

Modélisation du comportement thermique d'un séchoir solaire indirect à circulation forcée d'air

Kamenan Blaise KOUA^{1,2*}, Ekoun Paul Magloire KOFFI¹ et Prosper GBAHA¹

¹ *Institut National Polytechnique Félix Houphouët Boigny, UMRI 58, Laboratoire d'Energies nouvelles et Renouvelables, BP 581 Yamoussoukro, Côte d'Ivoire*

² *Université Félix Houphouët Boigny, UFR SSMT, Laboratoire d'Energie Solaire, 22 BP 582 Abidjan 22, Côte d'Ivoire*

* Correspondance, courriel : kbkoua@yahoo.com

Résumé

Ce travail porte sur la modélisation d'un séchoir solaire indirect réalisé au sein de notre unité de recherche. Il consiste à développer un modèle mathématique permettant de décrire le comportement thermique du séchoir solaire indirect. Le modèle développé est constitué de deux systèmes d'équations non linéaires et fortement couplées traduisant le comportement thermique du capteur solaire et de la chambre de séchage, respectivement. Ces deux systèmes sont des ensembles d'équations thermiques implicites pour l'intervalle de temps considéré et ont été résolus à l'aide de la méthode des différences finies et de celle de Gauss Seidel. La comparaison des résultats de la simulation avec ceux obtenus expérimentalement a montré un accord satisfaisant avec un coefficient de corrélation minimal de 0,994, un pourcentage de déviation inférieur à 1 % et une erreur quadratique moyenne inférieure à 0,8.

Mots-clés : *séchoir solaire indirect, température, modélisation, validation.*

Abstract

Modelling of the thermal behaviour of an indirect solar dryer with forced air convection

This work turns on the modelling of an indirect solar dryer carried out within our research unit. It consists of developing a mathematical model to describe the thermal behaviour of the indirect solar dryer. The developed model consists of two systems of nonlinear equations and strongly coupled translating the thermal behaviour of the solar collector and the drying chamber, respectively. These two systems are sets of implicit thermal equations for the time interval considered and have been solved using the finite difference method and that of Gauss Seidel. The comparison of the simulation results with those obtained experimentally showed a satisfactory agreement with a minimum correlation coefficient of 0.994, a deviation percentage of less than 1 % and an average squared error of less than 0.8.

Keywords : *indirect solar dryer, temperature, modelling, validation.*

Nomenclature*A*: surface des éléments de la chambre de séchage (m^2)*C_p*: chaleur spécifique (J/kgK)*D*: diamètre (m)*e*: épaisseur (m)*h*: coefficient d'échange thermique (W/m^2K)*I*: flux solaire incident (W/m^2)*k*: constante de séchage*L_v*: chaleur latente de vaporisation (kJ/kg)*M*: masse (kg) \dot{m} : débit massique (kg/s)*N_v*: nombre de Nusselt*P_r*: nombre de Prandtl*R_θ*: nombre de Reynolds*S*: surface des éléments du capteur solaire (m^2)*T*: température ($^{\circ}C$)*t*: temps*V*: volume (m^3)*v*: vitesse (m/s)*W*: humidité absolue de l'air (kg eau/*X*: teneur en eau du produit (kg eau/kg m.s.)*x*: coordonnées spatiale (m)**Symboles grecs** α : coefficient d'absorption ε : coefficient d'émission, taux de vide λ : conductivité thermique (W/mK) μ : viscosité dynamique (kg/m.s) ρ : masse volumique (kg/m^3) σ : constante de Stefan-Boltzmann (W/m^2K^4) τ : coefficient de transmission**Indices***a*: air*am*: ambiant*c*: absorbeur, convection*eq*: équilibre*exp*: expérimental*f*: air asséchant*H*: hydraulique*i*: entrée*is*: isolant thermique*O*: initial, sortie*pa*: paroi*pr*: produit*pre*: prédite*r*: rayonnement, réduite*sk*: voute céleste*t*: temps*v*: couverture transparente*w*: vent**1. Introduction**

Le séchage est une opération rencontrée dans beaucoup de secteurs industriels (industries agroalimentaires, industries du bâtiment, traitement du bois, etc.). Une meilleure compréhension des phénomènes physiques intervenant dans cette opération peut permettre d'améliorer et d'optimiser les techniques de séchage. A ce titre, la modélisation du séchage d'un produit s'avère une étape importante pour la bonne compréhension du comportement de ce produit au cours de sa déshydratation [1]. Au cours du processus de séchage, la modélisation mathématique des transferts de chaleur et de matière s'appuie sur les équations de conservation de la chaleur et de la matière [2 - 4]. Le modèle obtenu doit permettre d'étudier le fonctionnement du séchoir solaire afin d'optimiser son dimensionnement et apporter des conseils pour l'utilisation [5]. La modélisation du séchage d'un produit peut être abordée de deux façons différentes : une modélisation à l'échelle du produit qui porte sur une description des processus internes au produit à travers l'étude des isothermes de désorption et des cinétiques de séchage et une modélisation à l'échelle du procédé qui tient compte des interactions entre le produit et son environnement (séchoir solaire et milieu extérieur). La modélisation à l'échelle du produit permet de déterminer les caractéristiques hygroscopiques du produit. La modélisation à l'échelle du procédé amène à développer un modèle numérique afin de prédire l'évolution des variables thermiques des différents éléments du séchoir solaire. En effet, les variables thermiques varient pendant le processus de séchage et dépendent de la localité géographique et des saisons. De

nombreux modèles ont été développés pour décrire les processus de séchage [5 - 7]. La démarche de modélisation utilisée ici est celle des modèles de comportement traduisant une approche macroscopique du problème. Les paramètres sont identifiés directement à partir d'expériences de séchage et l'utilisation des modèles se trouve nécessairement limitée à la plage des conditions expérimentales explorées. L'objectif de cette étude est de développer un modèle mathématique pour le comportement thermique du séchoir solaire indirect à circulation forcée d'air. Ce modèle mathématique doit être utilisé pour simuler la température des différents éléments du séchoir solaire et la température du produit à sécher pendant le processus du séchage. Les résultats obtenus à partir de la simulation peuvent servir de guide pour l'amélioration de la performance thermique du séchoir solaire indirect.

2. Méthodologie

2-1. Description et fonctionnement du séchoir solaire indirect

Le séchoir solaire indirect, conçu et construit au laboratoire des énergies nouvelles et renouvelables de l'Institut polytechnique de Yamoussoukro, comprend une unité de chauffage et une unité de séchage (*Figure 1*). L'unité de chauffage est constituée par un capteur solaire plan à air isolé et à air confiné. Le capteur solaire est orienté vers le Sud et incliné de 7° par rapport à l'horizontal. Le capteur solaire est un système constitué d'une couverture transparente en verre, d'un absorbeur en tôle d'aluminium, d'un matériau isolant en polystyrène et de contreplaqué. L'unité de séchage est constituée d'une chambre de séchage qui, en son intérieur trouve place, en bas, un diffuseur de flux et au-dessus de celui-ci trouvent place les claies. La solution de la cheminée solaire n'ayant pas été retenue pour réduire l'encombrement du séchoir solaire, deux extracteurs d'air (ventilateurs) sont donc utilisés pour renouveler l'air à l'intérieur du séchoir solaire indirect. Le fonctionnement du séchoir solaire indirect est le suivant : exposé aux rayonnements solaires, le capteur solaire à air convertit en chaleur une partie de l'énergie rayonnante reçue par sa surface. L'air circulant dans ce capteur solaire par convection forcée, reçoit une partie de cette énergie thermique par échange convectif. Cet air, avec de meilleures propriétés de séchage, circule du capteur solaire vers la chambre de séchage contenant les claies sur lesquelles sont disposées les fèves de cacao pour le séchage.



Figure 1 : Photo du séchoir solaire indirect expérimental

2-2. Procédure expérimentale

Les expériences ont été réalisées à l'Institut National Polytechnique Félix Houphouët Boigny de Yamoussoukro, capitale politique de la Côte d'Ivoire. Des fèves de cacao fermentées ont été séchées dans le séchoir solaire indirect à circulation forcée d'air. Le séchage est arrêté lorsque les fèves de cacao atteignent la teneur en eau d'équilibre. Cette teneur en eau d'équilibre est obtenue en prolongeant le séchage des fèves de cacao jusqu'à ce qu'aucune variation de masse ne soit observée. Au cours du processus de séchage, le rayonnement solaire global est mesuré à l'aide d'un pyranomètre Kipp et Zonen CM 10. Cet appareil comprend outre la thermopile, un intégrateur numérique permettant la lecture des flux instantanés par affichage numérique, avec une erreur relative d'environ ± 2 %. Les températures à l'intérieur du séchoir solaire indirect sont mesurées à l'aide de thermocouples de type K constitués par le couple de conducteurs (Nickel 10 % Chrome (+) / Nickel 5 % Aluminium (-)). La saisie des données est réalisée manuellement à l'aide d'un thermomètre numérique Voltcraft PL-120-T2. L'ensemble des sondes a subi un ajustement préalable dans la glace fondante et dans de l'eau bouillante. L'erreur absolue sur les mesures de températures faites est de l'ordre de $\pm 0,5$ °C. Les températures sont enregistrées à 8 points du séchoir solaire indirect : entrée et sortie du capteur solaire, température de l'air à l'intérieur du capteur solaire, température de l'absorbeur, température de l'air à l'intérieur de la chambre de séchage, température de la couverture transparente, température ambiante et celle du produit. Les différentes mesures enregistrées sont réalisées toutes les 20 minutes.

2-3. Bilan thermique du séchoir solaire

Le comportement thermique d'un système est résumé par son bilan thermique. Celui-ci, représente la différence entre l'ensemble des flux reçus et celui des flux perdus entre deux instants t_1 et t_2 . Le bilan thermique évoque la notion de flux énergétique qui correspond à la quantité de chaleur, échangée par unité de temps entre deux éléments [8, 9]. Cette quantité peut aussi être rapportée à l'unité de surface, et dans ce cas on parle de densité du flux. Pour chaque élément du séchoir solaire indirect, on applique les bilans énergétiques qui constituent les règles d'évolution de l'état du séchoir pendant une durée de temps. L'application du bilan conduit à des équations, dite équations d'état, dans lesquelles on exprime que la somme algébrique des flux échangés entre un élément et les autres est égale à la variation de l'énergie interne de cet élément par rapport au temps.

2-3-1. Bilan thermique du capteur solaire

Les différents composants du capteur solaire impliquent des échanges de chaleur par conduction, convection et par rayonnement thermique. Les équations de bilan thermique des différents composants du capteur solaire sont basées sur les hypothèses suivantes :

- les propriétés thermodynamiques des matériaux sont constantes et indépendantes de la température ;
- la température de l'air varie uniquement le long de la direction du flux d'air ;
- le flux d'air chauffé à l'intérieur du capteur solaire a une vitesse uniforme ;
- la conduction thermique dans le sens de l'écoulement est négligée,
- le régime est permanent ;
- chacun des éléments constitutifs du capteur solaire se trouve à une température moyenne et l'absorbeur joue un rôle important dans le bilan thermique ;
- la convection naturelle est négligée dans le conduit fermé constitué par la couverture et l'absorbeur ; ce conduit est alors considéré comme une lame d'air isolante ;
- la diffusion de chaleur dans l'air dans la direction de l'écoulement est négligeable.

2-3-1-1. Bilan thermique de la couverture transparente

La couverture transparente reçoit le rayonnement solaire. Une partie de cette énergie est stockée et l'autre partie est absorbée avec un échange thermique par rayonnement et convection avec le milieu ambiant et l'absorbeur. L'échange thermique par conduction à l'intérieur du verre est négligeable. L'état thermodynamique de la couverture transparente est caractérisé par sa température T_v comme variable d'état. **L'Équation** du bilan thermique de la couverture transparente est donc donnée comme suit [3, 10] :

$$\frac{M_v C_{pv}}{S_v} \left(\frac{dT_v}{dt} \right) = \alpha_v I_t + (h_{rcv} + h_{ccv})(T_c - T_v) + h_{rvsk}(T_{sk} - T_v) + h_{cvam}(T_{am} - T_v) \quad (1)$$

2-3-1-2. Bilan thermique de l'absorbeur

L'absorbeur reçoit l'énergie solaire transmise par la couverture transparente. Une partie de cette énergie est stockée avec un échange thermique par convection et rayonnement avec la couverture transparente, par convection avec l'air et par rayonnement avec l'isolant thermique. L'état thermodynamique de l'absorbeur est caractérisé par sa température T_c comme variable d'état. **L'Équation** du bilan thermique de l'absorbeur est donc donnée comme suit [10, 11] :

$$\frac{M_c C_{pc}}{S_c} \left(\frac{dT_c}{dt} \right) = (\alpha \tau)_n I_t + (h_{rcv} + h_{ccv})(T_v - T_c) + h_{rcis}(T_{is} - T_c) + h_{cca}(T_a - T_c) \quad (2)$$

2-3-1-3. Bilan thermique de l'air

L'air circule entre l'absorbeur et l'isolant thermique, ce qui permet son chauffage. L'état thermodynamique de l'air à l'intérieur du capteur solaire est défini par sa température T_a comme variable d'état. **L'Équation** du bilan thermique de l'air est donc donnée comme suit [11] :

$$\rho_a V_a C_{pa} \left(\frac{dT_a}{dt} \right) + m_a C_{pa} (T_0 - T_i) = h_{cca}(T_c - T_a) + h_{cais}(T_{is} - T_a) \quad (3)$$

2-3-1-4. Bilan thermique de l'isolant thermique

L'isolant thermique reçoit de l'énergie par rayonnement de l'absorbeur et par convection du fluide caloporteur (air). Une partie de cette énergie est stockée et l'autre partie est échangée par rayonnement et convection avec le milieu ambiant, par convection avec le fluide caloporteur et par rayonnement avec l'absorbeur. La conduction thermique à l'intérieur de l'isolant thermique est négligeable. L'état thermodynamique de l'isolant thermique est caractérisé par sa température T_{is} comme variable d'état. **L'Équation** du bilan thermique de l'isolant thermique est donc donnée comme suit [11] :

$$\frac{M_{is} C_{pis}}{S_{is}} \left(\frac{dT_{is}}{dt} \right) = (h_{risam} + h_{cisam})(T_{am} - T_{is}) + h_{cais}(T_a - T_{is}) + h_{rcis}(T_c - T_{is}) \quad (4)$$

2-3-2. Bilan thermique de la chambre de séchage

Deux modes de transferts sont mis en jeu : thermique et massique. Leur étude nécessite la connaissance des coefficients de transfert et des surfaces d'échange. En supposant que les transferts se font uniquement dans

le sens de l'écoulement de l'air dans la chambre de séchage, le problème devient à évolution unidimensionnelle. Pour simplifier l'étude des transferts de chaleur et de masse couplés dont la chambre de séchage est le siège, on suppose valables les hypothèses suivantes:

- les échanges radiatifs à l'intérieur du séchoir sont négligés ;
- les échanges thermiques relatifs aux claies sont négligés ;
- le transfert de chaleur entre produits est négligeable ;
- le flux d'air reste constant à travers la couche de produits ;
- les propriétés de l'air asséchant sont constantes ;
- l'ensemble des produits est considéré comme un milieu homogène qui sera caractérisé par sa température de surface ;
- la température et la teneur en eau à l'intérieur du produit sont supposées uniformes ;
- les produits à sécher sont sphériques ;
- la porosité du séchoir chargé en produits reste constante au cours du séchage ;
- les parois ont des températures uniformes ;
- les variations temporelles de la température de l'air sont négligeables devant celles du produit ;
- les produits sont à la même température et présentent la même teneur en eau.

En tenant compte des hypothèses précédentes et en considérant que la chambre de séchage est divisée en un certain nombre de tranches fictives, dans la direction de l'écoulement de l'air asséchant, les équations qui régissent les échanges thermiques et massiques de la chambre de séchage se traduisent par :

2-3-2-1. Bilan thermique de l'air asséchant

Le flux d'air chaud dans la chambre de séchage conduit à un échange thermique entre cet air chauffé, le produit à sécher et les parois internes de la chambre de séchage. L'état thermodynamique de l'air asséchant est caractérisé par sa température T_f comme variable d'état. **L'Équation** du bilan thermique de l'air asséchant dans la chambre de séchage est donc donnée par [12, 13] :

$$\rho_a v_a C_{pa} \left(\frac{dT_f}{dt} \right) = \dot{m}_a C_{pa} (T_0 - T_f) + h_{c\text{pr}} A_{pr} (T_{pr} - T_f) + h_{c\text{pa}} A_{pa} (T_{pa} - T_f) \quad (5)$$

2-3-2-2. Bilan thermique du produit

Le produit à sécher reçoit la chaleur transmise par l'air asséchant. Une partie de cette chaleur est stockée par le produit et l'autre partie permet d'évaporer son eau. L'état thermodynamique du produit à sécher est caractérisé par sa température T_{pr} comme variable d'état. **L'Équation** du bilan thermique du produit à sécher contenu dans la chambre de séchage est donnée par [2, 12, 13] :

$$M_{pr} C_{ppr} \left(\frac{dT_{pr}}{dt} \right) = h_{c\text{pr}} A_{pr} (T_f - T_{pr}) + L_v M_{\text{sec}} \frac{dX}{dt} \quad (6)$$

2-3-2-3. Bilan thermique de la paroi de la chambre de séchage

La variation de l'énergie interne des parois de la chambre de séchage est due à un échange thermique par convection avec l'air asséchant et par conduction entre l'air asséchant et l'air ambiant à travers les parois. L'état thermodynamique de la paroi de la chambre de séchage est caractérisé par sa température T_{pa} comme variable d'état. **L'Équation** du bilan thermique de la paroi de la chambre de séchage est donc défini comme suit [2, 13] :

$$\frac{M_{pa} C_{ppa}}{A_{pa}} \left(\frac{dT_{pa}}{dt} \right) = h_{cfa} (T_f - T_{pa}) + h_{dpa} (T_{am} - T_{pa}) \quad (7)$$

2-4. Coefficients d'échange thermique

2-4-1. Au niveau du capteur solaire

Les échanges thermiques au sein du capteur solaire se font selon les trois modes de transfert thermique, à savoir par convection, par conduction et par rayonnement.

2-4-1-1. Transfert thermique par convection

Le transfert convectif dû à l'effet du vent et de l'air ambiant sur une plaque plane (face avant ou arrière d'un capteur solaire) est donné par ***l'Équation*** suivante [14] :

$$h_w = 5,67 + 3,86v_v \quad (8)$$

Le coefficient de transfert thermique par convection entre l'absorbeur et l'air est donné par ***l'Équation (9)***. Il s'agit d'un échange par convection forcée.

$$h_{cca} = \frac{N_u \lambda_a}{D_H} \quad (9)$$

Le nombre de Nusselt se calcule à partir de la corrélation suivante [15] :

$$N_u = 0,812 R_e^{0,463} P_r^{0,4} \quad (10)$$

Le nombre de Reynolds R_e et celui de Prandtl P_r sont calculés comme suit [15] :

$$R_e = \frac{\rho_a v_a D_H}{\mu_a} \quad \text{et} \quad P_r = \frac{\mu_a C_{pa}}{\lambda_a} \quad (11)$$

Le diamètre hydraulique ou longueur caractéristique de l'écoulement est donné par :

$$D_H = \frac{4 \cdot \text{Section}}{\text{Périmètre}} = \frac{2 \cdot \text{largeur} \cdot \text{épaisseur}}{\text{largeur} + \text{épaisseur}} \quad (12)$$

Le coefficient de transfert thermique par convection entre l'isolant thermique et le fluide caloporteur (air) est égal à celui entre l'absorbeur et l'air.

$$h_{cca} = h_{cais} \quad (13)$$

La lame d'air située entre la couverture transparente et l'absorbeur se comporte comme un isolant thermique. Donc, le coefficient de transfert thermique par convection entre la couverture transparente et l'absorbeur est donné par :

$$h_{ccv} = \frac{\lambda_a}{e_a} \quad (14)$$

Le coefficient de transfert thermique par convection entre la couverture transparente et l'air ambiant est égal à celui entre l'isolant thermique et l'air ambiant. Ce transfert thermique, dû à l'effet du vent et de l'air ambiant, est donné par [5] :

$$h_{cvam} = h_{cisam} = h_w = 5,67 + 3,86v_v \quad (15)$$

2-4-1-2. Transfert thermique par conduction

Ce mode de transfert se fait au sein d'un milieu solide sous l'influence d'une différence de température et sans déplacement de matière. La propagation de la chaleur se fait selon deux mécanismes : par les électrons libres et par les vibrations des atomes ou molécules. Le coefficient de transfert thermique par conduction à travers l'isolant thermique du capteur solaire est donné par :

$$h_{d, is} = \frac{\lambda_{is}}{e_{is}} \quad (16)$$

Cependant, la conduction thermique à l'intérieur de l'isolant thermique est supposée négligeable.

2-4-1-3. Transfert thermique par rayonnement

Le transfert d'énergie par rayonnement se fait sous forme d'ondes électromagnétiques sans déplacement de matière et sans contact entre les objets ou les milieux qui échangent l'énergie. Le coefficient de transfert thermique par rayonnement entre la couverture transparente et la voûte céleste est donné par [3, 10] :

$$h_{rvsk} = \sigma \varepsilon_v (T_v + T_{sk})(T_v^2 + T_{sk}^2) \quad (17)$$

T_{sk} est la température de la voûte céleste et est donnée par la relation de Swinbank [16] :

$$T_{sk} = 0,0552 T_{am}^{1,5} \quad (18)$$

Le coefficient de transfert thermique par rayonnement entre la couverture transparente et l'absorbeur est donné par [10, 17] :

$$h_{rev} = \frac{\sigma (T_v + T_c)(T_v^2 + T_c^2)}{\frac{1}{\varepsilon_c} + \frac{1}{\varepsilon_v} - 1} \quad (19)$$

Le coefficient de transfert thermique par rayonnement entre l'absorbeur et l'isolant thermique est donné par [17] :

$$h_{reis} = \frac{\sigma (T_c + T_{is})(T_c^2 + T_{is}^2)}{\frac{1}{\varepsilon_c} + \frac{1}{\varepsilon_{is}} - 1} \quad (20)$$

Le coefficient de transfert thermique par rayonnement entre l'air ambiant et l'isolant thermique est donné par :

$$h_{risam} = \sigma \varepsilon_{is} (T_{is} + T_{am})(T_{is}^2 + T_{am}^2) \quad (21)$$

2-4-2. Au niveau de la chambre de séchage

Le coefficient de transfert thermique par convection entre l'air asséchant et le produit est donné par [2, 10] :

$$h_{cpr} = \frac{N_u \lambda_a}{D_{pr}} \tag{22}$$

Le nombre de Nusselt N_u se calcule à partir de la corrélation suivante [18] :

$$N_u = 2 + 0,03 R_e^{0,54} P_r^{0,33} + 0,35 R_e^{0,58} P_r^{0,36} \tag{23}$$

avec, $R_e = \frac{\rho_a v_{pr} D_{pr}}{\mu_a}$

v_{pr} est la vitesse de l'air autour du produit et est calculée comme suit [18] :

$$v_{pr} = \frac{v_{ach}}{\varepsilon} \tag{24}$$

ε étant la porosité ou le taux de vide donné par :

$$\varepsilon = 1 - \frac{N_{pr} \pi D_{pr}^2}{6.l_{arg\ eur} .profondeur} \tag{25}$$

Le coefficient de transfert thermique par convection entre l'air asséchant et les parois internes de la chambre de séchage est donné par :

$$h_{cfa} = \frac{N_u \lambda_a}{D_H} \tag{26}$$

où, D_H est le diamètre hydraulique donné par la relation suivante :

$$D_H = \frac{4S_{surf}}{2(L_{arg\ eur} + Pr\ ofondeur)} \tag{27}$$

Le coefficient de transfert thermique par conduction h_{dpa} à travers les parois de la chambre de séchage est donné par [13] :

$$h_{dpa} = \frac{\lambda_{pa}}{e_{pa}} \tag{28}$$

2-5. Résolution numérique des systèmes d'équations de transfert thermique

Les *Équations* du bilan thermique du capteur solaire et de la chambre de séchage forment un système d'*Équations* différentielles du premier ordre de type :

$$\frac{dy}{dt} = f_i(t, y_1(t), y_2(t), \dots, y_n(t)) \tag{29}$$

La méthode des différences finies a été choisie pour la résolution numérique des *Équations* thermiques développées.

2-5-1. Étude numérique des équations du capteur solaire

La discrétisation des **Équations** au niveau du capteur solaire permet d'obtenir un système de quatre **Équations** thermiques à quatre inconnues, présenté sous la forme matricielle suivante :

$$\begin{pmatrix} b_{11} & b_{12} & 0 & 0 \\ b_{21} & b_{22} & b_{23} & b_{24} \\ 0 & b_{32} & b_{33} & b_{34} \\ 0 & b_{42} & b_{43} & b_{44} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} T_v^{t+\Delta t} \\ T_c^{t+\Delta t} \\ T_a^{t+\Delta t} \\ T_{is}^{t+\Delta t} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} r_1 \\ r_2 \\ r_3 \\ r_4 \end{pmatrix} \quad (30)$$

avec,

$$\begin{aligned} b_{11} &= \frac{M_v C_{pv}}{\Delta t S_v} + h_{rev} + h_{ccv} + h_{rvsk} + h_{cvam} & b_{12} &= -h_{rev} & b_{21} &= -(h_{rev} + h_{ccv}) \\ b_{22} &= \frac{M_c C_{pc}}{\Delta t S_c} + h_{rev} + h_{ccv} + h_{rcis} + h_{cca} & b_{23} &= b_{32} = -h_{cca} & b_{24} &= b_{42} = -h_{rcis} \\ b_{33} &= \frac{\rho_a V_a C_{pa}}{\Delta t} + h_{cca} + h_{cais} & b_{34} &= b_{43} = -h_{cais} & b_{44} &= \frac{M_{is} C_{pis}}{\Delta t S_{is}} + h_{risam} + h_{cisam} + h_{cais} + h_{rcis} \\ r_1 &= \frac{M_v C_{pv}}{\Delta t S_v} T_v^t + \alpha_v I_t + h_{rvsk} T_{sk} + h_{cvam} T_{am} & r_2 &= \frac{M_c C_{pc}}{\Delta t S_c} T_c^t + (\alpha\tau) I_t \\ r_3 &= \frac{\rho_a V_a C_{pa}}{\Delta t} T_a^t + m_a C_{pa} (T_0 - T_i) & r_4 &= \frac{M_{is} C_{pis}}{\Delta t S_{is}} T_{is}^t + (h_{risam} + h_{cisam}) T_{am} \end{aligned}$$

2-5-2. Étude numérique des équations de la Chambre de séchage

La discrétisation des équations au niveau de la chambre de séchage permet d'obtenir un système de trois **Équations** thermiques à trois inconnues, présenté sous la forme matricielle suivante :

$$\begin{pmatrix} c_{11} & c_{12} & 0 \\ c_{21} & c_{22} & c_{23} \\ 0 & c_{32} & c_{33} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} T_{pr}^{t+\Delta t} \\ T_f^{t+\Delta t} \\ T_{pa}^{t+\Delta t} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} s_1 \\ s_2 \\ s_3 \end{pmatrix} \quad (31)$$

$$\begin{aligned} c_{11} &= \frac{M_{pr} C_{ppr}}{\Delta t} + h_{cpr} A_{pr} & c_{12} &= c_{21} = -h_{cpr} A_{pr} & c_{22} &= \frac{\rho_a V_a C_{pa}}{\Delta t} + m_a C_{pa} + h_{cpr} A_{pr} + h_{cfa} A_{pa} \\ c_{23} &= -h_{cfa} A_{pa} & c_{32} &= -h_{cfa} & c_{33} &= \frac{M_{pa} C_{ppa}}{\Delta t A_{pa}} + h_{cfa} + h_{dpa} \\ s_1 &= \frac{M_{pr} C_{ppr}}{\Delta t} T_{pr}^t + L_v M_{sec} \frac{dX}{dt} & s_2 &= \frac{\rho_a V_a C_{pa}}{\Delta t} T_f^t + m_a C_{pa} T_0 & s_3 &= \frac{M_{pa} C_{ppa}}{\Delta t A_{pa}} T_{pa}^t + h_{dpa} T_{am} \end{aligned}$$

Ces deux systèmes d'équations thermiques ont été résolus à l'aide de la méthode de Gauss Seidel. Les solutions de ces deux systèmes permettent de calculer la température de la couverture transparente, de l'absorbeur, de l'air à l'intérieur du capteur solaire, du produit à sécher, de l'air asséchant, de l'isolant thermique et de la paroi de la chambre de séchage à chaque intervalle de temps Δt . Un programme de calcul numérique développé avec MATLAB version R2016a a été utilisé pour résoudre les systèmes d'équations thermiques obtenus.

Pour le capteur solaire

$$\begin{cases} T_v^{t+\Delta t} = \frac{1}{b_{11}}(r_1 - b_{12} T_c^t) \\ T_c^{t+\Delta t} = \frac{1}{b_{22}}(r_2 - b_{21} T_v^{t+\Delta t} - b_{23} T_a^t - b_{24} T_{is}^t) \\ T_a^{t+\Delta t} = \frac{1}{b_{33}}(r_3 - b_{32} T_c^{t+\Delta t} - b_{34} T_{is}^t) \\ T_{is}^{t+\Delta t} = \frac{1}{b_{44}}(r_4 - b_{42} T_c^{t+\Delta t} - b_{43} T_a^{t+\Delta t}) \end{cases} \quad (32)$$

Pour la chambre de séchage

$$\begin{cases} T_{pr}^{t+\Delta t} = \frac{1}{c_{11}}(s_1 - c_{12} T_f^t) \\ T_f^{t+\Delta t} = \frac{1}{c_{22}}(s_2 - c_{21} T_{pr}^{t+\Delta t} - c_{23} T_{pa}^t) \\ T_{pa}^{t+\Delta t} = \frac{1}{c_{33}}(s_3 - c_{32} T_f^{t+\Delta t}) \end{cases} \quad (33)$$

A l'instant initiale t_0 , on a :

$$\begin{aligned} T_v^{t_0} &= 30,8 \text{ } ^\circ\text{C} & T_c^{t_0} &= 35,6 \text{ } ^\circ\text{C} & T_a^{t_0} &= 33,6 \text{ } ^\circ\text{C} & T_{is}^{t_0} &= 25,6 \text{ } ^\circ\text{C} \\ T_{pr}^{t_0} &= 26,2 \text{ } ^\circ\text{C} & T_f^{t_0} &= 30,6 \text{ } ^\circ\text{C} & T_{pa}^{t_0} &= 27,5 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

3. Résultats et discussion

3-1. Paramètres météorologiques

La **Figure 2** illustre l'évolution de la température ambiante et des composantes directes, diffuses et globales du rayonnement solaire reçu sur une surface horizontale.

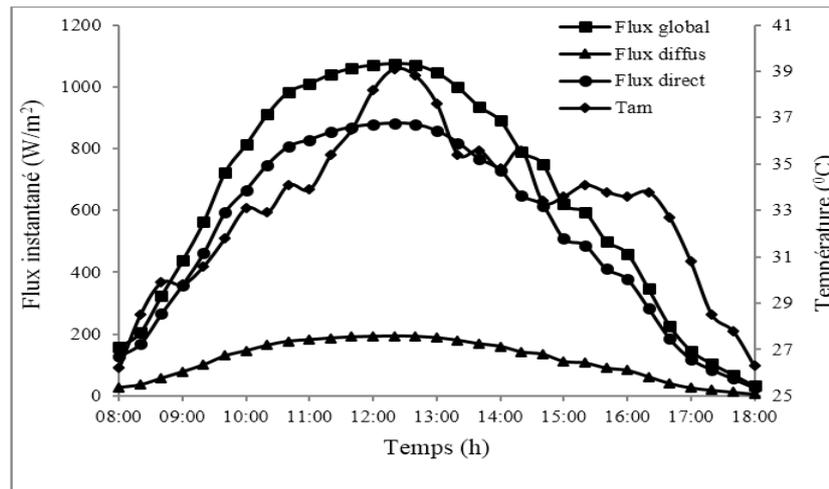


Figure 2 : Variation de la température ambiante et des composantes du flux solaire en fonction du temps

La **Figure 2** montre que la température ambiante et les flux solaires (direct, diffus et global) évoluent de manière croissante jusqu'à une valeur maximale, aux environs de 12 h, avant de décroître. La température ambiante maximale enregistrée est de $39,1^{\circ}\text{C}$ à 12 h 20 min. Le flux solaire global maximum, le flux solaire direct maximum et le flux solaire diffus maximum sont de 1075 W/m^2 , $881,5\text{ W/m}^2$ et $193,5\text{ W/m}^2$, respectivement. D'une manière générale, la température ambiante et les différents flux fluctuent dans le même sens. Ils atteignent leur valeur maximale et leur valeur minimale au même moment de la journée.

3-2. Évolution des différentes températures au cours du séchage

La **Figure 3** montre que la température de l'air à l'intérieur du capteur solaire, la température de la couverture transparente et de celle de l'absorbeur évoluent de manière croissante pour atteindre une valeur maximale à 12 h 20 min avant de décroître. Les valeurs maximales enregistrées pour la température de l'air à l'intérieur du capteur solaire, la température de la couverture transparente et de celle de l'absorbeur sont $69,8^{\circ}\text{C}$, $63,7^{\circ}\text{C}$ et $79,6^{\circ}\text{C}$, respectivement. Ces différentes températures sont nettement supérieures à la température ambiante. L'écart entre la température de l'air à l'intérieur du capteur solaire et la température ambiante atteint 30°C à certaines heures de la journée.

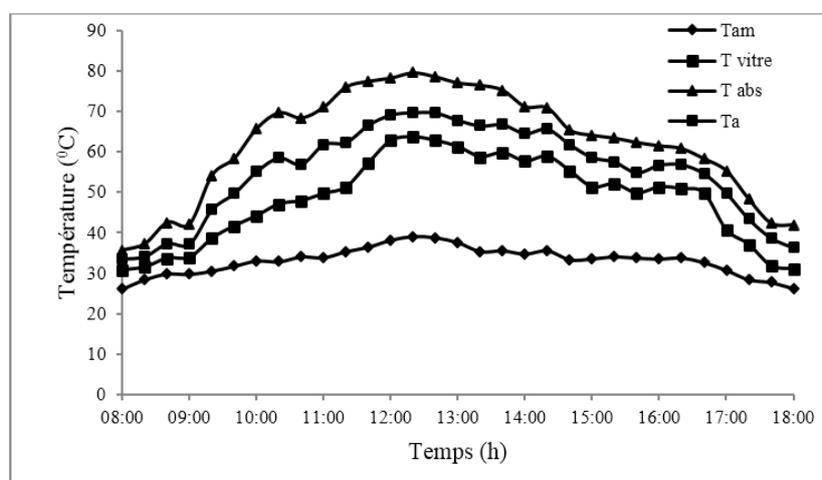


Figure 3 : Variation de la température ambiante, de la température de l'air à l'intérieur du capteur solaire, de la température de la couverture transparente et de celle de l'absorbeur en fonction du temps

Comme il est clair, l'augmentation du flux solaire entraîne une augmentation de ces différentes températures. Cependant, la température de l'absorbeur est toujours supérieure à celle des autres composants. Ces résultats ont été rapportés par d'autres auteurs [5, 19, 20]. La **Figure 4** montre que la température de l'air à la sortie du capteur solaire et de celle de l'air à l'intérieur de la chambre de séchage croissent pour atteindre leur valeur maximale à 12 h 20 min avant de décroître. La température maximale de l'air à la sortie du capteur solaire et la température maximale de l'air à l'intérieur de la chambre de séchage sont de 66,5 °C et 60,3 °C, respectivement. L'écart entre la température de l'air à l'intérieur de la chambre de séchage et la température ambiante peut atteindre 21 °C à certaines heures de la journée. Plus le flux solaire incident est élevé, plus la température de l'air à la sortie du capteur solaire est élevée [5]. L'augmentation de la température de l'air à la sortie du capteur solaire entraîne une augmentation de la température de l'air à l'intérieur de la chambre de séchage comme le montre la **Figure 4**. [21] mentionne que l'augmentation de la température de l'air de 1 °C dans une chambre de séchage fermée peut faire diminuer l'humidité relative de l'air jusqu'à 3 %. L'air à l'intérieur de la chambre de séchage a donc un pouvoir d'absorption plus élevé que celui de l'air ambiant, et ce, compte tenu de la température de l'air à l'intérieur de la chambre de séchage. Le pouvoir d'absorption de l'air est un facteur d'accélération de l'évaporation de l'eau du produit à sécher.

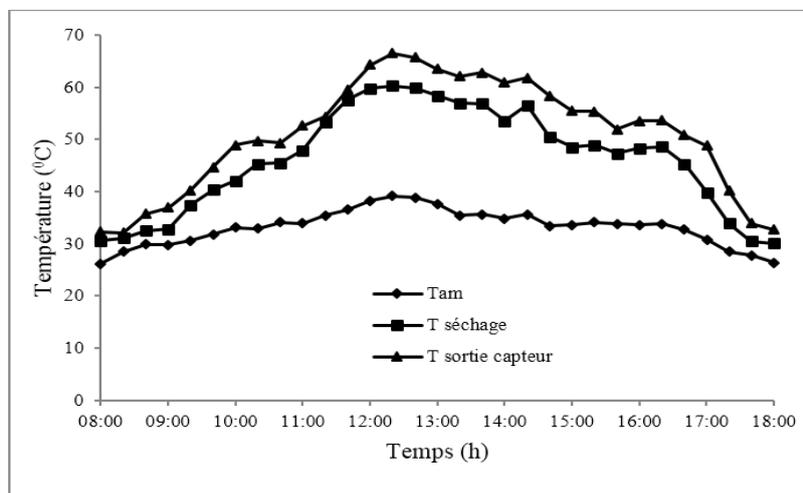


Figure 4 : Variation de la température ambiante, de la température de l'air à la sortie du capteur solaire et de celle de l'air à l'intérieur de la chambre de séchage en fonction du temps

3-3. Validation du modèle numérique

La validation du modèle numérique a été effectuée en utilisant les données expérimentales d'une journée ensoleillée (ciel clair). Les valeurs des différents coefficients de transfert thermique par convection, rayonnement et conduction, intervenant dans le modèle numérique, sont consignées dans le **Tableau 1**.

Tableau 1 : Valeurs des coefficients de transfert thermique en W/m^2K

Capteur solaire										Chambre de séchage		
h_{rcv}	h_{rcis}	h_{risam}	h_{rvsk}	h_{cca}	h_{cvam}	h_{cisam}	h_{cais}	h_{ccv}	h_{dis}	h_{cpr}	h_{cfa}	h_{dpa}
7,34	0,31	0,27	5,98	15,05	9,57	9,57	15,05	1,05	0,84	39,80	2,03	8,33

Pour valider le modèle numérique, les valeurs de différentes températures obtenues à partir du modèle ont été comparées aux valeurs expérimentales. Les critères de comparaison utilisés pour évaluer l'acceptabilité du modèle numérique en termes de description des valeurs expérimentales sont le coefficient de corrélation r^2 , le pourcentage de déviation E (*Équation(34)*) et l'erreur quadratique moyenne S (*Équation (35)*).

$$E = \frac{100}{N} \sum_{i=1}^N \frac{|X_{eq,exp} - X_{eq,pre}|}{X_{eq,exp}} \quad (34)$$

$$S = \left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (X_{eq,exp} - X_{eq,pre})^2 \right]^{1/2} \quad (35)$$

Un modèle est considéré comme acceptable lorsque son pourcentage de déviation E est inférieur à 10 %, son erreur quadratique moyenne S est faible et son coefficient de corrélation r^2 est proche de 1. Les **Figures 5 à 11** montrent une comparaison typique entre les valeurs prédites par le modèle numérique et les valeurs expérimentales de température. Les valeurs prédites par le modèle numérique sont regroupées autour d'une ligne droite passant par l'origine des axes. Donc, ces **Figures 5 à 11** illustrent bien qu'il existe un excellent accord entre les valeurs expérimentales de température et celles prédites par le modèle numérique. En plus, les critères de comparaison, consignés dans le **Tableau 2**, confirment cet excellent accord entre les valeurs expérimentales de température mesurée à différents endroits du séchoir solaire indirect et celles prédites par le modèle numérique. En effet, les valeurs du coefficient de corrélation r^2 sont comprises entre 0,994 et 0,998 pour toutes les différentes températures. Les valeurs de E et S sont inférieures à 1 % et 0,8, respectivement.

Tableau 2 : Valeurs des critères de comparaison

	Capteur solaire				Chambre de séchage		
	T_v	T_c	T_a	T_{is}	T_{pr}	T_f	T_{pa}
r^2	0,997	0,997	0,998	0,994	0,996	0,995	0,994
E (%)	0,76	0,49	0,34	0,50	0,40	0,73	0,39
S	0,59	0,75	0,52	0,54	0,45	0,72	0,41

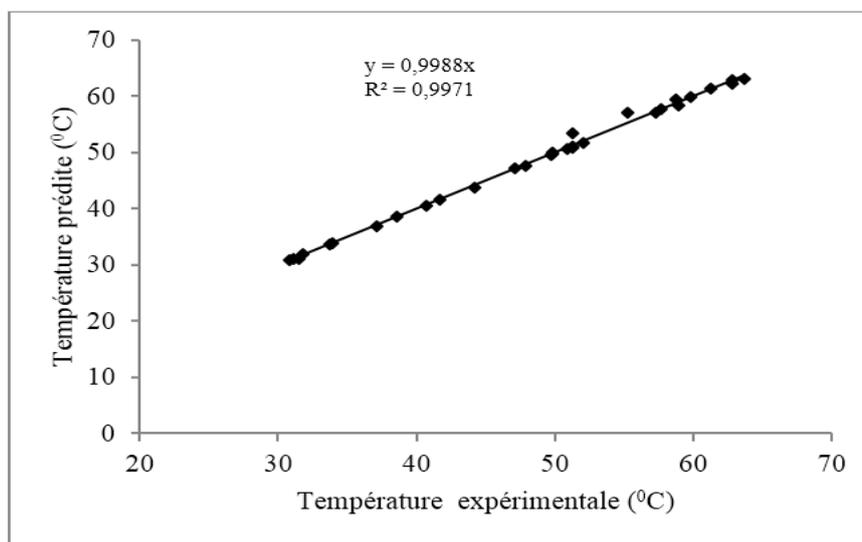


Figure 5 : Température de la couverture transparente prédite par le modèle en fonction de sa température expérimentale

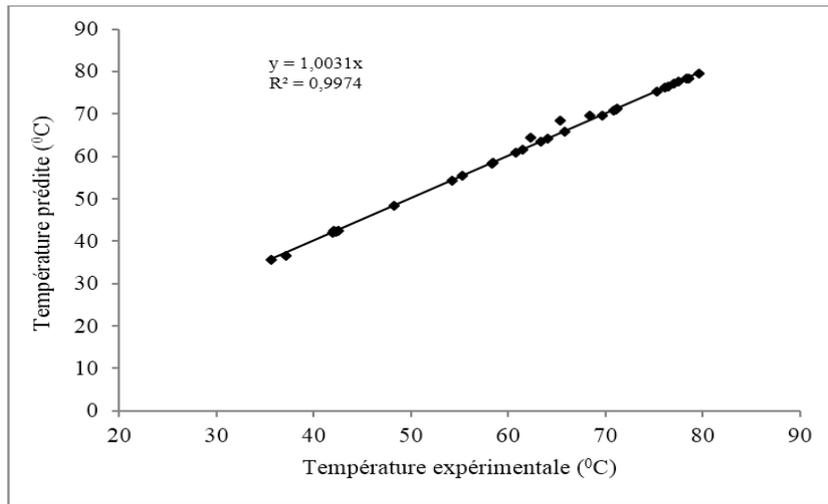


Figure 6 : *Température de l'absorbeur prédite par le modèle en fonction de sa température expérimentale*

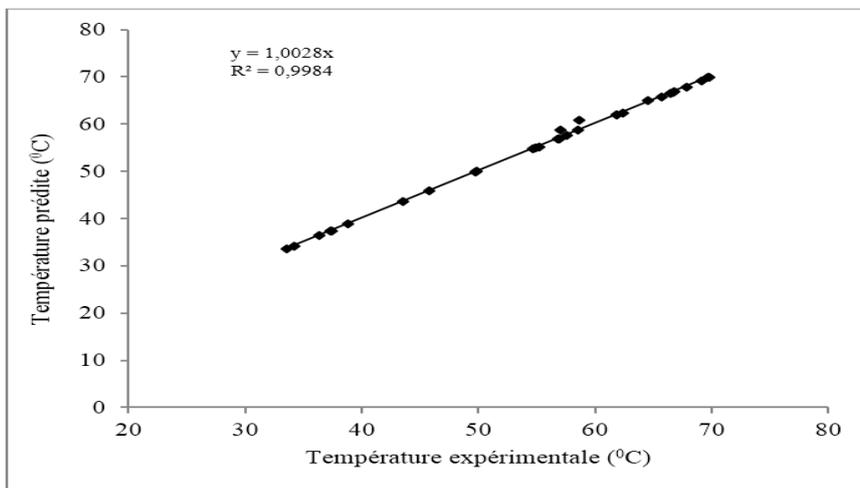


Figure 7 : *Température de l'air à l'intérieur du capteur solaire prédite par le modèle en fonction de la température expérimentale*

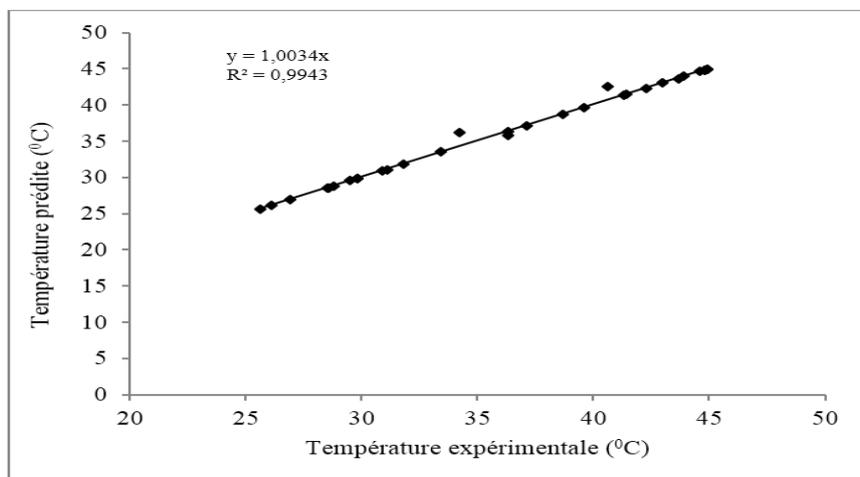


Figure 8 : *Température de l'isolant thermique prédite par le modèle en fonction de sa température expérimentale*

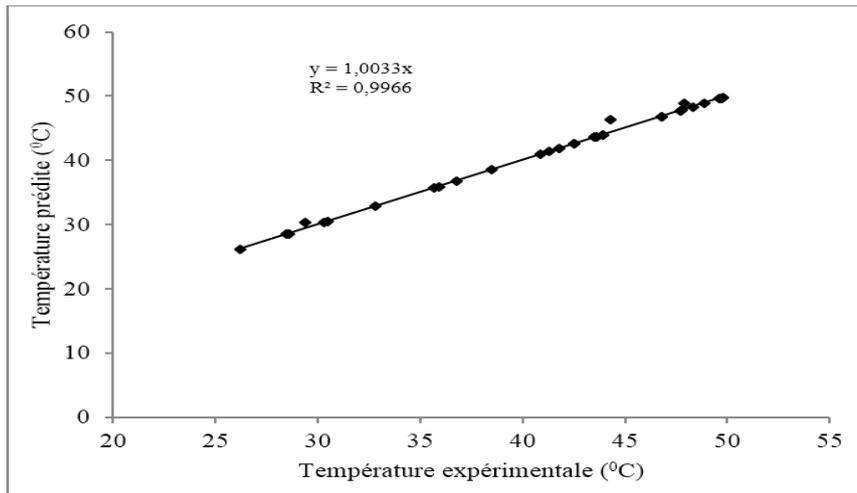


Figure 9 : *Température de la fève de cacao prédite par le modèle en fonction de sa température expérimentale*

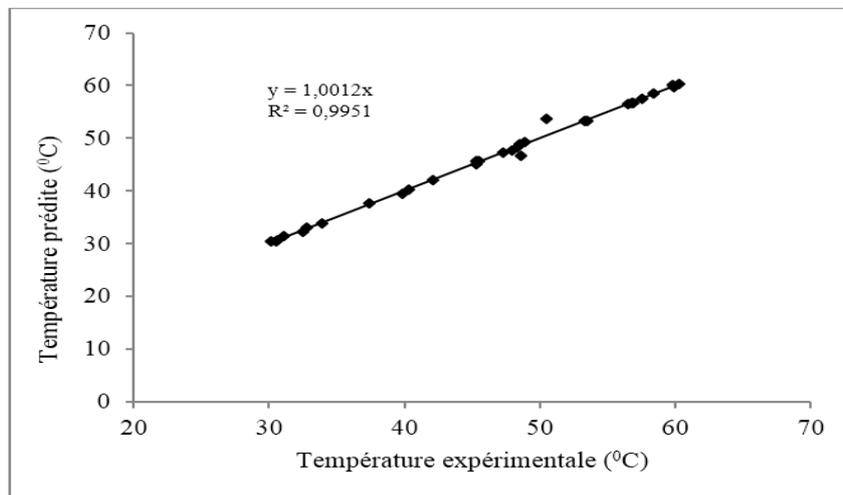


Figure 10 : *Température de l'air asséchant prédite par le modèle en fonction de la température expérimentale*

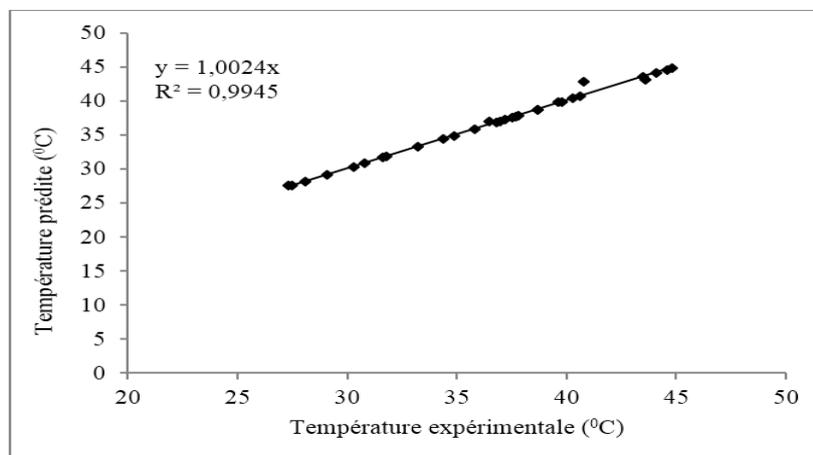


Figure 11 : *Température de la paroi interne de la chambre de séchage prédite par le modèle en fonction de sa température expérimentale*

4. Conclusion

Un modèle numérique basé sur le bilan thermique du capteur solaire et de la chambre de séchage a été développé pour prédire le comportement thermique du séchoir solaire indirect. Pour ce faire, les différents coefficients de transfert thermique par convection, rayonnement et conduction, intervenant dans le modèle numérique ont été calculés. Une comparaison des valeurs expérimentales de température mesurée à différents endroits du séchoir solaire indirect avec celles prédites par le modèle numérique a montré un excellent accord. Les valeurs du coefficient de corrélation sont comprises entre 0,994 et 0,998 pour toutes les différentes températures avec un pourcentage de déviation inférieur à 1 % et une erreur quadratique moyenne inférieure à 0,8. Ce modèle numérique peut donc être utilisé pour fournir des données pour la conception d'un séchoir solaire indirect.

Références

- [1] - M. A. KARIM AND M. N. A. HAWLADER, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48 (2005) 4914 - 4925
- [2] - F. HAMMAMI, S. BEN MABROUK and A. MAMI, *Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems*, 22 (3) (2016) 207 - 220
- [3] - P. S. CHAUHAN, A. KUMAR, B. GUPTA, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 75 (2017) 548 - 558
- [4] - M. HEMIS, A. BETTAHAR, C. B. SINGH, D. S. BRUNEAU and D. S. JAYAS, *Drying Technology*, 27 (10) (2009) 1142 - 1151
- [5] - S. JANJAI, S. SRISITTIPOKAKUN and S. BALA, *Energy*, 33 (2008) 91 - 103
- [6] - M. A. HOSSAIN, B. K. BALA and J. L. WOODS, *Energy*, 24 (3) (2005) 143 - 153
- [7] - E. BARATI and J. A. ESFAHANI, *Energy*, 36 (2011) 2294 - 2301
- [8] - F. J. GOMEZ-DE LA CRUZ, P. J. CASANOVA-PELAEZ, J. M. PALOMAR-CAMICERO, F. CRUZ-PERAGON, *Applied Thermal Engineering*, 80 (2015) 362 - 373
- [9] - K. KABIDI, "Expérimentation et modélisation du comportement énergétique et thermique d'un séchoir solaire sous le climat de la région de Rabat", Thèse, Université Mohammed V - Agdal, Rabat, (2014) 220 p.
- [10] - K. B. KOUA, P. GBAHA, E. P. M. KOFFI, W. F. FASSINOUE and S. TOURE, *Indian Journal of Science and Technology*, 4 (12) (2011) 1609 - 1618
- [11] - F. A. NEBA, Y. J. NONO, *Computers and Chemical Engineering*, 104 (2017) 128 - 140
- [12] - S. B. MABROUK, B. KHIARI and M. SASSI, *Applied Thermal Engineering*, 26 (2006) 2110 - 2118
- [13] - J. R. WELTY, G. L. RORRER, C. E. WICKS and R. E. WILSON, "Fundamentals of Momentum, Heat and Mass Transfer", *Fifth ed.*, Wiley, Hoboken, NJ, (2008)
- [14] - W. H. MAC ADAMS, "Heat transmission", *3^d ed. Mc Graw Hill*, New York, (1954)
- [15] - S. SINGH and S. KUMAR, *Energy Conversion and Management*, 64 (2012) 403 - 414
- [16] - W. C. SWINBANK, "Long wave radiation from clear skies", *QJ Roy Meteor SOC*, (1963)
- [17] - H. BELAHYA, D. HALASSA and A. BOUBEKRI, "Simulation numérique d'un séchoir solaire désigné au produit agroalimentaire", 5^{ème} Séminaire Maghrébin sur les Sciences et les Technologies du Séchage (SMSTS'2015) Ouargla (Algérie), du 22 au 24 Novembre, (2015)
- [18] - C. RATTI and A. S. MUJUMDAR, *Solar Energy*, 60 (3 - 4) (1997) 151 - 157
- [19] - O. NEMATOLLAHI, P. ALAMDARI and M. R. ASSARI, *Energy Conversion and Management*, 78 (2014) 359 - 366
- [20] - D.-S. LEE, T.-C. HUNG, J.-R. LIN and J. ZHAO, *Applied Energy*, 154 (2015) 651 - 662
- [21] - C. SKAAR, "Wood-water relations", *Springer series in Wood Science*. Springer Verlag, (1988) 278 p.