Modèle énergétique de la serre agricole

C. Monteil, G. Issanchou, M. Amouroux

► To cite this version:

C. Monteil, G. Issanchou, M. Amouroux. Modèle énergétique de la serre agricole. Journal de Physique III, 1991, 1 (3), pp.429-454. 10.1051/jp3:1991130 . jpa-00248589

HAL Id: jpa-00248589

<https://hal.science/jpa-00248589>

Submitted on 1 Jan 1991

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

Classification
Physics Abstracts
44.90

Modèle énergétique de la serre agricole

C. Monteil ⁽¹⁾, G. Issanchou ⁽²⁾ et M. Amouroux ⁽³⁾

⁽¹⁾ Laboratoire d'Energétique Rurale et d'Informatique Appliquée I.N.P./E.N.S.A.T., 145 av. de Muret, 31076 Toulouse Cedex, France

⁽²⁾ Centre de Machinisme Agricole, du Génie Rural et des Eaux et Forêts C.E.M.A.G.R.E.F., Domaine de Lavalette, BP 5095, Montpellier Cedex, France

⁽³⁾ Institut de sciences et de génie des Matériaux et Procédés I.M.P./C.N.R.S., Université de Perpignan, av. de Villeneuve, 66025 Perpignan Cedex, France

(Reçu le 23 avril 1990, accepté le 27 novembre 1990)

Résumé. — Les auteurs présentent un modèle énergétique complet de la serre agricole, qui intègre l'ensemble des processus qui régissent les échanges thermiques entre la couverture, l'écran thermique, l'air intérieur, les plantes, le sol et les échangeurs de chaleur : conduction, convection, évaporation, condensation, rayonnements solaires et de grande longueur d'onde, inertie thermique. Cet article développe, puis illustre les particularités de ce modèle : 1) L'analyse approfondie des échanges infrarouges de grande longueur d'onde où l'on tient compte, par le biais des facteurs de forme, de la géométrie et de la position respective des échangeurs de chaleur et des cultures. Un exemple montre que la position d'un échangeur dans la serre peut modifier son efficacité. 2) Le choix d'une solution analytique périodique pour initialiser judicieusement, au départ d'une simulation dynamique, la température *a priori* inconnue des diverses couches de sol. On montre que cette méthode, qui réduit le nombre d'itérations nécessaire pour amortir l'effet transitoire de la condition initiale, permet d'accélérer de manière significative la réponse dynamique du modèle. Ce modèle a servi de support au logiciel *Thermi-Serre*^{<R>}, d'aide au dimensionnement des systèmes de chauffage de serre.

Abstract. — The authors present a complete thermal model of a greenhouse. This model takes into account the various physical processes (conduction, convection, evaporation, condensation, solar and long-wave radiations) which are involved in the dynamic energy balance of the whole system (cover, inside air, plant canopy, heat exchanger, screen and soil layers). The main features of this model are the followings : 1) A detailed study of the long-wave radiative exchanges by the use of shape-factors calculations. An example shows that the geometrical configuration of the heat exchanger has a great effect on its efficiency. 2) The use of an analytic periodic solution to set convenient initial values for the temperatures of the ground layers, in order to accelerate the convergence. This method optimizes the dynamic response of the model on a standard micro-computer. This model is a basic ingredient of a friendly user software developed for greenhouses heating systems design : *Thermi-Serre*^{<R>}

1. Introduction.

Depuis près de trente ans, la littérature spécialisée fait état d'un grand nombre de travaux de modélisation destinés à appréhender les phénomènes énergétiques qui régissent le climat

intérieur des serres agricoles (Monteil [18] et Lacroix [22] en fournissent une revue bibliographique détaillée). L'évolution de ces modèles a été rapide, poussée à la fois par le développement de nouveaux moyens informatiques et par une conjoncture où la compréhension et la maîtrise des phénomènes énergétiques devenaient fondamentales.

Notre modèle est un modèle de connaissance dynamique monodimensionnel, qui s'articule autour de la formulation des bilans d'énergie instantanés des différents composants de la serre (air intérieur, plantes, sol, enveloppe, échangeurs de chaleur).

Il a servi de base au développement d'une application pratique : la mise au point d'un logiciel ergonomique d'aide au dimensionnement des systèmes de chauffage (logiciel *Thermi-Serre^R* pour PC et compatibles).

Après avoir décrit l'articulation de ce modèle, nous allons détailler dans cet article, puis illustrer par des exemples, quelques-unes de ses originalités :

- la mise en œuvre d'une méthode matricielle pour analyser les échanges radiatifs infrarouges de grande longueur d'onde (2.3.5 Flux radiatifs infrarouge + Annexe) ;
- une technique d'estimation de la température initiale des diverses couches de sol qui utilise le développement en série de Fourier de la solution analytique périodique de l'équation de propagation de la chaleur dans le sol (2.5 Initialisation de la Température du Sol).

2. Description du modèle.

La serre constitue un système biologique et énergétique complexe dans lequel la plupart des modes de transferts thermiques sont mis en jeu :

- conduction au travers du sol ;
- convection à la surface de la couverture, des plantes, du sol et des échangeurs ;
- évaporation au niveau du sol et des plantes ;
- condensations sur la couverture ;
- renouvellement d'air dû à la perméabilité de la serre ou à une ventilation mécanique ;
- apports solaires au travers du matériau de couverture ;
- échanges radiatifs de grande longueur d'onde entre les différents éléments.

2.1 HYPOTHÈSES. — Schématiquement (Fig. 1), le modèle est constitué des six éléments de base suivants : la couverture, l'air intérieur (A_i), les plantes (P), le sol, l'échangeur du système de chauffage principal (X) et d'appoint (Y). Certains de ces éléments (couverture, sol) sont eux-mêmes divisés en sous-éléments :

— En présence d'une double paroi, la couverture est divisée en trois éléments : la paroi extérieure (C_e), la paroi intérieure (C_i), le fluide inter-parois (F). La paroi intérieure qui est supposée épouser la paroi extérieure peut représenter, le cas échéant, un écran thermique parfaitement étanche.

— Le sol est divisé en p couches ($S_0, S_1, \dots, S_{p-1}$) d'épaisseurs données ($es_0, es_1, \dots, es_{p-1}$).

Chacun de ces éléments ou sous-éléments $\langle e \rangle$ est caractérisé par une variable d'état supposée uniforme : sa température $T\langle e \rangle$. L'air intérieur A_i est en plus caractérisé par son humidité absolue WA_i .

La géométrie de la serre (Fig. 2) est définie par sa longueur LON , sa largeur ℓ , son volume VOL et la longueur de l'arc de couverture, ℓ_c .

La végétation est décrite sous forme de rangées de plantes, assimilées à des blocs parallélépipédiques, parallèles entre eux, de longueur égale à celle de la serre, et

Fig. 1. — Les composants du modèle.

[Elements of the model.]

Fig. 2. — Géométrie de la serre.

[Geometrical parameters of the greenhouse.]

régulièrement espacés d'une largeur d'allée (Fig. 3). On suppose que cet ensemble de rangs est centré sur l'axe médian de la serre, donc que les deux allées extrêmes (bordures) sont de largeurs égales.

La végétation, caractérisée par sa température moyenne, est géométriquement définie par les paramètres suivants :

- le nombre de rangs de culture n_r ;
- l'entraxe des rangs de culture l_r ;
- la largeur l_p et la hauteur z_p des rangées ;
- l'indice de recouvrement foliaire LAI (Leaf Area Index), exprimé en m^2 de feuillage par m^2 de sol de serre.

L'échangeur du système de chauffage principal est constitué par un tube métallique disposé en boucle aller/retour autour de chaque rangée de plante (Fig. 4). Le système de chauffage

Fig. 3. — Représentation des plantes.

[Crop representation.]

d'appoint est un générateur d'air chaud. On définit la géométrie des tubes par l'écartement ex du tube aller et du tube retour au sein d'une boucle, le diamètre extérieur des tubes, dx , et la hauteur de la boucle au-dessus du sol zx . L'état de ces tubes de chauffage est caractérisé par la température moyenne entre le départ et le retour d'une boucle.

Fig. 4. — Représentation du chauffage.

[Heating system representation.]

Les données climatiques sont représentées par :

- la température, l'humidité relative et la pression de l'air extérieur ;
- la vitesse du vent ;
- le rayonnement solaire global (ou direct + diffus) ;
- la température apparente de rayonnement de la voûte céleste.

2.2 BILANS D'ÉNERGIE. — La figure 5 schématise l'ensemble des flux modélisés. Le tableau I regroupe la formulation algébrique des bilans d'énergie correspondants ; nous allons préciser ici quelles en sont les hypothèses particulières.

Fig. 5. — Structure symbolique des flux.

[Symbolic structure of flux.]

■ Bilan de la couverture extérieure.

— Dans le cas d'une simple paroi : Le terme $LAiCe$ représente le transfert enthalpique résultant de la condensation de la vapeur d'eau de l'air intérieur sur la face interne de la couverture. Le condensat est supposé s'évacuer par gravité le long de la couverture.

Tableau I. — *Expression des bilans d'énergie.*

[Energy balances.]

	BILANS D'ÉNERGIE
SIMPLE PAROI	
Couverture extérieure (Ce)	$VCe + ICe - CCeAe - LCeAe + CAiCe + LAiCe = 0$
Air intérieur (Ai)	Sensible : $-CAiCe + CPAi + CSAi - CAiAe + CXAi + QY = PAi$ Latent : $LPAi + LSAi - LAiCe - LAiAe = PW$
DOUBLE PAROI	
Couverture extérieure (Ce)	$VCe + ICe - CCeAe - LCeAe + CFCe + GCiCe = 0$
Fluide inter parois (F)	$VF + IF - CFCe + CCiF = 0$
Couverture intérieure (Ci)	$VCi + ICi - GCiCe - CCiF + CAiCi + LAiCi = 0$
Air intérieur (Ai)	Sensible : $-CAiCi + CPAi + CSAi - CAiAe + CXAi + QY = PAi$ Latent : $LPAi + LSAi - LAiCi - LAiAe = PW$
Plantes (P)	$VP + IP - CPAi - LPAi = 0$
Sol (S)	Première couche : $VS + IS - CSAi - LSAi - GS_0S_1 = PS_0$ Autres couches (j) : $GS_{j-1}S_j - GS_jS_{j+1} = PS_j$ Dernière couche (p-1) : $GS_{p-2}S_{p-1} = PS_{p-1}$
Echangeur principal (X)	$VX + IX - CXAi + QX = PX$

— *Dans le cas d'une double paroi* : Les échanges convectifs et les transferts de masse avec l'air intérieur affectent la face interne de la paroi intérieure ($CAiCi$ et $LAiCi$). Le terme de conduction entre les 2 parois ($GCiCe$) autorise la prise en compte de parois conductives épaisses (assimilées à une double paroi).

■ Bilans sur l'air intérieur.

Deux bilans interdépendants sont formulés, puisque l'air intérieur est défini par deux variables d'état : sa température et son humidité absolue.

— *Bilan enthalpique sur la vapeur d'eau* : Ce bilan fait intervenir l'évapo-transpiration des plantes et l'évaporation du sol, ainsi que les condensations éventuelles sur la paroi interne de la couverture. $LAiAe$ est lié au gradient d'humidité existant entre l'air intérieur et l'air extérieur. PW représente le terme d'inertie du bilan, lié à la variation de la masse de vapeur d'eau de l'air intérieur.

— *Bilan enthalpique sur l'air sec* : On note ici aussi la prise en compte d'un terme d'inertie PAi lié à la capacité calorifique de l'air intérieur. Le terme QY est le terme source qui correspond au système de chauffage d'appoint de type convectif.

■ Bilan sur le sol.

Le sol est discrétisé en p couches (on suppose que la température de chaque couche est uniforme). Les termes en GS correspondent aux flux conductifs entre les couches, et les termes en PS correspondent aux variations d'énergie accumulée par chaque couche (terme d'inertie). La dernière couche de sol est supposée adiabatique en profondeur, cette hypothèse sera justifiée plus loin dans le paragraphe 2.5 Initialisation de la Température du sol.

2.3 EXPRESSION DES FLUX. — Nous développons ici l'expression des différents flux d'énergie. On trouvera dans Monteil [18] la discussion complète qui justifie le choix des expressions retenues pour formuler les divers coefficients d'échanges.

2.3.1 Flux convectifs sensibles. — La puissance, C_{sf} , échangée entre un solide (s) et un fluide (f) s'écrit :

$$C_{sf} = h \cdot S \cdot (T_s - T_f) \quad (W)$$

où S (m^2) est la surface de contact, T_s ($^{\circ}C$) la température du solide, T_f ($^{\circ}C$) la température du fluide, h ($W/m^2/^{\circ}C$) le coefficient d'échange convectif.

■ *Echange convectif entre la couverture et l'air extérieur : $CCeAe$.*

Le coefficient h ($W/m^2/^{\circ}C$) est uniquement lié à la vitesse du vent mesurée à une hauteur de 3 m, U_e (m/s) :

$$\begin{aligned} h &= h_1 + h_2 \cdot U_e, & \text{si } U_e < U_{\text{limite}} = 7,73 \text{ (m/s)} \\ h &= h_3 \cdot U_e^{h_4}, & \text{si } U_e > U_{\text{limite}}. \end{aligned}$$

Cette formule permet de se raccorder aux lois de type linéaire (Selcuk [2], Takakura [4], Gac/.. [5], Takami [6], Bot [13], Cooper/.. [14]), exponentiel (Van-Bavel/.. [8], Bailey [12], Arinze [16]) ou mixte (Irla [11], Meknassi [15]). Les valeurs retenues pour les constantes h_i ($i = 1$ à 4) correspondent à la formule mixte de Meknassi [15]. Ces valeurs sont répertoriées dans le tableau II.

■ *Autres échanges convectifs :*

— Pour les coefficients d'échange convectif entre l'air intérieur et respectivement la face interne de la couverture, la surface du sol, et les plantes ($CAiCe$ ou $CAiCi$, $CSAi$, $CPAi$), la formule retenue tient compte, non seulement de la valeur absolue de l'écart des températures (Kittas [9], Bailey [12], Kimball [19]), mais également de la vitesse moyenne de déplacement de l'air intérieur U_i (m/s) (Kindelan [10]) :

$$h = h_1 \cdot |T_s - T_f|^{h_2} + h_3 \cdot U_i^{h_4} \quad (W/m^2/^{\circ}C).$$

Les constantes h_i ($i = 1$ à 4), issues de Kindelan [10], sont données dans le tableau II, et la vitesse moyenne de déplacement de l'air intérieur est calculées par la relation :

$$U_i = LON \cdot R/3\,600 \quad (m/s)$$

Tableau II. — *Paramètres numériques des lois d'échanges.*

[Numerical parameters for thermal exchange laws.]

	h_1	h_2	h_3	h_4
$CCeAe$	7,50	3,88	7,30	0,80
$CAiCi$	1,52	1/3	3	1/2
$CAiCe$	1,52	1/3	3	1/2
$CSAi$	1,52	1/3	3	1/2
$CPAi$	4,25	1/4	3	1/2
$CXAi$	1,32	1/4	3	1/2
$CFCe$	1,52	1/3	0	0
$CCiF$	1,52	1/3	0	0

où LON (m) est la longueur de la serre et R (volumes de serre/h) son taux de renouvellement d'air horaire.

Nota : Pour la végétation, la surface convective se calcule comme le produit de l'indice de recouvrement foliaire (LAI) par 2 et par la surface au sol de la serre.

— Pour l'échange convectif entre le fluide inter-parois et les 2 parois adjacentes (CFCe, CCiF), l'expression retenue est similaire à la précédente, en faisant l'hypothèse d'une vitesse de déplacement nulle du fluide : le tableau II fournit les constantes hi correspondantes.

— Pour le coefficient d'échange convectif entre l'air intérieur et les tubes de chauffage, on utilise la relation :

$$h = h1 \cdot (|Ts - Tf|/dx)^{h2} + h3 \cdot U_i^{h4} \quad (\text{W/m}^2/\text{°C})$$

où dx (m) représente le dimaètre extérieur des tubes, et U_i (m/s) la vitesse moyenne de déplacement de l'air intérieur. Dans cette expression, le terme de convection libre (coefficients $h1$ et $h2$) est déduit de la relation empirique entre le nombre de Nusselt et le nombre de Grashof (Techniques de l'Ingénieur, B 94-4). Le terme de convection forcée est identique à celui de la couverture interne. Le tableau II fournit les constantes hi correspondantes.

■ Renouvellement d'air : $CAiAe$.

Le flux $CAiAe$, lié à la différence d'énergie interne entre l'air entrant et l'air sortant, s'exprime par la relation :

$$CAiAe = (Ci \cdot T_{Ai} - Ce \cdot T_{Ae}) \cdot ROi \cdot VOL \cdot R/3600 \quad (\text{W})$$

où Ci (J/kg/°C) et Ce (J/kg/°C) sont les chaleurs massiques de l'air humide intérieur et extérieur, ROi (kg/m³) la masse volumique de l'air intérieur, VOL (m³) le volume total de la serre et R son taux de renouvellement d'air horaire (exprimé en volumes de serre/h).

2.3.2 Transferts de masse. — Les transferts de masse sont liés aux évaporations au niveau du sol et des plantes et au dépôt de condensation sur la couverture. La puissance Lsf échangée au cours de ces transferts se déduit de la relation :

$$Lsf = L \cdot k \cdot S \cdot (Ws - Wf) \quad (\text{W})$$

où L (J/kg) est la chaleur latente de vaporisation de l'eau, k (kg/m²/s) le coefficient de transfert hydrique, S (m²) la surface d'échange, Wf (kg_{eau}/kg_{air sec}) et Ws (kg_{eau}/kg_{air sec}) l'humidité absolue et l'humidité saturante de l'air à la température de la surface d'échange.

■ Condensation sur les parois : $LAiCe$ ou $LAiCi$ et $LCeAe$.

Dans le cas d'une condensation sur la couverture, le coefficient de transfert hydrique k se déduit du coefficient d'échange convectif h par la relation de Lewis :

$$k = h/C \quad (\text{kg/m}^2/\text{s})$$

où h (W/m²/°C) représente le coefficient d'échange convectif et C (J/kg/°C) la chaleur massique de l'air.

■ Evapo-transpiration des plantes : $LPAi$.

La surface d'échange est la même que celle calculée pour la convection. Pour tenir compte de l'ouverture et de la fermeture des stomates, régulateurs de l'évapo-transpiration, on

introduit en série dans le calcul du coefficient de transfert hydrique un paramètre de résistance stomatique r_s (s/m) :

$$k = \frac{h/C_i}{1 + r_s/RO_i \cdot h/C_i} \quad (\text{kg/m}^2/\text{s}).$$

Dans cette relation, RO_i (kg/m^3) représente la masse volumique de l'air intérieur, h ($\text{W/m}^2/\text{°C}$) le coefficient d'échange convectif, et C_i (J/kg/°C) la chaleur massique de l'air intérieur. La résistance stomatique r_s (s/m), est reliée au rayonnement solaire global V (W/m^2) reçu par les plantes par la relation mise au point par Monteil [18] où les paramètres r_{s1} (s/m), r_{s2} (s/m), r_{s3} (W/m^2) et r_{s4} (W/m^2) sont propres à chaque type de culture :

$$r_s = r_{s1} + r_{s2} \cdot \left[0,5 + 1/\pi \cdot \arctg \frac{r_{s3} - V}{r_{s4}} \right] \quad (\text{s/m}).$$

Pour une culture de tomates, de nombreux auteurs ont fourni des valeurs nocturnes de la résistance stomatique qui se situent généralement entre 1 500 s/m et 3 000 s/m (Van Bavel [8], Bot [13], Stanghellini [20], Boulard/.. [23]). Les paramètres retenus :

$$r_{s1} = 700 \quad (\text{s/m}), \quad r_{s2} = 900 \quad (\text{s/m}), \quad r_{s3} = 200 \quad (\text{W/m}^2), \quad r_{s4} = 50 \quad (\text{W/m}^2),$$

déterminent une résistance stomatique nocturne de 1 500 s/m.

■ *Evaporation du sol : LSAi.*

Le cas du sol est traité comme celui des plantes. Le coefficient de résistance à la diffusion de l'eau est pris constant égal à 120 s/m dans le cas d'un sol irrigué et à 470 s/m dans le cas d'une culture hors sol (Kimball [19]). On remarquera cependant que de nombreux auteurs (Kindelan [10], Maklouf [21], Boulard [23]) ne tiennent pas compte de cette résistance, et assimilent le sol à une nappe d'eau libre.

■ *Renouvellement d'air : LAiAe.*

Le transfert de masse $LAiAe$ correspond à un transfert d'enthalpie calculé par l'expression :

$$LAiAe = (Li \cdot WAi - Le \cdot WAe) \cdot RO_i \cdot VOL \cdot R/3\,600 \quad (\text{W}).$$

Les termes RO_i , VOL et R sont les mêmes que ceux indiqués précédemment dans l'expression de $CAiAe$: les chaleurs latentes, Li (J/kg) et Le (J/kg), et les humidités absolues WAi ($\text{kg}_{\text{eau}}/\text{kg}_{\text{air sec}}$) et WAe ($\text{kg}_{\text{eau}}/\text{kg}_{\text{air sec}}$) remplacent respectivement les chaleurs massiques et les températures.

2.3.3 Flux conductifs.

■ Sol : $GS_j S_{j+1}$.

Le flux conductif $GS_j S_{j+1}$, entre deux couches de sol successives S_j et S_{j+1} , est calculé à partir de l'équation de Fourier simplifiée sous l'hypothèse d'un flux vertical monodirectionnel :

$$GS_j S_{j+1} = \lambda \cdot 2/(e_{s_j} + e_{s_{j+1}}) \cdot SS \cdot (TS_j - TS_{j+1}) \quad (\text{W})$$

où λ (W/m/°C) est la conductivité thermique du sol, SS (m^2), la surface au sol de la serre, e_{s_j} (m) et $e_{s_{j+1}}$ (m) les épaisseurs respectives de chacune des deux couches de sol et TS_j (°C) et TS_{j+1} (°C) leurs températures moyennes.

■ Couverture : GCiCe.

La conduction qui peut intervenir du fait de liaisons solides entre les deux couvertures de la serre est traitée de façon globale, en utilisant un coefficient global de conduction surfacique qui tient compte simultanément de la conductivité du matériau de liaison, de l'épaisseur de la liaison (distance entre couvertures) et éventuellement du pourcentage de surface de contact entre les deux couvertures.

2.3.4 Flux radiatifs solaires. — Le bilan solaire net sur chaque élément est calculé à partir de ses coefficients globaux d'absorption, de transmission et de réflexion, indépendants de l'angle d'incidence du rayonnement solaire direct (Kimball [19]).

— Si l'on connaît l'éclairement solaire *direct* et *diffus* arrivant sur un plan horizontal, la répartition de l'énergie solaire sur le sol, les plantes et les tuyaux de chauffage se calcule en tenant compte de l'effet de l'ombre portée par les plantes sur elles-mêmes et sur le sol selon l'heure, la date, le lieu et l'orientation de la serre (Cormary et Nicolas [17]).

— Si l'on ne connaît que l'éclairement solaire *global* arrivant sur un plan horizontal, on adopte la simplification proposée par Kimball [19] : l'énergie solaire incidente est répartie sur une surface de végétation égale à la partie horizontale supérieure de la végétation additionnée de la demi-hauteur de chaque rangée de plantes ; sur une surface de tubes égale à la projection horizontale des tubes ; et sur une surface de sol égale à la surface au sol de la serre moins les deux surfaces précédentes.

Dans tous les cas, la réflexion du sol, des plantes et des tubes vers la couverture est prise en compte par l'intermédiaire d'un coefficient global de réflexion (Kimball [19]).

2.3.5 Flux radiatifs infrarouges. — Les flux radiatifs infrarouges correspondent aux rayonnements émis par la voûte céleste (V), le sol extérieur (Se) et les différents éléments de la serre. Le spectre de ces rayonnements se situe dans le domaine de l'infrarouge de grande longueur d'onde : de 5 à 50 μm .

L'analyse radiative infrarouge a pour rôle de calculer les bilans infrarouge nets des différents éléments (ICe , IF , ICi , IP , IS , et IX) en fonction de leurs émittances respectives (M_{Ce} , M_{Ci} , MP , MS , et MX), et de l'éclairement infrarouge, Ee , dû au rayonnement de la voûte céleste et du sol extérieur.

En désignant par convention, par $M\langle e \rangle$, l'émittance du corps noir qui rayonne à la même température que l'élément $\langle e \rangle$:

$$M\langle e \rangle = \sigma \cdot T\langle e \rangle^4 \quad (\text{W/m}^2)$$

où σ est la constante de Stefan-Boltzmann ($5,674 \times 10^{-8} \text{ m}^2/\text{W/K}^4$) et $T\langle e \rangle$ (K) la température de l'élément, et en posant sous forme matricielle :

$$I = \begin{bmatrix} ICe \\ IF \\ ICi \\ IS \\ IX \end{bmatrix} \quad M = \begin{bmatrix} M_{Ce} \\ M_{Ci} \\ MP \\ MS \\ MX \\ Ee \end{bmatrix}$$

nous avons développé le calcul de la matrice « structurelle », IRS , qui relie I à M :

$$I = IRS \cdot M.$$

Cette matrice dépend de la *géométrie d'ensemble de la serre* (couverture, plantes, sol, échangeur) et des *propriétés radiatives* des différents éléments (*émissivités*, coefficients de

réflexion voire de transmission). Les bilans nets, déduits de la relation matricielle $I = IRS \cdot M$, sont ensuite, intégrés à l'ensemble des équations de bilans (Tableau I).

Le calcul de la matrice IRS est développé en annexe pour le cas de base d'une simple paroi (on peut se référer à Monteil [18] pour le traitement du cas de la double paroi). Ce calcul passe par la détermination de la totalité des facteurs de forme intérieurs et extérieurs au système. On rappelle que le facteur de forme ($F_{i,j}$) d'une surface i vers une autre surface j est un coefficient purement géométrique compris entre 0 et 1 et qui correspond à la fraction d'angle solide sous-tendue par la surface j rapportée à l'angle solide vu par la surface i . Ce calcul prend en compte la taille des rangées de culture (hauteur, largeur, espacement), et, dans le cas d'un système de chauffage par tubes métalliques, la taille (diamètre) et la disposition des tubes par rapport aux plantes et au sol; il est effectué sur une section transversale de la serre avec l'hypothèse de répétitivité d'une même maille constituée d'une rangée de plantes (bloc parallélépipédique) entourée de deux demi-allées.

Ainsi, dans le cas d'une simple paroi, la matrice des facteurs de forme intérieurs au système contient 16 facteurs de forme distincts :

$$F = \begin{pmatrix} F_{Ce,Ce} & F_{Ce,P} & F_{Ce,S} & F_{Ce,X} \\ F_{P,Ce} & F_{P,P} & F_{P,S} & F_{P,X} \\ F_{S,Ce} & F_{S,P} & F_{S,S} & F_{S,X} \\ F_{X,Ce} & F_{X,P} & F_{X,S} & F_{X,X} \end{pmatrix}$$

(matrice des 16 facteurs de forme intérieurs)

mais, compte tenu des 4 relations d'additivité, des 6 relations de réciprocité ci-dessous, où $S\langle e \rangle$ (m^2) désigne la surface radiative de l'élément $\langle e \rangle$:

<i>Additivité</i>	<i>Réciprocité</i>
$F_{Ce,Ce} + F_{Ce,P} + F_{Ce,S} + F_{Ce,X} = 1$	$SCe \cdot F_{Ce,P} = SP \cdot F_{P,Ce}$
$F_{P,Ce} + F_{P,P} + F_{P,S} + F_{P,X} = 1$	$SCe \cdot F_{Ce,S} = SS \cdot F_{S,Ce}$
$F_{S,Ce} + F_{S,P} + F_{S,S} + F_{S,X} = 1$	$SCe \cdot F_{Ce,X} = SX \cdot F_{X,Ce}$
$F_{X,Ce} + F_{X,P} + F_{X,S} + F_{X,X} = 1$	$SP \cdot F_{P,S} = SS \cdot F_{S,P}$
	$SP \cdot F_{P,X} = SX \cdot F_{X,P}$
	$SS \cdot F_{S,X} = SX \cdot F_{X,S}$

et du fait que le sol est une surface non concave ($F_{S,S} = 0$), il suffit réellement de calculer 5 facteurs de forme de base.

■ Chauffage par air pulsé.

Dans le cas particulier où l'échangeur du chauffage est de type air pulsé, le nombre de facteurs de forme de base à calculer se réduit à 2 (9 facteurs de forme – 3 relations d'additivité – 3 relations de réciprocité – 1); le calcul des deux facteurs de forme $F_{P,P}$ et $F_{P,S}$ suffit pour déterminer tous les autres.

■ Chauffage par tubes métalliques.

Selon la géométrie des boucles de chauffage, plusieurs configurations géométriques doivent être distinguées (Fig. 6) :

— Pour les différents cas où les tuyaux sont situés à une hauteur inférieure à celle des plantes (cas bi , be , bm), les cinq facteurs de forme de base effectivement calculés correspondent à $F_{Ce,Ce}$, $F_{S,Ce}$, $F_{X,X}$, $F_{X,Ce}$ et $F_{X,S}$. Le cas intermédiaire bm est obtenu par

Fig. 6. — Calcul des facteurs de formes (sous-cas géométriques).

[Shape-factors calculation (geometrical cases).]

interpolation entre les cas limites *bi* et *be* lorsque les tuyaux jouxtent, côté intérieur ou côté extérieur, la bordure verticale théorique de la rangée de plantes.

— Pour les différents cas où les tuyaux sont situés à une hauteur supérieure aux plantes (cas *hi*, *he*, *hm*), les cinq facteurs de forme de base calculés correspondent à $F_{X,X}$, $F_{X,Ce}$, $F_{X,S}$, $F_{P,P}$ et $F_{P,S}$. Le cas intermédiaire *hm* est obtenu par interpolation entre les cas limites *hi* et *he* lorsque les tuyaux jouxtent, côté intérieur ou côté extérieur, la bordure verticale théorique de la rangée de plantes.

— Pour les cas intermédiaires *si*, *se* et *sm* où les tuyaux interceptent la limite horizontale haute des plantes les cinq facteurs de forme $F_{Ce,Ce}$, $F_{S,Ce}$, $F_{X,X}$, $F_{X,Ce}$ et $F_{X,S}$ sont calculés par interpolation entre les cas *b* et *h* limites, lorsque les tuyaux jouxtent, côté intérieur ou côté extérieur, la bordure horizontale haute de la rangée de plantes.

A titre d'exemple, la figure 7 permet de suivre, pour la serre décrite au tableau V, l'évolution des facteurs de forme intérieurs lorsque d'une position basse type *be*, la hauteur de tubes de chauffage augmente progressivement jusqu'à la position haute de type *he* : le facteur de forme des tubes vers la couverture passe de 0,1 à près de 0,5, et c'est dans cette proportion que vont augmenter les échanges par rayonnement des tubes vers la couverture (4.1 Efficacité d'un Echangeur selon sa Position).

2.4 RÉOLUTION NUMÉRIQUE. — La formulation des bilans d'énergie détermine un système d'équations différentielles non linéaires où chaque équation correspond à la formulation du bilan d'énergie d'un élément. Les inconnues de ce système sont les variables d'état de chaque élément $T\langle e \rangle$ et $W\langle e \rangle$.

Les termes non linéaires proviennent :

- des émittances (termes en T^4 des bilans radiatifs infrarouges) ;
- des coefficients d'échanges convectifs (termes en ΔT élevés à la puissance 1/3 ou 1/4) ;
- du calcul des humidités saturantes (relations en $K/e^{a+b/T \cdot \ln(T)-1}$).

Ce système d'équations est résolu par une méthode itérative de type Newton-Raphson qui consiste à linéariser le système d'équations à chaque itération par calcul du Jacobien (matrice

Fig. 7. — Evolution des facteurs de forme intérieurs en fonction de la hauteur des tubes de chauffage.
[Variation of internal shape-factors with the height of pipes.]

des dérivées partielles), puis à résoudre le système linéaire ainsi obtenu par une méthode classique (ici méthode de gauss à pivot partiel).

En régime dynamique (seconds membres ou termes d'inertie non nuls), les termes d'inertie différentiels sont discrétisés par la méthode des différences finies. Il faut alors définir, en plus des conditions aux limites classiques, les conditions initiales du système :

- température de chaque élément inerte (sol, air, tubes de chauffage) ;
- humidité absolue de l'air intérieur.

2.5 INITIALISATION DE LA TEMPÉRATURE DU SOL.

2.5.1 Définition du problème. — L'inertie thermique du sol joue un rôle essentiel sur le micro-climat intérieur de la serre. Pendant la nuit, le sol restitue une partie de la chaleur accumulée pendant la journée sous l'effet du chauffage et des apports solaires (4.2 Rôle de l'Inertie Thermique du Sol).

Au départ de toute simulation en régime dynamique, nous devons initialiser la température des diverses couches de sol de notre modèle. En général, cette condition initiale qui détermine la quantité d'énergie stockée dans le sol est estimée empiriquement. Son influence sur le comportement de l'étage supérieur du modèle, qui ne s'amortit qu'au-delà de la dixième journée de simulation, impose d'avoir recours à un bouclage répété sur une première journée de simulation dite journée de référence.

Nous avons basé l'estimation de la température initiale des couches de sol sur l'utilisation du développement en série de Fourier de la solution analytique de l'équation de propagation de la chaleur dans le sol. Cette technique permet de stabiliser très rapidement le cycle de la journée de référence.

2.5.2 Méthode. — Sur une journée de référence, où les conditions climatiques coïncident à 0 h et 24 h, on peut représenter la loi d'évolution périodique de la température de la surface du sol dans la serre par la série de Fourier suivante :

$$TS(0, t) \simeq \langle TS(0) \rangle + \sum_{n=1}^{n=N} [a_n \cdot \cos(n \cdot \omega \cdot t) + b_n \cdot \sin(n \cdot \omega \cdot t)]$$

où

t = temps (s)

T = période des oscillations (24×3600 s)

w = pulsation des oscillations $= 2 \cdot \pi / T$ (s^{-1})

$\langle TS(0) \rangle$ = température moyenne de la surface du sol

an, bn = coefficients d'ordre n de la décomposition en série de Fourier.

Lorsque l'évolution de la température du sol démarre à partir d'une condition initiale $TS(x, 0)$, le profil de température dans le sol de la serre, $TS(x, t)$, est solution de l'équation de propagation de la chaleur par conduction dans un milieu semi-infini, en régime variable :

$$dTS(x, t)/dt = a \cdot d^2 TS(x, t)/dx^2$$

où

x = profondeur (m)

t = temps (s)

a = diffusivité du sol (m^2/s).

On peut développer la solution analytique de ce profil sous la forme d'une somme de deux termes (Carslaw & Jaeger [1]) :

$$TS(x, t) = TS1(x, t) + TS2(x, t).$$

— *Le premier terme*, $TS1(x, t)$, est un terme périodique, de période 24 h, son amplitude décroît exponentiellement avec la profondeur x :

$$TS1(x, t) = \langle TS(0) \rangle + \sum_{n=1}^{n=N} [an \cdot \cos(n \cdot w \cdot t - x \cdot \alpha \cdot n^{0.5}) + bn \cdot \sin(n \cdot w \cdot t - x \cdot \alpha \cdot n^{0.5})] \cdot e^{-x \cdot \alpha \cdot n^{0.5}}$$

avec $\alpha = (w/(2 \cdot a))^{0.5} \quad (m^{-1})$

— *Le deuxième terme*, $TS2(x, t)$, est un terme transitoire qui tend à s'annuler asymptotiquement :

$$TS2(x, t) = (TS(x, 0) - \langle TS(0) \rangle) \cdot \operatorname{erf}(x/(4 \cdot a \cdot t)^{0.5}).$$

En *régime établi*, la température du sol ne dépend plus que du premier terme $TS1(x, t)$, la température moyenne en tout point du sol est égale à la température moyenne du sol en surface $\langle TS(0) \rangle$, et à partir d'une certaine profondeur, où le terme d'amortissement de $TS1(x, t)$ annule le terme oscillant, la température du sol reste uniforme, égale à la température moyenne du sol en surface.

Le premier terme, $TS1(x, t)$, permet ainsi de déterminer la profondeur x , à partir de laquelle l'amplitude des variations de la température de surface est amortie au moins n fois :

$$x = \frac{\operatorname{Ln}(n)}{\alpha} \quad (m).$$

Pour un sol de diffusivité thermique moyenne ($a \approx 5 \times 10^{-7} m^2/s$), on montre que le facteur d'amortissement n est égal à 10 dès la profondeur de 27 cm. Pour le sol de notre serre, divisé en 6 couches d'épaisseurs respectives 1 cm, 4 cm, 10 cm, 10 cm, 10 cm et 30 cm, nous avons

donc supposé qu'à 65 cm de profondeur, au niveau de la frontière entre la dernière couche et le sol profond, l'hypothèse d'une adiabaticité était satisfaite avec une bonne précision ($n \approx 255$).

Pour t suffisamment grand ($x/(4 \cdot a \cdot t)^{0,5} < 2$), le développement au premier ordre du deuxième terme :

$$TS2(x, t) \approx (TS(x, 0) - \langle TS(0) \rangle) \cdot \left[\frac{x}{(\pi \cdot a \cdot t)^{0,5}} - \dots \right]$$

permet quant à lui d'évaluer le délai d'amortissement de la condition initiale $TS(x, 0)$. Le temps t nécessaire pour que $TS2(x, t)$ tende vers $(TS(x, 0) - \langle TS(0) \rangle)/n$ est donné par :

$$t = \frac{x^2 \cdot n^2}{\pi \cdot a} \quad (\text{s}).$$

Par exemple, à la profondeur de 30 cm, le terme $TS2(x, t)$ ne tend vers $(TS(0,30, 0) - \langle TS(0) \rangle)/10$ qu'au bout de 54 j, et une erreur d'estimation de 2 °C de la température initiale de la 5^e couche de sol (à - 30 cm) conduirait théoriquement, à boucler une cinquantaine de fois sur la journée de référence avant d'observer le régime périodique de cette couche stabilisé à 0,2 °C près.

Afin d'accélérer cette convergence, nous avons déterminé la température initiale des couches de sol à partir de l'expression analytique du régime périodique établi : $TS1(x, t)$. Le bouclage sur la journée de référence se décompose alors en deux phases :

■ Une *première phase* au cours de laquelle le modèle ne prend en compte que la couche de surface du sol. Cette étape est initialisée par un régime d'équilibre, et converge très rapidement (dès la deuxième boucle de 24 h) car le nombre d'équations à résoudre se trouve pratiquement réduit de moitié (5 couches de sol en moins). On obtient ainsi une allure approchée de la loi d'évolution périodique de la température de surface du sol, $TS(0, t)$, dont on peut calculer les coefficients de la décomposition en série de Fourier. On constate en pratique, qu'il suffit de calculer ces coefficients jusqu'à l'ordre 5 pour obtenir une bonne représentation de l'évolution de la température de surface (Fig. 8).

Fig. 8. — Evolution stabilisée de la température de surface du sol au cours de la première phase de calcul (Montpellier, serre verre, journée moyenne d'avril).

[First step calculation : established periodic soil surface temperature (Montpellier, glasshouse, typical april day).]

■ Dans la *deuxième phase*, toutes les couches de sol du modèle sont prises en compte, et leur température est initialisée par $TS1(x, t)$, expression du régime périodique établi engendré par la contrainte de surface $TS(0, t)$. La température initiale de chaque couche est ainsi très proche de la température stabilisée après convergence. Cette phase requiert au plus deux boucles de calcul de vingt quatre heures au pas horaire.

A titre d'illustration, sur la figure 9, nous avons initialisé la température des couches de sol par un régime d'équilibre à 0 h, *sans approche de Fourier* : l'erreur sur l'estimation de la température initiale de la première couche est de 2 °C, elle est de 3 °C pour la 3^e couche de sol, et 276 pas de calcul horaire (11 boucles de 24 h + 3 h) sont nécessaires pour amortir cette condition initiale (stabilisation de la température des couches de sol au dixième de degré). En revanche, si l'on utilise l'approche de Fourier, l'erreur sur l'estimation de la température initiale de l'ensemble des couches de sol est d'emblée inférieure ou égale au dixième de degré : la *première phase* (convergence de la température de surface) mobilise 51 pas de calcul horaire, et le régime stationnaire de l'ensemble des couches est ensuite atteint, au cours de la *deuxième phase*, après 32 pas de calcul horaire. Et finalement, comme au cours de la première phase de cette méthode les pas de calcul horaire s'exécutent deux fois plus rapidement sur ordinateur (5 couches de sol en moins $\Rightarrow$ deux fois moins d'équations à résoudre), on aura donc en fait réduit le temps de calcul numérique total d'un facteur 5 :

$$\frac{267}{(51/2 + 32)} \approx 5.$$

Fig. 9. — Stabilisation des températures de sol, par itérations successives, avec températures sol initiales = état d'équilibre à 0 h (Montpellier, serre verre, journée moyenne d'avril).

[Establishment of periodic soil temperatures after iterative procedure using steady state initial temperatures (Montpellier, glasshouse, typical april day).]

3. Validation du modèle.

La validation du modèle de la serre a été réalisée à partir de campagnes de mesure conduites chez l'exploitant et sur sites d'expérimentations :

— Une campagne de mesures effectuée par le C.E.M.A.G.R.E.F. au cours de l'hiver 1986-87 a permis de confronter ce modèle avec les données de terrain d'une serre verre de

8 600 m², située à Lalonde les Maures (83), sous culture de rosiers, et chauffée par des tubes aluminium à ailettes (Issanchou [27]). La figure 10 représente une courbe de validation où l'on a comparé la température d'air intérieur calculée par le modèle avec la température mesurée au pas horaire dans la serre. Le climat, et la puissance de chauffage mesurés sur le site au pas horaire ont fourni les données d'entrée du modèle.

Fig. 10. — Comparaison de température d'air intérieur calculée et mesurée (Campagne de mesures C.E.M.A.G.R.E.F.).

[Comparison of calculated inside air temperature with measured air temperature (Datas from C.E.M.A.G.R.E.F.).]

On note un bon accord général entre les températures d'air calculées et mesurées ; les écarts de température supérieurs au degré, observés au cours des nuits intermédiaires, sont liés à la présence de pluie.

— Une deuxième campagne de mesures, effectuée par l'E.N.S.A.T., du 14 février au 8 juin 1989, a permis de compléter cette validation en confrontant l'ensemble des sorties du modèle avec les mesures réalisées dans la serre du Centre d'Expérimentation des Fruits et Légumes situé à Ondes (31) (Monteil [26]). Cette serre verre de 1 040 m², chauffée par aérothermes et par tubes annelés en polypropylène posés sur le sol, était sous culture de tomates. La figure 11 représente une courbe de validation où l'on a comparé la puissance de chauffage totale simulée par le modèle à la puissance de chauffage totale réelle.

En période nocturne, on constate une bonne corrélation entre la puissance totale calculée et mesurée ; de jour, une moins bonne précision est due à la méconnaissance du taux réel de renouvellement d'air de la serre ventilée naturellement.

On peut se référer à Issanchou [27] et Monteil [26] pour un commentaire détaillé des résultats de validation de ce modèle, notamment en ce qui concerne d'autres sorties significatives du modèle, telles que la température des échangeurs, déterminée la plupart du temps à moins de 1,5 °C près, et l'humidité relative de l'air intérieur, précise à $\pm 10\%$ lorsque la serre n'est pas ventilée naturellement.

Fig. 11. — Comparaison de puissance totale de chauffage calculée et mesurée (Campagne de mesures E.N.S.A.T.).

[Comparison of calculated total heating power with measured total heating power (Datas from E.N.S.A.T.).]

4. Exemples d'application.

Nous allons à présent illustrer les principaux atouts de ce modèle :

- l'analyse détaillée des échanges thermiques par rayonnement ;
- la prise en compte des phénomènes dynamiques.

Pour cela, à l'aide de résultats de simulations réalisées à partir du logiciel *Thermi-Serre* (application du modèle au dimensionnement des systèmes de chauffage) nous nous proposons :

- 4.1 Efficacité d'un Echangeur selon sa Position : d'étudier l'impact du positionnement des tubes de chauffage sur leur efficacité ;
- 4.2 Rôle de l'Inertie Thermique du Sol : d'appréhender le rôle que joue l'inertie du sol sur le comportement dynamique de la serre.

4.1 EFFICACITÉ D'UN ÉCHANGEUR SELON SA POSITION. — Nous avons testé l'influence de la position des tubes de chauffage :

1) *Sur la répartition des flux* à l'intérieur de la serre, par une étude en régime permanent, avec une température de couvert végétal imposée de 13 °C, et sous les conditions climatiques nocturnes du tableau III.

2) *Sur la consommation d'énergie de la serre*, par une simulation dynamique sur une journée moyenne du mois de janvier, avec une consigne d'air de 18 °C, et sous les conditions climatiques présentées au tableau IV.

La serre choisie pour cette illustration (Tableau V) est une multichapelle verre de 3 175 m² située dans l'Hérault (34) ; elle est chauffée par des tubes métalliques aériens, placés tantôt en position basse (1^{er} cas), tantôt en position haute (2^e cas).

En régime permanent (Fig. 12 et Fig. 13), pour une même température de feuille de 13 °C, on constate que la disposition des tubes au-dessus des plantes entraîne une augmentation de près de 15 % des besoins énergétiques de la serre (233 W/m² au lieu de 205 W/m²). Dans cette position, le facteur de forme des tubes vers la couverture est en effet passé de 0,11 à

Tableau III. — Conditions climatiques d'un régime permanent nocturne.

[Steady state nighttime climatic conditions.]

Température extérieure	(°C) : 0,0
Vitesse vent	(m/s) : 5
Rayonnement solaire global	(W/m ²) : 0
Température de voûte céleste	(°C) : - 24 (nébulosité 0 octas)
Humidité relative extérieure	(%) : 80

Tableau IV. — Conditions climatiques d'une journée moyenne du mois de janvier dans l'Hérault.

[Climatic conditions of a typical january day (Hérault).]

Température extérieure	(mini/maxi °C) : 1,9/10,8
Vitesse vent moyenne	(m/s) : 3
Nébulosité moyenne	(octas) : 5
Humidité relative extérieure	(mini/maxi %) : 70/90

Fig. 12. — Schéma énergétique de la serre à l'équilibre (tubes près du sol).

[Steady state energetical diagram of the greenhouse (pipes beside the ground).]

Fig. 13. — Schéma énergétique de la serre à l'équilibre (tubes au-dessus des plantes).

[Steady state energetical diagram of the greenhouse (pipes above the plants).]

Tableau V. — Caractéristiques d'une multichapelle verre chauffée par tubes métalliques.

[Description of a multispans glasshouse equipped with heating pipes.]

Longueur	(m) : 50,00
Largeur au sol	(m) : 63,50
Largeur curviligne	(m) : 75,30
Nombre de rangs de culture	: 32
Entr'axe des rangs de culture	(m) : 2,00
Largeur des rangs de culture	(m) : 1,00
Hauteur des rangs de culture	(m) : 1,50
Ecartement des tubes de chauffage	(m) : 2,25
Hauteur des tubes au-dessus du sol	(m) : 0,25 (1 ^{er} cas)
Hauteur des tubes au-dessus du sol	(m) : 2,25 (2 ^e cas)
Diamètre extérieur des tubes	(mm) : 90

0,49, tandis que le facteur de forme des tubes vers les plantes a diminué de 0,64 à 0,37 (Fig. 7) : les échanges thermiques par rayonnement vers la couverture ont augmenté de près de 25 %, tandis que le rayonnement des tubes vers les plantes a diminué d'environ 45 %.

En régime dynamique, sur une journée moyenne de janvier, la comparaison des consommations d'énergie (Fig. 14), confirme que le positionnement des tuyaux en hauteur peut entraîner une surconsommation d'énergie non négligeable d'environ 11 % (3,9 kWh/m² au lieu de 3,5 kWh/m²).

Fig. 14. — Comparaison des puissances de chauffage calculées (tubes au-dessus des plantes/tubes près du sol).

[Comparison of calculated heating powers (pipes beside the ground/pipes above the plants).]

4.2 RÔLE DE L'INERTIE THERMIQUE DU SOL. — La capacité de stockage thermique du sol diminue les besoins énergétiques de la serre. On qualifie ainsi de *dynamiques* les modèles énergétiques de la serre capables entre autres de représenter ce phénomène d'inertie thermique.

Nous illustrons ici, par un exemple, les conséquences non négligeables du défaut de représentation que commettent les modèles de serres non *dynamiques* en négligeant l'inertie

Fig. 15. — Comparaison des puissances de chauffage calculées (inertie du sol prise en compte/non prise en compte).

[Comparison of calculated heating powers (with normal soil inertia/without soil inertia).]

thermique du sol. Dans les conditions d'une journée moyenne du mois de mars, avec une consigne de chauffage de 15 °C, et pour la même serre multichapelle verre que dans l'exemple précédent, avec les tubes de chauffage placés près du sol, on peut montrer par simulation que si l'on ne tient pas compte de la dynamique du sol :

— la consommation d'énergie simulée par le modèle augmente de près de 30 %, passant de 0,875 kWh/m² à 1,12 kWh/m² (Fig. 15) ;

— la température de la surface du sol peut être surestimée de 10 °C (Fig. 16).

La différence entre 0,875 kWh/m² et 1,12 kWh/m², soit 0,26 kWh/m², représente la quantité d'énergie restituée par le sol. Cette valeur est très proche du seuil maximum de 1 MJ/m²/j (0,28 kWh/m²/j) observé expérimentalement au C.E.R.N. (Joliet [25]).

Fig. 16. — Comparaison des températures de sol calculées (inertie du sol prise en compte/non prise en compte).

[Comparison of calculated soil temperatures (with normal soil inertia/without soil inertia).]

5. Conclusion.

Le calcul de facteurs de forme que nous avons développé afin de représenter les échanges thermiques par rayonnement infrarouge lointain, autorise la prise en compte des diverses configurations géométriques possibles de l'ensemble des sources de rayonnement en présence : couverture, plantes, sol, échangeurs, voûte céleste et sol extérieur. Cette analyse améliore notamment la représentation du bilan thermique des échangeurs de chauffage. Elle permet, par exemple, dans l'optique du dimensionnement d'un système de chauffage, d'apprécier l'influence de l'emplacement des échangeurs sur leur efficacité.

Ce modèle est aussi un modèle dynamique, où tous les termes d'inertie sont représentés. La méthode mise en œuvre pour initialiser la température des diverses couches de sol, permet de réduire d'un facteur 5 le temps d'exécution des simulations dynamiques.

Capable de représenter finement le comportement énergétique de la serre pour un système de chauffage donné, ce modèle a servi de support pour le développement d'un logiciel appliqué au diagnostic énergétique des serres et au dimensionnement de leurs systèmes de

chauffage : ce logiciel programmé en Pascal sur micro-ordinateur, fonctionne avec des temps de calcul optimisés.

Annexe.

■ CALCUL DE LA MATRICE *IRS* DANS LE CAS D'UNE SIMPLE PAROI. — Nous sommes en présence de quatre éléments : la couverture (*Ce*), les plantes (*P*), le sol (*S*), et l'échangeur du chauffage principal (*X*). Ces éléments sont caractérisés :

— pour la couverture, par son coefficient de transmission, *tIc*, les émissivités et les coefficients de réflexion de sa face externe et interne, *eIe* et *eIi*, *rIe* et *rIi* ;

— pour les plantes, par leur émissivité, *eIp*, leurs coefficients d'absorption et de réflexion *aIp* et *rIp* ;

— pour le sol par son émissivité, *eIs*, ses coefficients d'absorption et de réflexion *aIs* et *rIs* ;

— pour l'échangeur, par son émissivité, *eIx*, et les coefficients d'absorption et de réflexion *aIx* et *rIx*.

La voûte céleste (*V*) et le sol extérieur (*Se*) sont assimilés à des corps noirs qui rayonnent respectivement à la température *TV* et *TSe*. La température *TSe* est supposée égale à la température ambiante extérieure. La température de voûte *TV* est calculée en fonction de la nébulosité du ciel et de la température extérieure, par pondération entre 2 formules, l'une pour un ciel clair (formule de Swinbank) et l'autre pour un ciel entièrement couvert (Arinze *et al.* [16]). La loi de calcul correspond à :

$$TV = (-6 + TAe) \cdot Neb/8 + 0,0553 \cdot TAe^{1,5} (1 - Neb/8) \quad (K) \quad (K)$$

où *Neb* (octas) représente la nébulosité du ciel et *TAe* (K) la température de l'air extérieur.

On calcule l'éclairement, *Ee*, dû à la voûte céleste et au sol extérieur par :

$$Ee = F_{C, Se} \cdot MSe + F_{C, V} \cdot MV \quad (W/m^2)$$

et en posant :

$$I = \begin{bmatrix} ICe \\ IP \\ IS \\ IX \end{bmatrix} \quad M = \begin{bmatrix} MCe \\ MP \\ MS \\ Ee \end{bmatrix}$$

$$ABS = \begin{bmatrix} aIi & 0 & 0 & 0 \\ 0 & aIp & 0 & 0 \\ 0 & 0 & aIs & 0 \\ 0 & 0 & 0 & aIx \end{bmatrix} \quad EM1 = \begin{bmatrix} -(eIe + eIi) & 0 & 0 & aIe \\ 0 & -eIp & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -eIs & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -eIx \end{bmatrix}$$

$$RF = \begin{bmatrix} rIi & 0 & 0 & 0 \\ 0 & rIp & 0 & 0 \\ 0 & 0 & rIs & 0 \\ 0 & 0 & 0 & rIx \end{bmatrix} \quad EM2 = \begin{bmatrix} eIi & 0 & 0 & tIe \\ 0 & eIp & 0 & 0 \\ 0 & 0 & eIs & 0 \\ 0 & 0 & 0 & eIx \end{bmatrix}$$

$$F = \begin{bmatrix} F_{Ce, Ce} & F_{Ce, P} & F_{Ce, S} & F_{Ce, X} \\ F_{P, Ce} & F_{P, P} & F_{P, S} & F_{P, X} \\ F_{S, Ce} & F_{S, P} & F_{S, S} & F_{S, X} \\ F_{X, Ce} & F_{X, P} & F_{X, S} & F_{X, X} \end{bmatrix}$$

l'analyse radiative infrarouge développée par Monteil [18] montre que la matrice IRS , telle que $I = IRS \cdot M$, se déduit de l'expression :

$$IRS = ABS \cdot F \cdot (Id - RF \cdot F)^{-1} \cdot EM2 + EM1$$

où Id est la matrice identité.

■ **CALCUL DES FACTEURS DE FORME DE BASE.** — Les facteurs de forme de base de la matrice F ont été calculés à partir de facteurs de forme élémentaires, pour la plupart fournis par les manuels de rayonnement, et par application des relations algébriques classiques de réciprocité et d'additivité. Pour le calcul des facteurs de formes élémentaires très spécifiques, non fournis par les manuels, nous avons utilisé la méthode géométrique des cordes croisées (Gouffe [7]), qui permet d'éviter le calcul des intégrales de surface. Par exemple, dans le cas « hi » (Fig. 6) lorsqu'une partie du rayonnement d'un tube vers une allée est masquée par une rangée de plantes, nous avons pu établir, par la méthode des cordes croisées, la formule du facteur de forme élémentaire $F_{Cyl. Pl}$ entre un cylindre infini et un plan parallèle à l'axe du cylindre en présence d'un plan intermédiaire réalisant un effet de masque :

Avec $r = dx/2 =$ rayon extérieur des tuyaux

$Z = zx - zp =$ hauteur des tubes au-dessus des plantes

$\ell_1 = \ell_r - \ell_p =$ largeur d'une allée

$\ell_2 = (\ell_p - ex)/2 =$ écartement axe cylindre/allée

$$L = \ell_1 + \ell_2$$

$$X1 = ((zp/r)^2 + (\ell_1/r)^2 - 1)^{0.5}$$

$$X2 = ((zx/r)^2 + (L/r)^2 - 1)^{0.5}$$

$$X3 = ((Z/r)^2 + (\ell_2/r)^2 - 1)^{0.5}$$

$$H11 = \ell_1 \cdot (zx \cdot X2 - \ell) / (L \cdot X2 + zx)$$

$$H12 = \ell_1 \cdot (zx \cdot X2 - \ell) / (L \cdot X2 - zx).$$

■ Si $zp \geq H12$

$$F_{Cyl. Pl} = 0.$$

■ Sinon

— si $zp \geq H11$

$$F_{Cyl. Pl} = \frac{\arctan(H/\ell_2) - \arctan(zx/L) + \arctan(1/X3) - \arctan(1/X2) + X3 + X1 + X2}{4 \cdot \pi}$$

— si $zp < H11$

$$F_{Cyl. Pl} = \frac{\arctan(H/\ell_2) - \arctan(zx/L)}{2 \cdot \pi}.$$

La figure 17 représente, pour plusieurs largeurs d'allée, ℓ_1 , l'évolution de ce facteur de forme en fonction de la hauteur des plantes, z_p . Les tubes, de diamètre égal à 0,10 m, sont situés à une hauteur de 1,50 m, et le débordement, ℓ_2 , des plantes par rapport à l'axe du cylindre est égal à 0,20 m.

Fig. 17. — Cas « hi », variation de $F_{Cyl|Pl}$ avec la hauteur z_p des plantes (courbe paramétrée en fonction de la largeur ℓ_1 de l'allée).

[Case « hi », variation of $F_{Cyl|Pl}$ with the height of plants (z_p) (width of path (ℓ_1) as parameter).]

Bibliographie

- [1] CARSLAW H. S. and JAEGER J. C., Conduction of heat in solids, second edition, Oxford University Press (1959) 510 p.
- [2] SELCUK M. K., Evaluation of analysis design and performance of controlled environment greenhouses, ASHRAE meeting, Philadelphia, paper 2172 (1971), January 22-28.
- [3] SEGNER I. and LEVAV N., Models as tools in greenhouse climate design, Technion-Israel Institute of Technology, Haïfa, Publication n 115 (1971).
- [4] TAKAKURA T., JORDAN K. A. and BOYD L. L., Dynamic Simulation of Plant Growth and Environment in the Greenhouse, *J. Agric. Engng. Res.* **18** (1971) 133-140.
- [5] GAC A., BARTOLI R., FILLE J. F., BETHERY J., GERARD A. et FELDMANN C., Echanges thermiques dans les serres et abris, *Bulletin Technique du Génie Rural* **113** (1973).
- [6] TAKAMI S. and UCHIJIMA Z., A model for the greenhouse environment as affected by the mass and energy exchange of a crop, *J. Agric. Meteorol.* **33** (1977) 117-127.
- [7] GOUFFE A., Formules et données numériques sur la transmission de la chaleur, Cahier I, Transmission de la chaleur par rayonnement, deuxième édition revue et corrigée, Editions Eyrolles (1978) 139 p.
- [8] VAN BAVEL C. H. M. and SADLER E. J., SG79 : a computer simulation program for analyzing energy transformations in a solar greenhouse, Texas A & M University, College Station (Texas) (1979).
- [9] KITTAS C., Contribution théorique et expérimentale à l'étude du bilan d'énergie des serres, Thèse de Docteur-Ingénieur, Perpignan (1980).
- [10] KINDELAN M., Dynamic Modelling of Greenhouse Environment, *Transaction of the ASAE* **23** (1980) 1232-1239.
- [11] IRLA H., Etude du contrôle climatique des serres agricoles par microordinateur, Thèse d'Ingénieur C.N.A.M., Perpignan (1982).

- [12] BAILEY B. J., Limiting the relative humidity in insulated greenhouses, *Acta Horticulturae* **148** (1983).
- [13] BOT G. P. A., Greenhouse climate : from physical processes to a dynamic model, Ph. D. Thesis, Agricultural University, Wageningen (NL) (1983).
- [14] COOPER P. J. and FULLER R. J., A transient model of the interaction between crop, environment and greenhouse structure for predicting crop yield and energy consumption, *J. Agric. Engng. Res.* **28** (1983) 401-417.
- [15] MEKNASSI F., Identification et commande d'une serre agricole : régulation et économie d'énergie, Thèse de Docteur de 3^e cycle, Perpignan (1983).
- [16] ARINZE E. A., SCHOENAU G. J. and BESANT R. W., A dynamic thermal performance simulation model of an energy conserving greenhouse with thermal storage, *Transactions of the ASAE* **27** (1984) 508-519.
- [17] CORMARY Y. et NICOLAS C., La thermique des serres, Collection de la Direction des Etudes et Recherches d'Electricité de France, Editions Eyrolles (1985) 357 p.
- [18] MONTEIL C., Contribution informatique à l'analyse énergétique des serres agricoles, Thèse de Docteur-Ingénieur, Institut National. Polytechnique de Toulouse (1985) 168 p.
- [19] KIMBALL B. A., A Modular Energy Balance Program including subroutines for Greenhouses and other latent heat devices, U.S. Water Conservation Laboratory, Phoenix (Arizona) (1986).
- [20] STANGHELLINI C., Transpiration of greenhouse crops, Institut voor mechanisatie, Arbeid en Gebouwen, Wageningen (1987) 150 p.
- [21] MAKLOUF S., Expérimentation et modélisation d'une serre solaire à air avec stockage par chaleur latente assisté par pompe à chaleur de déshumidification, Thèse de Docteur ès-Sciences, université de Nice (1988) 299 p.
- [22] LACROIX R., Une étude comparative de la structure des modèles de transfert d'énergie et de masse dans les serres de production, rapport de Maîtrise en Sciences de l'Environnement, université du Québec, Montréal (1988) 110 p.
- [23] BOULARD T., BAILLE A., LAGIER J., MERMIER M. and VANDERSCHMITT E., Study and modelling of water vapour transfer in a plastic house equipped with a deshumidification heat pump, AGENG paper n 88.369 (1988).
- [24] ISSANCHOU G., MONTEIL C., AMOUROUX M. and FEUILLOLEY P., Computer aided design for greenhouses heating systems, Ageng paper n 88.302 (1988).
- [25] JOLLIET O., Modélisation du comportement thermique d'une serre horticole, Thèse de Docteur ès Sciences, Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne (1988) 247 p.
- [26] MONTEIL C., Validation d'un modèle informatique de serre agricole destiné à l'analyse énergétique des serres et au dimensionnement des systèmes de chauffage, Rapport final de la convention A.F.M.E./Région Midi-Pyrénées/E.N.S.A.T. du 28 novembre 1988, 83 p. + annexe 33 p. (1990).
- [27] ISSANCHOU G., Modélisation énergétique des serres. Contribution à la mise au point d'un logiciel de thermique appliqué à l'ingénierie des serres, Thèse de Doctorat, Université de Perpignan (1991) 250 p.