

Caractérisation de la ventilation sous serre, couplage avec la transpiration

Boulard T., Baille A.

in

Choukr-Allah R. (ed.).
Protected cultivation in the Mediterranean region

Paris : CIHEAM / IAV Hassan II
Cahiers Options Méditerranéennes; n. 31

1999
pages 87-97

Article available on line / Article disponible en ligne à l'adresse :

<http://om.ciheam.org/article.php?IDPDF=CI020833>

To cite this article / Pour citer cet article

Boulard T., Baille A. **Caractérisation de la ventilation sous serre, couplage avec la transpiration**.
In : Choukr-Allah R. (ed.). *Protected cultivation in the Mediterranean region* . Paris : CIHEAM / IAV
Hassan II, 1999. p. 87-97 (Cahiers Options Méditerranéennes; n. 31)



<http://www.ciheam.org/>
<http://om.ciheam.org/>

CARACTERISATION DE LA VENTILATION SOUS SERRE, COUPLAGE AVEC LA TRANSPIRATION

THIERRY BOULARD, ALAIN BAILLE

Unité de Bioclimatologie, I.N.R.A., Site Agroparc 84914 Avignon Cedex 9, France.

Résumé: L'objectif de cet article est de présenter les principaux mécanismes qui interviennent dans la formation du climat estival sous serre, par une analyse détaillée de l'aération naturelle des serres et de son couplage avec la transpiration. L'aération naturelle des serres a été étudiée expérimentalement au moyen de deux approches complémentaires. L'une, classique, est basée sur des mesures de renouvellement d'air à l'aide de gaz traceur. L'autre, plus novatrice, est basée sur des mesures directes des flux d'énergie et de masse (et de leurs composantes moyennes et turbulentes) au niveau des ouvrants. A partir de ces résultats, différents modèles de l'aération naturelle des serres ont été élaborés et comparés. Ces modèles ont été ensuite repris dans un modèle plus général décrivant le climat de la serre et la transpiration de la culture en fonction du climat extérieur et des systèmes de climatisation et confrontés aux mesures expérimentales.

L'AERATION NATURELLE DES SERRES

Caractérisation

L'analyse de l'état de l'art en matière de modélisation de l'aération naturelle de serres fait ressortir le nombre restreint d'études qui la concerne et le caractère souvent rudimentaire des modèles physiques qui ont été développés à partir des résultats expérimentaux disponibles.

Les gaz traceurs, utilisés presque exclusivement jusque là, permettent de mesurer les flux échangés par aération, mais pas de caractériser les mécanismes d'échange. On a donc été conduit à caractériser finement les flux de masse et de chaleur mis en jeu par l'aération naturelle, en mesurant directement les flux de masse et d'énergie au niveau des ouvrants. Les composantes "moyennes" et "turbulentes" des flux de masse et d'énergie ont été mesurées par la méthode des "fluctuations", couramment utilisée en plein champ mais jamais jusque là sous serres. Ainsi, l'anémométrie sonique et les thermocouples fins ont été mis en oeuvre pour mesurer les fluctuations de vitesse et de température.

Mesure du renouvellement d'air d'une serre équipée d'ouvrants situés en toiture

La mesure du renouvellement d'air de la serre par gaz traceurs est basée sur le bilan de masse d'un constituant (naturel ou artificiel) de l'air de la serre. Pour une serre d'un volume parfaitement délimité contenant un gaz à la concentration C_i , supposé réparti de façon homogène dans le volume, on peut écrire la relation suivante :

$$v_s \frac{dC_i}{dt} = -G(t)[C_i(t) - C_o] + PN_i(t) \quad (1)$$

où G est le débit d'air de ventilation (m^3s^{-1}), v_s le volume de la serre (m^3), C_i et C_o les concentrations interne et externe du gaz traceur (kgm^{-3}). PN_i ($kg s^{-1}$) est le débit de gaz (positif s'il s'agit d'une source, et négatif s'il s'agit d'un puits). On notera que le N_2O , gaz inerte vis à vis des cultures, est le plus souvent choisi comme gaz traceur dans les études de renouvellement d'air, mais on peut également utiliser d'autres constituants naturels de l'air (Boulard et Draoui, 1995)

tels que la vapeur d'eau et le CO₂. Les mesures mettant en oeuvre ces différentes méthodes ont été appliquées à une même serre bichapelle avec des ouvrants situés en toiture. Les résultats obtenus sont très comparables et permettent de vérifier que le flux d'air échangé G est à peu près proportionnel à la vitesse du vent, V , et à la surface d'ouvrant ouverte. Cependant, ce type de mesure ne permet pas de caractériser puis de modéliser finement les mécanismes mis en oeuvre dans l'aération naturelle. Des mesures complémentaires, plus locales et permettant d'estimer à la fois les composantes moyennes et turbulentes du renouvellement d'air et l'influence de l'effet cheminée, sont indispensables pour évaluer l'importance des différents mécanismes de l'aération.

Mesure des composantes turbulentes et moyennes des flux au niveau des ouvrants

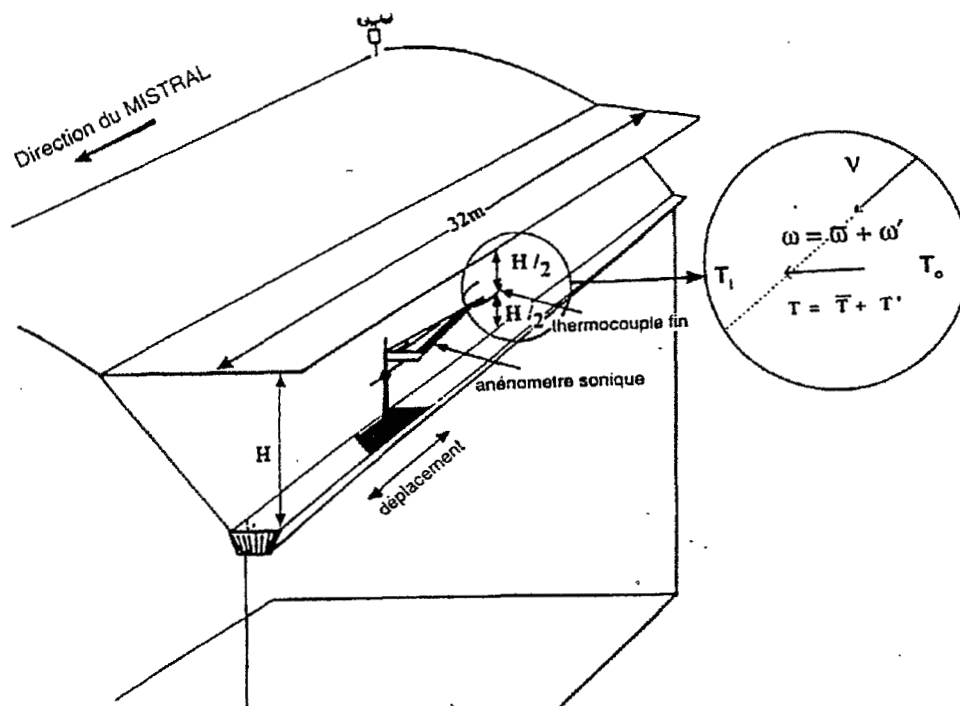


Figure 1. Schéma de la serre et du dispositif expérimental de mesure de flux.

La méthode des fluctuations, utilisée traditionnellement pour mesurer les flux turbulents d'énergie et de masse au-dessus des couverts végétaux (McAneney et al., 1988), a été utilisée à ces fins. Nous en rappellerons brièvement le principe. Considérons le transport de chaleur sensible avec une vitesse ω normale à l'ouvrant. Un volume élémentaire d'air transportera donc un flux d'énergie égal à $\rho\omega C_p T$ (Wm^{-2}) à travers l'unité de surface de l'ouvrant (Fig. 1). Si on utilise la formulation de Reynolds :

$$\begin{aligned} \rho &= \bar{\rho} + \rho', \text{ avec } \bar{\rho}' = 0 \\ \omega &= \bar{\omega} + \omega', \text{ avec } \bar{\omega}' = 0 \\ T &= \bar{T} + T', \text{ avec } \bar{T}' = 0 \end{aligned}$$

où le symbole « ' » représente l'écart instantané (ou fluctuation) par rapport à la moyenne (notée \bar{x} pour la variable x), nous obtenons alors la relation classique :

$$\overline{\rho\omega T} = \bar{\rho} \bar{\omega} \bar{T} + \bar{\rho} \overline{\omega' T'} \quad (2)$$

qui indique que le flux de chaleur sensible transporté est constitué d'une composante "moyenne" $\bar{\rho} C_p \bar{\omega} T$ et d'une composante turbulente $\bar{\rho} C_p \overline{\omega' T'}$. La vitesse de l'air normale à l'ouverture ainsi que sa température ont été mesurées (Boulard et al. 1996) au milieu de l'ouvrant (fig. 2) au moyen d'un anémomètre sonique mono-dimensionnel équipé d'un thermocouple fin (CA 27, Campbell Scientific Inc), qui a été déplacé tout au long de l'ouvrant afin de pouvoir caractériser les flux sur toute la longueur de l'ouvrant. Les mesures ont été réalisées en conditions de vent stable en direction et en les divisant par la vitesse du vent, on a pu utiliser les formes réduites de vitesse et de flux.

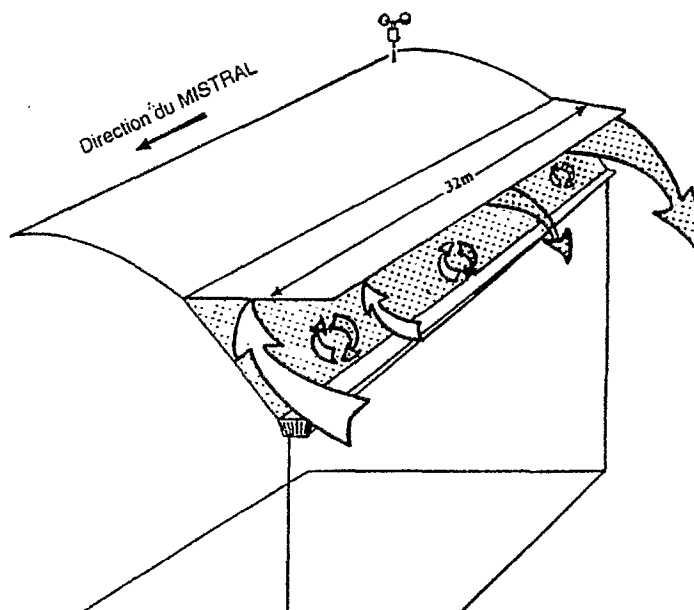


Figure 2. Reconstitution de la circulation de l'air entre l'intérieur et l'extérieur de la serre. Les grandes flèches représentent les flux moyens, les tourbillons représentent les turbulences, les points symbolisent l'air chaud, l'absence de points symbolise l'air froid.

RESULTATS

Les flux de masse

Un vent parallèle aux ouvrants donne naissance à un flux d'air moyen sortant de la serre du côté situé "au vent" et à un flux d'air moyen rentrant dans la serre du côté situé "sous le vent". Le flux d'air entrant dans la serre est fortement turbulent tandis que l'air sortant l'est beaucoup moins. On peut interpréter la circulation de l'air comme suit (figure. 2): la forte dépression créée dans la partie de l'ouvrant située près du bord d'attaque du vent entraîne de l'air relativement chaud venant de l'intérieur de la serre, mais aussi de l'air plus froid provenant des infiltrations (air extérieur qui ne pénètre pratiquement pas à l'intérieur de la serre). Par contre, l'air qui entre dans la partie située sous le vent, froid et fortement turbulent, est constitué en totalité par de l'air extérieur.

Le flux de chaleur sensible

Le tableau 1 récapitule les mesures des composantes moyennes et turbulentes des flux de chaleur sensible lors des 2 campagnes de mesure, en octobre et novembre 1993. La composante moyenne

représente 55% des échanges en octobre et 77% en novembre, le complément représente la composante turbulente.

Tableau 1 : Contributions des flux moyen et turbulent de chaleur sensible mesurés au niveau des ouvrants et présentés sous forme réduite : $\overline{\omega(T-T_0)} / V \Delta T$ et $\overline{\omega'T'} / V \Delta T$. Mesures d'octobre et novembre 1993.

Date	Contribution Turbulente $\overline{\omega'T'} / V \Delta T$.		Contribution Moyenne $\overline{\omega(T-T_0)} / V \Delta T$		Total	Vitesse Moyenne du vent
23/10/93	0,045	(45 %)	0,055	(55 %)	0,100	$V = 3 \text{ m s}^{-1}$
26/11/93	0,030	(23 %)	0,100	(77 %)	0,130	$V = 2 \text{ m s}^{-1}$

Modélisation du renouvellement d'air d'une serre équipée d'ouvrants continus situés en toiture

On a vu que les forces motrices du renouvellement d'air de la serre sont:

- d'une part le gradient vertical de densité de l'air entre l'intérieur et l'extérieur de la serre, lui même lié à la différence de température ou, dans une moindre mesure d'humidité entre ces deux zones;

- d'autre part le vent, dont l'effet dépend de deux composantes bien distinctes : une composante "moyenne", correctement représentée par les lois physiques qui découlent de l'application du théorème de Bernouilli, et une composante "turbulente", plus difficilement modélisable.

Le couplage entre ces différentes composantes a rarement été caractérisé et modélisé, c'est pourquoi nous présenterons différents modèles qui prennent en compte les mécanismes physiques réellement mis en jeu dans l'aération que nous comparerons avec les résultats des approches expérimentales.

1-L'équation de Bernouilli

Le flux d'air traversant une ouverture est créé par la différence de pression qui existe entre les deux cotés de l'ouverture (équation de Bernouilli):

$$\Delta P(y) = \frac{1}{2} \rho \xi v^2(y) \quad (3)$$

où $\Delta P(y)$ et $v(y)$ sont respectivement le profil vertical de perte de charge et de vitesse de l'air à travers l'ouverture, ρ la densité de l'air, et ξ le nombre d'Euler, avec le coefficient de décharge

$$A_1 = \frac{1}{\xi^{0,5}}.$$

On déduit la distribution de la vitesse d'air $v(y)$ à partir de la relation (3) et de l'expression de A_1

$$: \quad v(y) = \frac{|\Delta P(y)|}{\Delta P(y)} A_1 \left(\frac{2}{\rho} |\Delta P(y)| \right)^{0,5} \quad (4)$$

où le signe de $\Delta P(y)$ donne la direction du flux d'air à travers l'ouverture.

Le flux volumique G (m^3s^{-1}) peut alors être déduit de l'intégration de l'équation (4) sur la hauteur de l'ouverture, H . Si L est la longueur de l'ouverture, alors:

$$G = L \int_0^H v(y) dy \quad (5)$$

Ces équations permettent donc le calcul du flux d'air, connaissant la répartition des écarts de pression entre l'intérieur et l'extérieur ainsi que le coefficient de perte de charge de l'ouverture, A_1

2- L'effet "cheminée"

Si ΔP_0 , différence de pression entre l'intérieur et l'extérieur au niveau du sol, et la distribution verticale de la température d'air sont connues, on peut en déduire, avec l'approximation de Boussinesq, la distribution verticale de différence de pression. Si on considère en outre, afin de simplifier le problème, que le champ de température est homogène à l'intérieur et à l'extérieur (Bruce, 1982 ; Zhang et al., 1989), on en déduit l'équation suivante:

$$\Delta P(y) = \Delta P_0 - \rho g (\Delta T / T) y$$

où T (K) est la température d'air et DT (K) la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur.

Tableau 2: Rappel des différentes combinaisons des effets "vent" et "cheminée"; ordre du modèle de prise en compte de l'effet "cheminée" et équations des différents modèles. S est la surface ouverte et H la hauteur verticale de l'ouverture.

N° du modèle	Σ Pressions ou Σ Flux	Ordre/effet cheminée	Forme du modèle
M1	Σ Pressions	2 ^{ème} ordre	$G = \frac{LA_1}{3(\Delta T / T)g} \left[\left((2g\Delta T / T)(H/2) + C_w V^2 \right)^{3/2} - [C_w V^2]^{3/2} \right]$
M2	Σ Flux	2 ^{ème} ordre	$G = \frac{S}{3} A_1 \left[\left(g \frac{\Delta T}{T} H \right)^{0.5} \right] + \frac{S}{2} A_1 [C_w^{0.5} V]$
M3	Σ Pressions	1 ^{er} ordre	$G = \frac{S}{2} A_1 \left[\left(2g \frac{\Delta T}{T} \frac{H}{4} + C_w V^2 \right)^{0.5} \right]$
M4	Σ Flux	1 ^{er} ordre	$G = \frac{S}{2} A_1 \left[\left(2g \frac{\Delta T}{T} \frac{H}{4} \right)^{0.5} \right] + \frac{S}{2} A_1 [C_w^{0.5} V]$
M5	-	-	$G = \frac{S}{2} A_1 \sqrt{C_w} V$

3- L'effet du vent

Le vent créé un champ de pression à la surface des obstacles (bâtiments, serres). On distingue deux composantes du champ de pression (Bot, 1983; van der Maas 1992) :

- une composante « moyenne », liée à la vitesse du vent par le coefficient de pression coefficient \bar{C} :

$$\Delta \bar{P} = \frac{1}{2} \rho \bar{C} V^2$$

une composante turbulente, liée aux fluctuations de vitesse du vent, caractérisé par un coefficient de pression turbulente C' qui est relié à la vitesse du vent par la relation :

$$\Delta \tilde{P} = \frac{1}{2} \rho C' V^2 \quad \text{avec} \quad \Delta \tilde{P} = \sqrt{(\Delta P')^2}$$

4- Combinaison de l'effet "cheminée" et de l'effet du vent

Considérant que C_w est un coefficient global d'efficacité du vent sur l'aération, on peut calculer G par la combinaison de ces forces motrices selon 2 hypothèses (Tableau. 2) :

- (1) l'addition des forces de pression: $DP(y) = DP_c(y) + DP_v(y)$.
- (2) le flux résultant G est la somme des flux liés aux 2 effets: $G = G_c + G_v$.

RESULTATS ET DISCUSSION

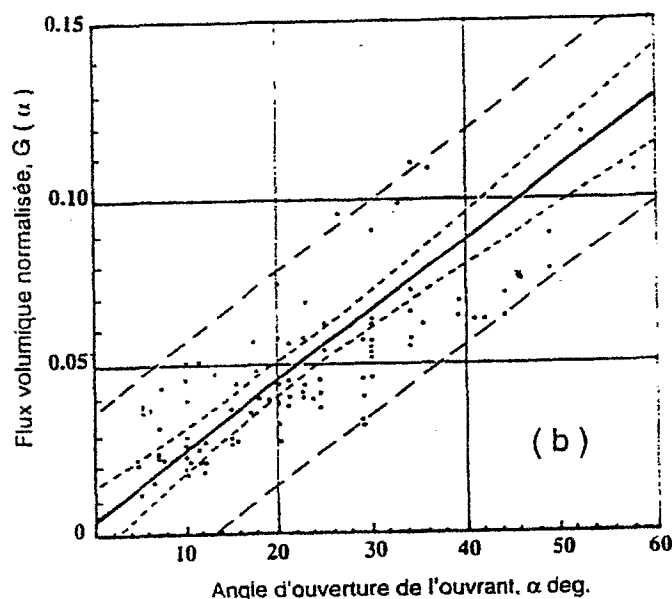


Figure 3. Valeurs mesurées (méthode du pic d'injection avec N_2O) et calculées (à l'aide du modèle M1) du flux volumique d'aération, G , (90 observations).

Le modèle M1, sans doute le plus fondé sur le plan physique dans la mesure où il combine les champs de pression et non les flux, est également celui qui donne la valeur la plus élevée de R^2 (= 0,92) ; la figure 4 présente la comparaison des valeurs mesurées et estimées par le modèle M1 : l'accord est globalement très satisfaisant. Dans le cas contraire (modèle M2) on obtient des résultats moins bons (diminution du R^2 de 5%), de même que pour le modèle M3, pour lequel on considère une valeur fixe de la vitesse d'air au long de toute la surface d'entrée et de sortie d'air. Les différents modèles testés permettent d'estimer les contributions spécifiques de l'effet du vent et de l'effet "cheminée". Nous avons choisi de l'illustrer à partir du modèle M3, en représentant sur la figure 4 les flux volumiques, sous la forme réduite G/SA_i , en fonction, de la vitesse du vent, de l'écart de température intérieur-extérieur et de l'angle d'ouverture.

On constate que, même pour de grandes ouvertures (qui maximisent la hauteur de la "cheminée"), l'effet cheminée est négligeable si le vent est supérieur à $1,5 \text{ ms}^{-1}$. Ce résultat semble confirmer que des modèles simplifiés (du type M5), ne prenant en compte que les effets du vent, peuvent être utilisés dans la plupart des cas sans entraîner d'erreurs importantes.

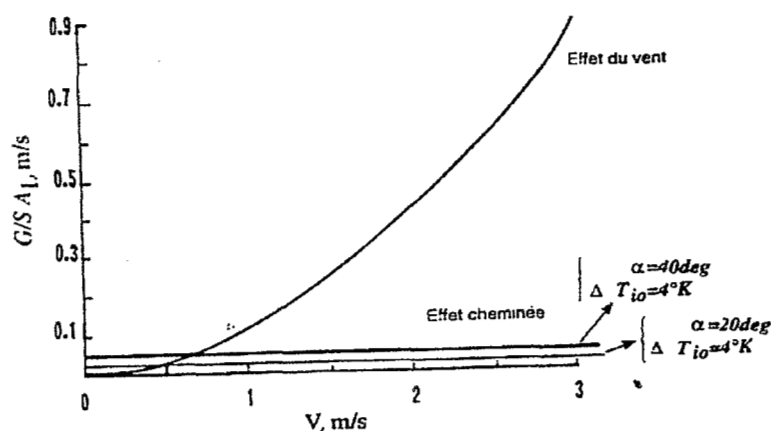


Figure 4. Contribution relative de l'effet du vent et de l'effet cheminée sur le flux volumique réduit G/SAI , pour différentes valeurs de la vitesse du vent, V , de l'angle d'ouverture des ouvrants, α , et de $\Delta T_{io}(=T_i-T_0)$.

MODELE COUPLE DE BILANS D'ENERGIE ET DE VAPEUR D'EAU SOUS SERRE INCLUANT L'EFFET DE L'AERATION ET DU REFROIDISSEMENT EVAPORATIF

Le Principe

En période estivale, les différents équipements de climatisation (aération, écran d'ombrage et brumisation) agissent non seulement sur le microclimat mais aussi sur la transpiration de cultures sous serre. Une bonne gestion de ces équipements requiert donc l'évaluation du flux de transpiration du couvert, qui constitue la principale source de refroidissement de la serre ainsi que la connaissance du taux de renouvellement de l'air de la serre. Une estimation précise de ces flux est possible, permettant ainsi de fermer les bilans et envisager un modèle couplé d'énergie et de vapeur d'eau dans la serre. Parmi les modèles climatiques de serre, les modèles simplifiés utilisant des lois linéaires pour les échanges radiatifs et les bilans de vapeur d'eau (Seginer et Albright, 1983 ; Fuchs, 1993 ; Seginer, 1994) conduisent à des solutions analytiques simples et semblent donc adaptés à des objectifs de contrôle et d'optimisation. Ces modèles simples considèrent la serre comme un volume fermé, recevant de l'énergie solaire, et échangeant avec l'extérieur de la chaleur sensible et latente ; ils débouchent sur une solution analytique simple permettant de calculer la température (T_i) et l'humidité (e_i) de l'air sous la serre. Les principaux termes des bilans d'énergie et de vapeur d'eau sont schématisés dans la fig. 5. Le lecteur qui est intéressé par la description détaillée de ces différents termes se reportera à l'article de Boulard et Baille (1993). Nous mentionnerons simplement que l'on aboutit à un système simple formé de 2 équations linéaires à 2 inconnues : l'écart de température DT et d'humidité De entre l'air intérieur et extérieur à la serre. Ce système a été complété par la prise en compte de la température de feuille et a conduit à un modèle, non linéaire, qui permet de calculer la température de feuille. L'originalité de ces modèles réside également dans une prise en compte réaliste de la brumisation, le phénomène de gouttage observé in situ étant simulé dans le modèle.

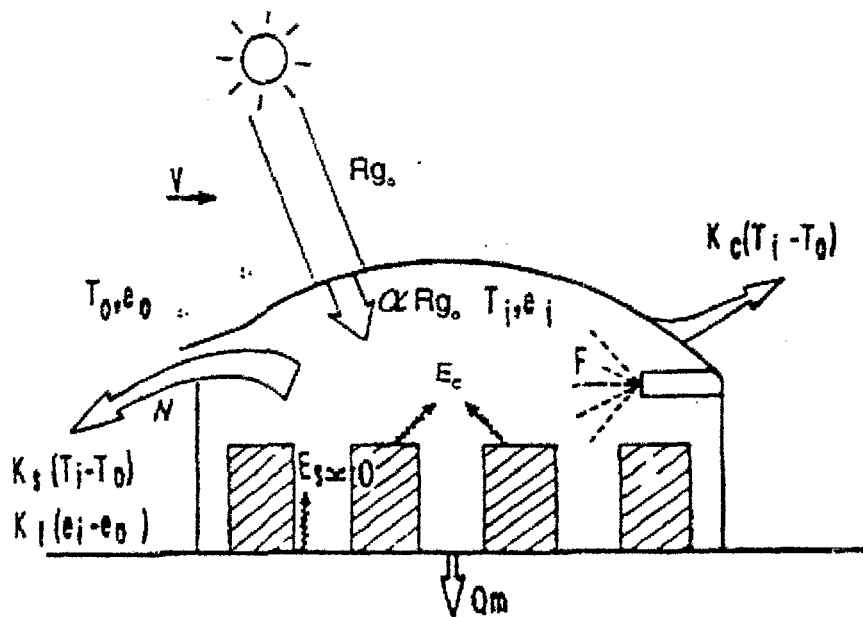


Figure 5. Schéma des différents termes du bilan d'énergie et de masse

R_{g_0} : rayonnement global extérieur (Wm^{-2}) αR_{g_0} : gain radiatif de courte longueur d'onde (Wm^{-2}), T_0, e_0 : température, tension de vapeur d'eau de l'air extérieur ($^{\circ}C, mb$), T_j, e_j : température, tension de vapeur d'eau de l'air intérieur ($^{\circ}C, mb$).
 $K_s(DT), K_l(De)$: échanges de chaleur sensible et latente avec l'extérieur par aération (Wm^{-2}), F : source de vapeur d'eau issue de la brumisation (Wm^{-2}), Q_m : stockage de chaleur sensible dans la masse thermique de la serre (Wm^{-2}), E_s : évaporation du sol (Wm^{-2}), E_c : Transpiration de la culture (Wm^{-2}), $K_c(DT)$: échanges de chaleur sensible au niveau de la couverture de la serre (Wm^{-2}).

RESULTATS

Le modèle a permis de simuler l'évolution de la température et de l'humidité de la serre connaissant le climat extérieur (T, HR, RG, V). La vitesse du vent et l'ouverture des ouvrants fixent le renouvellement d'air de la serre, N , que nous avons fait figurer en abscisse des graphes de simulation (figure. 6 a et b) tandis que figure en ordonnée la température (figure. 6a) et l'humidité (figure. 6b) de l'air intérieur. Les différentes courbes de chaque graphe correspondant à des intensités de brumisation différentes, variant de 0 à $1 \text{ lh}^{-1}m^{-2}$.

Simulation de la température et de l'humidité de l'air

Pour des conditions de jour ensoleillé en été, vers le midi solaire, ($T_0 = 25^{\circ}C, HR_0 = 45\%, R_{g_0} = 820 \text{ Wm}^{-2}$), la simulation montre, comme on a pu l'observer in situ, que la brumisation permet d'abaisser la température intérieure en dessous de la valeur extérieure. On constate également que l'efficacité de la brumisation augmente avec le renouvellement d'air jusqu'à une valeur optimale au delà de laquelle la température d'air tend à nouveau vers la valeur de la température de l'air extérieur. Il existe donc un minimum de la température d'air de la serre, que l'on peut atteindre en jouant à la fois sur le renouvellement d'air et sur la quantité d'eau brumisée. On constate que, pour les taux de brumisation élevés, la prise en compte du gouttage traduit bien la limitation de la baisse de T_j ainsi que de l'augmentation de l'humidité intérieure observée expérimentalement. Sur un plan pratique, pour les renouvellements d'air peu importants, l'effet d'une brumisation intense est

similaire à celui d'une brumisation plus faible, une partie seule de l'eau injectée dans le milieu étant effectivement évaporée.

Simulation de la température des feuilles et de la transpiration de la culture

Le modèle permet également de simuler l'évolution du climat de la serre et la température et la transpiration du couvert en fonction de l'intensité de l'aération et de la brumisation : figure. 6 a,b,c. On observe que les dynamiques respectives de l'évolution de T_i et T_f varient selon le renouvellement d'air (N), surtout pour les valeurs élevées de N où on constate que la pente de T_i est positive et celle de T_f négative.

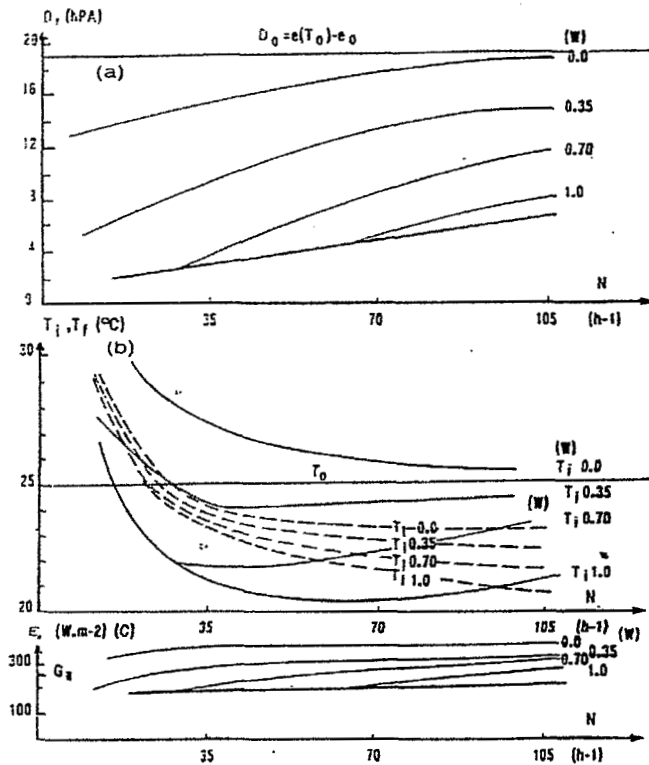


Figure 6. Courbes de simulation obtenues par le modèle

a) déficit de saturation de l'air de la serre D_s ; b) température du couvert T_f et de la serre T_p ; c) transpiration de la culture E_c en fonction du renouvellement de l'air de la serre N et pour plusieurs intensités de brumisation ($w=0,35, 0,70, 1,0 \text{ } h^{-1}m^{-2}$). Conditions aux limites: $R_{g_0} = 820 \text{ } Wm^{-2}$; $T_0 = 25^{\circ}C$; $D_0 = 1,8 \text{ } kPa$. Paramètres biologiques : $LAI = 3$

Pour un taux de brumisation élevé ($0,7 \text{ } h^{-1}m^{-2}$) et en partant d'un renouvellement d'air important qui est progressivement réduit (réduction volontaire par limitation de l'ouverture des ouvrants ou diminution de la vitesse du vent extérieur), on constate les phénomènes suivants :

- Pour des renouvellements élevés, supérieurs à $60 \text{ } h^{-1}$, la température de feuille est inférieure à celle de l'air de la serre, et cet écart diminue avec le renouvellement d'air;
- De 30 à $60 \text{ } h^{-1}$, la température de l'air de la serre augmente légèrement et celle du couvert diminue fortement;

- En dessous de 30 h^{-1} , apparaît le phénomène de. Le pouvoir évaporant de l'air de la serre est alors insuffisant pour vaporiser toute l'eau brumisée.

Ce modèle, qui permet également de calculer la température du couvert et sa transpiration, a été validé avec des données expérimentales. Les valeurs calculées de T_i et D_i et T_f restituent bien les variations observées (Boulard et Baille, 1993), notamment pour la température et l'humidité de l'air de la serre, qui sont très sensibles à W .

DISCUSSION ET CONCLUSION

La modélisation de l'aération naturelle puis du climat des serres en période estivale permet d'affiner nos connaissances sur les aspects suivants:

- La mise en évidence du rôle central joué par l'aération naturelle qui influe fortement sur l'efficacité de la brumisation et de l'ombrage ;
- Le couplage des mécanismes d'échanges de vapeur d'eau et d'énergie qui résultent de la transpiration de la culture et de l'utilisation simultanée de plusieurs équipements de climatisation.

On peut décrire le climat sous serre à partir d'un modèle simple constitué de 2 équations linéaires reliant les différences de température et d'humidité entre l'air intérieur et extérieur à l'abri, ainsi que les caractéristiques du système et l'état de ses commandes. Le modèle met en évidence l'existence d'une température intérieure minimale pouvant être atteinte en jouant sur l'aération et la brumisation. Il permet également le calcul de la température du couvert et simule de façon réaliste le comportement de la serre et du couvert végétal. Les courbes d'évolution de la température du couvert et de l'air de la serre issues de ce modèle montrent que les situations qui favorisent le refroidissement de l'air ne coïncident pas toujours avec celles qui favorisent le refroidissement du couvert.

Sur un plan plus opérationnel ces résultats suggèrent des améliorations au contrôle simultané de la brumisation et de l'aération. Ce dernier point est d'une importance toute particulière puisqu'il offre la possibilité de mieux contrôler la température et la transpiration des cultures (voir l'article de Boulard dans cet ouvrage).

REFERENCES

- Bot G.P.A., 1983.** Greenhouse climate : from physical processes to a dynamic model. Thesis. Agric. University, Wageningen, The Netherlands.
- Boulard T. Baille A., 1993.** A simple greenhouse climate control model incorporating effects of aeration and evaporative cooling. *Agricultural and Forest Meteorology*, 65, 145-157.
- Boulard T., Baille A., 1995.** Modeling of air exchange rate in a greenhouse equipped with continuous roof vents. *Journal of Agric. Eng. Research*, 61, 37-48.
- Boulard T., Draoui B., 1995.** Natural ventilation of a greenhouse with continuous roof vents : measurements and data analysis. *Journal of Agric. Eng. Research*, 61, 27-36.

Boulard T., Meneses J., Mermier M., Papadakis G., 1995. Characterization of the mechanisms involved in the natural ventilation of greenhouses. Accepted for publication in *Agric. and Forest Meteor.*

Bruce J.M., 1982. Ventilation of a model livestock building by thermal buoyancy. *Transactions of the ASAE*, p 1724-1726.

Fuchs M., 1993. Transpiration and foliage temperature in a greenhouse. *Acta Hort.*, in press.

McAneney K.J., Baille A., Sappe G., 1988. Turbulence measurements during mistral winds with a 1-Dimensional sonic anemometer. *Boundary Layer Meteorology*, 42, 153-166.

Seginer I. et Albright D., 1983. Greenhouse operation for best aerial environment. Final research Report, BARD project I 117-79 Technion, Haïfa, Israël.

Seginer I., 1994. Transpirational cooling of a greenhouse crop with partial ground cover. *Agric. and Forest Meteor.* 71, 265-281.

Van Der Maas J., 1992. Air flow through large opening in buildings. Subtask-2, Technical report, International Energy Agency, edited by J. Van der Maas.

Zhang J. S., Janni K. A., Jacobson L.D., 1989. Modeling natural ventilation induced by combined thermal buoyancy and wind. *Trans. A.S.A.E.*, 32, 156-170.