cuiseur solaire. Une efficacité énergétique peut être définie comme le rapport de l'énergie gagnée par le cuiseur solaire (production d'énergie) à l'énergie du rayonnement solaire (apport d'énergie) [SAR 27].

$$\eta = \frac{E_o}{E_i} = \frac{m_w C_{pw} (T_{wf} - T_{wi})}{I_s A_{sc} \Delta t} \quad [23] \quad ((21)$$

L'expression de Petela pour le flux d'exergie investi, peut être utilisée pour calculer l'exergie du rayonnement solaire en tant qu'exergie d'entrée dans le cuiseur solaire, E_{xi} [PET 28, HAY 29] :

$$E_{xi} = I_s \left[1 + \frac{1}{3} \left(\frac{T_a}{T_s} \right)^4 - \frac{4}{3} \left(\frac{T_a}{T_s} \right) \right] A_{sc} \quad [24]$$

I_s est l'irradiation solaire, T_a la température ambiante et T_s , la température du Soleil.

L'exergie thermique utile au four solaire est donnée par [PET 28, OZT 30] :

$$E_{x_0} = m_w C_{pw} [(T_{wf} - T_{wi}) - T_a \ln \frac{T_{wf}}{T_{wi}}] / \Delta t \quad [25] \quad ((23)$$

D'où un rendement exergétique :

$$\eta_{ex} = \frac{E_{x_0}}{E_{xi}} = \frac{m_w C_{pw} [(T_{wf} - T_{wi}) - T_a \ln \frac{T_{wf}}{T_{wi}}] / \Delta t}{I_s \left[1 + \frac{1}{3} \left(\frac{T_a}{T_s} \right)^4 - \frac{4}{3} \left(\frac{T_a}{T_s} \right) \right] A_{sc}} \quad [26] \quad ((24)$$

Les figures 6, 7 et 8 représentent l'évolution du rendement énergétique et exergétique du four pour une période allant de 10 h à 13 h le 21/07/2020 pour une vitesse d'air extérieur nulle et des masses d'eau respectivement de (1, 2 et 3 kg).

D'après les figures 6, 7 et 8, on constate que le rendement énergétique (RendEn) atteint un maximum rapidement après 15-20 minutes, puis décroît rapidement au début et plus lentement à la fin de cuisson. Le rendement exergétique (RendEx) atteint le maximum moins d'une heure après le début de cuisson pour 1 kg, et un peu plus d'une heure après le début de cuisson pour les masses 2 et 3 kg, ce qui indique que le four est plus efficace pour les faibles masses moins d'une heure après le début, et qu'il sera plus efficace après une heure de cuisson pour des quantités de masses plus importantes que 1 kg.

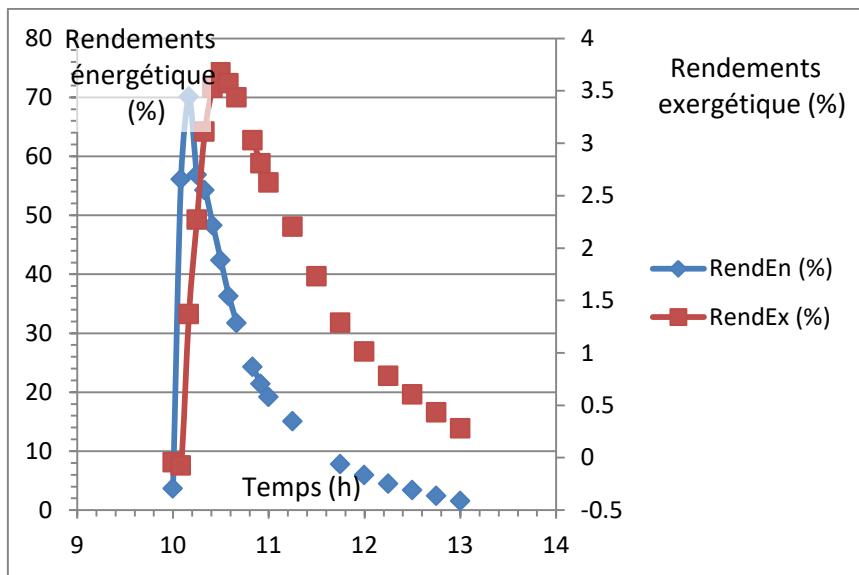


Figure 6. Variation de rendement énergétique et exergétique au cours du temps pour une masse de 1 kg.

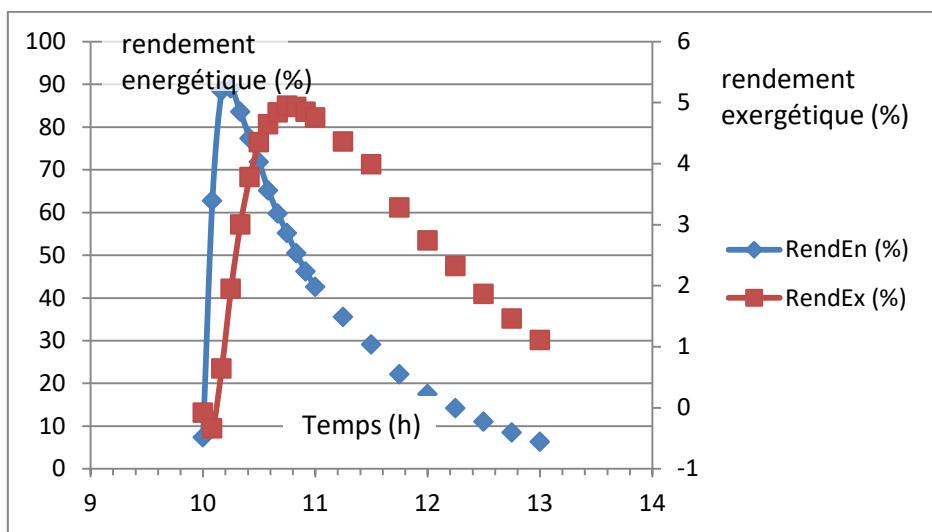


Figure 7. Variation de rendement énergétique et exergétique au cours du temps pour une masse de 2 kg.

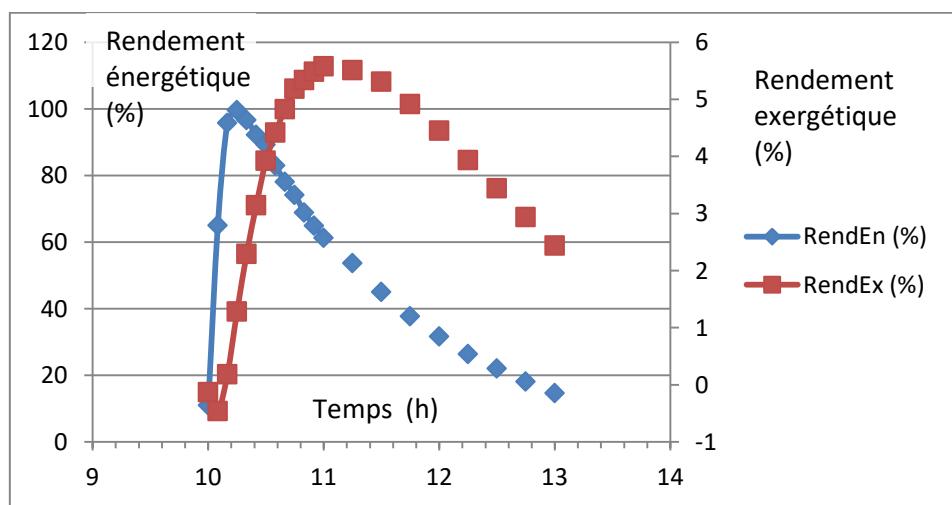


Figure 8. Variation des rendements énergétique (RendEn) et exergétique (RendEx) au cours du temps pour une masse de 3 kg.

La figure 9 représente la variation du rendement exergétique dans les trois cas (1kg, 2kg, 3kg d'eau) à des heures différentes à partir du début de cuisson à 10h, ce résultat permettra donc l'optimisation des choix de masse d'aliment à cuire dans le four.

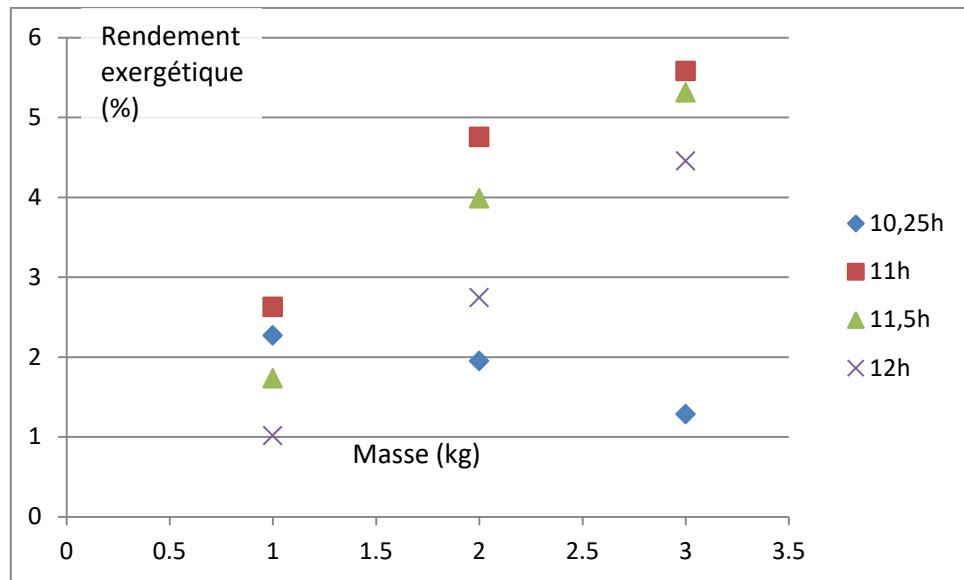


Figure 9. Variation du rendement exergétique selon la masse d'eau placée dans le four et l'heure.

Selon la figure 9, on constate que le rendement exergétique à 10h15 est plus élevé pour la masse de 1kg comparé à 2 et 3 kg, mais après une heure de temps, à 11h le rendement devient plus élevé pour les masses de 2 kg et 3 kg, et la tendance ne change pas après deux heures de cuisson, il est de 4,45% pour 3 kg, 2,74% pour 2 kg et 1,01% pour 1 kg. Ce qui démontre que si on met dans le même pot une masse plus grande, le rendement de cuisson sera meilleur après une heure de temps et plus.

Les résultats obtenus dans cette étude, montrent clairement que le rendement du cuiseur solaire est assez faible, ce qui peut être expliqué par l'irréversibilité associée à ce système. Ces pertes peuvent être minimisées à travers des surfaces sélectives, une isolation optimale, un pot de cuisson avec des surfaces étendues, un dispositif de concentration tels que des lentilles de Fresnel afin d'augmenter le rayonnement solaire absorbés par le cuiseur solaire.

4. Conclusions

Dans ce présent travail, la modélisation d'un four solaire construit avec de simples moyens techniques a nécessité plusieurs étapes pour formaliser les échanges thermiques entre les éléments. L'écriture des bilans thermiques avec la recherche des coefficients d'échanges issue de corrélations connues ou de calcul de facteurs géométriques a permis, en utilisant le programme Matlab et le schéma de Runge-Kutta avec la fonction ode45, de calculer et simuler la variation de température de différents éléments dans le four. Le calcul des rendements énergétiques et exergétiques du four étudié a permis d'optimiser la charge à utiliser dans le présent four qui sera proche de 1kg pour une durée courte de cuisson et 2 kg et plus pour un temps de cuisson plus long. En même temps, ce travail a montré qu'il est possible d'améliorer l'efficacité de ce four en augmentant son isolation, en appliquant une peinture sélective sur l'absorbeur et en améliorant son facteur de concentration.

Bibliographie

- [ARA 1] Aramesh M, Ghalebani M, Kasaeian A, Zamani H, Lorenzini G, Mahian O, Wongwises S. A review of recent advances in solar cooking technology. Renew Energy 2019;140:419e35.
- [CUC 2] Cuce E, Cuce PM. A comprehensive review on solar cookers. Appl Energy 2013;102:1399e421.
- [EBE 3] Ebersviller SM, Jetter JJ. Evaluation of performance of household solar cookers. Sol Energy 2020;208:166e72.

[SAG 4] Sagade AA, Samdarshi SK, Sagade NA, Panja PS. Enabling open sun cooling method-based estimation of effective concentration factor/ratio for concentrating type solar cookers. Sol Energy 2021;227:568e76.

[SAG 5] Sagade AA, Apaolaza-Pagoaga X, Rodrigues Ruivo C, Carrillo-Andres A. Concentrating solar cookers in urban areas: establishing usefulness through realistic intermediate temperature rating and grading. Sol Energy 2022; 241:157e66.

[HAR 6] Harmim A, Belhamel M, Boukar M, Amar M. Experimental investigation of a box-type solar cooker with a finned absorber plate. Energy 2010;35: 3799e802.

[EBE 7] Ebersviller SM, Jetter JJ. Evaluation of performance of household solar cookers. Sol Energy 2020;208:166e72.

[ALN 8] Al-Nehari HA, Mohammed MA, Odhah AA, Al-attab KA, Mohammed BK, Al-Habari AM, Al-Fahd NH. Experimental and numerical analysis of tiltable box type solar cooker with tracking mechanism. Renew Energy 2021;180:954e65.

[GAU 9] Gaur A, Singh OP, Singh SK, Pandey GN., Performance study of solar cooker with Modified utensil. Renewable Energy 1999.

[HOS 10] Hosseinzadeh M, Faezian A, Mirzababae SM, Zamani H. Parametric analysis and optimization of a portable evacuated tube solar cooker. Energy 2020;194: 116816.

[SOL 11] Solar Cookers Int. Test Results, <https://www.solarcookers.org/work/research/results> (Accessed 7 March 2022).

[CAR 12] Carrillo-Andre s A, Apaolaza-Pagoaga X, Rodrigues Ruivo C, Rodríguez- García E, Fernandez-Hernandez F. Optical characterization of a funnel solar cooker with azimuthal sun tracking through ray-tracing simulation. Sol Energy 2022;233:84e95.

[APA 13] Apaolaza-Pagoaga X, Carrillo-Andres A, Ruivo C. Experimental thermal performance evaluation of different configurations of Copenhagen solar cooker. Renew Energy 2022;184:604e18..

[SOL 14] Solar Cookers International. Solar Cooker Designs.

https://solarcooking.fandom.com/wiki/Category:Solar_cooker_designs (Accessed 7 Mar 2022).

[PEJ 15] Pejack E., Optical Properties of the Cookit Solar Cooker, Proceedings of the 2006 Solar Cookers International Conference 2006, Granada, Espana,

[SOL 16] Solar Household Energy. Performance Data,[id142754](#)

[FER 17] Ferchichi K., Projet de fin d'étude master énergie solaire, Isste borj-cedria. Université de Carthage. 2019.

[DUF 18] Duffie J.A; Beckman W.A; Solar engineering of thermal process; 4thED, wiley 2013.

[HOL 19] Hollands K.G.T., Unny T.E., Raityby G.D.and Knicek L.."free convective heat transfer across inclined air layers,"Journal of Heat transfer ,1976

[HOT 20] Hottel, H.C., Woertz, B.B., 1942. Evaluation of flat-plate solar heat collector. Trans. ASME 64, 91.

[BEJ 21] Bejan A; Kraus,Heat Transfer Handbook, AD. Wiley 2003.p562-563;

[CEN 22] Cengel Y., Heat Transfer, practical approach, Macgrew Hill,2003(2nd edition).

[FEH 23] Fehlberg E."Low-order classical Runge-Kutta formulas with stepsize control and their application to some heat transfer problems". Vol. 315. National aeronautics and space administration. (1969).

[FEH 24] FEHLBERG E. "Classical fifth, sixth, seventh and eighth order Runge-Kutta formulas with stepsize control", NASA TR R 287, Oct. 1968.

[ABB 25] Abbasi. Nasser M. "Using Matlab ode45 to solve differential equations".
https://www.12000.org/my_notes/matlab_ODE/index.htm

[SAD 26] Sadok E.; Projet de master de recherche « Etude énergétique et exergo-économique d'un four solaire type boite» Isste. Université de Carthage 2020-21.

[SAR 27] Saravanan, K., Janarthanan, B. Energy and exergy analysis of double exposure box-type solar cooker. IJIRSET, Vol. 3, Issue 6, June 2014.

[PET 28] Petela, R., Exergy of undiluted thermal radiation. Sol. Energy Vol.74, pp. 469, 2003.

[HAY 29] Hayder N. M., Pinar Mengüç M. Exergy efficiency for radiation heat transfer. 3rd International Conference on Engineering Science IOP. Materials Science and Engineering 671 012022 (2020).

[OZT 30] Ozturk, H.Huseyin., "Energy and exergy efficiencies of a solar box-cooker", International Journal of Exergy, Vol.1, Issue.2,pp.202-214, 2004.