

Modélisation thermodynamique d'un récepteur tubulaire pour concentrateurs solaires de type linéaire

Joseph Kessel Pombe ^{#1}, Camelia Stanciu ^{*}, Haman-Djalo ^{**}, Viorel Badescu ^{*}, Beda Tibi ^{**}

[#]*Département de Physiques, Université de Maroua*
B.P. : 46-Maroua, Cameroun
¹kesselpombe@yahoo.fr

^{*}*Faculty of Mechanical Engineering and Mechatronics*
Polytechnic University of Bucharest Splaiul Independentei, 313, 060042 Romania

^{**}*Faculté des Sciences, Université de Ngaoundéré*
B.P. : 454-Ngaoundéré, Cameroun

Résumé— Ce travail résume une résolution numérique du bilan thermique d'un récepteur tubulaire pour concentrateurs solaires de type linéaire utilisant l'air comme fluide caloporteur. En considérant les flux énergétiques et les températures variables en longueur et en temps, nous avons obtenu trois équations aux dérivées partielles d'ordre 2 des températures de chaque élément du récepteur tubulaire. La résolution de ces équations a été faite sous Matlab, par l'outil pdepe. Le modèle prend en compte les pertes produites par la structure du récepteur tubulaire, les échanges thermiques, les sensibilités sur le débit volumique du fluide caloporteur et sur la longueur du récepteur ainsi que les températures à la sortie du récepteur tubulaire à un instant donné.

Mot clés— Modélisation thermodynamique, récepteur tubulaire, pdepe.

I. INTRODUCTION

Les procédés de conversion thermodynamique de l'énergie solaire de type linéaire consistent à coupler un capteur à concentration à une machine génératrice d'énergie mécanique. La liaison entre la partie optique et la partie thermodynamique du procédé se fait par le biais d'un récepteur thermique. Le réflecteur concentre le rayonnement solaire direct sur le récepteur tubulaire. Ce dernier absorbe l'énergie du rayonnement solaire et s'échauffe. Cette chaleur est directement transmise à un fluide caloporteur et évacué immédiatement le long du tube absorbeur sous haute température pour alimenter un moteur. L'enveloppe de verre autour du récepteur tubulaire, minimise les pertes radiatives et convectives sous l'effet de serre. Ce travail traduit une réflexion sur les flux énergétiques et échanges thermiques entre les éléments constitutifs d'un récepteur tubulaire à air. Les hypothèses admises dans le cadre de ce travail, ont donné lieu à trois équations aux dérivées partielles d'ordre 2 des températures des différents éléments du récepteur tubulaire. En découpant le récepteur tubulaire par tranches, la résolution s'est faite sous Matlab.

II. PRINCIPALES TECHNOLOGIES DE CONVERSION THERMODYNAMIQUE DE L'ENERGIE SOLAIRE DE TYPE LINEAIRE

Les figures 1 et 2 présentent les principales technologies solaires de conversion thermodynamique de l'énergie solaire de type linéaire, utilisant un récepteur tubulaire sur lequel le rayonnement solaire est concentré.

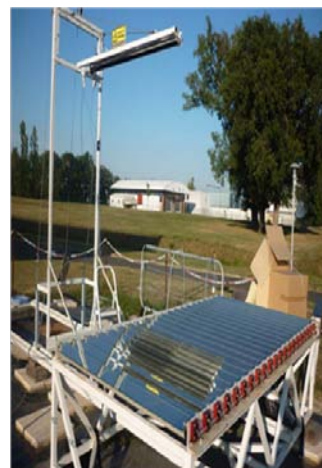


Fig. 1 LFR installé au laboratoire RAPSODEE, (France), 2011



Fig. 2 Capteur cylindro-parabolique installé en Espagne,
Source : <http://www.spb.de>

A. Procédé de Conversion Thermodynamique de l'Energie Solaire de Type Linéaire

Dans le but d'atteindre des températures élevées, le réflecteur concentre et focalise le rayonnement solaire incident sur le récepteur tubulaire. Ce dernier collecte l'énergie thermique du rayonnement solaire reçu en chauffant directement l'air sous haute température. L'air chaud est ensuite transmis à une machine génératrice d'énergie mécanique solidaire à un alternateur qui permet de produire l'électricité. Le procédé est illustré à la figure 3.

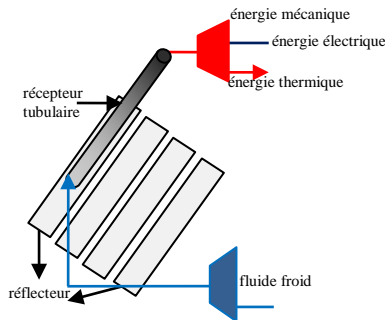


Fig. 3 Procédé de conversion

III. BILAN THERMIQUE DU RECEPTEUR TUBULAIRE

Le modèle thermique des concentrateurs solaires utilisant un récepteur tubulaire de type linéaire est généralement focalisé sur les échanges thermiques entre les différents éléments de ce dernier. De nombreux travaux [1]-[8], utilisent l'eau et les huiles synthétiques comme fluide caloporteur, l'air étant rejeté pour ses faibles capacités et conductivités thermiques. Mais sous haute pression, l'air est un excellent caloporteur [9], ce qui est un atout en zone aride.

L'intérêt de notre travail porte sur la distribution des températures en longueur et en temps des différents éléments d'un récepteur tubulaire lorsque l'air est utilisé comme fluide caloporteur.

Les paramètres pris en entrées sont les suivants :

- la température ambiante ;
- la température d'entrée de l'air ;
- le débit volumique d'écoulement de l'air ;
- l'ensoleillement direct.

En plus des hypothèses prises par les auteurs [1]-[8] sur la géométrie du récepteur, nous avons considéré que :

- les échanges par conduction entre les couches des différents éléments du récepteur tubulaire ne sont pas négligeables. En effet, la répartition de la température n'est pas linéaire à un instant donné le long de chaque élément du récepteur ;
- l'espace annulaire tube absorbeur-enveloppe de verre est sous vide parfait.

Les échanges thermiques entre les différents éléments du récepteur tubulaire sont présentés à la figure 4.

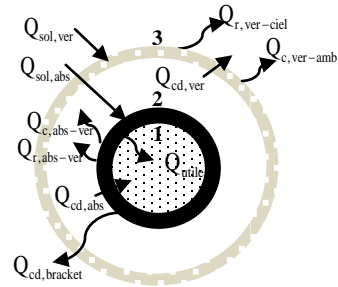


Fig. 4 Echanges thermiques dans le récepteur tubulaire

1-fluide caloporteur, 2-tube absorbeur, 3-enveloppe de verre

A. Au Niveau du Fluide caloporteur

Considérons un élément de volume du récepteur tubulaire. En tenant compte de la variation de l'énergie interne du fluide, l'énergie par écoulement du fluide, les échanges thermiques par convection entre le fluide et l'extérieur et par conduction entre les couches du fluide, le bilan thermique a donné lieu à une équation (1) aux dérivées partielles d'ordre 2 en x et en t de la température T_f du fluide caloporteur donnée par :

$$\underbrace{\rho_f C_p A_{ab,i} \frac{\partial T_f(x,t)}{\partial t}}_{\text{augmentation de l'énergie interne}} \times dx = \underbrace{-\rho_f C_p \frac{q_f}{n_{coll}} \frac{\partial T_f(x,t)}{\partial x}}_{\text{énergie perdue par écoulement}} \times dx \quad (1)$$

$$+ \underbrace{A_{abs,i} k_f \frac{\partial^2 T_f(x,t)}{\partial x^2}}_{\text{énergie gagnée par conduction}} \times dx + \underbrace{\pi \times d_{ia} \times h_{abs,f} \times (T_{abs} - T_f)}_{\text{énergie reçue par transfert thermique}} \times dx$$

Avec, ρ_f (kg/m^3) , C_p (J/kg.K) , q_f (m^3/s) k_f (W/m.K) , $h_{abs,f}$ ($\text{W/m}^2.\text{K}$) respectivement la densité, la chaleur massique spécifique, le débit volumique d'écoulement, la conductivité thermique du fluide caloporteur et le coefficient de transfert thermique par convection. La surface de l'absorbeur est donnée par la relation : $A_{abs,i}$ (m^2) = $\pi \times \frac{d_{ia}^2}{4}$ où d_{ia} (m) est le diamètre interne de l'absorbeur.

Par ailleurs, on a : $n_{coll} = 1$, le nombre de récepteur tubulaire et ρ_f , C_p et k_f dépendent de la température T_f (K) du fluide caloporteur.

B. Au Niveau de l'Absorbeur

Par analogie à A, en tenant compte de l'énergie interne de l'absorbeur, des échanges thermiques par convection absorbeur-enveloppe de verre, des échanges thermiques par conduction entre les couches de l'absorbeur et du transfert thermique absorbeur-fluide et de l'énergie solaire absorbée par l'absorbeur, le bilan thermique a donné lieu à une équation (2) aux dérivées partielles d'ordre 2 en x et en t de la température T_{abs} de l'absorbeur donnée par :

$$\underbrace{\rho_{\text{abs}} C_{p_{\text{abs}}} A_{\text{abs}} \frac{\partial T_{\text{abs}}(x,t)}{\partial t}}_{\text{augmentation de l'énergie interne}} \times dx = \underbrace{A_0 \times I_{\text{dir}} \times \rho_0 \times \alpha_0 \times \gamma \times K \times dx}_{\text{énergie solaire absorbée}} + \underbrace{A_{\text{abs}} k_{\text{abs}} \frac{\partial^2 T_{\text{abs}}(x,t)}{\partial x^2}}_{\text{énergie gagnée par conduction}} \times dx - \underbrace{\pi \times d_{\text{ea}} \times h_{\text{c,abs-ver}} (T_{\text{abs}} - T_{\text{ver}})}_{\text{énergie perdu par convection}} \times dx - \underbrace{\pi \times d_{\text{ia}} \times h_{\text{abs,f}} (T_{\text{abs}} - T_f)}_{\text{énergie utile transféré au fluide}} \times dx \quad (2)$$

Avec, ρ_{abs} (kg/m³), $C_{p_{\text{abs}}}$ (J/kg.K), k_{abs} (W/m.K), T_{abs} (K), $h_{\text{c,abs-ver}}$ (W/m².K) respectivement la densité, la chaleur massique spécifique, la conductivité thermique de l'absorbeur, la température du tube absorbeur et le coefficient de transfert thermique par convection absorbeur-verre. La surface A_{abs} (m²) est la surface frontale de l'absorbeur en considérant une coupure de l'absorbeur.

C. Au Niveau de l'Enveloppe de Verre

Par analogie à A et B, le bilan thermique donne lieu à une équation (3) aux dérivées partielles d'ordre 2 en x et t de la température T_{ver} de l'enveloppe de verre donnée par :

$$\underbrace{\rho_{\text{ver}} C_{p_{\text{ver}}} A_{\text{ver}} \frac{\partial T_{\text{ver}}(x,t)}{\partial t}}_{\text{augmentation de l'énergie interne}} \times dx = \underbrace{A_0 \times I_{\text{dir}} \times \rho_0 \times \alpha_{\text{ver}} \times \gamma \times K \times dx}_{\text{énergie solaire absorbée}} + \underbrace{A_{\text{ver}} k_{\text{ver}} \frac{\partial^2 T_{\text{ver}}(x,t)}{\partial x^2}}_{\text{énergie gagnée par conduction}} \times dx + \underbrace{\pi \times d_{\text{ea}} \times h_{\text{c,abs-ver}} \times (T_{\text{abs}} - T_{\text{ver}})}_{\text{énergie transféré par convection absorbeur-verre}} \times dx - \underbrace{\pi \times d_{\text{ev}} \times h_{\text{c,ver-amb}} \times (T_{\text{ver}} - T_{\text{amb}})}_{\text{énergie perdu par convection verre-ambiance}} \times dx - \underbrace{\pi \times d_{\text{ev}} \times h_{\text{c,ver-ciel}} \times (T_{\text{ver}} - T_{\text{ciel}})}_{\text{énergie perdue par radiation verre-ciel}} \times dx \quad (3)$$

Avec, ρ_{ver} (kg/m³), $C_{p_{\text{ver}}}$ (J/kg.K), k_{ver} (W/m.K), et T_{ver} (K), respectivement la densité, la chaleur massique spécifique, la conductivité thermique et la température de l'enveloppe de verre. La surface A_{ver} (m²) est la surface frontale du verre en considérant une coupure du verre.

IV. MODE DE TRANSFERT THERMIQUE

A. Energie Solaire Reçue par l'Absorbeur

L'énergie solaire absorbée par l'enveloppe de verre est donnée par la relation [10,11] :

$$Q_{\text{sol,ver}} = A_0 \times I_{\text{dir}} \times \rho_0 \times \alpha_{\text{ver}} \times \gamma \times K \quad (4)$$

L'énergie solaire absorbée par le tube absorbeur est donnée par la relation [12] :

$$Q_{\text{sol,abs}}(t) = A_0 \times I_{\text{dir}} \times \rho_0 \times \alpha_0 \times \gamma \times K \quad (5)$$

Avec : K (adimensionnel), le facteur d'angle d'incidence modifié, donné par [13] à l'équation (6) :

$$K = 1 - 0,00384(\theta) - 0,000143(\theta^2) \quad (6)$$

Aussi, A_0 (m²) = W × L est la surface d'ouverture du réflecteur et θ (deg) l'angle d'incidence modifié.

Le facteur de transmittance α_0 est calculé par la relation [14] : $\alpha_0 = \frac{\tau_{\text{ver}} \times \alpha_{\text{abs}}}{1 - (1 - \alpha_{\text{abs}})(1 - \tau_{\text{ver}})}$.

L'irradiation solaire directe I_{dir} est calculée par la relation [15] :

$$I_{\text{dir}} = I_0 \times \varepsilon \times \cos \theta \times \exp(-T_L m_A \delta_R) \quad (7)$$

Avec : m_A et δ_R donné par la relation [15, 16] en dessous :

$$\begin{cases} m_A = \left[\sinh + 9,4 \times 10^{-4} (\sinh + 0,0678)^{-1,253} \right]^{-1} \\ \frac{1}{\delta_R} = 6,6296 + 1,7513 m_A - 0,1202 m_A^2 + 0,0065 m_A^3 - 0,00013 m_A^4 \end{cases} \quad (8)$$

B. Coefficient de Transfert Thermique Absorbeur-Fluide

Le mode de transfert thermique absorbeur-fluide est convectif. Le coefficient d'échange convectif absorbeur-fluide caloporteur $h_{\text{abs,f}}$ (W/m².K) est donné par l'équation (9)

$$h_{\text{abs,f}} = \frac{N_{\text{uf,dia}} k_f}{d_{\text{ia}}} \quad (9)$$

En supposant l'écoulement turbulent ($R_{\text{ef,dia}} > 4000$) dans le récepteur tubulaire, le nombre de Nusselt local est calculé par la relation de Gnielinski [16] :

$$N_{\text{uf,dia}} = \frac{\left(\frac{\xi}{8}\right) (R_{\text{ef,dia}} - 1000) (1 + d^{2/3}) P_{\text{rf}} \left(\frac{P_{\text{rf}}}{P_{\text{rab}}}\right)^{0,11}}{1 + 12,7 \left(\frac{\xi}{8}\right)^{1/2} (P_{\text{rf}}^{2/3} - 1)} \quad (10)$$

Avec $\xi = (1,84 \log_{10} R_{\text{ef,dia}} - 1,64)^{-2}$ et $d = \frac{\text{dia}}{L}$.

Dans le cadre de ce travail, on a pris le nombre de Reynolds $R_{\text{ef,dia}} = 4000$, le nombre de Prandtl $P_{\text{rf}} = 0,7$ et

$$\left(\frac{P_{\text{rf}}}{P_{\text{rab}}}\right)^{0,11} = 1 \text{ et } d = 0,0084615.$$

Les propriétés du fluide sont calculées à la température moyenne T_f du fluide et P_{rab} à la température de l'absorbeur.

C. Coefficients de Transfert Thermique Absorbeur-Verre

Le mode de transfert thermique absorbeur-verre est sous forme radiative et convective.

Le coefficient de transfert thermique par radiation absorbeur-verre dans l'espace annulaire est donné par [17] :

$$h_{\text{r,abs-ver}} = \varepsilon_{\text{int}} \times \sigma \times \left[(T_{\text{abs}} + 273)^2 + (T_{\text{ver}} + 273)^2 \right] \times (T_{\text{abs}} + T_{\text{ver}} + 546) \quad (11)$$

$$\text{Avec : } \varepsilon_{\text{int}} = \left(\frac{d_{\text{iv}}}{d_{\text{ea}}} \right) \left/ \left(\frac{1}{\varepsilon_{\text{abs}}} + \frac{1 - \varepsilon_{\text{ver}}}{\varepsilon_{\text{ver}}} \right) \right.$$

Le coefficient de transfert thermique par convection absorbeur-verre dans l'espace annulaire est donné par [18,19] :

$$h_{\text{c,abs-ver}} = \left[\frac{2 \times k_{\text{eff}}}{d_{\text{ea}} \times \ln \left(\frac{d_{\text{iv}}}{d_{\text{ea}}} \right)} \right] \quad (12)$$

Avec k_{eff} la conductivité thermique effective que l'air stationnaire entre l'absorbeur et l'enveloppe de verre devrait avoir pour pouvoir transférer la même quantité de chaleur que l'air mobile. La corrélation est donnée par [20] :

$$k_{eff} = 0,386 \times k_{air} \left(\frac{Pr_{air}}{0,861 + Pr_{air}} \right)^{1/4} \times Ra_c^{1/4} \quad (W/m.K) \quad (13)$$

$$\text{Avec } Ra_c = \frac{\left(\ln \left(\frac{d_{iv}}{d_{ea}} \right) \right)^4}{L_{eff}^3 \times \left(d_{ea}^{-3/5} + d_{iv}^{-3/5} \right)^5} \times Ra_{eff} \quad , \quad L_{eff} = 0,5(d_{iv} - d_{ea}) \quad \text{et}$$

$$Ra_{eff} = Gr_{air} \times Pr_{air}$$

$$Gr_{air} = \frac{\rho_{air}^2 \times g \times \beta_{air} \times L^3}{\mu_{air}^2} \times (T_{abs} - T_{ver}) \quad \text{et} \quad Pr_{air} = \frac{\mu_{air} \times Cp_{air}}{k_{air}} \quad .$$

Les propriétés physiques de l'air μ_{air} , Cp_{air} , k_{air} , β_{air} , ρ_{air} dans l'espace annulaire sont prises à la température moyenne :

$$T_{m,abs-ver} = 0,5 \times (T_{abs} + T_{ver}) \quad (14)$$

D. Coefficients de Transfert Thermique Verre-Ambiance

Le transfert thermique verre-ambiance se fait par radiation respectivement convection de coefficient de transfert $h_{r,ver-ciel}$ (W/m².K) respectivement $h_{c,ver-amb}$ (W/m².K).

En supposant que la surface extérieure du verre rayonne vers la voûte céleste par des radiations de type infrarouges, le coefficient de transfert par radiation verre-ciel est donné par la loi de Stephan-Boltzmann [17, 20] :

$$h_{r,ver-ciel} = \sigma \times \epsilon_{ver} \times \left[(T_{ver} + 273)^2 + (T_{ciel} + 273)^2 \right] \times (T_{ver} + T_{ciel} + 546) \quad (15)$$

Avec T_{ciel} , donné par [18]

$$T_{ciel} = 0,0552 \times T_{amb}^{1,5} \quad (16)$$

La variation de la température ambiante T_{amb} est donnée à l'équation (17) par [22] :

$$T_{amb}(t) = \frac{T_{max} + T_{min}}{2} + \left[\left(\frac{T_{max} - T_{min}}{2} \right) \right] \times \cos \left[\frac{\pi(14 - ST)}{12} \right] \quad (17)$$

Avec T_{max} et T_{min} , les moyennes journalières mensuelles des températures maximales et minimales d'un site donné et ST le temps solaire vrai.

Le coefficient de transfert par convection verre-ambiance est donné par la corrélation de Zhukauskas's [19,17] :

$$h_{c,ver-amb} = C Re_{air}^n Pr_{air}^m \times \left(\frac{Pr_{air}}{Pr_{ver}} \right)^{0,25} \left(\frac{k_{air}}{dev} \right) \quad (18)$$

Selon [10,20], on a les considérations suivantes :

$$\begin{cases} \text{pour } 1 < Re_{air} \leq 40 \Rightarrow C = 0,75, n = 0,4 \\ \text{pour } 40 < Re_{air} \leq 10^3 \Rightarrow C = 0,51, n = 0,5 \\ \text{pour } 10^3 < Re_{air} \leq 2 \times 10^5 \Rightarrow C = 0,26, n = 0,6 \\ 2 \times 10^5 < Re_{air} \leq 10^6 \Rightarrow C = 0,076, n = 0,7 \end{cases} \quad \text{et} \quad m = \begin{cases} 0,37 Pr_{air} \leq 10 \\ 0,36 Pr_{air} \geq 10 \end{cases} \quad (19)$$

Les propriétés physiques de l'air extérieur sont calculées à la température ambiante et Pr_{ver} à la température du verre.

V. RESOLUTION NUMERIQUE

La méthode par tranche a été utilisée. La résolution du bilan thermique du récepteur tubulaire s'est faite sous pdepe et consiste à réécrire les équations (1), (2) et (3) sous forme d'équations aux dérivées partielles paraboliques données en

(20). Les solutions de (20) satisfont $t_0 \leq t \leq t_f$ et $a \leq x \leq b$ avec, t_0 , t_f respectivement l'instant initial et final et $[a, b]$ la longueur finie du récepteur tubulaire.

$$c_i \left(x, t, T_i(x, t), \frac{\partial T_i(x, t)}{\partial x} \right) \frac{\partial T_i(x, t)}{\partial t} = x^{-m} \frac{\partial}{\partial x} \left(x^m f_i \left(x, t, T_i(x, t), \frac{\partial T_i(x, t)}{\partial x} \right) \right) + s_i \left(x, t, T_i(x, t), \frac{\partial T_i(x, t)}{\partial x} \right) \quad (20)$$

Où, $c_i \left(x, t, T_i(x, t), \frac{\partial T_i(x, t)}{\partial x} \right)$, $f_i \left(x, t, T_i(x, t), \frac{\partial T_i(x, t)}{\partial x} \right)$ et $s_i \left(x, t, T_i(x, t), \frac{\partial T_i(x, t)}{\partial x} \right)$ sont respectivement, une matrice diagonale, le terme de flux et le terme source et m un paramètre correspondant à la symétrie du problème, pouvant prendre les valeurs 0, 1, ou 2 respectivement pour un rectangle, un cylindre ou une sphère.

Si $m > 0$, alors, $a \geq 0$. i est le i ème élément du récepteur.

Le couplage des équations (1), (2) et (3) sous la forme (20) a donné lieu à la forme matricielle en dessous :

$$[c_i] \times \frac{\partial}{\partial t} [T_i(x, t)] = \frac{\partial}{\partial x} \left[f_i \frac{\partial T_i(x, t)}{\partial x} \right] + [s_i] \quad (21)$$

Pour $t = t_0$ et tout x de $[a, b]$, les éléments de la solution satisfont les conditions initiales suivantes :

$$T_i(x, t = 0) = T_{i0}(x) = T_{amb} \quad , \quad 1 \leq i \leq n \quad (22)$$

Pour tout t et tout x de $[a, b]$, les éléments de la solution satisfont les conditions aux limites en dessous :

$$\begin{cases} p_i(x_i, t, T_i(x, t)) + q_i(x_i, t, T_i(x, t)) \times f_i \left(x_i, t, T_i(x, t), \frac{\partial T_i(x, t)}{\partial x} \right) = 0 \\ p_r(x_r, t, T_i(x, t)) + q_r(x_r, t, T_i(x, t)) \times f_i \left(x_r, t, T_i(x, t), \frac{\partial T_i(x, t)}{\partial x} \right) = 0 \end{cases} \quad (23)$$

Où p_i et q_i , respectivement, le vecteur colonne et la matrice diagonale des éléments de la solution aux limites du récepteur tubulaire, x_i et x_r respectivement, la limite inférieure et supérieure du récepteur et T_i la matrice solution du i ème élément de la solution approximative aux limites du récepteur tubulaire.

VI. RESULTATS ET ANALYSE

Les équations (1), (2) et (3) ont été couplées sous la forme matricielle (21) et résolues numériquement à l'aide d'un code de calcul sous Matlab. Le code développé prend en entrée la température ambiante de valeur moyenne supposé à 308K, avec une vitesse de vent de valeur moyenne 2 m/s et un débit volumique moyen du fluide caloporteur de 0,9 m³/s. Ce code permet d'observer la variation des températures T_f , T_{abs} et T_{ver} , respectivement du fluide caloporteur (air), du tube absorbeur et de l'enveloppe de verre. Le modèle proposé dans le cadre de ce travail peut être comparé aux résultats de simulation des travaux [1]-[8] qui utilise la même géométrie du récepteur mais avec d'autres fluides.

Données d'entrées :

TABLEAU I

Longueur de l'absorbeur (L)	7.8m
Largeur d'ouverture de la cavité (W)	5m
Distance focale (F)	1.84m
Diamètre externe de l'absorbeur (dea)	0.07m
Diamètre interne de l'absorbeur (dia)	0.066m
Diamètre externe de l'enveloppe de verre (dev)	0.115m
Diamètre interne de l'enveloppe de verre (div)	0.112m
Conductivité thermique de l'absorbeur (k_{abs})	54W/mK
Absorptance thermique de l'absorbeur (α_{abs})	0.906
Capacité calorifique de l'absorbeur (C_{pabs})	500J/kg K
Densité de l'absorbeur (ρ_{abs})	8020 kg/m ³
Emissivité de l'absorbeur (ϵ_{abs})	0.14
Conductivité thermique de l'enveloppe de verre (k_{ver})	1.2W/mK
Absorptance thermique de l'enveloppe de verre (α_{ver})	0.02
Capacité calorifique de l'enveloppe de verre (C_{pver})	1090 J/kg K
Densité de l'enveloppe de verre (ρ_{ver})	2230 kg/m ³
Emissivité de l'enveloppe de verre (ϵ_{ver})	0.86
Transmittance de l'enveloppe de verre (τ_{ver})	0.95
Facteur de transmittance-absorptivité (a_0)	0.864
Réfectivité des miroirs (ρ_0)	0.93
Facteur d'ombre (γ)	0.92

A la figure 4, on observe que le récepteur thermique simulé chauffe l'air de 308 K à 590 K en moyenne avec une température moyenne du tube absorbeur atteignant les 850 K, soit un écart de 260 K, avec le fluide caloporteur.

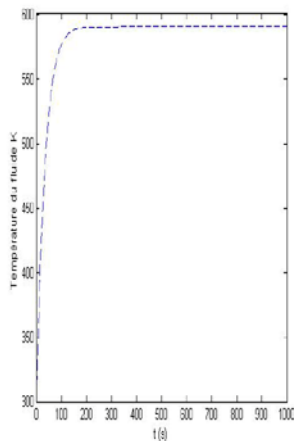


Fig 4: variation de la température du fluide caloporteur en fonction de temps à la sortie de l'absorbeur

A la figure 5, on observe que la puissance solaire absorbée permet d'atteindre une température moyenne du tube absorbeur de l'ordre de 850 K, moins de la limite de tenue des matériaux en température.

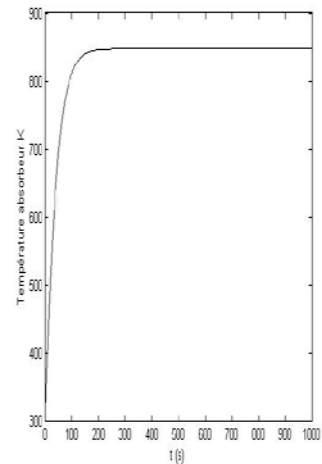


Fig 5 : variation de la température de l'absorbeur en fonction de temps à la sortie de l'absorbeur

La température de l'enveloppe de verre passe de 335 K à 390 K environ, ce qui reste raisonnable.

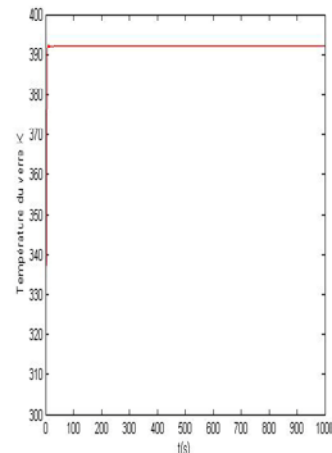


Fig 6 : variation de la température du verre en fonction du temps à la sortie de l'absorbeur

A la figure 7, on observe que l'augmentation de la longueur de l'absorbeur entraîne une augmentation importante de la température du fluide caloporteur à la sortie du tube absorbeur.

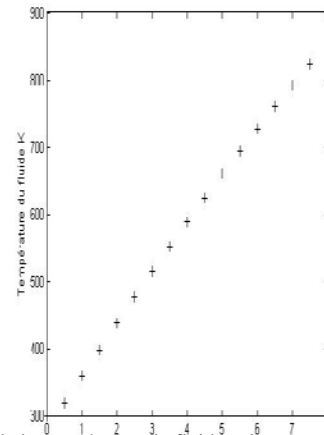


Fig 7 : variation de la température du fluide caloporteur en fonction de la longueur de l'absorbeur à la sortie

A la figure 8, on observe que, la température du fluide caloporteur augmente avec la diminution du débit volumique.

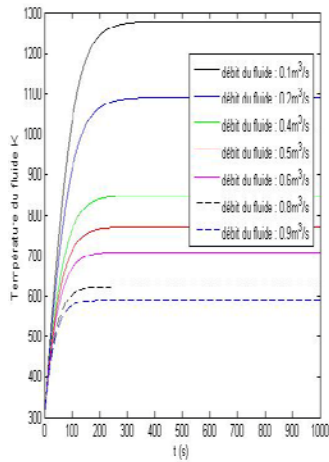


Fig 8 : Effet du débit volumique sur la distribution de la température du fluide caloporteur à la sortie du tube

A la figure 9, on observe que, la température du fluide caloporteur augmente avec la diminution de l'émissivité de l'absorbeur.

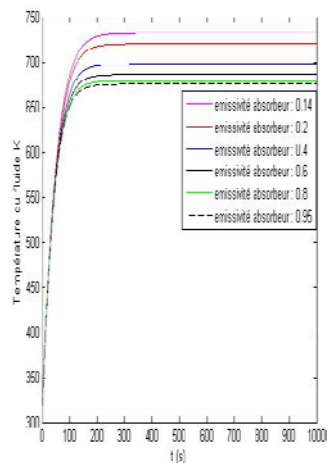


Fig 9 : Effet de l'émissivité de l'absorbeur sur la distribution de la température du fluide caloporteur à la sortie du tube

VII. CONCLUSION

La distribution de la ressource solaire en zone sahélienne est un atout au développement des technologies solaires de type cylindro-parabolique. Une étude des paramètres influençant le fonctionnement d'un récepteur tubulaire avec l'air comme fluide caloporteur a été menée. La simulation sous pdepe montre le récepteur thermique simulé chauffe l'air de 308 K à 590 K avec une température de l'absorbeur atteignant les 850 K environ, soit un écart de 260 K environ. La température de l'enveloppe de verre passe de 335 K à 390 K environ. La température du fluide caloporteur augmente avec la diminution du débit volumique et l'émissivité de l'absorbeur alors que l'augmentation de la longueur de l'absorbeur entraîne une augmentation importante de la température du fluide caloporteur à la sortie du tube absorbeur. Nos efforts s'orientent désormais sur l'efficacité thermique de ce modèle de récepteur, pour une journée type pour des

données d'ensoleillement direct des villes de Maroua au Cameroun. Aussi, la maîtrise des mécanismes de transfert de chaleur au niveau du récepteur tubulaire étudié ouvre des perspectives sur le couplage de ce modèle thermique au modèle optique et thermodynamique d'un concentrateur solaire cylindro-parabolique. L'étude d'une commande prédictive sur le contrôle du débit volumique et la température d'entrée en vue de contrôler le fonctionnement de l'ensemble du système est un atout. Une étude expérimentale permettrait de consolider les résultats obtenus sous pdepe et de valider le modèle.

REMERCIEMENTS

L'auteur remercie le Ministère des Affaires Etrangères (MAE) de la Roumanie, l'Agence Universitaire de la Francophonie (AUF) et le laboratoire Thermodynamique, Moteurs, Equipement thermiques et Frigorifiques de l'Université « Politehnica » de Bucarest pour avoir permis la mise en œuvre et la réalisation de ce travail.

REFERENCES

- [1] Yacine Marif, Hocine Benmoussa, Hamza Bouguettaia, Mohamed M. Belhadj, Moussa Zerouki. Numerical simulation of solar parabolic trough collector performance in the Algeria Saharan region. Energy Conversion and Management 85 (2014) 521-529.
- [2] Y. Marif, M. Zerrouki, M. Belhadj et H. Ben Moussa. Etude de l'efficacité optique et thermique d'un concentrateur solaire cylindro-parabolique. Revue des Energies Renouvelables. Vol. 16 N°4 (2013) pp. 679-689.
- [3] M-C. El Jai, F-Z. Chalqi. A modified model for parabolic trough solar receiver. American Journal of Engineering Research (AJER) e-ISSN : 2320-0847 p-ISSN : 2320-0936. Volume-02, Issue-05, pp-200-211, 2013.
- [4] N. Hamani, A. Moumami, N. Moumami, A. Saadi and Z. Mokhtari. Simulation de la température de sortie de l'eau dans un capteur solaire cylindro-parabolique dans le site de Biskra. Revue des Energies Renouvelables. Vol. 10. N°2 (2007) pp. 215-224.
- [5] W. Chekrou, N. Boukheit et T. Kerbache. Différents modes de transfert de chaleur dans un absorbeur d'un concentrateur solaire cylindro-parabolique. Revue des Energies Renouvelables. ICRES-07 Tlemcen (2007) pp. 21-28.
- [6] O. Garcia-Valladares and N. Velazquez. Numerical Simulation of Parabolic Trough Collector: Improvement Using Counter Flow Concentric Circular Heat Exchangers. International Journal of Heat and Mass Transfer. Vol. 52 (2009) pp. 597-609.
- [7] R. Forristall. Heat transfer analysis and modeling of a parabolic trough solar receiver implemented in engineering equation solver. Technical report. National Renewable Energy Laboratory (2003).
- [8] Thorsten A. Stuetzle. Automatic Control of the 30 MWe SEGS VI Parabolic Trough Plant. University of Wisconsin-Madison (2002).
- [9] Bader R., Barbato M., Pedretti A., and Steinfeld A. An air-Based Cavity-Receiver for solar trough concentrators. ASME Journal of Solar Energy Engineering, pages 1-7, 2010.
- [10] Ouagued M, Khellaf A, Loukarfi L. Estimation of the temperature, heat gain and heat loss by solar parabolic trough collector under Algerian climate using different thermal oils. Energy Convers Manage (2013) 75 pp.191-201.
- [11] Mohamed AMI, El-Minshawy NA. Theoretical investigation of solar humidification-dehumidification desalination system using parabolic trough concentrators. Energy Convers Manage (2011) 52 pp.3112-9.
- [12] J.A. Duffie and W.A. Beckman. Solar Engineering of Thermal Processes. 2nd ed. New York:Madison JohnWiley & Sons. (1991).
- [13] Kalogirou Soteris A. Solar thermal collectors and applications. Prog Energy Combust Sci (2004) 30 pp.231-95.
- [14] Quoilin S. Concentrator solar power plants (in French), faculty of applied sciences. University of Liege; 2007.
- [15] Capderou M. Theoretical and experimental models. Solar atlas of Algeria (in French). Tome2. Vol. 1. Algeria: University Publications Office; 1987.
- [16] Kasten F. The linke turbidity factor based on improved values of the integral rayleigh optical thickness. Solar Energy (1996) 56 (3) :239-44.
- [17] Gnielinski V. On heat transfer in tubes. Int J Heat Mass Transf (2013) 63 : 134-40.
- [18] Padilla Ricardo V, Demirkaya G, Yogi Goswami D, Stefanakos E, Rahman Muhammad M. Heat transfer analysis of parabolic trough solar receiver. Appl Energy 2011;88:5097-110.
- [19] Garcia-Valladares O, Velazquez N. Numerical simulation of parabolic trough collector: improvement using counter flow concentric circular heat exchangers. Int J Heat Mass Transf (2009) 52 (3-4) : 597-609.
- [20] Kalogirou Soteris A. A detailed thermal model of a parabolic trough collector receiver. Energy (2012) 48 (1) pp. 298-306.