

Effet de la géométrie sur la performance thermique d'une serre agricole

F. Berroug¹, E.K. Lakhal^{1*}, M. El Omari¹, H. El Qarnia² et M. Faraji²

¹ Laboratoire d'Automatique de l'Environnement et Procédés de Transfert, 'LAEPT'
Affilié au CNRST, URAC 23, Université Cadi Ayyad, Faculté des Sciences Semlalia
Département de Physique, B.P. 2390, Marrakech, Maroc

² Laboratoire de Mécanique des Fluides et Energétiques, 'LMFE'
Université Cadi Ayyad, Faculté des Sciences Semlalia
Département de Physique, B.P. 2390, Marrakech, Maroc

(reçu le 17 Octobre 2010 – accepté le 28 Juin 2011)

Résumé - Dans ce travail, on se propose de déterminer numériquement l'effet de la géométrie des serres agricoles sur leurs performances thermiques. L'étude consiste à introduire la géométrie dans un modèle de bilan énergétique et de quantifier par la suite son effet sur la température à l'intérieur de la serre. Pour les conditions climatiques typiques de la ville de Marrakech, Maroc (latitude 31,62°), les résultats indiquent que la serre mono chapelle asymétrique procure la température minimale à l'intérieur de la serre. Quant à la serre du type tunnel modifié, elle génère une température relativement élevée à l'intérieur de la serre. Globalement, pour les trois formes de serre étudiées, il a été trouvé que la différence moyenne de température est de l'ordre de 3 °C.

Abstract - The aim of this work is to study numerically the effect of the geometry of the green houses on their thermal performances. The study consists in introducing geometry into an energy balance model and to quantify its effect on the temperature inside the green houses. For the climatic conditions typical to Marrakesh city - Morocco (degree of latitude 31,62°), the results show that the uneven span green houses brings the minimal temperature inside the green houses. The modified type tunnel generates relative higher temperature inside the green house. Globally, for the tree studied forms of the green house, it was found that the mean difference temperature is about 3°C.

Mots clés: Modélisation - Serre solaire - Performances thermiques - Efficacité énergétique.

1. INTRODUCTION

Actuellement, les serres agricoles ont une importance primordiale dans la mesure où elles contribuent à la création d'un microclimat, en termes d'humidité hygrométrique et de températures du couvert végétal et de l'air intérieur, favorables aux demandes de la plante. Elles sont généralement conçues de façon à contrôler les radiations solaires, la température, l'humidité et la teneur en dioxyde de carbone.

En effet, la part des radiations solaires transmises à l'intérieur de la serre influence la photosynthèse, la transpiration, la vitesse de croissance et la qualité du produit des cultures [1]. Depuis ce volet de recherche a reçu une attention particulière par la communauté scientifique en vu d'établir des modèles de simulation des échanges thermiques dans une serre agricole. Le lecteur pourra se référer notamment aux travaux de Jolliet [2], Monteil *et al.* [3] et Boulard *et al.* [4].

* lakhal@ucam.ac.ma

Le calcul du couple température- humidité relative de l'air à l'intérieur des serres agricoles utilisant le concept de transpiration introduit par Stanghellini [5], a dominé la plupart des modèles développés. La résolution des équations non linéaires ainsi développées n'a été rendue possible que par la linéarisation des équations traduisant les bilans énergétiques.

Une telle linéarisation a été conduite par l'utilisation de la pente de la courbe exponentielle de la pression de vapeur saturante moyennant une connaissance préalable de la température extérieure et la négligence des échanges radiatifs du couvert végétal [6]. Cette méthode semble satisfaisante dans la mesure où l'erreur induite dans les calculs des bilans énergétiques a un effet très limité sur la transpiration, et plus au moins importante sur les températures de l'air intérieur et de la feuille [7]. Ainsi une solution numérique s'impose pour avoir des simulations plus précises du climat intérieur d'une serre.

Quoique le comportement énergétique global de la serre est tributaire des conditions météorologiques instantanées du lieu d'implantation de la serre, de l'orientation et de la nature du matériau de couverture [8]. Il semble que la géométrie de la serre conditionne aussi de façon notable les échanges thermiques avec le milieu extérieur. Ainsi, lors d'une étude menée par Gupta *et al.* [9], il s'est avéré que le comportement énergétique de la serre dépend aussi de sa forme géométrique.

Cette dernière influe notamment sur la part de la puissance solaire transmise à l'intérieur de la serre et la fraction des radiations solaires la quittant à travers ses parois. Plusieurs travaux visant à étudier l'impact de la forme géométrique des serres agricoles sur leurs performances thermiques ont été rapportés en littérature.

Pour effectuer une série d'expérimentations dans ces trois types de serre, le lecteur peut se référer aux travaux de Jain *et al.* [10] qui ont utilisé une serre monochapelle de 24 m² de surface du sol et ayant une couverture en PE (Poly Ethylène) et équipée d'un système de refroidissement de l'air intérieur constitué de coussins d'évaporation (fan-pad).

Une serre de type tunnel modifiée ayant une surface de 79 m² et dotée d'une double couverture en polycarbonate a été utilisée pour produire de la tomate au Québec-Canada. La serre a été équipée d'un échangeur air/sol constitué par des tubes en PVC enterrés [11].

Quant à la serre monochapelle modifiée d'une surface de 20 m² équipée d'un banc rempli d'eau servant comme moyen de stockage de l'énergie a été utilisée à Delhi - India et ce pour conduire des expériences de production des cultures en pot [12].

Une étude numérique permettant de simuler les besoins énergétiques d'une serre agricole sous le climat du Maroc a été menée par Berroug *et al.* [13]. Les auteurs ont pu quantifier les différentes composantes des pertes thermiques à travers la structure d'une serre en plastique pour un débit d'énergie de chauffage donné.

En guise des résultats de la littérature, différentes formes de serre ont été utilisées, dont l'objectif principal est de diminuer la consommation d'énergie en terme de chauffage et de refroidissement. Malgré l'importance de la géométrie des serres agricoles sur leurs performances thermiques, les références disponibles dans la littérature restent limitées.

Dans le contexte climatique marocain, les serres en plastique de type mono chapelle et tunnel restent les plus largement répandues en raison de leur faible coût

d'investissement qui ne nécessite qu'une simple ossature en bois ou métallique et un couvert avec un film en plastique.

Concernant l'orientation, le travail mené par Sethi [14], a démontré que l'orientation est-ouest semble la plus appropriée dans notre région du fait qu'elle favorise un maximum de radiations solaires en hiver et un minimum de radiations solaires en été.

L'objectif du présent travail est d'étudier et quantifier l'impact de la géométrie d'une serre agricole sur ses performances thermiques tout en utilisant les données climatiques de la région de Marrakech, [15].

2. MODELISATION DES ECHANGES THERMIQUES

2.1 Configurations et caractéristiques géométriques des serres étudiées

Dans le cadre de cette étude, trois formes de serres, mono chapelle, mono chapelle asymétrique, tunnel modifié ont été sélectionnées comme l'indique la figure 1.

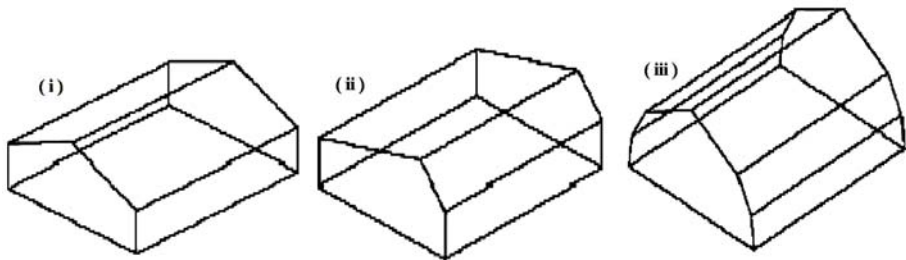


Fig. 1: Configurations géométriques des serres étudiées
(i) Mono Chapelle (M.C.S), (ii) Mono Chapelle Asymétrique (M.C.As), (iii) Tunnel Modifié (T.M)

Les points communs entre ces trois formes résident dans le fait qu'elles ont la même orientation (est-ouest), la même surface du sol et la même hauteur centrale. Les paramètres de conception des trois formes de serres utilisées sont regroupés dans le **Tableau 1**.

Tableau 1: Paramètres de conception des différentes formes de serres

Paramètres	M.C.S	M.C.As	T.M
Longueur de la serre (m)	6,00	6,00	6,00
Largeur de la serre (m)	4,00	4,00	4,00
Hauteur de la serre (m)	3,00	3,00	3,00
Surface au sol de la serre (m ²)	24,00	24,00	24,00
Hauteur du mur Sud/Nord (m)	1,80	1,80	1,80
β (mur Sud/Nord)	90°/90°	90°/90°	76°/104°
β (toit Sud1/Nord1)	31°/149°	21°/126°	57,53°/122,47°
Largeur du toit Sud/Nord (m)	2,33/2,33	3,35/1,48	1,22/1,22
β du (Sud2/Nord2)	-	-	37,60°/142,39°
Largeur du toit Sud2/Nord2 (m)	-	-	1,68/1,68
Surface totale (m ²)	68,76	69,87	59,64
Volume de la serre (m ³)	57,6	57,6	47,4

L'angle β définit l'orientation, dans le sens des aiguilles d'une montre, de chaque face de la serre par rapport à la surface horizontale.

2.2 Radiations solaires transmises à l'intérieur de la serre

En utilisant la formulation de Liu et Jordan [16], la puissance solaire totale incidente, S_t , sur toute la surface de la serre est donnée par:

$$S_t = \sum_i A_i \times I_i \quad (1)$$

Avec

$$I_i = \left(\frac{\cos(\theta)}{\sin(h)} \right) \times I_b + \left(\frac{1 + \cos(\beta)}{2} \right) \times I_d + r \times \left(\frac{1 - \cos(\beta)}{2} \right) \times (I_b + I_d) \quad (2)$$

L'indice 'i' désigne les différentes faces de la serre: EW, WW, NW, NR, SW, SR. θ est l'angle d'incidence des rayons solaires sur la paroi. Ce rayonnement est mesuré par l'angle entre la direction du soleil et la normale à la paroi définie vers l'extérieur.

Pour une serre d'orientation Est-Ouest, les radiations solaires directes entrent avant midi par les faces Est et Sud, une partie en sort par les faces Nord et Ouest. L'après midi, les radiations solaires directes entrent par les faces Sud et Ouest, une partie en sort par les faces Nord et Est. La fraction des radiations directes totales perdues, notée F , est la somme des fractions élémentaires perdues à travers les faces Est, Ouest et Nord.

$$F = F_{WW} + F_{EW} + F_{NW} + F_{NR} \quad (3)$$

Fraction perdue à travers la face Ouest, F_{WW}

Elle exprime le rapport entre les radiations solaires transmises à l'intérieur de la serre et par la suite transmise vers l'extérieur de la serre par la face Ouest et les radiations solaires directes totales transmises à l'intérieur de la serre.

$$F_{WW} = \frac{F_{SW/WW} \times A_{SW} \times \cos(\theta_{SW}) + F_{SR/WW} \times A_{SR} \times \cos(\theta_{SR}) + F_{EW/WW} \times A_{EW} \times \cos(\theta_{EW})}{A_{SW} \times \cos(\theta_{SW}) + A_{SR} \times \cos(\theta_{SR}) + A_{EW} \times \cos(\theta_{EW})} \quad (4)$$

Fraction perdue à travers la face Est, F_{EW}

$$F_{EW} = \frac{F_{SW/EW} \times A_{SW} \times \cos(\theta_{SW}) + F_{SR/EW} \times A_{SR} \times \cos(\theta_{SR}) + F_{EW/EW} \times A_{WW} \times \cos(\theta_{WW})}{A_{SW} \times \cos(\theta_{SW}) + A_{SR} \times \cos(\theta_{SR}) + A_{WW} \times \cos(\theta_{WW})} \quad (5)$$

Fraction perdue à travers les faces Nord, F_{NW}

- Avant midi

$$F_{NW} = \frac{F_{SW/NW} \times A_{SW} \times \cos(\theta_{SW}) + F_{SR/NW} \times A_{SR} \times \cos(\theta_{SR}) + F_{EW/NW} \times A_{EW} \times \cos(\theta_{EW})}{A_{SW} \times \cos(\theta_{SW}) + A_{SR} \times \cos(\theta_{SR}) + A_{EW} \times \cos(\theta_{EW})} \quad (6)$$

$$F_{NR} = \frac{F_{SR/NR} \times A_{SR} \times \cos(\theta_{SR}) + F_{EW/NR} \times A_{EW} \times \cos(\theta_{EW})}{A_{SW} \times \cos(\theta_{SW}) + A_{SR} \times \cos(\theta_{SR}) + A_{EW} \times \cos(\theta_{EW})} \quad (7)$$

- Après midi

$$F_{NW} = \frac{F_{SW/NW} \times A_{SW} \times \cos(\theta_{SW}) + F_{SR/NW} \times A_{SR} \times \cos(\theta_{SR}) + F_{WW/NW} \times A_{WW} \times \cos(\theta_{WW})}{A_{SW} \times \cos(\theta_{SW}) + A_{SR} \times \cos(\theta_{SR}) + A_{WW} \times \cos(\theta_{WW})} \quad (8)$$

$$F_{NR} = \frac{F_{SR/NR} \times A_{SR} \times \cos(\theta_{SR}) + F_{WW/NR} \times A_{WW} \times \cos(\theta_{WW})}{A_{SW} \times \cos(\theta_{SW}) + A_{SR} \times \cos(\theta_{SR}) + A_{WW} \times \cos(\theta_{WW})} \quad (9)$$

Le terme $F_{i/j}$ désigne la fraction des radiations solaires entrant par la face i et incident sur la face j . Il peut être déterminé pratiquement comme le rapport entre la projection plane des radiations incidentes sur la face j et provenant de la face i et la projection plane des radiations totales incidentes sur la face i .

La couverture transmet à l'intérieur de la serre la puissance solaire $\tau_{sc} S_t$. Suivant la direction des rayons solaires, la fraction $(1 - F) \tau_{sc} S_t$ sera incidente sur le couvert végétal. La fraction $F \tau_{sc} S_t$ sera incidente sur les faces Est, West et Nord dont une partie quittera la serre en raison de la transmission élevée des radiations solaires à travers la couverture en plastique.

A noter que l'autre partie, $\rho_{sp} F \tau_{sc} S_t$ sera réfléchiée sur le couvert végétal. En se référant aux travaux d'Abdel-Ghany *et al.* [17] et en supposant que la réflexion sur la face interne de la couverture est de premier ordre et le flux solaire est uniforme sur le couvert végétal et la couverture, les puissances solaires reçues par la couverture et le couvert végétal sont données par:

$$Q_c^s = \alpha_{sc} \times \tau_{sc} \times S_t \times \left[\rho_{sp} (1 - F) + F \times (1 + \rho_{sp} \rho_{sc}) + 1 / \tau_{sc} \right] \quad (10)$$

$$Q_p^s = \alpha_{sp} \times \tau_{sc} \times S_t \times \left[\rho_{sc} (1 - F) + F \times (1 + \rho_{sp} \rho_{sc}) \right] \quad (11)$$

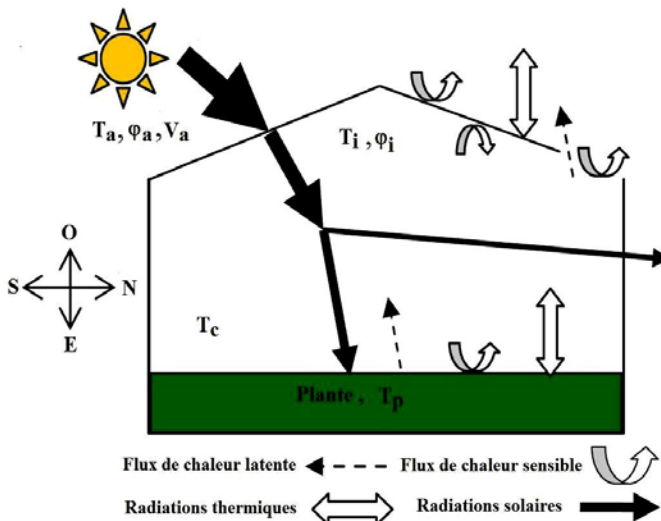


Fig. 2: Mécanismes de transfert énergétique dans la serre

2.3 Equations du bilan thermique

Pour établir un bilan énergétique pour les trois composantes de la serre à savoir: l'air intérieur, le couvert végétal et la couverture d'une serre, les hypothèses simplificatrices suivantes ont été adoptées.

- L'humidité et la température de l'air intérieur sont supposées uniformes;
- Les capacités thermiques de l'air et de la couverture sont supposées négligeables, les équations sont établies en régime permanent;
- Les données climatiques sont constantes sur une heure;
- Le phénomène de condensation est supposé absent;
- Les effets de bords sont négligés;
- L'absence d'absorption des radiations par le sol et des échanges de chaleur et d'humidité du sol avec l'air intérieur, du fait que le sol de la serre est supposé couvert entièrement de végétation;
- L'absence de stress hydrique dans le couvert végétal

2.3.1 Bilan énergétique de la couverture

L'équilibre thermique de la couverture s'exprime par:

$$Q_c^s - Q_{c,ciel}^r - Q_{c,p}^r - Q_{c,a}^c - Q_{c,i}^c = 0 \quad (12)$$

Où Q_c^s représente la puissance des radiations solaires (directes, diffuses et réfléchies) absorbées par la couverture; $Q_{c,ciel}^r$ et $Q_{c,p}^r$ sont les flux de chaleur échangés par rayonnement entre la couverture et respectivement le ciel et la végétation; $Q_{c,a}^c$ et $Q_{c,i}^c$ sont les flux de chaleur échangés par convection entre la couverture et respectivement l'air extérieur et l'air intérieur. Les expressions de $Q_{c,ciel}^r$ et $Q_{c,p}^r$ sont données par:

$$Q_{c,ciel}^r = \sigma \varepsilon_c \times [(T_c + 273,16)^4 - (T_{ciel} + 273,16)^4] \times (A_c / A_s) \quad (13)$$

$$Q_{c,p}^r = \frac{\sigma \times [(T_c + 273,16)^4 - (T_p + 273,16)^4]}{A_s \times \left(\frac{1 - \varepsilon_p}{\varepsilon_p A_p} + \frac{1}{A_p F_{pc}} + \frac{1 - \varepsilon_c}{\varepsilon_c A_c} \right)} \quad (14)$$

T_{ciel} est la température du ciel, donnée par la formule de Swinbank [18]:

$$T_{ciel} = 0.055 \times (T_a + 273,16)^{1.5} - 273,16 \quad (15)$$

Les expressions de $Q_{c,a}^c$ et $Q_{c,i}^c$ sont données par:

$$Q_{c,a}^c = h_{c,a}^c \times (T_c - T_a) \times (A_c / A_a); \quad Q_{c,i}^c = h_{c,i}^c \times (T_c - T_i) \times (A_c / A_s) \quad (16)$$

où $h_{c,a}^c$ et $h_{c,i}^c$ sont les coefficients d'échange par convection entre la couverture et respectivement l'air extérieur et l'air intérieur. Leurs expressions sont données par [19]:

$$h_{c,a}^c = 0,95 + 6,76 \times V_a^{0.49} \quad V_a \leq 6.3 \text{ m/s} \quad (17)$$

$$h_{c,i}^c = \frac{Nu \times K_a}{L} \quad (18)$$

Nu est le nombre de Nusselt calculé suivant le mode de convection et le type d'écoulement de l'air à l'intérieur de la serre, en se référant aux Tableaux de Monteith [20] et Campbell [21]. K_a est la conductivité thermique de l'air. L est la longueur caractéristique de la couverture.

2.3.2 Bilan énergétique du couvert végétal

Le bilan énergétique pour une surface de couvert végétal en régime permanent s'écrit:

$$Q_p^s - Q_{p,c}^r - Q_{p,i}^c - Q_{p,i}^l = 0 \quad (19)$$

Q_p^s représente la puissance des radiations solaires absorbées par le couvert végétal; $Q_{p,c}^r$ est le flux de chaleur échangé par rayonnement entre le couvert végétal et la couverture; $Q_{p,i}^c$ est le flux de chaleur échangé par convection entre le couvert végétal et l'air intérieur et $Q_{p,i}^l$ est le flux de chaleur latent abandonné par le couvert végétal comme la vapeur d'eau. Les expressions de $Q_{p,c}^r$ et $Q_{p,i}^c$ sont données respectivement par:

$$Q_{p,c}^r = -Q_{c,p}^c \quad \text{et} \quad Q_{p,i}^c = \rho c_a \times Lai \times \frac{T_p - T_i}{r_a} \quad (20)$$

r_a est la résistance aérodynamique du couvert végétal, son expression est calculée en tenant compte du mode de convection et du type d'écoulement d'air à l'intérieur de la serre par:

$$r_a = \frac{l_f \times \rho \times c_a}{Nu \times K_a} \quad (21)$$

Pour obtenir le flux de chaleur latente de la transpiration du couvert végétal, on utilise l'expression physique suivante [7]:

$$Q_{p,i}^l = \frac{\rho \times c_a \times Lai}{\gamma} \frac{(e^*(T_p) - e_i)}{r_a + r_s} \quad (22)$$

$e^*(T_p)$ désigne la pression de vapeur saturante à la température de la plante. e_i est la pression de vapeur à la température de l'air intérieur T_i dont l'expression est donnée par la formule de Tetens [22] à condition que: $0 \leq T_c \leq 60^\circ\text{C}$.

$$e^*(T_p) = 0,6108 \times \exp\left(\frac{17,27 T_p}{T_p + 237,3}\right) \quad (23)$$

La résistance stomatique r_s du couvert végétal peut être déterminée en utilisant la relation empirique de Boulard *et al.* [23], qui tient compte uniquement de l'effet des radiations solaires incidentes sur le couvert végétal. A noter que les dépendances entre la température, l'humidité et la transpiration du couvert ont été négligées.

$$r_s = 200 \left(1 + \frac{1}{\exp \left[0,05 \times \left(\frac{Q_p^s}{\alpha_{sp}} - 50 \right) \right]} \right) \quad (24)$$

2.3.3 Bilan énergétique dans l'air intérieur de la serre

Bilan de chaleur sensible

L'équation régissant ce bilan s'écrit:

$$Q_{p,i}^c - Q_{i,c}^c - Q_{i,a}^c = 0 \quad (25)$$

où $Q_{p,i}^c$ est le flux de chaleur sensible échangé par convection entre le couvert végétal et l'air intérieur. $Q_{i,c}^c$ est le flux de chaleur échangé par convection entre l'air intérieur et la couverture. $Q_{i,a}^c$ est le flux de chaleur sensible échangé entre l'air intérieur et l'air extérieur par renouvellement d'air. Le flux $Q_{i,c}^c$ échangé entre la face interne de la couverture et l'air intérieur est donné par:

$$Q_{i,c}^c = -Q_{c,i}^c \quad (26)$$

Le flux de chaleur sensible $Q_{i,a}^c$ échangé entre l'air intérieur et l'air extérieur par renouvellement d'air est donné par l'équation:

$$Q_{i,a}^c = h_{i,a}^c (T_i - T_a) \quad (27)$$

$h_{i,a}^c$ est le coefficient d'échange de chaleur sensible entre l'air intérieur et l'air extérieur donné par, [7]:

$$h_{i,a}^c = \frac{\rho c_a N V / A_s}{3600} \quad (28)$$

N est le taux de renouvellement d'air de la serre. Son expression est donnée par, [29]:

$$N = 0,26 \times V_a + 0,76 \quad (29)$$

V_a est la vitesse du vent extérieur.

Bilan de chaleur latente

En supposant que la seule source de vapeur d'eau dans la serre est le couvert végétal, l'équation du bilan de chaleur latente peut être exprimée par:

$$Q_{p,i}^l - Q_{i,a}^l = 0 \quad (30)$$

où $Q_{p,i}^l$ est le flux de chaleur latente échangé entre le couvert végétal et l'air intérieur; $Q_{i,a}^l$ est le flux de chaleur latente échangé entre l'air intérieur et extérieur par renouvellement d'air. Son expression est donnée par:

$$Q_{i,a}^l = \frac{h_{i,a}^c}{\gamma} (e_i - e_a) \quad (31)$$

e_i et e_a désignent respectivement les pressions de vapeur de l'eau dans l'air intérieur et extérieur.

2.4 Méthode de résolution

Les équations développées ci-dessus ne sont pas linéaires du fait que les coefficients d'échanges radiatifs apparaissent avec des termes $(T_i + T_j)(T_i^2 + T_j^2)$ et les coefficients d'échanges convectifs apparaissent avec des termes $|T_i - T_j|^2$. La résolution de ces équations consiste à considérer ces termes comme constants sur un pas de temps. Le calcul se fait alors par itération: la résolution du système d'équations rendu linéaire, à l'exception de celle du couvert végétal, donne de nouvelles valeurs de températures $(T_i + T_j)(T_i^2 + T_j^2)$ par les $(T_i' + T_j')(T_i'^2 + T_j'^2)$, et les termes $|T_i - T_j|^2$ par $|T_i' - T_j'|^2$.

Le calcul est arrêté, lorsqu'on obtient les mêmes résultats à deux itérations successifs à un 10^{-4} près. L'équation de l'énergie du couvert végétal n'a pas été linéarisée à cause de la présence du terme exponentiel de la pression de vapeur saturante de l'air. Pour la résoudre, on a fait appel à la méthode itérative de Newton - Raphson.

La résolution des équations nous donne l'état thermique et hydrique de la serre à l'instant t à partir de la connaissance de cet état à l'instant $t - \Delta t$ et à partir des données météorologiques relatives à l'état du milieu extérieur à l'instant t (température extérieure ; rayonnement solaire (direct et diffus) ; vitesse du vent et humidité relative de l'air extérieur).

Le même calcul est répété à des intervalles de temps successifs ($\Delta t = 1 \text{ h}$) et en se basant à chaque pas de temps sur les résultats obtenus au calcul précédent, on arrive à connaître l'évolution de l'état de la serre sur une durée déterminée (cycle journalier).

2.5 Validation du modèle numérique et paramètres utilisés

Le code de calcul ainsi élaboré a été validé en le comparant aux résultats expérimentaux effectués par Sethi *et al.* [25]. Les mesures expérimentales ont porté sur le calcul des températures horaires de l'air intérieur et du couvert végétal pour une serre

mono chapelle construite en plastique et présentant les mêmes orientations et dimensions que celle adoptées dans notre modèle.

En utilisant des paramètres d'entrée similaires que ceux adoptés dans l'expérience de [25], la figure 3 illustre la variation horaire journalière de la température mesurée et calculée de l'air intérieur et du couvert végétal pour le cas d'une journée typique d'hiver.

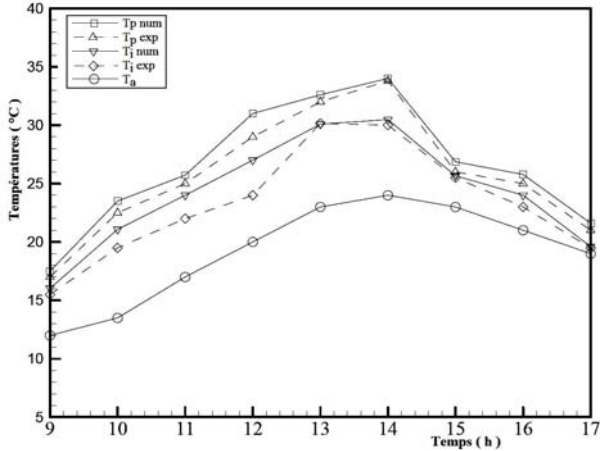


Fig. 3: Variation horaire prédite et mesurée de la température de l'air intérieur et du couvert végétal

Les résultats obtenus montrent une bonne concordance entre les deux modèles avec des différences moyennes de 3 % pour la température du couvert végétal et 3,98 % pour la température de l'air intérieur. Ceci nous permet de conclure que notre modèle permet de simuler correctement les paramètres climatiques à l'intérieur de la serre. Il est observé que les valeurs simulées sont légèrement plus élevées que les valeurs mesurées.

En effet, dans le modèle de Sethi, une légère fraction des radiations solaires transmises à l'intérieur de la serre est absorbée par le sol pendant la période diurne, elle ne sera restituée à l'intérieur de la serre que pendant la période nocturne.

Cette hypothèse diminuera légèrement la fraction des radiations solaires absorbées par le couvert végétal et par conséquent, la température de la plante et de l'air intérieur.

Selon Jolliet [2], cette quantité d'énergie stockée dans le sol est limitée et dépend de la densité du feuillage. Ainsi dans notre modèle, valable pour le cas des cultures couvrantes, les radiations solaires à l'intérieur de la serre sont absorbées uniquement par le couvert végétal.

Le **Tableau 2** résume l'ensemble des paramètres constants utilisés par le modèle.

Tableau 2: Paramètres constants du modèle

	Symbole	Valeur
Couverture	α_{sc}	0,1
	τ_{sc}	0,8
	ρ_{sc}	0,1

	ε_{sc}	0,3
	L	2,33
Couvert végétal	Lai	3
	l_f	0,03 m
	α_{sp}	0,4
	ρ_{sp}	0,6
	ε_{sp}	1
	A_p	72 m ²

3. RESULTATS ET DISCUSSION

Sur la figure 5, on présente la variation horaire des puissances des radiations solaires reçues sur chacune des surfaces de la serre mono chapelle. L'examen des résultats présentés sur cette figure montre que, pour une orientation Est/Ouest de la serre et pour des puissances des radiations solaires globales et diffuses sur une surface horizontale d'une journée typique de Janvier à Marrakech (Fig. 4), le maximum de puissance est obtenu à travers la face SR suivi de la face SW. Cependant, le minimum de puissance est obtenu sur les faces NR et NW à cause de l'absence des radiations solaires directes sur ces faces.

Il faut noter que la face EW reçoit les radiations solaires directes jusqu'à midi, avec un maximum vers 10 heures. Au delà de midi, cette face ne reçoit que les radiations solaires diffuses et réfléchies. A l'opposé, la face WW ne commence à recevoir les radiations solaires directes qu'à partir de midi.

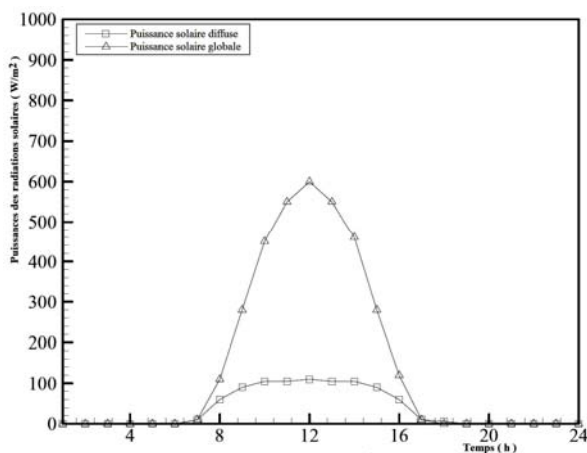


Fig. 4: Variation horaire des puissances des radiations solaires globales et diffuses sur une surface horizontale pour une journée typique de Janvier à Marrakech

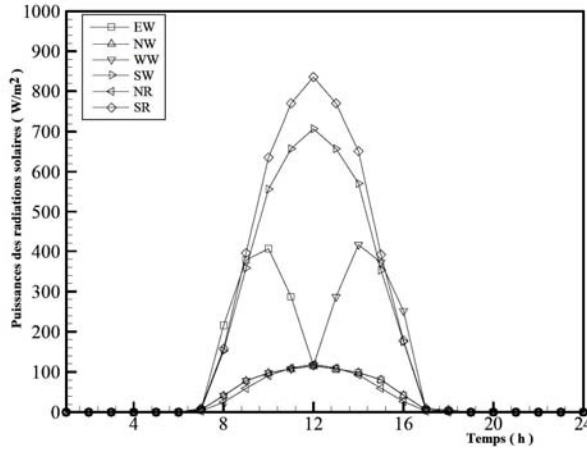


Fig. 5: Variation horaire des puissances des radiations solaires sur chaque section de la serre (M.C.S) pour une journée typique de Janvier à Marrakech

L'examen des résultats présentés sur la figure 6 montre que la serre (M.C.As) reçoit la puissance solaire maximale, grâce à la surface élevée de son toit sud qui est de l'ordre de $20,16 \text{ m}^2$ et ce en comparaison avec la serre (M.C.S) et la serre (T.M).

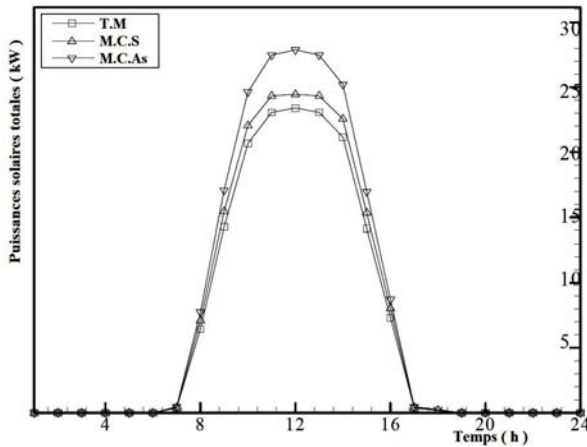


Fig. 6: Variation horaire des puissances Solaires incidentes sur toute la surface de la serre

Quoique la surface du toit nord de la serre (M.C.As) reste de l'ordre de $8,91 \text{ m}^2$, la réduction des radiations à travers cette surface reste insignifiante vue que cette section ne reçoit pas de radiations solaires directes.

Notons que la configuration de type (T.M) reçoit le minimum de radiations solaires. Des résultats similaires ont été trouvés récemment par Sethi [14].

En prenant comme référence le rapport de surface A_c / A_s et les radiations totales incidentes en surface d'une serre (M.C.S), la serre (M.C.As) a un rapport de surface plus grand que celui de la serre (M.C.S) de 1,5 %, pourtant les radiations solaires totales incidentes en surface sont 14 % fois plus importantes (Fig. 7).

Malgré que le rapport de surface de la serre (T.M) qui est plus petit que celui de la serre (M.C.S) d'une quantité de 19,3 %, les radiations solaires totales transmises n'excèdent pas 4,4 %.

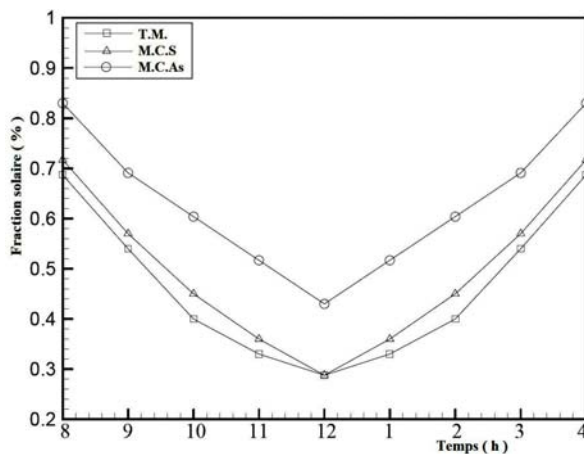


Fig. 7: Variation horaire de la fraction solaire perdue pour les trois types de serre

A l'instar de ce résultat, on peut conclure que les radiations solaires totales incidentes sur la surface ne sont pas une fonction linéaire de la surface de la couverture. Ce qui démontre que la forme géométrique de la serre agit sur ces radiations.

En période hivernale, comme la hauteur du soleil est faible, une grande partie des radiations solaires transmises à l'intérieur de la serre la quitte à travers les parois Nord, Est et Ouest, [9]. Cette fraction de solaire perdue dépend généralement de la position du soleil (hauteur et azimut) et de la géométrie de la serre.

Pour les trois configurations considérées, cette perte atteint sa valeur minimale à midi et sa valeur maximale au lever et au coucher du soleil (Fig. 7). La géométrie du type serre (M.C.As) offre le maximum de radiations perdues, alors que la serre (T.M) donne le minimum de fraction solaire perdue. Plusieurs résultats ont été conduits mais non présentés ici montrent que la différence entre la fraction solaire d'une serre (M.C.S) et une serre (T.M) reste faible et ne dépasse pas 4% environ.

Les figures 8a et 8b illustrent respectivement la variation temporelle horaire de la température de l'air intérieur et du couvert végétal pour les trois géométries des serres ainsi considérées.

En comparant la serre (M.C.S) et la serre (M.C.As), elles possèdent à peu près la même surface de couverture, le même volume, un dépassement de 14 % des radiations totales incidentes sur la surface pour une serre (M.C.As), part contre cette dernière procure une température intérieure plus faible.

Ceci est dû certainement à la fraction hivernale perdue des radiations solaires, qui est élevée pour ce type de serre (0,43-0,83) comme le montre la figure 8.

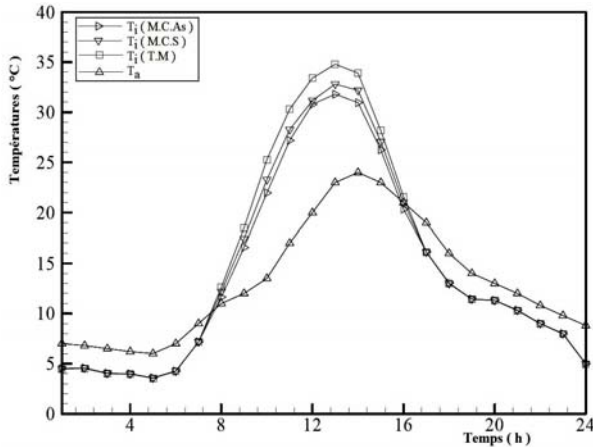


Fig. 8a: Variation horaire de la température de l'air intérieur

Ainsi l'utilisation de la serre (M.C.As) pourrait être plus efficace lors de la conception d'un système de stockage solaire dans la face nord de la serre pour récupérer et stocker cette fraction solaire, [26].

En comparant les performances thermiques des serres mono chapelle et de la serre (T.M), les résultats indiquent que cette dernière a le minimum de radiations solaires incidentes en surface et une fraction perdue presque similaire à une serre (M.C.S), pourtant, elle permet une meilleure température intérieure.

Ceci est dû d'une part à la surface limitée de la couverture qui est de l'ordre de $59,64 \text{ m}^2$, soit $9,2 \text{ m}^2$ de moins par rapport à une serre (M.C.S), ce qui limite les échanges totaux de chaleur par convection entre l'air intérieur et la couverture {équ. (25)}.

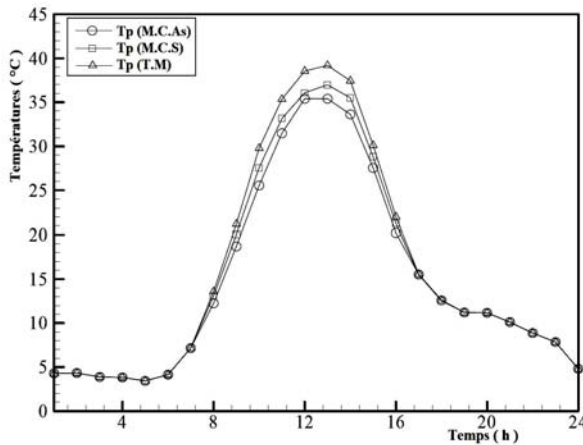


Fig. 8b: Variation horaire de la température du couvert végétal

D'autre part, le volume intérieur d'une serre tunnel est de $47,4 \text{ m}^3$, soit $10,2 \text{ m}^3$ de moins par rapport à une serre (M.C.S), ce qui diminue les échanges totaux de chaleur sensible et latente par infiltration entre l'air intérieur et l'air extérieur {équ. (25), (30)},

vue que les coefficients d'échange par infiltration {équ. (28)} dépendent du flux de renouvellement d'air $N \times V$.

La différence moyenne de température de l'air intérieur entre une serre (M.C.As) et une serre (T.M) atteint 3 °C, ce qui permet de conclure d'une part que la forme de la serre agit sur la température intérieure et d'autre part, pour un meilleur réchauffement en période hivernale la serre (T.M) est à choisir.

4. CONCLUSION

A la lumière des résultats trouvés, les conclusions suivantes ont été formulées:

La serre (M.C.As) reçoit le maximum de radiations solaires incidentes en surface alors que la serre (T.M) reçoit le minimum. La fraction des radiations solaires directes transmise à l'intérieur de la serre et incidente sur les parois est-ouest et nord est généralement fonction de la position du soleil (hauteur et azimut).

A noter que cette fraction est variable le long de la journée. Pour toute forme de serre, cette fraction atteint sa valeur minimale à midi et sa valeur maximale au lever et coucher du soleil. Elle est aussi maximale durant la période d'hiver à cause de la faible valeur de la hauteur du soleil dans cette période. En évaluant l'effet de la géométrie de la serre sur cette fraction, la serre (T.M) présente le minimum de fraction de radiations solaires perdues.

Pour la région de Marrakech ($L=31,62^\circ$), la forme (T.M) semble la plus appropriée, du fait qu'elle génère une température intérieure relativement élevée. Un tel résultat est dû à une fraction minimale de radiation solaire perdue, une surface de couverture minimale et un volume d'air à l'intérieur de la serre minimal. Ces caractéristiques tendent à réduire les pertes totales de chaleur par convection et infiltration.

En guise des résultats obtenus, il semble que la différence moyenne de température intérieure observée entre la serre (T.M) et la serre (M.C.As) reste de l'ordre de 3 °C. Pour renforcer l'étude, il est important de quantifier cette différence pour d'autre lieu d'implantation des serres et d'autres données météorologiques.

Ces résultats obtenus peuvent contribuer à la prise de décision sur le choix de la forme de la serre en fonction de la position géographique (latitude, longitude) et des performances thermiques recommandées.

Ils aident aussi à la conception et au dimensionnement de la face nord de la serre, souvent considérée par plusieurs serristes comme moyen de stockage des radiations solaires ou réflexion sur la surface du couvert végétal par utilisation d'une inclinaison et un matériau adéquat pour le mur nord.

REMERCIEMENTS

Le présent travail a été réalisé avec le soutien financier du CNRST dans le cadre du Programme URAC, convention **URAC28**.

NOMENCLATURE

A_i	Surface de la face i , m^2	EW	Mur Est
		WW	Ouest de la serre

A_p	Surface du couvert végétal, m^2	S_t	Puissance des radiations incidentes sur la serre, W/m^2
A_s	Surface du sol de la serre, m^2	T_i	Température de l'air intérieur de la serre, $^{\circ}C$
A_c	Surface de la couverture, m^2	T_a	Température de l'air extérieur de la serre, $^{\circ}C$
c_a	Chaleur spécifique de l'air, à pression constante	T_c	Température de la couverture de la serre, $^{\circ}C$
e_a	Pression de vapeur d'eau à l'extérieur de la serre, kPa	T_p	Température du couvert végétal, $^{\circ}C$
e_i	Pression de vapeur d'eau à l'intérieur de la serre, kPa	V_a	Vitesse du vent extérieur, m/s
$e(T)$	Pression de vapeur saturante d'eau à la température T , kPa	V	Volume de la serre, m^3
F_{pc}	Facteur de forme entre couvert – couverture ($F_{pc} = 1$)	σ	Constante de Boltzman ($5,67 \times 10^{-8} W.m^{-2}.K^{-4}$)
I_i	Puissance des radiations totales incidentes, chaque face et toit de la serre, W/m^2	γ	Constante psychrométrique ($= 0.0667 kPa.K^{-1}$)
I_b	Puissance des radiations directes sur une surface horizontale, W/m^2	ρ	Densité de l'air (kg/m^3)
I_d	Puissance des radiations diffuses sur une surface horizontale, W/m^2	SR	Sud de la serre
L_{ai}	Indice foliaire de la plante	ϵ_p	Chaleur d'émission des radiations thermiques de la plante
l_f	Longueur caractéristique des feuilles du couvert végétal, m	ϵ_c	Coefficient d'émission des radiations therm. couverture
N	Taux de renouvellement d'air de la serre, 1/h	α_{sp}	Coefficients d'absorption, de réflexion des radiations solaires de la plante
NR	Toit Nord	ρ_{sp}	
r	Coefficient de réflexion du sol, ($= 0.2$)	α_{sc}	Coefficients d'absorption, de réflexion, de transmission des radiations solaires, couverture
NW	Mur Nord	ρ_{sc}	
SW	Sud de la serre	τ_{sc}	
		β	Angle, chaque face de la serre par rapport à l'horizontal
		θ	Angle d'incidence des rayons solaires sur la paroi de la serre

REFERENCES

- [1] S. Kania and G. Giacomelli 'Solar Radiation Availability for Plant Growth in Arizona Controlled Environment Agriculture System', College of Agriculture and Life Science, the University of Arizona, CEAC, Paper= p-125933-08-014, CEAC, 2001.
- [2] O. Jolliet, 'Modélisation du Comportement Thermique d'une Serre Horticole', Thèse de Docteur Ingénieur, Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, 1988.
- [3] C. Monteil, G. Issanchou and M. Amouroux, 'Modèle Energétique de la Serre Agricole', Journal de Physique III, Vol. 1, N°3, pp. 429 - 454, 1991.
- [4] T. Boulard and A. Baille. 'A Simple Greenhouse Climate Model Incorporating Effects of Aeration and Evaporative Cooling'. Agricultural and Forest Meteorology, Vol. 65, pp. 145 - 157, 1993.

- [5] C. Stanghellini. '*Transpiration of Greenhouse Crops: An Aid to Climate Management*', PhD Thesis, Instituut voor Mechanisatie, Agricultural University, Wageningen, Netherlands, 1987.
- [6] T. Boulard and S. Wang, '*Greenhouse crop transpiration simulation from external climate conditions*'. Agricultural and Forest Meteorology, Vol. 100, pp. 25–34, 2000.
- [7] M. Fuchs, E. Dayan and E. Presnov, '*Evaporative Cooling of a Ventilated Greenhouse Rose Crop*', Agricultural and Forest Meteorology, Vol. 138, pp. 203 - 215, 2006.
- [8] G.N. Tiwari and R.K. Goyal, '*Greenhouse Technology*', New Delhi, Narosa Publishing House, 1998.
- [9] R. Gupta and G.N. Tiwari, '*Effect of Latitude on Weighted Solar Fraction of North Partition Wall for Various Shapes of Solarium*', Building and Environment, Vol. 39, N°5, pp. 547 - 556, 2004.
- [10] D. Jain and G.N. Tiwari, '*Modelling and Optimal Design of Evaporative Cooling System in Controlled Environment Greenhouse*', Energy Conversion and Management, Vol. 43, N°16, pp. 2235 - 2250, 2002.
- [11] H. Bernier, R.S.V. RagHavan and J. Paris, '*Evaluation of a Soil Heat Exchanger-Storage System for Greenhouse, Part II, Energy Saving Aspect*', Canadian Agricultural Engineering, Vol. 33, pp. 99-105, 1991.
- [12] D.K. Dutt, S.N. Rai, G.N. Tiwari and Y.P. Yadav, '*Transient Analysis of a Winter Greenhouse*', Energy Conversion and Management, Vol. 27, N°2, pp. 141 - 147, 1987.
- [13] F. Berroug, E.K. Lakhali, M. El Omari et H. El Qarnia, '*Simulation Numérique des Besoins Energétiques d'une Serre Agricole sous le Climat de Marrakech, Maroc*', Revue des Energies Renouvelables, Vol. 13, N°1, pp. 133 - 148, 2010.
- [14] V.P. Sethi, '*On the Selection of Shape and Orientation of a Greenhouse: Thermal Modelling and Experimental Validation*', Solar Energy, Vol. 83, N°1, pp. 21 - 38, 2009.
- [15] C. Ouardi. '*Contribution à l'Etude du Comportement Thermique d'un Habitat dans le Climat de Marrakech*', Thèse de Doctorat, Université Cadi Ayyad, Faculté des Sciences Semlalia, Marrakech, 1997.
- [16] B.Y.H. Liu and R.C. Jordan, '*The Interrelationship and Characteristic Distribution of Direct, Diffuse and Total Solar Radiation*', Solar Energy, Vol. 4, N°3, pp. 1 - 9, 1960.
- [17] A.M. Abdel-Ghany and T. Kozai. '*On the Determination of the Overall Heat Transmission Coefficient and Soil Heat Flux for a Fog Cooled, Naturally Ventilated Greenhouse: Analysis of Radiation and Convection Heat Transfer*', Energy Conversion and Management, Vol. 47, N°15-16, pp. 2612 - 2628, 2006.
- [18] W.C. Swinbank, '*Long-Wave Radiation from Clearskies*', Quarterly Journal of the Royal Meteorological Society, Vol. 89, N°381, pp. 339 - 348, 1963.
- [19] G. Papadakis, A. Frangoudakis and S. Kyritsi, '*Mixed, Forced and Free Convection Heat Transfer at the Greenhouse Cover*', Journal of Agricultural Engineering Research, Vol. 51, pp. 191 - 205, 1992.
- [20] J.L. Montheith, '*Principle of Environmental Physics*', E. Arnold, NewWork, Edition 1973.
- [21] G.S. Campbell, '*An Introduction to Environmental Biophysics*', Springer-Verlag, New York, Edition 1977.
- [22] O. Tetens, '*Ueber Einige Meteorologische Begriffe*', Zeitschrift für Geophysik, Vol. 6, pp. 297 - 309, 1930.

- [23] T. Boulard, A. Baille, M. Mermier and F. Villette, '*Mesures et Modélisation de la Résistance Stomatique Foliaire et de la Transpiration d'un Couvert de Tomates de Serre*', *Agronomy for Sustainable Development*, Vol. 11, N°4, pp. 259 - 274, 1991.
- [24] A. Baille, J.C. Lopez, S. Bonachela, M.M. Gonzalez-Real and J.I. Montero, '*Night Energy Balance in a Heated Low-Cost Plastic Greenhouse*'. *Agricultural and Forest Meteorology*, Vol. 137, N°1-2, pp. 107 - 118, 2006.
- [25] V.P. Sethi and S.K. Sharma, '*Thermal Modelling of a Greenhouse Integrated to an Aquifer Coupled Cavity Flow Heat Exchanger System*', *Solar Energy*, Vol. 81, N°6, pp. 723 - 741, 2007.
- [26] N. Kumari, G.N. Tiwari and M.S. Sodha, '*Effect of Phase Change Material on Passive Thermal Heating of a Greenhouse*', *International Journal of Energy Research*, Vol. 30, N°4, pp. 221 - 236, 2006.