



HAL
open science

Modélisation de l'aération naturelle et du microclimat des serres en verre de grande portée sous climat tempéré océanique

Sid-Ali Ould Khaoua

► **To cite this version:**

Sid-Ali Ould Khaoua. Modélisation de l'aération naturelle et du microclimat des serres en verre de grande portée sous climat tempéré océanique. Sciences de l'ingénieur [physics]. Université d'Angers, 2006. Français. NNT: . tel-00357023v2

HAL Id: tel-00357023

<https://theses.hal.science/tel-00357023v2>

Submitted on 2 Apr 2024

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.

MODÉLISATION DE L'AÉRATION NATURELLE ET DU
MICROCLIMAT DES SERRES EN VERRE DE GRANDE
PORTÉE SOUS CLIMAT TEMPÉRÉ OCÉANIQUE

THÈSE DE DOCTORAT

Spécialité : Sciences de l'Ingénieur

ÉCOLE DOCTORALE D'ANGERS

Présentée et soutenue publiquement

le : 28 novembre 2006

à : Angers

par : **Sid-Ali OULD KHAOUA**

Devant le jury ci-dessous :

M. Sakir AMIROUDINE, Maître de Conférences & HDR, ENSAM d'Angers
M. Jean-Jacques ROUX, Professeur, CETHIL & INSA de Lyon
M. Hamou SADAT, Professeur, ESIP de Poitiers
M. Jean-Claude ROY, Maître de Conférences, Université de Franche-Comté
M. Pierre-Emmanuel BOURNET, Maître de Conférences, INH d'Angers
M. Gérard CHASSÉRIAUX, Professeur, INH d'Angers
M. Thierry BOULARD, Ingénieur de recherche, INRA de Sophia Antipolis
M. François LUMMERT, Constructions Métalliques Florentaises, Varades

Président
Rapporteur
Rapporteur
Examineur
Examineur
Directeur de thèse
Directeur de thèse
Membre invité

Un grand merci...

A Gérard Chassériaux, professeur et directeur du département Génie Agronomique de l'Institut National d'Horticulture qui m'a accueilli dans son département et qui a mis à ma disposition tous les moyens et toutes les conditions nécessaires au bon déroulement de ce travail.

A Thierry Boulard, ingénieur de recherche à l'Unité "Recherches Intégrées en Horticulture" de l'INRA d'Antibes pour l'aide précieuse et la confiance qu'il m'a accordées durant ces années de thèse, et qu'il m'accorde encore aujourd'hui. Ce travail doit beaucoup à sa rigueur, à son expérience de la recherche et à ses encouragements.

A Pierre-Emmanuel Bournet, pour ses précieux conseils qui m'ont guidé tant pour l'approche expérimentale et la dynamique des fluides que pour la rédaction de ce mémoire et des différentes publications.

Aux membre de mon jury : Jean-Jacques ROUX, professeur et responsable de l'équipe Thermo - Aéraulique des Bâtiments au Centre thermique de Lyon et Hamou Sadat, professeur à l'Ecole Supérieure d'Ingénieur de Poitiers qui ont bien voulu être rapporteurs de cette thèse et pour l'intérêt qu'il ont porté à ce travail. A Sakir AMIROUDINE, Maître de Conférences à l'Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers d'Angers et à Jean-Claude ROY, Maître de Conférences, Université de Franche-Comté, pour avoir bien voulu juger ce travail et participer à cette commission.

A Christophe Migeon, Maître de Conférences à l'INH d'anges pour son Suivi des campagnes de mesures.

A Alain Travers et Abdellah Dahmani techniciens de laboratoire à l'INH qui ont contribué à la mise en place de l'installation expérimentale.

A tous les membres du département Génie Agronomique et autres habitués des lieux, qui ont tous contribué de près ou de loin à l'aboutissement de ce travail.

A Jean-Loup CHRISTIN directeur des Constructions Métalliques Florentaises à Varades et à tous les techniciens de CMF pour leurs soutiens...

A Nicolas Dubus, à Emmanuelle Delahaye, à Victor Winiarek et à Maxime Bernard (anciens stagiaires) qui ont participé à ce travail.

A la communauté des thésards qui sont passés par-là, que j'affectionne sincèrement : à Carole, Morgane, Philipe, Céline, Cédric, Budi, Anber, Benjamin, Johanna... A ceux qui sont toujours là : Claire, Riad...bon courage pour la suite.

A mes amis de toujours : Abbas, Radhouane, Redha, Fouzi, Salem...pour les coups de fil, les emails, ..., pour m'avoir épaulé jusqu'ici.

Et bien sûr, j'ai une pensée pour ma famille...à mes chers parents, mes frères et sœurs que j'aime profondément. Père, merci pour ce que tu es, pour ce que tu as fait pour moi, et pour les milliers de fois où tu as su trouver les mots justes pour m'encourager. Mère, je ne peux trouver de mots plus doux...Cette réussite, aujourd'hui, est la vôtre, merci.

Ma dernière pensée, qui n'est pas la moindre, ira à ma femme et à ma fille...c'est à elles que je dédie cette thèse.

Résumé

Le "climat" à l'intérieur d'une serre dépend de son aération. Le processus d'aération est complexe, il participe à l'essentiel des échanges de chaleur et de masse avec l'extérieur, et sa maîtrise permet donc de contrôler les paramètres physiques tels que la température, l'humidité, ou les concentrations de gaz comme le CO₂ par exemple. Ce contrôle est essentiel pour maintenir les plantes dans des conditions métaboliques favorables (respiration, photosynthèse, transpiration) et dans un état sanitaire satisfaisant.

La ventilation naturelle est le système le plus économique pour réguler le microclimat interne de la serre. Néanmoins, elle n'offre qu'un contrôle limité sur l'écoulement d'air dans la serre et reste difficile à maîtriser.

Cette étude contribue à l'analyse et à la modélisation des phénomènes mis en jeu dans l'aération naturelle des serres en verre, de grande portée, habituellement utilisées en culture ornementale (plantes en pots), sous climat tempéré, tel qu'en Anjou. Deux approches complémentaires incluant expérimentation *in situ* et modélisation mathématique du climat distribué sont mises en œuvre.

Des campagnes de mesures ont été menées à l'intérieur d'une serre de production et dans son environnement immédiat sous conditions réelles de culture ornementale. Des données météorologiques : température de l'air, vitesse et direction du vent, rayonnement solaire et atmosphérique, ont été collectées. L'ensemble de ces mesures constitue un jeu de données conséquent destiné à fournir les entrées du modèle numérique. Parallèlement à ces mesures, nous avons systématiquement procédé à des mesures du taux de renouvellement d'air qui ont été utilisées pour valider le modèle.

Un modèle numérique a été mis en œuvre. Il s'appuie sur un code de mécanique des fluides numérique (Computational Fluid Dynamics). Ce code permet de prédire les champs de vitesses et de températures à l'intérieur de la serre après résolution numérique des équations de base qui régissent les mouvements d'air (équations de Navier-Stokes couplées à l'équation de l'énergie) dans le domaine de calcul considéré. La turbulence, dont l'effet est loin d'être négligeable sous serre, a été modélisée à l'aide d'une fermeture de type $k-\varepsilon$. Le taux d'aération a pu être déduit ensuite par résolution d'une équation de transport d'un gaz traceur virtuel. Un module radiatif a été ajouté dans le modèle numérique afin de prendre en compte le rayonnement d'origine solaire et atmosphérique. Ce module résout l'équation des Transferts Radiatifs qui est couplée à l'équation de l'énergie.

Ce modèle « complet » a pu être vérifié et validé pour différentes conditions climatiques. Il a été ensuite utilisé pour analyser l'impact de la configuration des ouvrants sur le climat et sur les flux de chaleur au niveau de la toiture de la serre. Cette analyse a porté non seulement sur la ventilation mais aussi sur l'homogénéité de la distribution des vitesses et des températures dans la serre et notamment au niveau des cultures.

Enfin, des indicateurs d'efficacité de l'aération de la serre sous climat estival ont pu être dégagés pour différentes configurations d'aération (ouverture) et différentes conditions climatiques.

Mots clés : aérodynamique, couplage convectif-radiatif, rayonnement solaire et atmosphérique, mesure, simulation numérique, turbulence, CFD (Computational Fluid Dynamics), hétérogénéité du climat

Modelling of the microclimate in a naturally-ventilated large multi-span glasshouse under the oceanic climate

Summary

The "climate" inside a greenhouse depends on its ventilation. The ventilation process is complex, it takes part in mass and heat transfers with the external environment, and its control makes it possible to manage the physical parameters such as the temperature, the moisture, and the gas concentration of CO₂ for instance. This control is essential to maintain the plants under favourable metabolic conditions (breathing, photosynthesis, transpiration) and in a satisfactory health state.

Natural ventilation is the most economic system to control the internal microclimate of the greenhouse. Nevertheless, it only permits very limited control of the airflow inside the greenhouse and is difficult to manage.

This study aims at describing the microclimate which develops over the plants in a glasshouse equipped with shelves for ornamental horticultural crops. The investigation is based on the complementarity between experiment and mathematical modelling.

Two different types of measurements were conducted simultaneously in order to record input data for the model boundary conditions and to validate the simulations with respect to inside climate parameters. Thus, the climate parameters: outside wind velocity and direction, air temperature, walls surface temperature and the air exchange rate of the whole greenhouse were measured.

The CFD software solved the Navier-Stokes equations with the Boussinesq assumption and a $k-\varepsilon$ closure. The virtual tracer gas technique was implemented to assess the ventilation rate. Solar and thermal (*i.e.* atmospheric) radiative fluxes were included in the model through the resolution of the radiative transfer equation.

The accuracy of this device was firstly validated against air exchange rate and temperature data collected in an experimental glasshouse. The model was then used to study the consequence of different opening configurations on the distributed climate. attention was paid to the analysis of the heat fluxes at roof level and also of the heterogeneity of the climatic parameters in the canopy vicinity.

Finally, the indicators of effectiveness of the natural ventilation of the greenhouse under summer conditions could be released for different opening configurations.

Key words: airflow, convective and radiative heat transfers, sky and solar radiation, numerical simulation, measurement, turbulence, CFD (Computational Fluid Dynamics), climate heterogeneity

Nomenclature

Lettres Latines

A	: coefficient de perte de charge, A_l	$[-]$
$A.$: surface des éléments constitutifs de la serre	$[m^2]$
a	: albédo	$[-]$
a	: diffusivité thermique	$[m^2 s^{-1}]$
$a.$: diffusivité thermique turbulente, a_t	$[m^2 s^{-1}]$
C	: concentration du gaz	ppm
$C.$: coefficient de pression, \bar{C} moyen, C' turbulent	$[-]$
$C.$: coefficient de pression, C_p	$[-]$
$C.$: constantes du modèle de turbulence $k - \ell$, $C\mu$, C_d	$[-]$
$C.$: constantes du modèle $k - \varepsilon$, $C'\mu$, $C\varepsilon_1$, $C\varepsilon_2$, $C\varepsilon_3$	$[-]$
$C.$: coefficient d'effet global du vent, C_w	$[-]$
C_p	: chaleur massique à pression constante	$[J kg^{-1} K^{-1}]$
d	: flux volumique dû aux fuites non liées au vent, d_0	$[m^3 s^{-1}]$
$d.$: distance caractéristique	$[m]$
E	: énergie interne	$[J kg^{-1}]$
F	: facteur de forme géométrique	$[-]$
F_i	: composante de la force volumique suivant i	$[kg m^{-2} s^{-2}]$
f_{ki}	: production de k liée à la gravité	$[m^2 s^{-3}]$
G	: flux de ventilation	$[m^3 s^{-1}]$
$G.$: flux de ventilation dû aux fuites, G_f	$[m^3 s^{-1}]$
g	: accélération de la pesanteur	$[m s^{-2}]$
G_r	: nombre de Grashof	$[-]$
H	: hauteur verticale de l'ouverture de l'ouvrant, hauteur cheminée	$[m]$
H_R	: humidité relative	%
h	: coefficient de transfert de chaleur par convection	$[W m^{-2} K^{-1}]$
$h.$: enthalpie massique	$[J kg^{-1}]$
k	: énergie cinétique turbulente	$[m^2 s^{-2}]$
L	: chaleur latente de vaporisation de l'eau	$[J kg^{-1}]$
L_0	: longueur de l'ouvrant	$[m]$

N	: taux d'aération de la serre	$[\text{h}^{-1}]$
$N.$: taux d'aération résiduel, N_0	$[\text{h}^{-1}]$
n	: nombre de points de mesure	$[-]$
Nu	: nombre de Nusselt	$[-]$
p	: pression statique	$[\text{Pa}]$
$p.$: pression thermodynamique	$[\text{Pa}]$
P_r	: nombre de Prandtl	$[-]$
$P_r.$: production cinétique de k	$[\text{m}^2 \text{s}^{-3}]$
P_{rt}	: nombre de Prandtl turbulent de l'énergie	$[-]$
P_{ta}	: rapport entre la surface des tablettes et la surface au sol	$[-]$
R	: rayonnement	$[\text{W m}^{-2}]$
RH	: humidité relative	$\%$
R_e	: nombre de Reynolds	$[-]$
S	: surface ouverte de l'ouvrant	$[\text{m}^2]$
$S.$: surface ouverte équivalente qui correspond aux fuites, S_0	$[\text{m}^2]$
$S.$: terme source ou puits dans l'équation de continuité, S_m	$[\text{kg m}^3 \text{s}^{-1}]$
$S.$: terme source ou puits dans l'équation d'énergie, S_h	$[\text{kg m}^3 \text{s}^{-1}]$
s	: rapport entre la surface ouverte des ouvrants et la surface au sol	$[-]$
T	: température	$[\text{K}]$
$T.$: température de référence, T_0	$[\text{K}]$
$T.$: température au niveau du sol, T_0	$[\text{K}]$
$T.$: température de frottement, T^*	$[\text{K}]$
t	: temps	$[\text{s}]$
U	: vitesse caractéristique du vent	$[\text{m s}^{-1}]$
\bar{u}	: échelle de vitesse représentative du mouvement moyen	$[\text{m s}^{-1}]$
u'	: échelle de vitesse représentative du mouvement turbulent	$[\text{m s}^{-1}]$
u_i	: composante de la vitesse instantanée suivant i	$[\text{m s}^{-1}]$
\bar{u}_i	: composante de la vitesse moyenne temporelle suivant i	$[\text{m s}^{-1}]$
u'_i	: fluctuation de la composante de la vitesse suivant i , écart à la vitesse moyenne temporelle	$[\text{m s}^{-1}]$
u^*	: vitesse du frottement	$[\text{m s}^{-1}]$
V	: vitesse du vent extérieur	$[\text{m s}^{-1}]$
$V.$: volume de la serre, V_g	$[\text{m}^3]$

y	: hauteur verticale	[m]
z	: hauteur verticale	[m]
$z.$: longueur de rugosité dynamique, z_0	[m]
$z.$: longueur de rugosité thermique, $z_{0,T}$	[m]

Caractères grecs

α	: angle entre la toiture et le plan horizontal	[sr]
$\alpha.$: coefficient d'absorption du rayonnement solaire	[-]
β	: Coefficient de dilatation thermique	[K ⁻¹]
ε	: taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente	[m ² s ⁻³]
$\varepsilon.$: émissivité	[-]
η	: viscosité de volume ou de dilatation	[kg m ⁻¹ s ⁻¹]
θ	: angle qui donne la direction du vent / au faîtage de la serre	[°]
κ	: constante de von Karman. 0,42	[-]
λ	: conductivité thermique	[W m ⁻¹ K ⁻¹]
μ	: viscosité dynamique	[kg m ⁻¹ s ⁻¹]
$\mu.$: viscosité dynamique turbulente, μ_t	[kg m ⁻¹ s ⁻¹]
ν	: viscosité cinématique, $\nu = \mu/\rho$	[m ² s ⁻¹]
$\nu.$: viscosité cinématique turbulente, $\nu_t = \mu_t/\rho$	[m ² s ⁻¹]
ν	: volume spécifique	[m ³ kg ⁻¹]
ζ	: coefficient d'Euler	[-]
ρ	: masse volumique	[kg m ⁻³]
$\rho.$: masse volumique de référence	[kg m ⁻³]
σ	: constante de Stefan-Boltzmann	5.67×10^{-8} W m ⁻² K ⁻⁴
$\sigma.$: nombre de Prandtl-Schmidt de l'énergie cinétique turbulente, σ_k	[-]
$\sigma.$: nombre de Prandtl-Schmidt du taux de disipation de l'énergie cinétique turbulente σ_ε	[-]
σ	: tenseur des contraintes, σ_{ij}	[kg m ⁻¹ s ⁻²]
τ	: tenseur des contraintes tangentielles, τ_{ij}	[kg m ⁻¹ s ⁻²]
$\tau.$: contraintes de cisaillement à la surface, τ_0	[kg m ⁻¹ s ⁻²]
ℓ	: échelle de longueur	[m]
$\ell.$: longueur de mélange, ℓ_m	[m]

Φ	: flux de chaleur	[W]
ϕ	: densité de flux de chaleur	[W m ⁻²]
$\phi.$: flux du gaz traceur	[m ⁻³ s ⁻¹]
Φ	: flux de chaleur	[W]
$\Phi.$: fonction de dissipation visqueuse	[J m ⁻³ s ⁻¹]

Vecteurs

F	: force volumique	[kg m ⁻² s ⁻²]
g	: vecteur gravité	[m s ⁻²]
u	: vecteur vitesse	[m s ⁻¹]

Opérateurs et fonctions mathématiques

$x = \bar{x} + x'$: décomposition d'une variable instantanée suivant l'opérateur moyen de Reynolds
\bar{x}	: moyenne temporelle de la variable x
x'	: fluctuation, écart à la moyenne temporelle
$ x $: valeur absolue de la variable x
$\ln x$: logarithme népérien de la variable x
$\frac{D}{Dt}$: dérivée totale par rapport au temps
$\frac{\partial}{\partial t}$: dérivée partielle Eulérienne par rapport au temps
$\frac{\partial}{\partial x_i}$: dérivée partielle Eulérienne dans la direction i
dt	: dérivée partielle par rapport au temps
dS	: élément de surface S
δ_{ij}	: symbole de Kronecker
∇	: opérateur gradient
$\nabla.$: opérateur divergence
Δ	: différence
Δ	: discrétisation temporelle ($\Delta t = t_{i+1} - t_i$)
\iint_S	: intégrale sur toute la surface S
$\tan \alpha$: tangente de l'angle α
$\cos \alpha$: cosinus de l'angle α
$\sin \alpha$: sinus de l'angle α

Indices et exposants

<i>atm</i>	: atmosphère
<i>A</i>	: apparente de l'atmosphère
<i>C</i>	: courtes longueurs d'ondes
<i>c</i>	: effet cheminée
<i>e</i>	: extérieur
<i>f</i>	: valeur correspondant aux fuites
<i>g</i>	: global
<i>h</i>	: convectif
<i>i, j, k</i>	: direction suivant <i>x, y, z</i> ou <i>1, 2, 3</i> .
<i>i.</i>	: intérieur
<i>L</i>	: grandes longueurs d'ondes
<i>n</i>	: net
<i>n.</i>	: normal à la surface
<i>p</i>	: à pression constante
<i>réf</i>	: au point de référence
<i>si</i>	: sol intérieur
<i>se</i>	: sol extérieur
<i>t</i>	: turbulent
<i>ta</i>	: tablette
<i>to</i>	: toiture
<i>to_i</i>	: toiture, côté intérieur
<i>to_e</i>	: toiture, côté extérieur
<i>u</i>	: effet du vent
<i>vt</i>	: ensemble végétation, tablette
<i>w</i>	: vapeur d'eau
<i>0</i>	: valeur résiduelle
<i>0.</i>	: au point de référence

Table des matières

Chapitre 1	Introduction	1
1.1	Enjeux économique, environnemental et social.....	1
1.2	Contexte de l'étude.....	2
1.3	Contribution du présent document	4
1.3.1	Problématique.....	5
1.3.2	Objectifs de l'étude	6
1.3.3	Approches envisagées	7
1.4	Structure du mémoire	9
Chapitre 2	Le système Biophysique « serre ».....	13
2.1	Fonctionnement du microclimat sous serre.....	14
2.1.1	Les mouvements de l'air dans la serre	14
2.1.2	Les échanges thermiques dans une serre.....	19
2.1.3	Interaction entre les différents mécanismes physiques	38
2.2	Etat de l'art en matière d'étude du microclimat dans les serres.....	42
2.2.1	Approche expérimentale	42
2.2.2	Approche de modélisation mathématique	50
2.2.3	Eléments bibliographiques : Application de la modélisation thermo-aérodynamique (CFD) pour étudier l'impact de la configuration d'ouvrants sur l'aération naturelle	57
2.3	Objectifs spécifiques de l'étude et la démarche adoptée.....	64
Chapitre 3	Matériel et méthode.....	67
	Introduction :.....	67
3.1	Dispositif expérimental	68
3.1.1	Objectifs des campagnes de mesures	68
3.1.2	Le climat de l'Anjou	68
3.1.3	Site d'étude & serre de référence	69
3.1.4	Mesures expérimentales (paramètres, matériels et méthodes mis en œuvre) ..	70
3.2	Modèles physiques	85
3.2.1	Approche de type Bilan.....	85
3.2.2	Modèle thermodynamique complet.....	94

3.2.3	Prise en compte des transferts radiatifs	119
3.2.4	D'un problème continu à un problème discret	141
3.2.5	Conclusions	142
Chapitre 4	Résultats et discussions « Caractérisation et modélisation de l'aération naturelle dans une serre de production horticole »	145
	Introduction	145
4.1	Caractérisation de l'aération naturelle dans une serre de production horticole	146
4.1.1	Approche globale	146
4.1.2	Caractérisation de l'écoulement d'air à travers un ouvrant continu de toiture par anémométrie sonique	165
4.2	Modélisation numérique « Mise en œuvre du modèle de climat distribué »	179
4.2.1	Rappel des enjeux et des objectifs de la modélisation numérique	179
4.2.2	Méthodologie	179
4.2.3	Modélisation sans prise en compte des transferts radiatifs	187
4.2.4	Modélisation avec prise en compte des transferts radiatifs : « couplage convectif – radiatif »	190
4.2.5	Conclusion sur les résultats de la modélisation numérique.....	224
Chapitre 5	Application du modèle CFD « Impact d'aménagement particulier »	229
5.1	Introduction	229
5.2	Impact des filets <i>insect proof</i> et des ouvrants latéraux sur l'aération	229
5.2.1	Description des cas tests.....	229
5.2.2	Impact des filets <i>insect proof</i> sur l'aération naturelle	235
5.2.3	Impact de la combinaison d'ouvrants de toiture avec un ouvrant latéral sur l'aération naturelle.....	244
5.2.4	Optimisation de l'aération naturelle.....	253
5.3	Conclusions	258
Chapitre 6	Conclusion générale	261
6.1	Résultats expérimentaux	261
6.2	Résultats de la modélisation mathématique	262
6.3	Perspectives de recherche et développement	264
Bibliographie.....		267
Bibliographie du Chapitre 1		267
Bibliographie du Chapitre 3		274

Bibliographie du Chapitre 3	274
Bibliographie du Chapitre 4	277
Bibliographie du Chapitre 5	281
Bibliographie du Chapitre 5	281
Travaux et publications	283
Annexes	285
Annexe A Caractéristiques du matériel utilisé pour les mesures sur site.....	286
Annexe B Détermination de l'humidité relative de l'air (équation du Psychromètre)	287
Annexe C Quantité de gaz N ₂ O nécessaire à introduire dans la serre pour mesurer le taux d'aération.....	290
Annexe D Calcul du taux d'aération	292
Annexe E Principe de fonctionnement de l'anémomètre sonique	294
Annexe F Traitement des résultats issus de mesures par l'anémomètre sonique.....	296
Annexe G Echanges conductifs et convectifs	300
Annexe H Modélisation de la turbulence	308
Annexe I Quelques Définitions et Concepts en rayonnement.....	315
Annexe J Méthodes de résolution de l'ETR.....	323
Annexe K Méthodologie numérique du code de calcul	330
Annexe L Publications dans des revues avec comité de lecture	353
Annexe M Congrès internationaux avec comité de lecture.....	355
Annexe N Congrès national avec comité de lecture	357

Table des figures

Figure 2.1. 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 le niveau de turbulences, la couleur grise symbolise l'air chaud, la couleur blanche symbolise l'air froid. (Boulard, 1996).....	18
Figure 2.2. Schéma représentatif des différents modes d'échange d'énergie au niveau du « système serre ». a) échanges par rayonnement ; à gauche : rayonnement solaire, à droite rayonnement infra rouge thermique b) échanges conductif et convectif (Bot & Van de Braak, 1995).	20
Figure 2.3. Spectre électromagnétique.....	21
Figure 2.4. Absorption, réflexion, transmission du rayonnement.....	22
Figure 2.5. Schématisation des deux types extrêmes de réflexion pouvant avoir lieu sur une surface	23
Figure 2.6. Exitances spectrales de corps noirs à la température du soleil et de la terre, normalisées par leurs valeurs maximales (adapté de Rosenberg et al., (1983) cités par (Guyot, 1999))......	24
Figure 2.7. Exemple de répartition du rayonnement solaire dans une serre (Baille, 1999).	27
Figure 2.8. La couche limite dynamique.....	31
Figure 2.9. Résistances impliquées dans le flux de vapeur d'eau de la transpiration ; analogie électrique d'après Nobel, 1974 cité par Urban, (1997).....	35
Figure 2.10. Le phénomène de conduction	37
Figure 2.11. L'effet de serre dans une serre (Urban, 1997).....	40
Figure 2.12. Représentation du dispositif de visualisation laser d'après (Roy <i>et al.</i> , 2000)....	44
Figure 2.13. (a) Champs de vitesse en cm s^{-1} ; (b) Champs de température en $^{\circ}\text{C}$, mesurés dans une serre mono-chapelle à l'échelle $\frac{1}{2}$ avec un ouvrant continu de toiture ouvert et dont le sol est chauffé ; T_0 , température de référence ; T_r , température du toit, T_s , température du sol (Boulard <i>et al.</i> , 1999).....	47
Figure 2.14. Configurations étudiées par Haxaire <i>et al.</i> , (1998).....	57
Figure 2.15. Configurations étudiées par Bartzanas & Kittas (2001).....	58
Figure 2.16. Configuration supplémentaire étudiée par Bartzanas <i>et al.</i> , (2004)	59

Figure 2.17. Configurations étudiées par Mistriotis <i>et al.</i> , (1997a)	60
Figure 2.18. Schéma de circulation dans une serre 4 chapelles pour 2 positions d'ouvrant latéral, d'après (Lee <i>et al.</i> , 2000b)	62
Figure 2.19. Schéma de circulation dans une serre 4 chapelles à ouverture totale sans (a) et avec (b) ouvrant latéral (d'après Lee <i>et al.</i> , 2000b)	62
Figure 3.1. Variation journalière de la vitesse (ligne) et la direction du vent (points) pour la journée du 31/07/2002.....	69
Figure 3.2. Serre de référence vue du pignon nord	70
Figure 3.3. Anémomètre (à 6 mètres) et girouette positionnés sur le mât extérieur	72
Figure 3.4. Capteurs de température et d'humidité sur le mât extérieur et centrale de mesure.....	73
Figure 3.5. Capteurs de rayonnement sur la potence du pignon Nord	75
Figure 3.6. Capteurs de rayonnement, de température et d'humidité sur le mât intérieur	76
Figure 3.7. Principaux capteurs de mesure utilisés lors des campagnes	77
Figure 3.8. Schéma du dispositif des prises d'échantillon mis en place pour mesurer le taux de renouvellement d'air par la méthode du gaz traceur	80
Figure 3.9. Evolution de la concentration de N ₂ O en fonction du temps au cours d'une mesure de renouvellement d'air (le 20 août 2003, ouverture de 30 % des ouvrants sous le vent).....	80
Figure 3.10. Anémomètre sonique tridimensionnel (Campbell Scientific INC, 1998).....	82
Figure 3.11. Support et positionnement de l'anémomètre sonique au niveau des ouvrants ; (a) grand chariot pour le déplacement horizontal parallèle à la ligne de faitage, (b) petit chariot pour le déplacement horizontal entre les ouvrants	82
Figure 3.12. Vue d'ensemble de l'anémomètre avec son support (source : C.M.F 2004).....	83
Figure 3.13. Schéma de distribution de la pression interne $p_{in}(y)$ (ligne épaisse), de la pression externe $p_{ex}(y)$ (ligne fine) et du vecteur vitesse de l'air à travers un ouvrant de hauteur H (Boulard & Baille, 1995).....	90
Figure 3.14. Schématisation de la réflexion pouvant avoir lieu sur une surface rugueuse et parfaitement dépolie	124
Figure 3.15. Système de coordonnées pour le flux radiatif.....	125
Figure 3.16. Différentes approches de résolution de l'équation des transferts radiatifs (Siegel & Howell, 2002; Joseph, 2004).....	130
Figure 3.17. Système de coordonnées pour quadrature angulaire.....	136
Figure 3.18. Paroi semi-transparente séparant deux milieux semi-transparentes	140

Figure 4.1. Configurations d'ouvrants étudiées	146
Figure 4.2. Taux de renouvellement d'air observé le 20 août 2003, pour une ouverture de 30% des ouvrants sous le vent (Configuration 4).....	147
Figure 4.3. Evolution du taux d'aération N , en fonction de la vitesse du vent, U_h pour : (—◆—) la configuration 1; (—▲—) la configuration 2; (—△—) la configuration 3;	150
Figure 4.4. Dépendance linéaire entre le taux d'aération N et la vitesse adimensionnelle $(3600/h)(s/2)U_h$ pour $0 < U_h \leq 5.43 \text{ m s}^{-1}$	152
Figure 4.5. Dépendance linéaire entre le taux d'aération N et la vitesse adimensionnelle $(3600/h)(s/2)U_h$ pour deux classes de vitesse du vent : (—◆—) $U_h < 2 \text{ m s}^{-1}$; (—▲—) $2 \leq U_h \leq 5.43 \text{ m s}^{-1}$	154
Figure 4.6. Valeurs du taux d'aération mesurées et prédites par le modèle (M2)	154
Figure 4.7. Importance relative de l'effet cheminée / effet du vent donné par le modèle (M2)	155
Figure 4.8. Importance relative de l'effet cheminée / effet du vent donné par le modèle (M3)	157
Figure 4.9. Evolution du taux d'aération dans la bi-chapelle Ouest en fonction de la vitesse du vent pour la configuration d'ouvrants (1) et différentes largeurs de la cheminée ; (—◆—) sans écran, (—▲—) 15 %, (—△—) 10% et (—□—) 5%.....	161
Figure 4.10. Plan de mesures des profils de vitesse	167
Figure 4.11. Configuration (3')	167
Figure 4.12. Profil de la composante normale de la vitesse à l'ouverture obtenu pour la configuration (1) ; (a) Ouvrant Est ouvert au vent, (b) Ouvrant Ouest ouvert sous le vent	168
Figure 4.13. Profil de la composante normale de la vitesse à l'ouverture obtenu pour la configuration (2) ; (a) Ouvrant Est ouvert au vent, (b) Ouvrant Est ouvert sous le vent	168
Figure 4.14. Profil de la composante normale de la vitesse à l'ouverture obtenu pour la configuration (3) ; (a) Ouvrant Est ouvert sous le vent, (b) Ouvrant Ouest ouvert sous le vent.....	169
Figure 4.15. Profil de la composante normale de la vitesse à l'ouverture obtenu pour la configuration (3') ; (a) Ouvrant Est ouvert sous le vent, (b) Ouvrant Est ouvert sous le vent.....	169

Figure 4.16. Description de la circulation générale de l'air dans la serre dite 'méditerranéenne', Haxaire (1999).....	171
Figure 4.17. Profils des grandeurs turbulentes sur la hauteur de l'ouvrant pour la configuration (2, b) ; (a) énergie cinétique turbulente k en $m^2 s^{-2}$, (b) taux de dissipation visqueuse ε en $m^2 s^{-3}$	175
Figure 4.18. Profils des grandeurs turbulentes sur la hauteur de l'ouvrant pour la configuration (3', b) ; (a) énergie cinétique turbulente k en $m^2 s^{-2}$, (b) taux de dissipation visqueuse ε en $m^2 s^{-3}$	176
Figure 4.19. Distribution du spectre d'énergie en x , y et z de la vitesse de l'air au centre de l'ouverture Est, pour un vent dominant d'Ouest (configuration 2, b).....	177
Figure 4.20. Domaine de calcul et Maillage BFC bi-dimensionnel de la serre 9.60 m 4 Chapelles pour la configuration (1).....	180
Figure 4.21. Exemple de profil logarithmique de la vitesse du vent.....	182
Figure 4.22. Exemple de profil logarithmique de la température de l'air extérieur.....	183
Figure 4.23. Différents types de conditions aux limites réelles correspondant à une situation de jour (configuration 1)	184
Figure 4.24. Domaine de calcul et conditions aux limites fictives de nuit	193
Figure 4.25. Différences de températures ; (—◆—) entre l'air intérieur dans le compartiment Ouest et l'air extérieur, (—▲—) entre la surface supérieure du toit de la bi-chapelle Ouest et l'air extérieur, en fonction de la température de ciel T_{sky} . La vitesse du vent est de $U_h = 2 m s^{-1}$	198
Figure 4.26. Iso-valeurs prédites par CFD ; (a) l'amplitude de la vitesse en $m s^{-1}$, (b) de température en $^{\circ}C$ pour une température de ciel de $-25^{\circ}C$ ($U_h = 2 m s^{-1}$, $T_o = 0^{\circ}C$)..	199
Figure 4.27. Iso-valeurs prédites par CFD ; (a) l'amplitude de la vitesse en $m s^{-1}$, (b) de température en $^{\circ}C$ pour une température de ciel de $0^{\circ}C$ ($U_h = 2 m s^{-1}$, $T_o = 0^{\circ}C$).....	199
Figure 4.28. Evolutions en fonction de la vitesse du vent U_h du ; (—◆—) Nombre de Reynolds (Re), (—▲—) Nombre de Richardson (Ri) de la surface extérieure du toit, (—△—) représente la limite de convection forcée (Ri=0.1). La température de ciel est de $-20^{\circ}C$	200
Figure 4.29. Variation du coefficient de transfert convectif h_c de la surface extérieure du toit Calculé à partir de l'équation (4.9) : (—◆—) compartiment Ouest (au vent), (—▲—)	

compartiment Est (sous le vent) en fonction de la vitesse du vent U_h , pour une température de ciel de -20 °C	201
Figure 4.30. Domaine de calcul et conditions aux limites réelles du jour (configuration 1).	204
Figure 4.31. Configurations d’ouvrants retenues pour la validation du modèle mathématique	206
Figure 4.32. Géométries retenues pour étudier l’impact de la configuration d’ouvrants sur l’aération naturelle.....	213
Figure 4.33. Histogramme du taux de renouvellement d’air réduit par la surface d’aération calculé dans chaque compartiment pour les 4 configurations d’ouvrants testées : 1, 2, 2’ et 6 ; ($U_h = 1.73\text{ m s}^{-1}$, $T_o = 23.3\text{ °C}$, $Rg_e = 827\text{ W m}^{-2}$).....	215
Figure 4.34. Iso-valeurs prédites par CFD de la vitesse normalisée ($V/U_h \leq 1.0$) pour : (a) configuration 1, (b) configuration 2, (c) configuration 2’ et (d) configuration 6 ; ($U_h = 1.73\text{ m s}^{-1}$, $T_o = 23.3\text{ °C}$, $Rg_e = 827\text{ W m}^{-2}$).....	217
Figure 4.35. Iso-valeurs prédites par CFD de la différence de température entre l’intérieur et l’extérieur ($T - T_o$, °C) pour : (a) configuration 1, (b) configuration 2, (c) configuration 2’ et (d) configuration 6 ; ($U_h = 1.73\text{ m s}^{-1}$, $T_o = 23.3\text{ °C}$, $Rg_e = 827\text{ W m}^{-2}$).....	219
Figure 4.36. Distribution de la différence de température entre l’intérieur et l’extérieur ($T - T_o$, °C) sur la largeur de la bi-chapelle Ouest à 1m de hauteur pour : (—◆—) configuration 1, (—▲—) configuration 2, (—△—) configuration 2’ et (—□—) configuration 6 ; ($U_h = 1.73\text{ m s}^{-1}$, $T_o = 23.3\text{ °C}$, $Rg_e = 827\text{ W m}^{-2}$).....	222
Figure 4.37. Distribution de la différence de température entre l’intérieur et l’extérieur ($T - T_o$, °C) sur la largeur de la bi-chapelle Est à 1m de hauteur pour : (—◆—) configuration 1, (—▲—) configuration 2, (—△—) configuration 2’ et (—□—) configuration 6 ; ($U_h = 1.73\text{ m s}^{-1}$, $T_o = 23.3\text{ °C}$, $Rg_e = 827\text{ W m}^{-2}$).....	223
Figure 5.1. Configurations considérées pour étudier l’impact des filets <i>insect proof</i> sur l’aération naturelle ; A, Ouverture continue, 100%-100% ; B, Quadruple aération 100%-100% avec filets Insect Proof ; C, Quadruple aération 100%-100% sans filets	230
Figure 5.2. Représentation de la maille du filet anti-insectes	230
Figure 5.3. Combinaison d’aération continue de toiture avec une aération sur pied droit.....	232

Figure 5.4. Iso-valeurs prédites par CFD ; (a) de la vitesse normalisée ($V/U_h \leq 1.0$), (b) de la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur ($T - T_o \leq 3 \text{ }^\circ\text{C}$) pour les configurations : A, B, B' et C ; ($U_h = 0.5 \text{ m s}^{-1}$, $T_o = 34.2 \text{ }^\circ\text{C}$) 240

Figure 5.5. Distribution de la vitesse normalisée (V/U_h) sur la largeur de la serre à 0.9 m de hauteur pour : (—◆—) configuration A, (—▲—) configuration B, (—△—) configuration B', 241

Figure 5.6. Distribution de la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur ($T - T_o$, $^\circ\text{C}$) sur la largeur de la serre à 0.9 m de hauteur pour : (—◆—) configuration A, 242

Figure 5.7. Histogramme du taux de renouvellement d'air de la serre pour les configurations A1, A2, A3, B1, B2, B3, C1, C2 et C3 ; ($U_h = 0.5 \text{ m s}^{-1}$, $T_o = 34.2 \text{ }^\circ\text{C}$) 245

Figure 5.8. Iso-valeurs prédites par CFD ; (a) de la vitesse normalisée ($V/U_h \leq 1.0$), (b) de la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur ($T - T_o \leq 3 \text{ }^\circ\text{C}$) pour les configurations : A2, B2 et C2 ; ($U_h = 0.5 \text{ m s}^{-1}$, $T_o = 34.2 \text{ }^\circ\text{C}$) 248

Figure 5.9. Distribution de la vitesse normalisée (V/U_h) sur la largeur de la serre à 0.9 m de hauteur pour : (—◆—) configuration A2, (—▲—) configuration B2, (—△—) configuration C2 ; ($U_h = 0.5 \text{ m s}^{-1}$, $T_o = 34.2 \text{ }^\circ\text{C}$) 249

Figure 5.10. Distribution de la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur ($T - T_o$, $^\circ\text{C}$) sur la largeur de la serre à 0.9 m de hauteur pour : (—◆—) configuration A2, (—▲—) configuration B2, (—△—) configuration C2 ; ($U_h = 0.5 \text{ m s}^{-1}$, $T_o = 34.2 \text{ }^\circ\text{C}$) 250

Figure 5.11. Iso-valeurs prédites par CFD ; (a) de la vitesse normalisée ($V/U_h \leq 1.0$), (b) de la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur ($T - T_o \leq 3 \text{ }^\circ\text{C}$) pour les configurations : A1 et A3 ; ($U_h = 0.5 \text{ m s}^{-1}$, $T_o = 34.2 \text{ }^\circ\text{C}$) 251

Figure 5.12. Distribution de la vitesse normalisée (V/U_h) sur la largeur de la serre à 0.9 m de hauteur pour : (—◆—) configuration A1, (—▲—) configuration A2, (—△—) configuration A3 ; ($U_h = 0.5 \text{ m s}^{-1}$, $T_o = 34.2 \text{ }^\circ\text{C}$) 252

Figure 5.13. Distribution de la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur ($T - T_o$, $^\circ\text{C}$) sur la largeur de la serre à 0.9 m de hauteur pour : (—◆—) configuration A1, (—▲—) configuration A2, (—△—) configuration A3 ; ($U_h = 0.5 \text{ m s}^{-1}$, $T_o = 34.2 \text{ }^\circ\text{C}$) 253

Figure 5.14. Iso-valeurs prédites par CFD ; (a) de la vitesse normalisée ($V/U_h \leq 1.0$), (b) de la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur ($T - T_o \leq 3$ °C) pour les configurations : B3 et C3 ; ($U_h = 0.5 \text{ m s}^{-1}$, $T_o = 34.2$ °C)	255
Figure 5.15. Distribution de la vitesse normalisée (V/U_h) sur la largeur de la serre à 0.9 m de hauteur pour : (—◆—) configuration A3, (—▲—) configuration B3, (—△—) configuration C3 ; ($U_h = 0.5 \text{ m s}^{-1}$, $T_o = 34.2$ °C)	256
Figure 5.16. Distribution de la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur ($T - T_o$, °C) sur la largeur de la serre à 0.9 m de hauteur pour : (—◆—) configuration A3, (—▲—) configuration B3, (—△—) configuration C3 ; ($U_h = 0.5 \text{ m s}^{-1}$, $T_o = 34.2$ °C).....	256
Figure I.1. La Luminance	316
Le troisième phénomène caractéristique du rayonnement thermique est le phénomène de diffusion des photons (représentant la luminance dans une approche corpusculaire). Elle se traduit par la déviation de la trajectoire de ceux-ci, à la suite de chocs, à la traversée d'une épaisseur ds d'un milieu semi-transparent « diffusant ». Ceci se traduit par une variation $dI_{\lambda,d}(\vec{r}, \vec{s})$ de la luminance se propageant selon la direction \vec{s} . On peut discerner deux types de variations liées au phénomène de diffusion : le gain de luminance par diffusion entrante ou « in-scattering » et la perte par diffusion sortante ou « out-scattering » (cf. Figure I.2). On notera $dI_{\lambda, \text{out-scattering}}$ la diffusion sortante représentant une perte de luminance proportionnelle à la luminance à l'entrée d'une épaisseur de milieu ds , sans aucune discrétisation pour les directions dans lesquelles le rayonnement est diffusé :	319

Liste des tableaux

Tableau 2.1. Partenaires impliqués directement dans le projet	4
Tableau 2.1. Valeur de l'albédo pour différents types de sol (Guyot, 1999).....	30
Tableau 3.1. Données d'entrées du code et mesures requises (mesures réalisées en continu)	71
Tableau 3.2. Données expérimentales destinées à valider le modèle mathématique.....	78
Tableau 3.3. Données d'entrées et de validation du modèle mathématique et mesures requises	84
Tableau 3.4. Modèles combinant l'effet cheminée et l'effet du vent (sauf M5 qui ne tient compte que du vent) avec ordre de prise en compte de l'effet cheminée, (Boulard & Baille, 1995).....	93
Tableau 3.5. Constantes du modèle $k - \varepsilon$	109
Tableau 3.6. Constantes du modèle $k - \varepsilon$ étendu (Chen & Kim, 1987)	111
Tableau 3.7. Comparaisons des performances des modèles radiatifs en fonction de la méthode de résolution utilisée dans Fluent 6.1	131
Tableau 4.1. Valeurs des taux d'aérations N , mesurés et des paramètres micro-climatiques associés (moyennés sur le temps de mesure de la décroissance du gaz traceur) pour plusieurs configurations d'ouvrants	149
Tableau 4.2. Régression linéaire entre le taux d'aération N et la vitesse du vent, U_h	150
Tableau 4.3. Paramètres du modèle (M5) pour $0 < U_h \leq 5.43 \text{ m s}^{-1}$	153
Tableau 4.4. Paramètres du modèle (M5) pour deux classes de vitesse du vent	154
Tableau 4.5. Paramètres du modèle (M2) pour $0 < U_h \leq 5.43 \text{ m s}^{-1}$	155
Tableau 4.6. Paramètres du modèle (M3) pour $0 < U_h \leq 5.43 \text{ m s}^{-1}$	156
Tableau 4.7. Valeurs des coefficients de perte de charge (A_l), d'efficience du vent C_w , et du produit $(A_l \sqrt{C_w})$ citées dans littérature (Roy <i>et al.</i> , 2002; Pérez Parra <i>et al.</i> , 2004)....	156
Tableau 4.8. Valeurs du coefficient $A_l \sqrt{C_w}$ pour les modèles (M3) et (M5).....	157
Tableau 4.9. Comparaison entre les valeurs du taux d'aération pour différents degrés de déploiement de l'écran d'ombrage ; configurations 1 et 3.....	159

Tableau 4.10. Valeurs du taux d'aération et paramètres climatiques correspondants pour la configuration 1 sans écran d'ombrage	159
Tableau 4.11. Régression linéaire entre le taux d'aération N et la vitesse du vent, U_h pour la configuration (1) sans écran et avec deux largeurs de cheminée d'écran ; 15 et 10%... 161	
Tableau 4.12. Résultats des mesures du taux d'infiltration dans la bi-chapelle d'étude (Ouest), avec ouvrants fermés, en fonction de l'ouverture des ouvrants de la deuxième bi-chapelle (Est).....	162
Tableau 4.13. Tableau récapitulatif des configurations étudiées, valeurs de la vitesse du vent et orientation des ouvertures par rapport à la direction du vent	167
Tableau 4.14. Comparaison des taux d'aération obtenus par intégration du profil de vitesse et par mesure avec la technique du gaz traceur.....	172
Tableau 4.15. Caractéristiques turbulentes de l'écoulement d'air au centre de l'ouverture pour différentes configurations.....	175
Tableau 4.16. Coefficient d'absorption du milieu "verre" κ_λ en fonction de la longueur d'onde λ (Bauer <i>et al.</i> , 2005).....	195
Tableau 4.17. Propriétés optiques de la couverture en verre, de 4 mm d'épaisseur, de la serre dans l'infrarouge thermique (Nijsskens <i>et al.</i> , 1985).....	195
Tableau 4.18. Pour chaque compartiment, différence en température ; entre l'air intérieur et l'air extérieur $\bar{T}_i - T_o$; entre la surface extérieure de la toiture et l'air extérieur $\bar{T}_{r,o} - T_o$, flux de chaleur total, \dot{q}_t ; convectif \dot{q}_{cv} , échangés entre la surface extérieure de la toiture et l'air extérieur, rapport entre les flux convectif et radiatif $ \dot{q}_{cv}/\dot{q}_r $ et coefficient d'échange convectif de la surface supérieure du toit h_c	198
Tableau 4.19. Pour chaque compartiment, différence en température en °C ; entre l'air intérieur et l'air extérieur $\bar{T}_i - T_o$; entre la surface supérieure du toit et l'air extérieur $\bar{T}_{r,o} - T_o$, flux de chaleur ; total, \dot{q}_t et convectif \dot{q}_{cv} échangés entre la surface supérieure du toit et l'air extérieur, rapport entre les flux convectif et radiatif $ \dot{q}_{cv}/\dot{q}_r $	202
Tableau 4.20. Propriétés optiques de la couverture de la serre, en verre, dans les deux bandes spectrales ; courtes et grandes longueurs d'ondes.....	206
Tableau 4.21. Paramètres d'entrée utilisés pour les simulations avec le modèle CFD « sans et avec le couplage convectif-radiatif»	207

Tableau 4.22. Comparaison des taux d'aération mesurés et simulés avec le modèle CFD « couplage convection & rayonnement ».....	208
Tableau 4.23. Comparaison entre les valeurs de températures mesurées et simulées par le modèle CFD « couplage convection & rayonnement ». Les valeurs en gras sont celles prédites	210
Tableau 4.24. Pour chaque compartiment et pour le jeu de données (a) : différence entre la température moyenne de la surface extérieure / intérieure de la toiture et la température de l'air extérieur / intérieur, $\bar{T}_r - T_{o,i}$ en °C ; densités des flux de chaleur total, radiatif et convectif, respectivement \dot{q}_t , \dot{q}_{rad} et \dot{q}_{cv} en $W m^{-2}$, échangés entre la surface extérieure / intérieure de la toiture et l'air extérieur / intérieur, rapport entre les flux convectif et radiatif $ \dot{q}_{cv}/\dot{q}_r $ et le coefficient d'échange convectif de la surface extérieure / intérieure de la toiture et l'air extérieur / intérieur, h_c en $W m^{-2} K^{-1}$	210
Tableau 4.25. Récapitulatif des valeurs du taux d'aération (N , h^{-1}) calculées dans chaque compartiment pour les 4 configurations d'ouvrants testées ; ($U_h = 1.73 m s^{-1}$, $T_o = 23.3 °C$, $Rg_e = 827 W m^{-2}$)	214
Tableau 4.26. Récapitulatif des valeurs du taux d'aération (N , h^{-1}) calculées dans le compartiment Ouest pour deux vitesses de vent et deux configurations d'ouvrants ; ($U_h = 1.73 m s^{-1}$, $T_o = 23.3 °C$, $Rg_e = 827 W m^{-2}$)	218
Tableau 4.27. Récapitulatif des valeurs des paramètres climatiques calculées dans chaque compartiment pour les 4 configurations d'ouvrants testées : 1, 2, 2' et 6 ; ($U_h = 1.73 m s^{-1}$, $T_o = 23.3 °C$, $Rg_e = 827 W m^{-2}$)	221
Tableau 4.28. Analyse de l'homogénéité de la distribution de la température de l'air sur la largeur des deux bi-chapelles à 1m de hauteur pour les quatre configurations testées ; 1, 2, 2' et 6 ; ($U_h = 1.73 m s^{-1}$, $T_o = 23.3 °C$, $Rg_e = 827 W m^{-2}$).....	224
Tableau 5.1. Caractéristiques de la serre CMF utilisée dans les simulations.....	229
Tableau 5.2. Caractéristiques géométriques du filet anti-Bemisia.....	231
Tableau 5.3. Perméabilité et coefficient de perte de charge non linéaire du filet anti-Bemisia	233
Tableau 5.4. Paramètres d'entrée utilisés pour les simulations.....	233

Tableau 5.5. Taux de renouvellement d'air de la serre pour les configurations A, B et C ; ($U_h = 0.5 \text{ m s}^{-1}$, $T_o = 34.2 \text{ }^\circ\text{C}$).....	235
Tableau 5.6. Récapitulatif des valeurs de réduction du taux d'aération citées dans littérature suite à la mise en place des filets anti-insectes.....	237
Tableau 5.7. Analyse de l'homogénéité de la distribution des vitesses et des températures à hauteur des plantes (0.9 m au-dessus du sol) pour les quatre configurations testées A, B, B' et C et une vitesse du vent de 0.5 m s^{-1}	243
Tableau 5.8. Vitesse moyenne de l'air en m s^{-1} à travers les ouvrants de la serre équipée d'ouvrants de toiture et d'un ouvrant sur le pied droit au vent, prédites par simulation numérique pour neuf configurations et pour une vitesse de vent de 0.5 m s^{-1} (les valeurs négatives indiquent que l'air sort de la serre)	246
Tableau 5.9. Analyse de l'homogénéité de la distribution des vitesses et des températures à hauteur des plantes (0.9 m au-dessus du sol) pour les neuf configurations testées ; A1, A2, A3,B1, B2, B3, C1, C2 et C3 et une vitesse du vent de 0.5 m s^{-1}	257
Tableau H.1. Constantes usuelles du modèle à une équation ($k-l$)	314

Chapitre 1

Introduction

1.1 Enjeux économique, environnemental et social

Né, il y a un peu plus de cinquante ans, le système de culture abritée "serre" est maintenant un système de production de masse incontournable qui assure l'approvisionnement des populations en fruits et légumes frais et en végétaux d'ornement toute l'année, dans toutes les régions et sous tous les climats du monde. Il s'agit d'un système de production agricole intensif dont les interactions avec l'environnement naturel, social et économique sont très fortes et qui présente tout à la fois des faiblesses voire des déficiences et des atouts indéniables.

Bien que récent, l'agro-système serre sous sa forme de production de masse a bénéficié de nombreux travaux de recherche focalisés principalement sur l'analyse de son fonctionnement et sur la résolution de problèmes d'ordre technico-économiques (aération en saison estivale, chauffage en saison hivernale) plus particulièrement pendant la période de crise énergétique consécutive au premier choc pétrolier.

Néanmoins, cet agro-système est menacé par plusieurs évolutions récentes qui le fragilisent. Ainsi, sur le plan socio-économique, le renchérissement durable du prix de l'énergie, les exigences accrues en matière d'environnement, de conditions de travail et de normes sanitaires et alimentaires ainsi que les évolutions "naturelles" telles que l'apparition de bio-agresseurs et les événements induits par le changement climatique global, mettent en question la capacité de fonctionnement durable de l'agro-système serre.

Toutes ces contraintes conduisent les chercheurs à établir dans un premier temps un état des lieux environnemental, social et économique et à proposer par la suite des développements du système serre en privilégiant sa durabilité ; *i.e.* sa viabilité économique, son équité sociale et sa durabilité écologique.

La compréhension et l'amélioration de l'acceptabilité environnementale de l'agro-système serre passe par l'analyse et la modélisation des phénomènes de transport et d'échanges d'énergie, de masse et de particules biotiques (spores). La maîtrise de l'ensemble de ces mécanismes physiques et écophysiologicals, peut permettre par la suite de proposer des solutions technologiques pour maîtriser le climat et les flux biotiques sous serre.

Dans cette optique de développement durable, notre travail de recherche vise la maîtrise du climat estival et de l'aération naturelle des serres de grande portée en horticulture ornementale.

1.2 Contexte de l'étude

La thèse se focalisera sur les serres de grande portée habituellement utilisées en culture ornementale (plantes en pots) sous conditions climatiques de type océanique (Anjou). Les constructeurs commercialisent ce type de produit et innovent chaque année pour répondre à la demande de la branche horticole. Les développements actuels s'orientent vers des modèles de plus en plus ouverts mais bénéficiant d'une protection totale en cas de conditions climatiques difficiles. L'entreprise C.M.F souhaite bénéficier d'un appui scientifique afin de mieux maîtriser l'aération naturelle de ses serres, de valider les modèles déjà existants et à terme d'améliorer leur *design*. Ceci induit un travail de recherche conséquent qui devra déboucher sur des résultats d'application pratique.

Un programme de recherche a ainsi été engagé en 2002. Il est mené dans le cadre d'une Convention Industrielle de Formation par la Recherche entre l'entreprise "Constructions Métalliques Florentaises" et "l'Institut National d'Horticulture". Les travaux en cours s'intègrent également à l'Unité mixte de Recherche "Sciences Agronomiques Appliquées à l'Horticulture" INH-INRA-Université d'Angers qui assure la coordination scientifique du projet ainsi que le soutien logistique et financier.

Le porteur de projet "C.M.F" situé à Varades (44) est un groupe créé en 1987 et devenu leader en France. Il compte parmi les tous premiers en Europe après la fusion de trois entreprises de construction de serre :

- C.M.F Serres Florentaises société née en 1962 : constructeur, fabricant de serres essentiellement en verre de culture et serres de vente (jardineries). Outre la construction

des bâtiments industriels et des ossatures métalliques, l'entreprise réalise un autre type de serre complexe et à hautes technologies destiné à la recherche. De plus CMF offre des solutions techniques en terme d'équipements : installation de chauffage, irrigation, climatisation des serres (*cooling system*), ombrage et écran thermique, électricité, régulation, automatisation et manutention.

- S.O.V.A.M : Intégrée au groupe C.M.F depuis 1997. Cette société complète l'offre de C.M.F par sa spécialisation dans la serre maraîchère principalement en verre "serre Venlo".
- BN SERRES appartient au groupe C.M.F depuis 1998 et propose des réalisations complètes : structures et équipements. Cette société a pour mission au sein du groupe de fabriquer la quasi-totalité des composants des serres plastique.

Le groupe compte actuellement un effectif de 300 personnes. Il comprend une surface de 25000 m² d'ateliers industriels basés sur 3 sites. Le chiffre d'affaire du groupe consolidé au 31 mars 2006 est de 40 millions d'euros, la part à l'export représentant 20%.

En terme de réalisation, le groupe compte plus de 700 jardineries et 800 ha de serres verre construites ainsi que 3500 ha de serres plastique livrés ou construits durant ces quinze dernières années.

La structure d'accueil : "l'I.N.H", situé à Angers résulte de la refonte en 1997 de deux grandes écoles du ministère de l'agriculture : l'Ecole Nationale Supérieure d'Horticulture (E.N.S.H.) créée en 1874 à Versailles et l'Ecole Nationale des Ingénieurs des Travaux de l'Horticulture et du Paysage (E.N.I.T.H.P.) créée en 1971 à Angers. Installé au cœur d'un des principaux bassins européens de production horticole et semencière, l'I.N.H a construit un partenariat scientifique avec l'Université d'Angers, l'I.N.R.A, les centres techniques et les entreprises du pôle végétal angevin.

D'autres partenaires sont impliqués directement dans le projet de recherche :

- L'INRA de Sophia Antipolis "Unité de Recherches Intégrées en Horticulture" qui possède une longue expérience dans le domaine de la ventilation des serres ainsi que d'importants moyens expérimentaux qui pourront intervenir dans la validation du modèle numérique mis en place au cours de la thèse.

- Le C.R.E.S.T "Centre de Recherches sur les Ecoulements, les Surfaces et les Transferts" de Belfort qui dispose d'un savoir-faire dans le domaine de la modélisation numérique et intervient dans la prise en compte des processus physiques liés aux transferts thermiques.

Les aspects liés aux techniques de maillage et à la prise en compte de quelques aménagements (filet anti-insectes) dans la serre simulée ont également fait l'objet de ce partenariat.

Enfin les moyens humains impliqués dans ce travail de recherche, sont, outre le doctorant, un professeur, un ingénieur de recherche, deux maîtres de conférences et deux techniciens, auxquels s'ajoutent des ingénieurs de C.M.F. et l'intervention de plusieurs stagiaires (cf. Tableau 2.1).

Nom	Titre	Origine	Mission
SA. Ould Khaoua	Doctorant	I.N.H-C.M.F	Doctorant : modélisation et expérimentation
G. Chassériaux	Professeur	I.N.H	Co-directeur de thèse
Th. Boulard	Dr IR ¹	I.N.R.A d'Antibes	Co-directeur de thèse
PE. Bournet	MC ²	I.N.H	Encadrant principal de thèse, coordination du projet
Ch. Migeon	MC ²	I.N.H	Suivi des campagnes de mesures
JC. Roy	MC ²	C.R.E.S.T-Belfort	Suivi de la modélisation numérique
A. Travers	Technicien	I.N.H	Mise en place de l'installation expérimentale
A. Dahmani	Technicien	I.N.H	Mise en place de l'installation expérimentale
JL. Christin	Directeur	C.M.F	Porteur du projet
F. Lummert	Ingénieur	C.M.F	Contact technique avec C.M.F
Y. Musseau	Ingénieur	C.M.F	Concepteurs et réalisateurs de support de l'anémomètre sonique
	Techniciens	C.M.F	
N. Dubus	Stagiaire	E.S.I. Poitiers	Mise en œuvre de l'anémomètre sonique
E. Delahaye	Stagiaire	E.C. Nantes	Acquisition de mesures dans la serre expérimentale
V. Winiarek	Stagiaire	E.C. Lyon	Modélisation du couplage convectif-radiatif
M. Bernard	Stagiaire	E.S.I. Poitiers	Modélisation des interactions du végétal avec le climat

¹ Ingénieur de Recherche (Antibes) ; ² Maître de Conférences

Tableau 2.1. Partenaires impliqués directement dans le projet

1.3 Contribution du présent document

Dans ce document, seuls les aspects physiques qui interviennent dans le climat des serres seront considérés. Si le fonctionnement physique du microclimat de serre influe fortement sur le fonctionnement écophysologique associé à la présence de plantes ornementales, l'influence du fonctionnement écophysologique sur le fonctionnement physique reste limité. Le principal mécanisme de couplage entre les différents phénomènes physiques intervient au niveau des transferts de masse (chaleur latente) et de chaleur (chaleur

sensible). Ainsi, la principale contribution de ce travail de thèse réside dans la prise en compte du couplage convectif-radiatif dans la modélisation mathématique du microclimat de serre.

1.3.1 Problématique

En hiver, les rayons solaires sont piégés dans le bâtiment "serre", ce qui permet d'y maintenir une température supérieure à la température extérieure. En période estivale en revanche, la serre doit bénéficier d'une ventilation optimale afin d'éviter des pics de température et d'humidité qui risqueraient d'endommager les cultures ou même encore favoriseraient le développement de certaines maladies fongiques.

La gestion des cultures de plantes en pot sous serre de grande portée (serres multi-chapelles) relève d'une certaine dextérité, notamment en période estivale du fait des températures élevées enregistrées tant au niveau racinaire (réchauffement et dessiccation des substrats) qu'au niveau des organes aériens. Ainsi, le maintien d'une bonne aération constitue l'un des objectifs prioritaires des horticulteurs et des fabricants de serres.

La ventilation d'une serre se rapporte en premier lieu à l'échange d'air entre l'intérieur et l'extérieur. Il s'agit de (Bartzanas *et al.*, 2004) :

- dissiper le surplus de chaleur ;
- accroître les échanges de dioxyde de carbone et d'oxygène ;
- maintenir un niveau d'humidité acceptable ;

L'aération influence directement le transport de chaleur et de masse entre l'environnement extérieur et l'intérieur, elle affecte ainsi fortement le climat qui règne dans la serre. Or une distribution hétérogène des variables microclimatiques dans une serre engendre elle-même une hétérogénéité de la production, notamment en terme de qualité. L'efficacité de l'aération joue donc un rôle prépondérant dans la production.

Pour des raisons économiques liées à la consommation énergétique, le choix se porte en général davantage vers l'aération naturelle que vers l'aération forcée (par des systèmes de ventilateur ou de *cooling*). Mais autant il est possible de piloter avec une assez bonne précision une installation de ventilation forcée, autant la ventilation naturelle met en jeu des facteurs dont la maîtrise est plus complexe.

Plusieurs facteurs interviennent et interagissent dans la ventilation naturelle :

- des paramètres géométriques (hauteur de serre et longueur de serre) ;
- le mode de gestion des ouvrants ;
- les aménagements particuliers réalisés à l'intérieur de la serre : présence d'écran thermique ou d'écran d'ombrage, présence de filets *insect proof* ;
- les conditions météorologiques qui règnent à l'extérieur de la serre : température, vitesse et direction du vent notamment.

Cependant, l'**efficacité** de l'aération d'une serre tient non seulement à la **maximisation du taux d'aération**, mais aussi à l'**homogénéité** de la répartition des vitesses et des températures au niveau du couvert végétal. Une aération bien maîtrisée garantit une gestion optimale du climat dans la serre, de l'humidité et de la distribution de CO₂, et permet ainsi non seulement d'accroître la production et d'améliorer la qualité des cultures, mais aussi de minimiser l'emploi d'engrais. L'analyse de la réponse d'une serre en fonction des conditions climatiques extérieures permet alors de mieux en cerner le fonctionnement (Bournet *et al.*, 2006).

Une analyse plus précise des mécanismes qui régissent les échanges d'air entre la serre et son environnement est donc essentielle pour améliorer les systèmes d'aération naturelle des serres et parvenir ainsi à une meilleure maîtrise du climat sous abri. Cette problématique intéresse d'autant plus les constructeurs de serre que l'aération est le facteur limitant qui influe fortement sur la production aussi bien en terme de quantité que de qualité.

Pour les producteurs, il apparaît qu'une aération bien conçue et bien pilotée peut permettre à la fois de mieux préserver leurs cultures et de réduire les coûts engagés. Pour les constructeurs, le développement d'outils d'aide à la décision, reposant sur des modèles fiables, devrait permettre de valider les serres existantes, d'ajuster la gestion des ouvrants, voire même de proposer des *designs* plus performants.

1.3.2 Objectifs de l'étude

Compte tenu du constat dressé dans le paragraphe précédent, nous avons essayé de concilier deux types d'objectifs durant ce travail de thèse.

Sur le plan académique nous répondons à des *objectifs scientifiques* de modélisation de l'aération naturelle et du climat (champs de vitesses et de températures) dans les serres en verre de grande portée fabriquées en Anjou. Il s'agira de :

- développer l'outil numérique ; cependant, notre ambition n'est pas ici de réaliser un modèle complet, qui couvre l'ensemble des processus physiques intervenant dans l'aération des serres, mais d'avancer pas à pas sur chacun de ces aspects en développant celui qui mérite le plus d'attention. C'est la modélisation du couplage convectif – radiatif qui, à notre connaissance, constitue la principale originalité de ce travail de thèse.
- valider l'outil numérique ; il importe de noter qu'il est nécessaire de parvenir à un niveau de validation suffisant des modèles développés avant de pouvoir les considérer comme fiables et de les appliquer à différents cas de figures. De ce fait, nous tenterons d'abord de **caler et valider** le modèle développé sur des configurations étudiées expérimentalement.

Sur le plan technologique nous répondrons aux *besoins spécifiques* de l'entreprise C.M.F. Il s'agira de :

- Tester plusieurs configurations géométriques et proposer des méthodes de pilotage climatique plus performantes ;
- Améliorer le *design* des serres (hauteur de la serre, position des ouvrants d'aération...);
- Analyser l'effet d'aménagements tels que les écrans d'ombrage, les filets anti-insectes...

In fine, dégager des *indicateurs d'efficacité* de l'aération des serres pour différentes configurations géométriques et différentes conditions climatiques.

1.3.3 Approches envisagées

Pour parvenir à ces fins, deux approches ont été mises en œuvre dans la thèse, chacune d'elles répondant à des besoins spécifiques :

- l'expérimentation par des mesures *in situ*,

- la modélisation mathématique.

Mesures *in situ* :

La connaissance de l'agro système serre ne peut aboutir par la seule voie de la modélisation et l'approche de terrain constitue l'unique moyen de découvrir, voire même d'élucider des mécanismes mal connus. Cependant, cette approche nécessite d'une part un temps d'étude souvent trop important comparé à l'urgence des mesures à prendre et d'autre part des moyens en général assez considérables. Toutefois, outre la fourniture des données nécessaires à la mise au point du modèle mathématique et à la vérification puis à la validation de ce dernier, les campagnes de mesure répondent à d'autres préoccupations :

- affiner la connaissance du climat sous serre ;
- affiner la connaissance des échanges turbulents entre l'intérieur et l'extérieur de la serre.

Modélisation mathématique :

La fonction du modèle n'est pas simple à définir. On peut néanmoins le doter des fonctions suivantes :

- outil d'aide à la réflexion,
- outil de communication,
- outil d'aide à l'expérimentation,
- instrument de prédiction.

Le rôle de modélisateur consiste à analyser un problème, à coder ses principales caractéristiques, à être en mesure de choisir et modifier les hypothèses qui régissent le système et enfin à étendre et enrichir le modèle jusqu'à trouver une approximation convenable (Bournet, 1996). Comme déjà mentionné dans le paragraphe ci-dessus, l'un des objectifs les plus importants de ce travail est la présentation du développement du modèle numérique ou l'intégration progressive des processus qui gouvernent l'agro système serre.

Du point de vue scientifique, un modèle devra être puissant au sens où il sera capable de simuler un maximum de processus et de donner des informations sur chaque détail.

Le gestionnaire, en revanche, cherche un outil convivial, utile, efficace et économique.

Nous nous appuyerons dans notre démarche sur ces deux modes d'investigation qui sont en réalité complémentaires. On procède en pratique de manière itérative en assurant un va-et-vient systématique entre expérience et modélisation. Les informations ou besoins issus de la modélisation pourront permettre d'adapter le protocole expérimental et vice versa.

Une serre de production grandeur réelle (Serre de référence : serre C.M.F) a été retenue pour les mesures et pour la modélisation mathématique.

1.4 Structure du mémoire

Le rapport final a été divisé en deux fascicules. Le premier s'articule autour de 4 chapitres. Le second rassemble en annexe des documents qui, pour la plupart, détaillent ou précisent des notions rappelées dans le premier fascicule.

Le chapitre 2 dans sa première partie rappelle les principaux processus physiques qui concourent à l'établissement de la structure aérodynamique et thermique du microclimat sous serre. Nous avons procédé dans la deuxième partie de ce chapitre à un état de l'art en matière d'étude de l'aération des serres en analysant différents travaux expérimentaux et numériques entrepris par plusieurs auteurs.

Sur la base de ces connaissances, une stratégie de mesures est définie dans la première partie du chapitre 3. Le dispositif expérimental ainsi que les principales techniques de mesures employées *in situ* sont présentés. La deuxième partie du chapitre 3 concerne la formalisation mathématique des principaux phénomènes physiques qui interviennent dans l'aération naturelle des serres. Deux approches sont présentées : une approche globale (ou intégrale) et une approche fine (climat distribué). Si l'approche globale s'appuie sur un bilan de quantité de mouvement pour caractériser les échanges d'air entre l'intérieur et l'extérieur de la serre, l'approche fine résout explicitement l'aérodynamique et la thermique dans la serre ainsi que dans la couche limite environnante, en considérant un modèle complet basé à la fois sur des bilans de masse, de quantité de mouvement et d'énergie. Les équations de base qui régissent les mouvements d'air et les échanges de chaleur (plus particulièrement les transferts radiatifs) sont enfin exposées.

Dans la première partie du chapitre 4, les données acquises sont, dans la mesure du possible, exploitées et analysées en relation avec des modèles empruntés à la littérature. Après avoir déterminé le taux de renouvellement d'air de la serre de référence, les paramètres d'un modèle d'échange global sont identifiés. Les résultats obtenus sont validés avec des données issues de la littérature. L'influence de la vitesse du vent ainsi que celle de la configuration d'ouverture des ouvrants sont également analysées.

La deuxième partie du chapitre 4 est axée, quant à elle, sur le développement et sur la validation du modèle numérique. Ainsi, les étapes successives de mise au point de l'outil de modélisation et les résultats obtenus sont présentés. Nous avons accordé une attention particulière à l'intégration des rayonnements d'origine solaire et atmosphérique dans le modèle et avons procédé à des simulations numériques pour des conditions nocturnes et diurnes. Ces dernières simulations constituent, à notre connaissance, les premiers résultats de ce type. L'analyse s'appuie sur les champs de vitesses et de températures.

Des indicateurs d'efficacité de l'aération de la serre sont également déterminés pour différentes configurations d'aération (ouverture) et différentes conditions climatiques. La description de l'hétérogénéité spatiale du climat dans la serre et plus particulièrement au niveau du couvert végétal est enfin abordée.

Le dernier chapitre (5) est consacré à l'analyse de l'effet d'aménagements particuliers sur l'aération naturelle. Il s'agit dans cette partie d'appliquer l'outil numérique développé auparavant pour étudier l'incidence sur le renouvellement d'air et sur la distribution du climat dans la serre de l'ajout de filets *insect proof* au niveau des ouvrants ou bien encore de l'adjonction d'un ouvrant latéral.

Outre la présentation des caractéristiques des appareils de mesure utilisés *in situ*, du principe de fonctionnement de quelques-uns d'entre eux ainsi que de quelques méthodes de traitement des résultats expérimentaux, les annexes regroupent quelques articles acceptés ou soumis pour publication :

- L'annexe G rappelle les notions essentielles à la compréhension des phénomènes de transfert de chaleur par conduction et convection dans la serre. Elle présente également les critères déterminant le mode d'échange convectif et le type d'écoulement en fonction de nombres adimensionnels.

- L'annexe H présente les modèles approchés qui prennent en compte le mouvement turbulent.
- L'annexe I présente le rayonnement thermique et précise les nombreuses définitions et concepts nécessaires à l'établissement de l'équation de transferts radiatifs (cf. chapitre 3).
- L'annexe J présente les différentes méthodes de résolution de l'équation de transferts radiatifs disponibles dans la littérature. Le but est de comprendre et justifier le choix de la technique qui a été adoptée dans le chapitre 3.
- L'annexe K enfin présente les techniques de résolution numérique disponibles dans l'outil de calcul retenu ainsi que les conditions aux limites nécessaires à la résolution du système d'équations algébriques.

Chapitre 2

Le système Biophysique « serre »

Introduction

Les facteurs climatiques qui influencent le climat à l'intérieur de la serre sont la température et l'humidité de l'air, le rayonnement solaire, le vent extérieur... En réalité, chacun de ces facteurs engendre une combinaison d'effets qui peuvent être favorables ou non au fonctionnement de la serre selon les conditions locales qui prévalent (Von Elsner *et al.*, 2000).

- la température intervient de façon prépondérante dans la croissance et le développement de la végétation ;
- les concentrations de CO₂ et de vapeur d'eau, jouent un rôle déterminant dans la transpiration et dans la photosynthèse des plantes ainsi que dans le développement des maladies fongiques ;
- le rayonnement solaire intervient également dans la photosynthèse. Certains matériaux de couverture comme le verre, transparents au rayonnement de courtes longueurs d'ondes et opaques au rayonnement infrarouge, créent un effet de serre qui provoque lui-même une augmentation de température sous l'abri ;
- le vent génère des différences de pression sur la serre qui peuvent l'endommager dans les cas extrêmes. Il provoque également des pertes par convection et contribue de façon déterminante à l'aération naturelle.

Un contrôle bien maîtrisé du climat permet donc de gérer ces paramètres et d'améliorer le fonctionnement physiologique des plantes (Mistriotis *et al.*, 1997b). Parmi tous les moyens de contrôle du climat en période estivale, l'aération des serres joue un rôle clef, car elle permet d'abaisser la température de la serre.

Notre objectif dans ce chapitre est de rappeler les mécanismes qui interviennent dans le fonctionnement du microclimat sous serre puis de procéder à un état de l'art en matière d'étude de l'aération des serres en analysant les travaux expérimentaux et numériques entrepris. Nous présentons enfin les objectifs de notre travail ainsi que la méthodologie que nous avons choisi de mettre en œuvre.

2.1 Fonctionnement du microclimat sous serre

On représente la serre généralement comme un système constitué fondamentalement de quatre milieux distincts et homogènes : le sol, les plantes, l'air intérieur et enfin la paroi séparant l'intérieur de l'extérieur auxquels s'ajoutent les tuyaux de chauffage dans une serre en verre. Au sein de ces milieux surviennent de nombreux mécanismes physiques et biologiques qui sont largement gouvernés par les échanges de masse (vapeur d'eau, dioxyde de carbone,...), de quantité de mouvement (convection-diffusion) et les échanges thermiques (Boulard, 1996).

Nous proposons dans ce qui suit, une description plus détaillée des mécanismes physiques intervenant dans le système serre.

2.1.1 Les mouvements de l'air dans la serre

L'une des différences majeures entre les conditions climatiques à l'intérieur de la serre et celles qui règnent à l'extérieur concerne les vitesses de vent qui entrent en jeu. La vitesse moyenne du vent est de l'ordre de 4 m s^{-1} à l'extérieur tandis qu'elle est nettement plus faible à l'intérieur. Le rôle d'abri joué par la structure de la serre est essentiel, car la croissance des plantes est sensiblement réduite lorsqu'elles sont soumises à des vitesses de l'air très supérieures à 0.5 m s^{-1} (Day & Bailey, 1999). Néanmoins, le mouvement d'air est nécessaire, car il facilite les échanges de chaleur, de vapeur d'eau et de dioxyde de carbone entre les plantes et l'air environnant.

Même dans le cas d'une serre fermée, l'air à l'intérieur n'est pas complètement au repos du fait qu'il existe des gradients thermiques (différences de températures). Ces gradients créent des mouvements d'air convectifs. Par ailleurs, la serre n'étant pas complètement étanche, des mouvements d'air peuvent être induits par le vent extérieur. Parfois également,

les mouvements d'air sont créés par l'utilisation du chauffage ou de ventilateurs pour contrôler le microclimat à l'intérieur de la serre (Day & Bailey, 1999).

Nous distinguons donc deux mécanismes prépondérants qui mettent en mouvement l'air dans la serre :

- les forces de flottabilité qui correspondent à la poussée d'Archimède. Elles sont fonction de la densité de l'air, qui elle-même dépend de la température. Plus l'air est froid, plus il est lourd et plus il descend ;
- la force motrice générée par le vent extérieur (ou par des ventilateurs), qui met en action les masses d'air dans la serre et crée des zones de surpression ou de dépression.

En plein été, la serre peut recevoir du soleil jusqu'à 1 kW par m² horizontal, dont environ les deux tiers ($\approx 600 \text{ W m}^{-2}$) pénètrent dans la serre. L'excès de chaleur est, dès la demi-saison, un souci majeur des producteurs, en raison de ses effets directs (élévation de température des organes végétaux) ou indirects (abaissement de l'humidité relative de l'air) (Bordes, 1993).

La lutte contre les températures élevées demeure une priorité ; elle vise à réduire les apports énergétiques et / ou à accroître les déperditions de chaleur, ce qui peut être réalisé en optimisant l'aération de la serre.

2.1.1.a Aération ou ventilation de la serre

Le processus d'aération influence directement le transport d'énergie et de masse entre l'environnement extérieur et l'intérieur. Il s'agit de (Bartzanas *et al.*, 2004) :

- dissiper le surplus de chaleur ;
- accroître les échanges de dioxyde de carbone et d'oxygène ;
- maintenir un niveau d'humidité acceptable.

Ainsi, l'aération affecte fortement la distribution du climat qui règne dans la serre. Or une distribution hétérogène des variables microclimatiques dans une serre engendre elle-même une hétérogénéité de la production, notamment en terme de qualité. L'efficacité de l'aération joue donc un rôle prépondérant dans la production.

Selon les objectifs de climatisation, l'aération peut être réalisée de manière active (dynamique) ou passive (naturelle).

- **Aération mécanique ou forcée :**

Sur deux faces opposées de la serre sont disposés d'une part des ventilateurs, d'autre part des ouvertures obturables, ce qui peut être nécessaire s'il n'y a pas assez de vent ou si la serre s'aère mal. La ventilation forcée permet d'éviter la condensation à la surface des feuilles en forçant l'air à circuler au sein du couvert végétal. Les inconvénients de ce dispositif sont une répartition des échanges peu homogène, ainsi qu'une consommation d'énergie importante, notamment en période estivale (Wacquant, 2000).

L'efficacité de l'aération forcée dépend essentiellement de la puissance des ventilateurs et éventuellement du débit d'eau dans le cas de la ventilation forcée avec apport d'eau (*i.e. cooling system*¹). Elle peut être quantifiée par le taux de renouvellement d'air, par la différence de température entre l'air intérieur et extérieur ainsi que par la longueur maximale de balayage d'air entre les deux extrémités de la serre (Bordes, 1993).

- **Aération naturelle :**

Elle est réalisée au moyen d'ouvertures (ouvrants) disposées en toiture ainsi que sur les faces latérales. Son efficacité dépend, en dehors des conditions météorologiques qui règnent à l'extérieur de la serre (*i.e.* température, vitesse et direction du vent notamment), des paramètres géométriques suivants :

- la disposition et la surface relative des ouvrants, généralement rapportée à la surface au sol de la serre. Ce rapport, fixé de façon empirique en fonction du climat et des cultures envisagées, est souvent de l'ordre de 20 % (Bordes, 1993) ;
- le mode de gestion des ouvrants,
- la hauteur et la longueur de la serre ;

¹ L'air est humidifié à son admission dans la serre par traversée d'un panneau poreux maintenu fortement humide.

- les aménagements particuliers réalisés à l'intérieur de la serre : présence d'écran thermique ou d'écran d'ombrage, présence de filets *insect proof*.

Le flux d'air échangé entre l'intérieur et l'extérieur est lié aux différences de pression existant au niveau des ouvertures d'aération. Ces différences de pression peuvent être reliées aux surpressions et dépressions créées par : (i) la différence de densité de l'air, elle-même liée à la différence de température, entre l'intérieur et l'extérieur de l'abri, (ii) l'effet du vent sur les parois de la serre. Le premier phénomène, engendré par les forces de flottabilité, est également connu sous le nom d'« **Effet cheminée** » (Roy *et al.*, 2002).

Dans la partie 3.2.1, est présentée la formulation des deux mécanismes, moteurs de l'aération naturelle, par le biais d'un modèle global basé sur le bilan de quantité de mouvement.

Outre la ventilation, il existe des infiltrations ou des fuites d'air dans une serre. Ces dernières dépendent à la fois des conditions climatiques extérieures (vitesse et direction de vent, température extérieure...) et du niveau d'étanchéité de la serre.

On note enfin que le renouvellement d'air, qu'il soit dû à l'aération ou aux déperditions par fuite est exprimé en terme de flux volumique $[m^3 s^{-1}]$, ou encore en terme de taux horaire d'aération $[h^{-1}]$ qui représente le nombre de volumes d'air (= volumes de serre) renouvelés par heure.

2.1.1.b Ecoulement de l'air à travers les ouvrants

Un vent soufflant parallèlement à la ligne de faîtage d'une serre *méditerranéenne* (cas de figure classique dans le midi de la France), 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. Des tourbillons apparaissent sur toute la longueur de l'ouvrant dans les zones à fort cisaillement (Figure 2.1).

La circulation d'air au niveau de l'ouvrant peut être interprétée comme suit : 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 pénètre dans la partie située sous le vent, froid, est constitué en totalité par de l'air extérieur (Boulard, 1996).

Une caractérisation des flux de masse et d'énergie sur toute la longueur de l'ouvrant, en distinguant leurs composantes moyennes et turbulentes, indique que cette dernière composante est relativement importante puisqu'elle représente entre 23 et 45% des flux de chaleur échangés (Boulard, 1996; Boulard *et al.*, 1996; Boulard *et al.*, 2002).

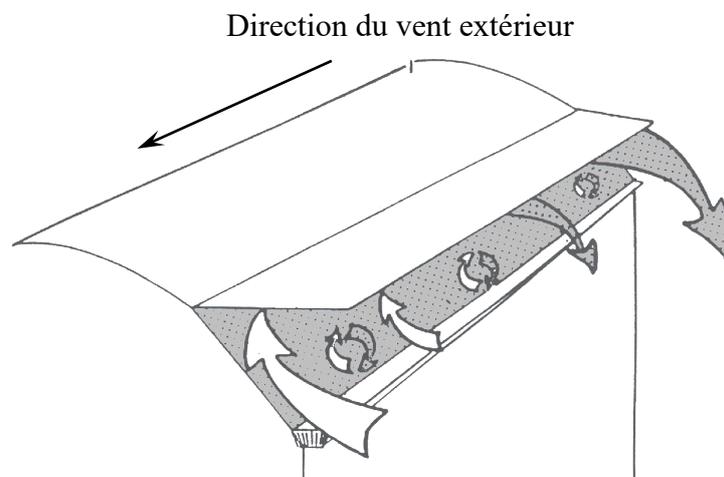


Figure 2.1. Reconstitution de la circulation de l'air entre l'intérieur et l'extérieur de la serre. Les grandes flèches représentent les flux moyens, les tourbillons représentent le niveau de turbulence, la couleur grise symbolise l'air chaud, la couleur blanche symbolise l'air froid. (Boulard, 1996)

Il importe de noter que la circulation d'air dans la serre sera abordée beaucoup plus en détail plus loin dans la partie 2.2.1.b (Synthèse des observations réalisées *in-situ*) que se soit pour le cas de figure où le vent souffle parallèlement ou perpendiculairement aux ouvrants, ainsi que dans la partie "Application de la modélisation thermo-aérodynamique (CFD) pour étudier l'impact de la configuration d'ouvrant sur l'aération naturelle" (§ 2.2.3).

2.1.2 Les échanges thermiques dans une serre

Deux corps à des températures différentes échangent de l'énergie sous forme de chaleur. Il existe trois modes fondamentaux d'échange de chaleur : le **rayonnement**, la **convection** (sans ou avec changement de phase) et la **conduction**. Le renouvellement d'air des serres entraîne également un transfert de masse (*i.e.* convection avec transfert de masse), auquel correspond une variation d'enthalpie dont il faut tenir compte dans le calcul du bilan thermique (Urban, 1997). Ces modes doivent être bien identifiés et connus au niveau du système serre et de chacun de ses sous-systèmes (*i.e.* le sol, les plantes, l'air intérieur et enfin la paroi séparant l'intérieur de l'extérieur) (Kittas, 1980) :

- les échanges radiatifs : **(i)** de courtes longueurs d'ondes aussi bien directs que diffus, qui sont transmis, réfléchis et / ou absorbés par les différents milieux considérés (Figure 2.2, **a**) ; **(ii)** les échanges radiatifs de grandes longueurs d'ondes entre ces milieux, le ciel et l'extérieur (Figure 2.2, **a**) ;
- les échanges convectifs : échanges de chaleur sensible et latente par aération entre les différents milieux et l'extérieur, + échanges de chaleur latente d'évaporation ou de condensation...(Figure 2.2, **b**) ;
- les échanges conductifs : concernent essentiellement les transferts thermiques entre la surface du sol et ses couches profondes et les déperditions thermiques à travers les parois ou les vitres (Figure 2.2, **b**).

L'un ou l'autre de ces différents modes peut être dominant. En revanche, ils n'ont pas la même importance relative selon les conditions climatiques extérieures. Certains peuvent être appréhendés de manière simplifiée, ou négligés dans le cadre de modèle de simulation de serres (Boulard, 1996). Nous allons présenter dans ce qui suit ces différents modes d'échange et discuter de leur importance respective ainsi que de leurs interactions.

Nous supposons que les températures des corps échangeant de la chaleur sont indépendantes du temps, et nous considérerons donc que les transferts ont lieu en régime permanent.

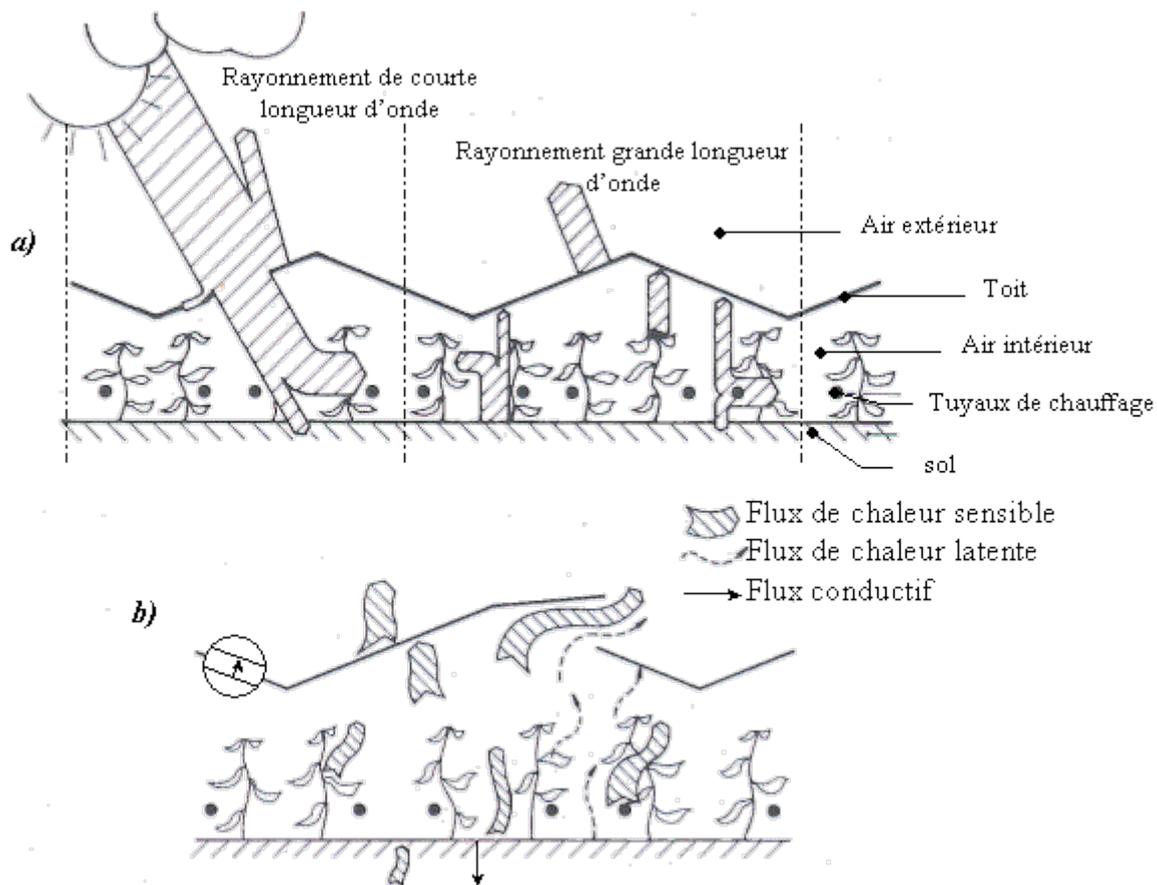


Figure 2.2. Schéma représentatif des différents modes d'échange d'énergie au niveau du « système serre ». **a)** échanges par rayonnement ; à gauche : rayonnement solaire, à droite rayonnement infrarouge thermique **b)** échanges conductifs et convectifs (Bot & Van de Braak, 1995).

2.1.2.a Les échanges radiatifs

Tous les corps ayant une température supérieure à -273 K (0 absolu) émettent de l'énergie à leur surface. Ceci se traduit par des oscillations rapides du champ électromagnétique. Ces oscillations correspondent à des ondes électromagnétiques (Guyot, 1999). La gamme de longueurs d'ondes (ou de fréquences) concernées est très vaste et correspond à ce que l'on appelle communément le spectre de rayonnement électromagnétique (Figure 2.3).

L'énergie rayonnée se transforme en énergie thermique si elle rencontre un corps absorbant pour ces longueurs d'ondes. Ce transfert de chaleur se fait dès que deux corps à des

températures différentes sont séparés par un milieu perméable. Aucun support matériel n'est requis pour cet échange qui peut se produire même dans le vide (Urban, 1997).

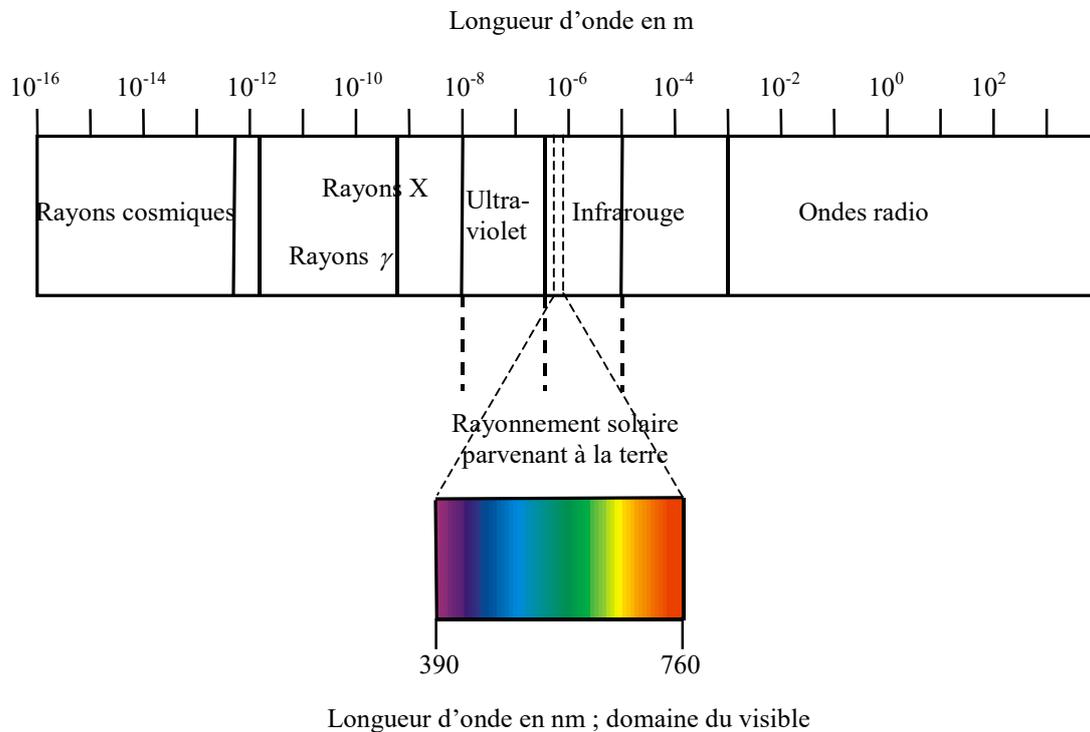


Figure 2.3. Spectre électromagnétique

L'énergie reçue par la surface du corps le plus froid est divisée en trois parties : une fraction est réfléchie, une autre fraction est transmise, elle passe à travers le corps sans le réchauffer, et une dernière fraction est absorbée par le corps dont elle élève la température.

Les corps ont des propriétés de réflexion, de transmission et d'absorption du rayonnement variables en fonction des longueurs d'ondes reçues. Dans les problèmes de transferts radiatif, les propriétés dites optiques sont toujours représentées pour un élément de surface ds d'une paroi solide localement plane, opaque et participant aux transferts radiatifs.

Lorsqu'un rayonnement atteint l'élément de surface ds , une fraction ρ de la puissance incidente est réfléchie, c'est-à-dire renvoyée sans avoir pénétré dans la paroi, une autre fraction α est absorbée dans la masse du récepteur, constituant un apport énergétique pour ce dernier, et une troisième fraction τ peut être transmise (à travers la paroi et ressort de l'autre côté). La Figure 2.4 schématise ce partage.

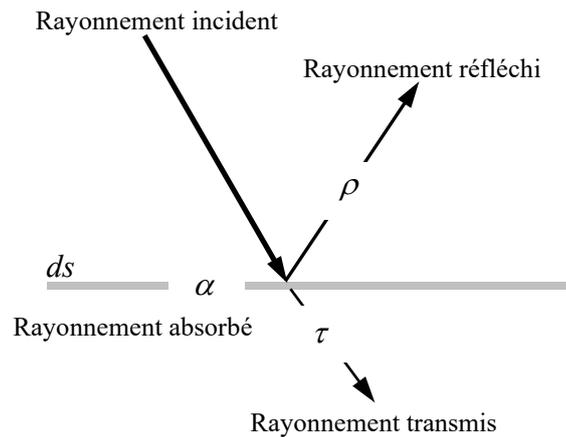


Figure 2.4. Absorption, réflexion, transmission du rayonnement

Ces trois grandeurs sont liées par la relation :

$$\alpha + \rho + \tau = 1 \quad (2.1)$$

La réflectivité peut être obtenue en posant :

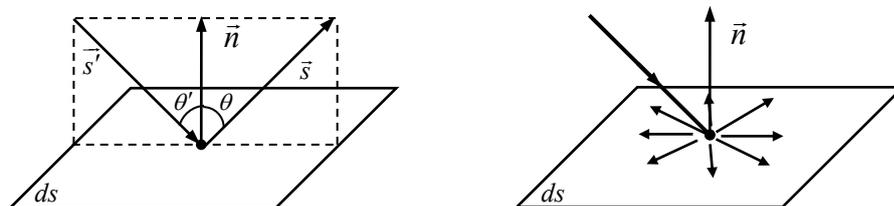
$$\rho = 1 - \tau - \alpha \quad (2.2)$$

Nous distinguons deux types de réflexion :

- Les surfaces parfaitement lisses ont une réflexion spéculaire (Figure 2.5, a) : le rayonnement incident à la surface provenant de la direction \vec{s}' , et le rayonnement réfléchi dans la direction \vec{s} se trouvent dans un même plan. Ainsi, l'angle d'incidence est égal à celui de réflexion ($\theta' = \theta$).
- Les surfaces rugueuses, parfaitement dépolies, ont une réflexion diffuse (Figure 2.5, b) : la partie réfléchie est fonction de la luminance incidente totale provenant de toutes les directions \vec{s}' du demi-espace (au dessus de la surface) orienté selon la normale \vec{n} .

Un diffuseur parfait répartirait dans l'espace la luminance réfléchie de manière Lambertienne ou de manière isotrope. Les surfaces que l'on rencontre dans la pratique ont généralement un comportement intermédiaire entre ces deux cas extrêmes, et leur vieillissement les rapproche plutôt de la réflexion diffusante.

Quelques définitions et concepts en rayonnement thermique sont donnés dans la partie 3.2.3.



a) Réflexion spéculaire

b) Réflexion diffuse

Figure 2.5. Schématisation des deux types extrêmes de réflexion pouvant avoir lieu sur une surface

- Les échanges radiatifs de courtes et de grandes longueurs d'ondes :

La température moyenne de la surface du soleil assimilé à un corps noir est d'environ 5800 K. L'exittance¹ (rayonnement cosmique²) spectrale maximum du soleil se produit, selon la loi de Wien³, pour une longueur d'onde de $2850 \text{ K } \mu\text{m} / 5800 \text{ K} \approx 0.5 \mu\text{m}$, c'est-à-dire dans le visible avec un maximum à la frontière du bleu-vert et du jaune (Figure 2.3). Celle de la surface terrestre se produit pour une longueur d'onde voisine de $10 \mu\text{m}$, étant donné que sa température est voisine d'environ 20°C (Urban, 1997; Guyot, 1999).

Si l'on prend pour chacun d'eux (le soleil et la terre) l'exittance spectrale maximum comme référence et si l'on trace la variation relative de l'exittance spectrale (Figure 2.6) on peut constater que pratiquement tout le flux d'énergie solaire se trouve dans le domaine de longueur d'onde compris entre 0.15 et 4.0 μm alors que celui de la surface terrestre est compris dans le domaine allant de 3 à 100 μm . Il n'existe qu'un très faible recouvrement entre les deux spectres. Ces deux domaines sont appelés les domaines de courtes et de grandes

¹ L'exittance énergétique ou le pouvoir émissif est la puissance rayonnée par une source étendue, par unité de surface et dans un hémisphère, elle est exprimée en $[\text{W m}^{-2}]$.

² Rayonnement cosmique : rayons provenant de l'extérieur de l'atmosphère terrestre

³ La loi de Wien énonce que le produit de la température d'une surface rayonnante (exprimée en K) et de la longueur d'onde du rayonnement émis (exprimée en μm) est une constante : $2850 \text{ K } \mu\text{m}$

longueurs d'ondes. Le bilan radiatif est la somme algébrique des échanges radiatifs de courtes et de grandes longueurs d'ondes (Guyot, 1999).

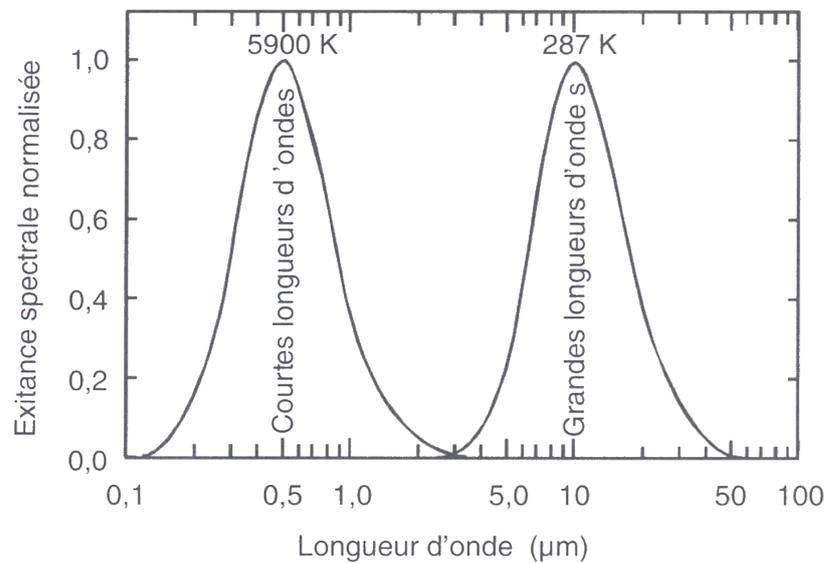


Figure 2.6. Exitances spectrales de corps noirs à la température du soleil et de la terre, normalisées par leurs valeurs maximales (adapté de Rosenberg et al., (1983) cités par Guyot, (1999).

Echanges radiatifs de courtes longueurs d'ondes “Rayonnement global”

L'éclairement énergétique extra-terrestre (à la limite de l'atmosphère) dû au rayonnement solaire est désigné sous l'appellation de “constante solaire”. Sa valeur moyenne est de l'ordre de 1400 W m^{-2} (Urban, 1997). Le spectre du rayonnement incident sur cette limite est très proche de celui d'un corps noir porté à 5777 K. L'éclairement maximum se produit à $0,5 \mu\text{m}$. Environ 48% de l'énergie totale est reçue dans le domaine du visible ($0,4$ et $0,7 \mu\text{m}$) (Guyot, 1999).

En traversant l'atmosphère, le rayonnement solaire parvenant à la surface de la Terre subit toute une série de diffusion moléculaire, diffraction, absorptions, réfractions dues soit aux constituants atmosphériques gazeux, soit aux aérosols¹. Ces perturbations se traduisent

¹ Particules injectées dans l'atmosphère par des processus naturels (érosion des sols, éruptions volcaniques, embruns océaniques...) ou par les activités humaines (activité industrielle, circulation automobile, feux...).

par des altérations diverses portant sur l'intensité, la direction de propagation et la composition spectrale.

Au niveau du sol (surface de la Terre), le rayonnement solaire a deux composantes :

- Le rayonnement solaire direct qui a une direction de propagation privilégiée et est défini par le flux énergétique transmis dans un angle solide limité au disque solaire ;
- Le rayonnement solaire diffus pour lequel on peut faire l'approximation d'une distribution uniforme sur la voûte céleste. On pourra donc le traiter comme un rayonnement provenant du ciel.

En météorologie, on désigne sous l'appellation de "rayonnement global" le flux correspondant à ces deux composantes parvenant sur une surface horizontale provenant de tout un hémisphère (angle solide 2π sr) (Kittas, 1980).

Sur la Figure 2.7 sont présentées les différentes composantes du rayonnement global dans une serre depuis sa transmission par le revêtement de la toiture, son interception dans le couvert végétal et jusqu'à son absorption par le sol et/ou les supports de culture. Nous détaillerons l'ensemble de ces échanges dans ce qui suit.

Échanges radiatifs CLO¹ au niveau de la couverture de la serre

La fraction du rayonnement global transmise par le revêtement de la couverture de la serre représente une fonction complexe de la position du soleil dans le ciel, de l'orientation de la serre ainsi que des propriétés radiatives des éléments structuraux de la serre. Dans ce contexte Nisen & Dogniaux, (1975) exposent les éléments essentiels permettant de calculer l'angle d'incidence du rayonnement direct selon l'orientation des parois, la latitude et la longitude du lieu, le jour et l'heure.

Sur un plan quantitatif, on peut estimer que la proportion du rayonnement global extérieur transmis par un vitrage simple varie entre 55 et 70% (i.e. $\tau \approx 0.55$ à 0.7), avec des maxima en été et des minima en hiver. Pour un double vitrage, une transmission comprise entre 50 et 60% est couramment observée. La variabilité de la transmission (idem pour la

¹ CLO ; désigne Courtes Longueurs d'Onde

réflexion) est liée à l'évolution de la composante directe du rayonnement solaire. La transmission du rayonnement diffus peut en revanche être considérée comme constante pour une serre donnée. Le reste du rayonnement est absorbé (α varie entre 0.15 pour un simple vitrage et 0.25 pour un double vitrage) ou réfléchi ($\rho \approx 0.20 - 0.25$ en moyenne) par la paroi et les différentes structures (Figure 2.7) (Baille, 1999).

Il importe de noter que ces propriétés changent d'une serre à l'autre. La transmission totale d'une serre du type Venlo par exemple est de l'ordre de 80 %. Les 20% restants incluent la part qui est réfléchi par le verre ainsi que le rayonnement qui est réfléchi et absorbé par les éléments structurels du toit (faîtage, faîtières intermédiaires, chéneau...) (Waaijenbergh, 1995). Critten (1987) cité par Mistriotis *et al.*, (1997a) estime que le rayonnement solaire intercepté par ces éléments structurels est de l'ordre de 14% du rayonnement extérieur parvenu sur le revêtement du toit. Papadakis *et al.*, (1989) cités par Mistriotis *et al.*, (1997a) ont mesuré une transmission du rayonnement solaire à travers une couverture de serre plastique de l'ordre de 65%. Ces valeurs nous permettront d'estimer la proportion du rayonnement solaire absorbée par la couverture de la serre et les éléments structurels. On peut estimer ainsi que 10% du rayonnement solaire incident sont absorbés par une structure en verre et entre 10 et 15% par une structure en plastique. Une partie de l'énergie rayonnante absorbée est restituée à l'air extérieur et à l'air intérieur de la serre sous forme de chaleur sensible ou réémise sous forme d'infrarouge (Mistriotis *et al.*, 1997a; Baille, 1999).

Échanges radiatifs CLO au niveau des plantes

La culture sous serre absorbe l'énergie solaire R_{gt} , transmise par la couverture de la serre et celle réfléchi par la surface du sol (Wang, 1998). Cette dernière est généralement négligée du point de vue du bilan énergétique, excepté dans le cas d'une végétation clairsemée (*i.e.* culture hors sol disposée en rangs), ou lorsque le sol est recouvert d'un plastique blanc ou réfléchissant (cas des plantes en pots sur des tablettes non couvertes de films plastiques noirs notamment...) (Baille, 1999).

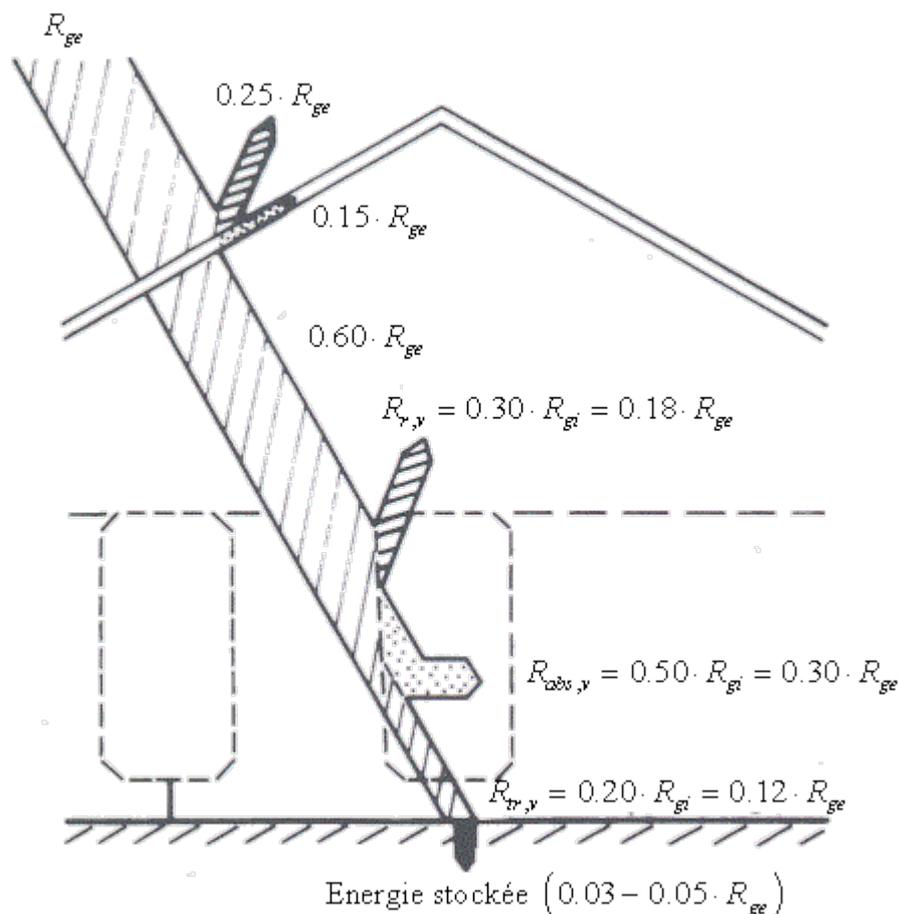


Figure 2.7. Exemple de répartition du rayonnement solaire dans une serre (Baille, 1999).

R_{ge} , Rayonnement global extérieur (rayonnement solaire); R_{gi} , Rayonnement global intérieur correspondant au rayonnement solaire qui a traversé la toiture de la serre; $R_{r,v}$, fraction du Rayonnement global réfléchi par la végétation; $R_{abs,v}$, fraction du Rayonnement global absorbée par le couvert végétal; $R_{tr,v}$ fraction du Rayonnement global transmise par le couvert végétal. La ligne discontinue représente la hauteur des plantes ou des rangées de cultures.

La fraction du rayonnement visible qui contribue à la photosynthèse dans le domaine des courtes longueurs d'ondes est appelée rayonnement photo-synthétiquement actif (PAR; Photosynthetic Active Radiation). Elle correspond au domaine 0.4-0.7 μ m. Cette fraction peut être négligée du point de vue du bilan énergétique. Ainsi, de 1 à 2% du rayonnement global incident au-dessus de la culture, R_{gi} , sont susceptibles d'être absorbés par les organismes chlorophylliens pour l'élaboration de la matière organique.

L'absorption du rayonnement global et du PAR dans le couvert végétal est un phénomène de grande importance (sur le plan physique et physiologique). Ce problème a été

étudié en premier pour une culture de rosiers disposée en rangs sous serre par Stanhill *et al.*, (1973). Il ont montré que la fraction du rayonnement global, R_{gi} , absorbée par la culture varie de 0.45 quand les plantes atteignent leur demi-hauteur finale (*i.e.* jeunes plants) à 0.51 quand les plantes arrivent à leur stade de maturation (Figure 2.7). Cette étude a également montré que l'absorption du rayonnement diffus est très faible par rapport à l'absorption du rayonnement direct.

Et il a été montré, d'une façon générale que :

- Le rayonnement sous serre se caractérise surtout par une proportion de rayonnement diffus beaucoup plus forte qu'en plein air ;
- L'effet de la saison est très important sur l'absorption du rayonnement direct sous serre. En effet, la structure, l'orientation de la serre et le type de matériau de couverture ont une forte incidence sur le rapport rayonnement diffus/rayonnement direct, et jouent un rôle déterminant dans l'absorption du rayonnement solaire par le couvert végétal ;
- Pour une culture de rosiers bien développée, environ 20% du rayonnement global parvenu au sommet du couvert végétal est réfléchi en rayonnement photosynthétiquement actif ($<0.7\mu\text{m}$) et plus de 40% en proche infrarouge ($>0.7\mu\text{m}$). Cette différence est liée à la forte réflectivité des feuilles dans le proche infrarouge ;
- La fraction transmise par la couverture au sol représente 30% du rayonnement global intérieur, que se soit par les trous dans le couvert végétal ou par les allées entre les rangs.

Des études similaires ont été menées sur d'autres types de cultures disposées en rangs telles que tomates ou concombres ; elles ont conduit aux mêmes résultats (Baille, 1999).

Selon la loi de Beer (Stanghellini, 1987), la transmission du rayonnement global dans le couvert végétal est une fonction exponentielle décroissante de l'indice foliaire :

$$\tau_v = e^{-0.48 \cdot LAI} \quad (2.3)$$

L'indice foliaire LAI ; Leaf Area Index est un paramètre classique utilisé en agronomie ; il est défini par la relation :

$$LAI = \frac{S_{feuilles}}{S_{culture}} \quad (2.4)$$

Avec :

- $S_{feuilles}$: surface totale des feuilles, $[m^2]$;
- $S_{culture}$: surface des rangées cultivées, $[m^2]$.

Ainsi dans le cas d'un rayonnement incident de $R_{ge} = 900 \text{ W m}^{-2}$, si $LAI = 3$ on trouve $\tau_v \approx 25\%$ et, en supposant que le revêtement de la serre a une transmission de 65%, seuls 150 W m^{-2} atteignent le sol.

A partir d'une étude de plants de tomates, De Halleux (1989) estime l'absorption de l'énergie solaire par le couvert également par une fonction exponentielle décroissante de l'indice foliaire exprimée comme suit :

$$\tau_v = (1 - \rho_v) \cdot e^{-0.6093 \cdot LAI} \quad (2.5)$$

L'absorption de l'énergie solaire par le couvert végétal sera donc déduite comme :

$$\alpha_v = 1 - \rho_v - \tau_v \quad (2.6)$$

avec : ρ_v la réflectivité du rayonnement global par la végétation.

Notons enfin que l'essentiel de l'énergie solaire absorbée par le couvert végétal est transformée en chaleur sensible et en chaleur latente par le biais de la transpiration puisque les végétaux ont tendance à maintenir une température constante et modérée dans leur couvert.

Échanges radiatifs CLO au niveau du sol

Le sol absorbe une bonne partie de l'énergie solaire qui lui parvient directement (sol non couvert par les tablettes, sol au niveau des allées entre les rangs,...) ou transmis par le couvert végétal. Néanmoins, même à l'échelle d'une journée, cette absorption n'est plus homogène car la distribution spatiale du rayonnement global au niveau de la surface du sol est fortement hétérogène. En outre, la géométrie de la serre, et surtout la présence d'ouvrants et d'ombres portées par les structures peuvent accentuer d'avantage cette hétérogénéité (Wang & Boulard, 2000).

La fraction du rayonnement global absorbée par le sol dépend elle-même de l'albédo (a ; coefficient de réflexion) de la surface du sol. Le Tableau 2.1, fournit l'albédo pour différents types de surface du sol de serre dans le domaine spectral des courtes longueurs d'ondes. La somme des deux fractions, absorbée et réfléchie par le sol est égale à 1.

Type de la surface du sol	Caractéristiques	Albédo (a)
Sable nu	Sec	0.35 – 0.45
	Humide	0.20 – 0.30
Sol nu	Argileux sec	0.20 – 0.35
	Argileux humide	0.10 – 0.20
	Sol humide avec chaumes	0.05 – 0.07
Surface artificielle	Béton	0.17 – 0.27

Tableau 2.1. Valeur de l'albédo pour différents types de sol (Guyot, 1999)

L'énergie absorbée par le sol est soit restituée en chaleur sensible et/ou latente (convection / évaporation), soit stockée dans les couches profondes par conduction.

Les échanges radiatifs de grandes longueurs d'ondes “Rayonnement Infrarouge thermique”

Ils ont lieu essentiellement entre le sol, les plantes, les parois et l'extérieur. La nature de la couverture joue donc un rôle prédominant dans ces échanges. Les matériaux de couverture doivent être le plus transparent possible dans le spectre visible, afin de favoriser la photosynthèse, et en même temps être opaques dans les grandes longueurs d'ondes, afin de bloquer les infrarouges de grandes longueurs d'ondes et optimiser ainsi l'effet de serre. Ainsi, le verre normal transmet le rayonnement visible mais arrête (absorbe) le rayonnement infrarouge. La différence de comportement du verre vis-à-vis du rayonnement infrarouge et du rayonnement visible et de certains plastiques est à l'origine de l'effet de serre (cf. 2.1.3.a). Un exemple qui illustre les échanges radiatifs de GLO¹ en serre est celui des tubes de chauffage. Ces derniers réchauffent directement les plantes par rayonnement infrarouge, mais aussi indirectement par convection.

¹ GLO ; désigne Grandes Longueurs d'Onde

2.1.2.b Les échanges convectifs

- Convection sans transfert de masse

Les transferts thermiques par convection mettent en jeu le déplacement de matière. Ils ont essentiellement lieu dans les fluides et tirent leur origine de leurs mouvements. Lorsque ceux-ci sont provoqués par une action mécanique extérieure (ventilation d'air, pompe de circulation d'eau...), la convection est dite forcée. Un cas particulier de convection forcée dans les serres est celui des échanges convectifs induits par des effets du vent extérieur. Les échanges de chaleur entre les fluides et les parois à différentes températures sont à l'origine de variations de masse volumique ρ au sein des fluides. On parle de convection naturelle lorsque le mouvement des fluides est dû à des variations de masse volumique.

Quel que soit le régime d'écoulement d'un fluide, il demeure une sous-couche laminaire (dans la couche limite dynamique) dont l'épaisseur varie en fonction de la nature du fluide, de son degré d'agitation, de la rugosité de la paroi et de la température (Figure 2.8).

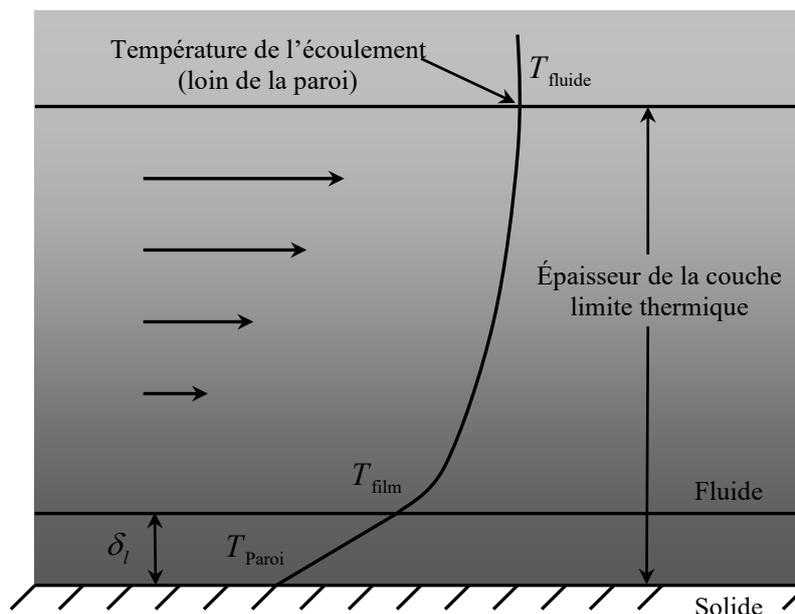


Figure 2.8. La couche limite dynamique

Le gradient thermique est particulièrement important à proximité de la paroi, c'est-à-dire dans la sous-couche limite laminaire. Ce gradient élevé traduit la faible conductivité thermique de contact de ce film laminaire qui adhère pratiquement à la paroi. Quel que soit le régime d'écoulement du fluide, on considère que la résistance aux transferts thermiques

convectifs est en grande partie localisée dans le film laminaire situé à la base de la « couche limite thermique » qui joue le rôle d'isolant.

Les types d'échanges convectifs :

La **convection** peut être **naturelle**, **forcée**, ou **mixte**, dans des configurations d'écoulements laminaires ou turbulents.

- Convection naturelle : si, à l'origine, la masse fluide est au repos au contact de la paroi, l'énergie transmise par conduction à travers le film laminaire tend à augmenter l'agitation des atomes, ou des molécules, liée à la température. La densité du fluide diminuant, des courants de convection prennent naissance et deviennent rapidement assez importants pour assurer le transport d'énergie au point qu'ils deviennent prépondérants par rapport à la conduction : c'est la convection libre ou naturelle¹.
- Convection forcée : si, à l'origine, la masse fluide est animée d'une certaine vitesse, les transferts de chaleur sont activés : on parle de convection forcée.
- Convection mixte : c'est un régime convectif que l'on rencontre lorsque les termes de convection naturelle et de convection forcée sont du même ordre de grandeur.

Néanmoins, un écoulement de convection peut avoir des caractéristiques géométriques inconnues dont on ne peut pas toujours deviner le mouvement. Ainsi, une couche de fluide froide qui se situe au-dessus d'une couche chaude conduit à ce qu'on appelle une stratification instable dans le champ de pesanteur. Pour l'air confiné entre le sol chaud de la serre et sa toiture plus froide, des cellules – de Rayleigh Bénard – ont été identifiées par plusieurs auteurs (Mistriotis *et al.*, 1997a; Lamrani *et al.*, 2001; Boulard *et al.*, 2002).

Les échanges par convection jouent un rôle important dans les serres. Par exemple, l'air à proximité des tubes de chauffage d'une serre est réchauffé par convection naturelle. L'air réchauffé peut à son tour réchauffer les plantes, toujours par convection naturelle. En

¹ Cette classification n'est pas trop controversée dans la littérature, elle conduit à une terminologie spécifique : convection **libre** dans le cas d'écoulements externes ; convection **naturelle** dans le cas d'écoulements confinés ou partiellement confinés et avec éventuellement l'apparition de la notion de **thermosiphon** dans le cas d'écoulements partiellement confinés.

revanche, des échanges convectifs peuvent avoir lieu entre l'air et les parois, entre l'air et les cultures, et entre l'air et le sol.

En présence du vent, l'enveloppe d'une serre échange de la chaleur par convection forcée avec l'air extérieur.

En convection, toute la difficulté consiste à déterminer le coefficient du transfert convectif qui dépend des caractéristiques du fluide et de son écoulement, des températures et de la géométrie de la surface d'échange.

Dans les serres, on exprime en général les coefficients de convection en fonction de nombres sans dimensions (encore appelés nombres adimensionnels). On détermine ainsi le régime des écoulements en convection en faisant intervenir le nombre de Reynolds pour les écoulements en convection forcée, le nombre de Grashof pour les écoulements en convection naturelle, *i.e.* régis par des gradients de température ou encore le nombre de Richardson pour les écoulements en convection mixte. En Annexe F est donné l'ensemble de ces nombres adimensionnels ainsi que la formulation empirique du coefficient de transfert convectif. Il importe de noter que quel que soit le mode de convection, l'écoulement peut être laminaire ou turbulent. Pour chacun de ces types d'écoulement – laminaire ou turbulent – la relation empirique qui permet de quantifier l'échange d'énergie est modifiée. Les coefficients de convection sont toujours plus grands en régime turbulent (cf. Figure F.1)

L'hypothèse d'uniformité du climat sous serre a été largement utilisée depuis les années 80 pour modéliser les transferts de chaleur et de masse (Kindelan, 1980; Kimball, 1986; Roy *et al.*, 2002). Elle suppose une parfaite homogénéité de la température, de la concentration de vapeur d'eau et de la concentration en dioxyde de carbone dans toute l'enceinte. On considère, en général, une seule température et une seule vitesse d'air, aussi bien près des parois qu'au niveau du sol ou dans le couvert végétal. Ce dernier est généralement assimilé à une grande feuille (*i.e.* big leaf) de température uniforme.

Détermination du coefficient d'échange convectif :

- En convection naturelle : la plupart des auteurs déterminent les coefficients d'échanges à partir de corrélations basées sur le nombre de Grashof (Kindelan, 1980; Kindellan, 1980; Kittas, 1980; Kimball, 1986; Issanchou, 1991). Ils considèrent alors que la convection est

générée par un gradient de densité de l'air, lui-même induit par le gradient de température entre l'air et les surfaces d'échange.

Pour le couvert végétal, on reprend en général des coefficients déterminés pour des formes simples, après ajustement avec des données expérimentales obtenues sur des maquettes de feuille (Stanghellini, 1987; Meneses & Bailey, 1997).

- En convection forcée : le coefficient de convection entre une paroi et l'air dépend de la vitesse du vent et varie selon des lois linéaires (Selcuk, 1971; Takakura *et al.*, 1971; Bot, 1983) ou exponentielles (Papadakis *et al.*, 1994). Cependant, c'est l'échange dû à l'aération de la serre ouverte qui est le plus important dans le refroidissement de celle-ci. C'est donc l'échange convectif entre l'intérieur et l'extérieur qui a été le plus étudié, tant du point de vue expérimental (Boulard *et al.*, 1997; Wang, 1998) que théorique (Mistriotis *et al.*, 1997a).
- En convection mixte : On considère généralement dans ce cas que la convection peut être décrite par la superposition des échanges liés à chacun des deux régimes (Kindellan, 1980; Kittas, 1980; Kimball, 1986; Issanchou, 1991).

Une synthèse complète des travaux exprimant des coefficients d'échange convectifs entre l'air et les surfaces des parois de la serre, entre l'air intérieur et le sol de la serre, ou entre l'air intérieur et la végétation a été produite par Roy *et al.*, (2002). L'ensemble des auteurs expriment le coefficient d'échange convectif pour une vitesse moyenne ou un écart de température moyen entre l'air et les différentes surfaces en jeu.

- Convection avec transfert de masse

Évaporation :

L'évaporation est un phénomène physique qui consomme de l'énergie. Pour s'en persuader, il suffit de se rappeler qu'il faut chauffer de l'eau (lui apporter de l'énergie) pour accélérer son évaporation. L'évaporation de l'eau se traduit par un changement de son état : l'eau passe de l'état liquide à l'état gazeux. La pression partielle de vapeur d'eau de l'air augmente, et donc son contenu énergétique, ce qu'on appelle son enthalpie.

L'évaporation n'est possible que si la pression de vapeur d'eau est inférieure à la pression de vapeur saturante.

La transpiration est une forme particulière de l'évaporation qui concerne les organismes vivants. La transpiration consomme de l'énergie : elle permet le refroidissement des organes transpirants. C'est essentiellement par transpiration que les plantes luttent pendant la journée contre l'élévation de température liée à l'absorption d'énergie solaire par leurs surfaces.

Le flux transpiratoire est proportionnel à la différence entre le potentiel hydrique de la vapeur d'eau de l'air et le potentiel hydrique de l'eau dans les parois des cellules du mésophylle¹, et inversement proportionnel à la résistance à la diffusion de la vapeur d'eau entre ces deux points (Figure 2.9).

Pour un couvert végétal donné, le flux d'évapotranspiration est donc proportionnel à la différence entre l'humidité spécifique saturante au niveau de la feuille de la strate de végétal considérée et l'humidité absolue de l'air et inversement proportionnel à la résistance totale à la diffusion de la vapeur d'eau entre les stomates et l'air de la serre (cf. Annexe F).

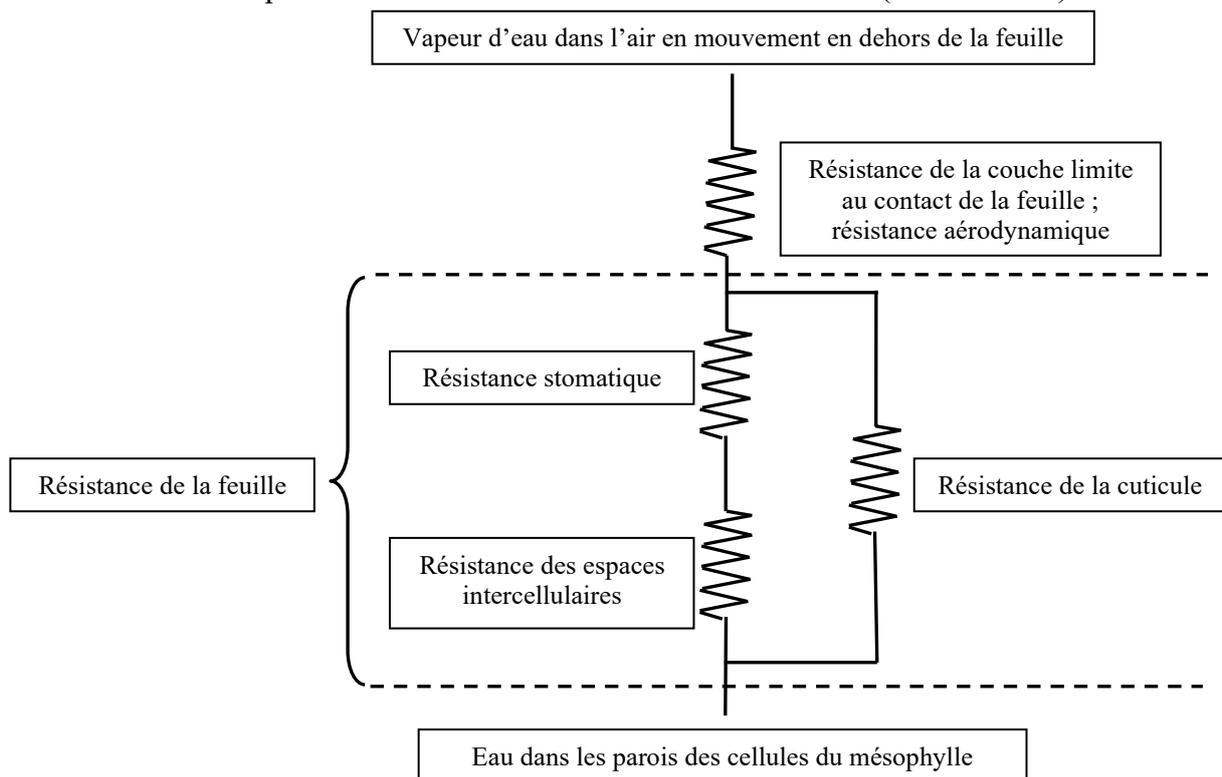


Figure 2.9. Résistances impliquées dans le flux de vapeur d'eau de la transpiration ; analogie électrique d'après Nobel, 1974 cité par Urban, (1997)

¹ La plus grande partie de l'intérieur d'une feuille, c'est-à-dire entre l'épiderme inférieur et supérieur, est composé d'un parenchyme appelé mésophylle. Ce tissu joue un rôle très important dans la photosynthèse.

Condensation :

C'est le phénomène inverse de l'évaporation. L'eau passe de l'état gazeux à l'état liquide en libérant de l'énergie. La condensation se traduit par une diminution de la pression partielle de la vapeur d'eau de l'air (à laquelle correspond une diminution d'enthalpie) et par une augmentation de la température de la paroi accueillant la vapeur d'eau condensée.

La condensation ne survient que si la pression partielle de vapeur d'eau est supérieure à la pression de vapeur saturante. On appelle « point de rosée » la température en dessous de laquelle la condensation a lieu.

La condensation est un phénomène important lorsqu'il fait froid. Sa maîtrise est essentielle pour qui veut limiter l'apparition d'eau libre sur les feuilles, car celle-ci favorise le développement de certaines maladies fongiques comme le *Botrytis*. La formation de gouttes de condensation sur la face interne des films plastiques de couverture des serres est à l'origine d'une importante perte de lumière. Elle doit donc être évitée.

Les échanges conductifs

La conduction est le seul mode de propagation de la chaleur à l'intérieur d'un solide (i.e. sans mouvement). Les échanges par conduction se font suivant des mécanismes distincts : une transmission par les vibrations des atomes ou des molécules, et une transmission par les électrons libres. L'importance de chacun des deux mécanismes dépend de la nature du corps.

Dans un corps solide, homogène et isotrope, le flux de chaleur conductif \dot{q}_{cd} en régime permanent entre deux surfaces planes, parallèles, de dimension infinie, isothermes respectivement aux températures T_1 et T_2 ($T_2 \geq T_1$) (Figure 2.10) est donné par la loi de Fourier. Ce flux est proportionnel au gradient de température entre les deux surfaces, à la surface du plan traversé et à un coefficient caractéristique du matériau considéré à une température donnée. Il est aussi inversement proportionnel à la distance entre les deux plans (cf. Annexe F).

Dans les serres, les principaux échanges par conduction concernent les transferts de chaleur entre la surface du sol et ses couches profondes ainsi que les déperditions thermiques à travers la structure (parois latérales, revêtement de toiture...) (cf. Figure 2.2).

Compte tenu de la faible épaisseur des parois (quelques millimètres pour le verre, quelques centaines de microns pour les plastiques souples), on considère que les échanges sont stationnaires et on les intègre dans un coefficient global de transfert (Nijkskens *et al.*, 1984; Kimball, 1986; Jolliet, 1988; Issanchou, 1991; Kittas, 1994).

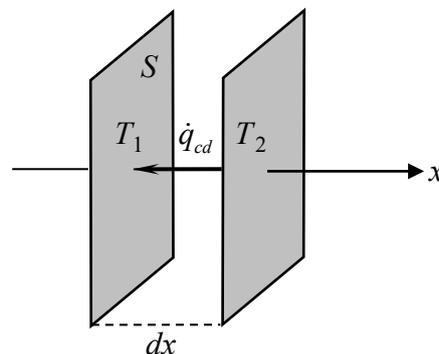


Figure 2.10. Le phénomène de conduction

Dans le cas du sol, si le pas de temps d'observation est suffisamment court, on néglige le terme capacitif et on traite également le problème de façon stationnaire. Pour des pas de temps plus grands (à l'échelle de la journée), on doit introduire la capacité calorifique du sol et on traite le problème en régime transitoire car la température du sol à une profondeur donnée est une fonction périodique du temps. Près de la surface, on observe une variation quotidienne de la température dont l'amplitude s'atténue rapidement en fonction de la profondeur (Guyot, 1999). Néanmoins, les couches profondes du sol ne sont généralement pas homogènes verticalement. Le sol peut en effet être constitué de différentes couches qui ont des propriétés thermiques différentes (composition, texture, humidité,...). Dans ce cas il peut être représenté comme l'empilement de couches homogènes. La résolution numérique des transferts conductifs dans le sol se fait alors en discrétisant l'équation de la chaleur selon des couches horizontales successives du sol (Deltour, 1985; Kimball, 1986; Nebbali *et al.*, 2006).

2.1.3 Interaction entre les différents mécanismes physiques

L'enveloppe de la serre modifie les échanges d'énergie et de matière entre l'atmosphère libre et le milieu abrité. Le climat « dérivé » qui s'établit spontanément dans ce dernier résulte d'une combinaison d'effets physiques et biologiques. Les effets à considérer sont : l'effet de serre ainsi que l'effet de la végétation.

2.1.3.a L'effet de serre

La **température spontanée** résulte de l'**effet de serre** qui conjugue deux phénomènes, l'un radiatif, l'autre convectif (Bordes, 1993).

- **Effet radiatif**

Les matériaux de couverture des serres sont en principe (Bordes, 1993; Urban, 1997) :

- très perméables (transparents) au rayonnement solaire [visible et infrarouge (IR) court : 0.38 à 2.5 μm] ;
- faiblement perméables au rayonnement infrarouge (IR) long (2.5 à 50 μm) émis par les corps terrestres, y compris l'atmosphère libre.

En revanche, les corps abrités par la serre (les plantes, le sol, les tablettes...) absorbent l'essentiel du rayonnement reçu quelle que soit sa longueur d'onde.

De jour, le rayonnement solaire transmis par les vitres ou les films plastiques de couverture rencontre le sol, les plantes et est pour l'essentiel absorbé. La température de surface du sol et des plantes étant voisine de 27 °C environ, on constate que, d'après la loi de Wien, la longueur d'onde du rayonnement réémis est voisine de 10 μm , c'est-à-dire que le rayonnement réémis est dans le domaine de l'infrarouge long. Cette énergie est absorbée par la couverture (parois latérales, toiture) qui s'échauffe et réémet, toujours dans l'infrarouge long, mais cette fois-ci selon une proportion de 50 % vers l'extérieur par la face externe, et de 50 % vers l'intérieur par la face interne. Compte tenu de la faible épaisseur des matériaux, on considère que les émissivités des surfaces interne et externe sont généralement les mêmes.

On voit qu'une partie de l'énergie solaire reçue a été en quelque sorte piégée à l'intérieur de la serre, au lieu d'être perdue vers l'extérieur. Ce piégeage pendant la journée se traduit par un échauffement, la température à l'intérieur d'une serre est donc plus élevée qu'à l'extérieur (Figure 2.11).

L'effet de serre est favorable au développement des cultures en hiver dans les régions froides, mais il est gênant en été, en particulier dans les régions chaudes, au point d'obliger le producteur à recourir à des méthodes d'évacuation de la chaleur en excès (ventilation mécanique ou naturelle), ou de refroidissement évaporatif (nébulisation fine : *fog, cooling system...*).

De nuit, le rayonnement infrarouge long est seul présent et l'interposition, au-dessus d'une culture, d'une paroi l'absorbant ou le réfléchissant réduit les déperditions radiatives nettes et, là encore, la température reste plus élevée qu'en plein air. Par contre, lorsque le ciel est bien clair avec un air sec, ce qui donne des températures apparentes de l'atmosphère négatives de l'ordre de -39°C , la température de l'air à l'intérieur de la serre peut devenir inférieure à celle de l'air extérieur. Une inversion de température apparaît généralement pour une température de ciel d'environ -10°C (Montero *et al.*, 2005). Cela se traduit par une perte d'énergie par transfert radiatif entre le sol, les cultures et le revêtement de la serre et la voûte céleste. Cette perte demeure non compensée par la restitution de la chaleur accumulée par le sol durant la journée. Dans des situations pareilles, l'absence du système de chauffage à l'intérieur des serres, augmente le risque de gel des cultures.

D'une façon plus générale, le fonctionnement radiatif de la serre dépend essentiellement du comportement des matériaux de couverture à l'égard du rayonnement infrarouge long.

On distingue parmi ces matériaux (Bordes, 1993) :

- les **matériaux absorbant totalement l'infrarouge long** (ils constituent la référence) : verre, polyester armé de fibres de verre, poly-carbonate, PMMA¹.
A signaler le verre à faible émissivité, dont une face est traitée de façon à ce que son

¹ PMMA ; Le polyméthacrylate de méthyle est un thermoplastique transparent, utilisé pour remplacer le verre, pour des vitres incassables.

facteur d'émission soit fortement réduit ($\varepsilon \approx 0.3$). Il résulte de cette dissymétrie une réduction sensible des déperditions radiatives nettes, pour peu que le revêtement puisse faire son effet (propre et sec) ;

- les **matériaux à transmission infrarouge limitée** (de 20 à 40 %) : PVC¹, polyéthylènes améliorés (i.e. PE IR ; avec charges absorbant les IR longs, EVA ; copolymère PE/acétate de vinyle (VA), PE thermiques ou EVA chargés ; PE + VA + charges IR). Ces polyéthylènes sont en mono, bi ou tri-couche ;
- les **matériaux à transmission infrarouge élevée** (60 à 80 %) : Polyéthylène basse densité (PE bd). A noter que l'eau, qui se condense normalement sur les films, absorbe le rayonnement IR long.
- **Effet convectif ou effet « d'abri »**

Par suite de l'échauffement d'origine radiative, l'air, devenant moins dense, tend à être remplacé par de l'air froid. L'étanchéité de la serre réduisant cette convection accroît l'effet « positif » de serre ; mais elle peut, dans certains cas (rayonnement intense des nuits claires), provoquer une inversion de température (température intérieure plus basse) préjudiciable aux cultures lorsque le stade végétatif est critique (floraison).

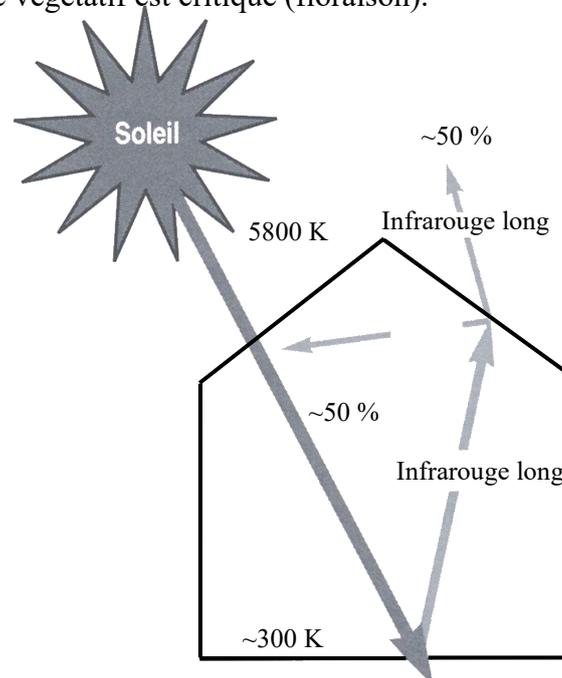


Figure 2.11. L'effet de serre dans une serre (Urban, 1997)

¹ PVC ; Chlorure de polyvinyle (thermoplastique)

En définitive l'effet de serre est parfois favorable (en saison froide, de nuit), parfois néfaste (par fort ensoleillement), et des interventions sont nécessaires pour contrôler la température en jouant sur les apports et les déperditions.

2.1.3.b Effet de la végétation sur le bilan énergétique dans la serre

La présence des plantes matures génèrent un gradient de température quasi uniforme dans la serre. Ce gradient de température peut être dû au processus de transpiration, qui convertit la chaleur sensible en chaleur latente ainsi qu'à la présence des plants qui obstruent l'écoulement. La transpiration des végétaux est également à l'origine d'un gradient d'humidité vertical quasi-uniforme dans la serre (Zhaio *et al.*, 2001). Cependant, le processus de transpiration des cultures dépend de l'intensité du rayonnement solaire, des échanges convectifs et de l'hétérogénéité du climat à l'intérieur de la serre qui a une incidence sur la résistance aérodynamique et stomatique (Boulard & Wang, 2002a). Ces mêmes auteurs ont observé des niveaux de transpiration inférieurs de 30% dans les zones où l'air circule moins vite et où le rayonnement solaire est plus faible.

Enfin, ces effets sont interdépendants. Par exemple, une augmentation de l'intensité du rayonnement solaire entraîne une augmentation de température mais une diminution de la teneur en eau. De plus, en période de vent faible, l'accroissement de la température dans la serre intensifie les gradients thermiques, les forces de flottabilité et donc la ventilation par effet cheminée (Baptista *et al.*, 1999).

Les réactions des plantes à chacun de ces mécanismes varient beaucoup selon l'espèce, la variété, le cultivar, et dépendent également de leur stade de développement.

2.2 Etat de l'art en matière d'étude du microclimat dans les serres

2.2.1 Approche expérimentale

Afin de mieux comprendre les principales observations disponibles dans la littérature et présentées dans cette partie, nous avons jugé utile de rappeler brièvement un certain nombre de techniques de mesure des paramètres micro-climatiques de serre qui ont été développées et utilisées par différents auteurs.

2.2.1.a Techniques de mesure utilisées

- **Mesure des échanges globaux de masse et d'énergie**

Mesures du taux d'aération

Les travaux expérimentaux menés sur l'aération naturelle des serres dans les années 80 et au début des années 90 se sont focalisés sur l'estimation des flux volumiques de ventilation (*i.e.* taux d'aération) par la méthode dite des "gaz traceurs" (Bot, 1983; de Jong, 1990; Fernandez & Bailey, 1992; Boulard & Draoui, 1995). Cette technique consiste à injecter un gaz à une concentration donnée et à observer sa décroissance dans le temps. La technique de mesure est bien détaillée dans le § 3.1.4. Le taux d'aération est déterminé à partir d'un bilan massique du gaz traceur à l'intérieur de la serre (cf. Annexe D).

Mesure de la vitesse et de la direction du vent

La mesure de la vitesse du vent se fait le plus souvent par l'emploi d'un anémomètre à coupelles (Boulard *et al.*, 1998; Fatnassi *et al.*, 2002; Ould Khaoua *et al.*, 2005). Un tel anémomètre est constitué d'un rotor muni de trois coupelles qui, sous l'effet du vent, se met à tourner autour d'un axe vertical. En général, l'anémomètre est également doté d'une girouette indiquant la direction du vent (cf. § 3.1.4).

- Mesures du climat distribué

Mesures de vitesses

Plusieurs techniques sont utilisées :

- Anémométrie à fil chaud (directionnel) ou à boule chaude (omni directionnel): L'anémomètre à fil chaud enregistre la vitesse de l'écoulement (*i.e.* écoulement d'air) en comparant les écarts de température existant entre le fil chaud placé du côté amont de l'écoulement et celui placé du côté aval. Plus la vitesse est forte plus le fil chaud en aval de l'écoulement se refroidit. Cette technique a notamment été utilisée par Haxaire *et al.*, (1998) et par Boulard *et al.*, (1999),
- Anémométrie sonique : Il s'agit de mesurer le temps mis par un ultrason pour aller d'un point à un autre. En effet l'air étant le support de l'ultrason, la vitesse de propagation de ce signal se trouve corrélée à la vitesse de déplacement de l'air (cf. Annexe E). Cette technique permet une investigation plus fine du champ des vitesses que l'anémomètre à fil chaud. Elle présente aussi l'avantage de pouvoir dresser une cartographie de l'écoulement. L'anémométrie sonique a été utilisée récemment avec succès pour cartographier les champs fluides au travers des ouvrants et à l'intérieur des serres (Boulard *et al.*, 1997; Wang, 1998; Haxaire, 1999; Wang & Deltour, 1999). Le protocole expérimental de mise en œuvre de cette installation est décrit dans l'article de Boulard *et al.*, (2000) et également dans le § 3.1.4 pour nos mesures ;
- Anémométrie laser Doppler, ou Tomographie laser : cette méthode est peu intrusive, car seules les particules de fumée injectées dans l'écoulement constituent une intrusion dont les effets sur l'écoulement sont négligeables. Dans le principe, un faisceau laser illumine des particules ensemencées et transportées par l'air à travers ce faisceau (cf. Figure 2.12). Les particules peuvent par exemple être des gouttelettes d'huile (Haxaire *et al.*, 1998; Boulard *et al.*, 1999). Cette technique permet ainsi d'accéder à une cartographie bidimensionnelle du champ des vitesses et donc de décrire aisément un écoulement tridimensionnel en effectuant des mesures sur plusieurs sections. Des informations quantitatives peuvent alors être extraites par

analyse d'image. Cette méthode a notamment été employée par Lamrani *et al.*, (2001). Le dispositif de mise en place de cette technique est décrit dans (Haxaire, 1999).

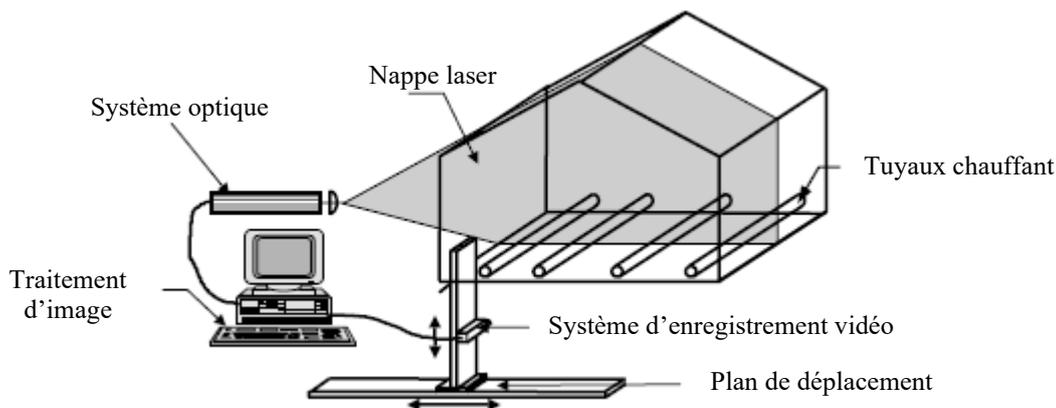


Figure 2.12. Représentation du dispositif de visualisation laser d'après (Roy *et al.*, 2000)

Mesures de températures et d'humidités

La température ainsi que l'humidité de l'air peuvent être mesurées par des psychromètres ventilés. C'est la technique la plus souvent utilisée dans les mesures expérimentales en serre. Il s'agit de mesurer la température par deux sondes platine abritées du rayonnement solaire dans une tuyère ventilée mécaniquement. La température peut aussi être mesurée par des thermocouples différentiels associés à une sonde platine (cf. partie 3.1.4.2). Lorsque l'on souhaite procéder à des acquisitions haute fréquence afin d'étudier les fluctuations de température et déterminer des grandeurs turbulentes, on utilise un thermocouple fin associé à un anémomètre sonique (Boulard, 1996; Boulard *et al.*, 1996; Boulard *et al.*, 2002; Boulard & Wang, 2002a).

Mesures du rayonnement solaire et du rayonnement net

Le rayonnement d'origine solaire dans le domaine spectral allant de 0.3 jusqu'à 3.0 μm (*i.e.* courtes longueurs d'ondes), qui parvient sur la surface du sol peut être mesuré par des cellules au silicone (pyranomètres) placées à même le sol dans la serre ou à l'extérieur (Boulard & Wang, 2002a). Le rayonnement net dans le domaine spectral entre (0.2 – 100

μm), correspondant à la somme des contributions de courtes ($0.3 - 3.0 \mu\text{m}$) et grandes ($3.0 - 100 \mu\text{m}$) longueurs d'ondes, peut quant à lui être mesuré avec un pyrromètre différentiel, à l'extérieur ou à l'intérieur de la serre. Le rayonnement provenant de l'atmosphère, le rayonnement réfléchi et émis par la surface extérieure de la toiture ainsi que le bilan radiatif sont déduits de ces mesures.

2.2.1.b Synthèse des observations réalisées

Nous distinguons pour présenter les principales observations disponibles dans la littérature celles qui concernent les serres mono-chapelles de celles qui concernent les serres multi-chapelles (Boulard *et al.*, 2002). Dans ces deux rubriques, nous traitons successivement les cas suivants :

- Effet du vent seul ;
- Effet thermique (*i.e.* effet cheminé) seul ;
- Effet combiné du vent et de la température.

- Serres mono-chapelle fermées

Dans une serre fermée, les forces de flottabilité représentent le principal moteur de la convection naturelle. Lamrani *et al.*, (2001) ont réalisé une étude expérimentale dans une maquette de serre mono-chapelle fermée à l'échelle $\frac{1}{2}$. Ils ont principalement étudié les transferts convectifs et rapportent que :

- à faible nombre de Rayleigh Ra et en régime transitoire, l'écoulement présente deux cellules contra-rotatives instables ;
- dans des conditions stationnaires et en régime turbulent ($Ra \approx 10^7$), une seule cellule persiste ;
- la couche limite thermique n'excède pas 5 à 6 cm ; en revanche les gradients de vitesse s'étendent sur environ 50 cm à partir des parois (des conclusions similaires sont rapportées par Haxaire *et al.*, (1998)) ;
- le profil vertical de température présente un fort gradient à la surface du sol (60 à 70% de la différence de température entre le sol et le toit) ; les zones situées près du

toit, des montants latéraux et du sol, ainsi que les angles où l'écoulement change de direction, présentent un niveau élevé de turbulence.

- Serres mono-chapelle ouvertes

Effet du vent seul

De façon générale, dans le cas d'une serre mono-chapelle présentant une seule ligne d'ouvrants sur la toiture parallèle à la direction du vent, les mesures expérimentales des champs de vitesses (Boulard *et al.*, 1997; Haxaire, 1999) ont mis en évidence une entrée d'air à travers la partie de l'ouvrant située sous le vent¹ (*i.e.* à l'aval) tandis que l'air ressortait à travers la partie de l'ouvrant située au vent² (cf. Figure 2.1). A l'intérieur de la serre, dans cette configuration, l'air suit une trajectoire hélicoïdale (en forme de spirale) après avoir pénétré à travers la partie inférieure de la zone de l'ouvrant situé sous le vent, puis ressort ensuite à travers la partie supérieure de la zone de l'ouvrant situé au vent (Boulard *et al.*, 1999). Une zone importante de la serre située entre le centre et le pignon amont est donc moins bien ventilée que le reste de la serre et présente une température de l'air plus élevée. Les caractéristiques de l'air ne sont donc pas homogènes dans la serre. Dans une serre de type tunnel, Kittas *et al.*, (1996) indiquent que l'efficacité de l'aération est plus grande pour les ouvrants situés sur la toiture que pour les ouvrants latéraux. Ceci est probablement lié au fait que de façon générale, le vent est plus intense et plus turbulent à hauteur du toit qu'au niveau des ouvertures latérales. Il semble également que l'efficacité de l'aération soit plus forte lorsque les ouvrants (latéraux) sont équipés de châssis que lorsqu'il s'agit d'un film plastique enroulable (Kittas *et al.*, 1996).

Effet thermique seul (*i.e.* vent faible)

La flottabilité de l'air permet d'expliquer que de l'air venant de l'extérieur entre par le bas de l'ouverture, descend le long de la paroi, se réchauffe au sol par effet convectif puis remonte le long de la paroi opposée à l'ouvrant pour ressortir en haut de celui-ci (Figure 2.13). Dans le cas d'une serre à un seul ouvrant situé au niveau du chéneau, Boulard

¹ Sous le vent par la section aval qui n'est pas exposée directement au vent

² Au vent par la section amont directement exposée au vent

et al., (1999) indiquent que la circulation peut s'établir dans un sens ou dans l'autre (Figure 2.13). Dans tous les cas de figure, les gradients de vitesse et de température sont beaucoup plus importants le long des parois qu'au centre. Ces mêmes auteurs ajoutent que des petites circulations convectives se développent à l'interface entre le courant entrant et le courant sortant. Ces petits tourbillons révèlent l'existence d'une zone de cisaillement.

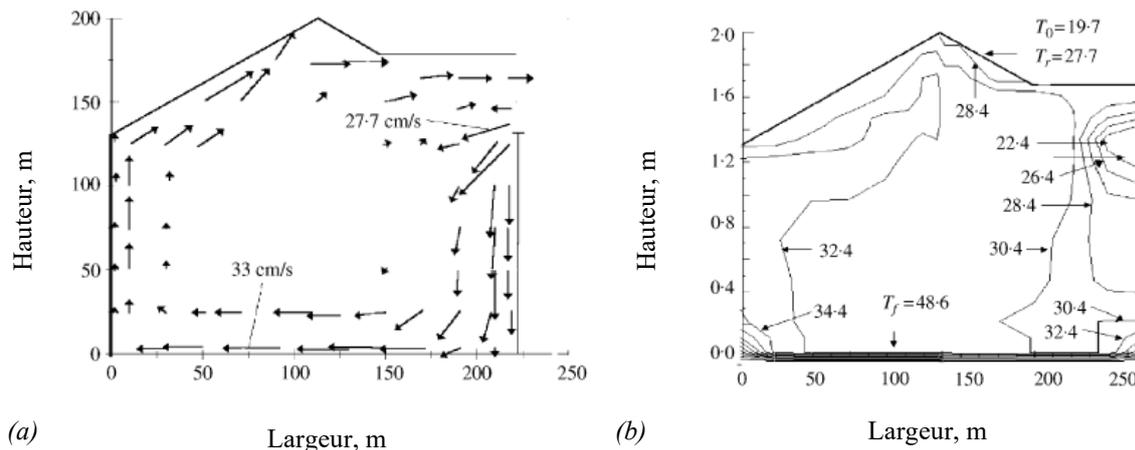


Figure 2.13. (a) Champs de vitesses en cm s^{-1} ; (b) Champs de températures en $^{\circ}\text{C}$, mesurés dans une serre mono-chapelle à l'échelle $\frac{1}{2}$ avec un ouvrant continu de toiture ouvert et dont le sol est chauffé ; T_0 , température de référence ; T_r , température du toit, T_f , température du sol (Boulard *et al.*, 1999)

Effet combiné du vent et de la température

Boulard *et al.*, (1999) se sont intéressés aux structures qui se développent dans une serre de type tunnel (22*8 m) recouverte de plastique et munie d'ouvrants latéraux (fentes verticales) de part et d'autre. Ils montrent que pour des vents perpendiculaires à l'axe de la serre (venant du Nord), l'écoulement est important entre l'ouverture amont et l'ouverture aval tandis qu'il est beaucoup plus faible dans une section située entre deux ouvertures (dans cette configuration, l'effet du vent prévaut devant la flottabilité). La répartition des températures met en évidence un gradient Nord-Sud lié à la pénétration d'air froid par l'ouvrant ainsi qu'un gradient vertical au-dessus du sol lié à l'absorption d'énergie solaire à ce niveau. La répartition de la vapeur d'eau est très différente de celle de la température, les zones "humides" se concentrant à proximité du sol, dans la région où il y a une forte évaporation. Les mesures d'énergie cinétique turbulente indiquent des valeurs élevées au niveau de

l'ouvrant (de l'ordre de 10% du carré de la vitesse du vent) et une décroissance rapide dans la serre. Le niveau de turbulence demeure faible au niveau des plantes. Les profils de dissipation de l'énergie cinétique turbulente sont analogues à ceux de création de l'énergie cinétique turbulente.

Boulard & Wang, (2002a) ont étudié une serre de type tunnel recouverte de plastique et contenant une culture de laitues. Ils observent une transpiration beaucoup plus faible (30% environ) dans les zones moins bien ventilées et où le rayonnement est plus faible. Le gradient d'humidité reste concentré près du sol. Ceci tient à la forte évaporation qui survient au niveau des laitues. L'étude met en évidence la forte hétérogénéité du climat et de la transpiration des végétaux qui peut survenir dans une serre.

- Serres multi-chapelles

Effet du vent seul

Wang & Deltour, (1999) et Boulard *et al.*, (1997) rapportent que, dans le cas d'une serre multi-chapelles exposée à un vent parallèle aux ouvrants, l'air pénètre à l'extrémité aval de la serre et ressort à l'amont sous le vent. Wang & Deltour, (1999) indiquent aussi que les vitesses horizontales enregistrées dans la serre sont proportionnelles à la vitesse du vent à l'extérieur ainsi qu'à l'angle d'ouverture de l'ouvrant.

Effet combiné du vent et de la température

Papadakis *et al.*, (1996) se sont intéressés à l'efficacité de diverses combinaisons d'ouvrants (de toiture seulement, de côté seulement et enfin de toiture et de côté). Ils concluent que :

- un ouvrant latéral seul offre une efficacité d'aération bien inférieure à celle d'un ouvrant de toiture ou de la combinaison d'un ouvrant de toiture et d'un ouvrant de côté ;
- pour de faibles vitesses de vent, la combinaison toit+côté est plus efficace qu'un ouvrant de toiture seul tandis que pour des vitesses de vent plus élevées, c'est l'inverse.

- **Effet des aménagements particuliers : Ecrans d'ombrage et filets *insect proof***

Miguel *et al.*, (1998) ont analysé les écoulements d'air dans une serre bi-chapelle munie d'écrans poreux (thermique, à effet d'ombrage ou *insect proof*). Leur étude a été menée avec et sans circulation d'air par les ouvrants (i.e. en ouvrant puis en fermant les ouvrants). Elle montre que :

- les tourbillons les plus énergétiques responsables des échanges d'air se situent dans une plage de fréquence comprise entre 0.1 et 0.2 Hz ;
- la composante turbulente du vent peut atteindre 52% de la vitesse moyenne du vent et donc jouer un rôle important dans la distribution des pressions ;
- l'écoulement d'air à travers un milieu poreux est décrit par l'équation de Forchheimer. Cependant, dans le cas des écoulements induits par les gradients thermiques entre la serre et l'extérieur, le terme quadratique de l'équation peut-être négligé, et l'équation se réduit à la loi de Darcy.

2.2.2 Approche de modélisation mathématique

2.2.2.a Modèles d'échanges globaux

Les travaux expérimentaux et numériques menés sur l'aération naturelle des serres dans les années 80 et au début des années 90 se sont principalement focalisés sur l'estimation des échanges globaux d'air entre l'intérieur et l'extérieur de la serre par mesure de décroissance d'un gaz traceur (*i.e.* substance chimique) ou par bilans d'énergie (*i.e.* variation de l'enthalpie) (de Jong, 1990; Fernandez & Bailey, 1992; Kittas *et al.*, 1996; Wang & Deltour, 1996; Kittas *et al.*, 2002; Shilo *et al.*, 2004).

- **Modèle de bilan d'énergie**

La méthode du bilan d'énergie consiste à déterminer les taux d'aération par le biais de modèles statiques ou dynamiques. Les premiers modèles, dit "statiques", ont rapproché la consommation d'énergie de la compensation des pertes thermiques totales (Morris, 1964; Chiapale *et al.*, 1981). Malgré leur simplicité, ces modèles ont montré leurs limites en terme de précision. Ultérieurement, Bailey, (1977), Hurd & Sheard, (1981) ainsi que Breuer & Short (1985) ont amélioré ces modèles statiques en tenant compte de la contribution de l'énergie solaire. Leurs modèles n'étaient cependant pas plus précis que les précédents. Un exemple de modèle statique à bilan d'énergie amélioré et qui estime le taux d'aération d'une serre sous des conditions stationnaires est donné par Fernandez & Bailey, (1992). Ils ont montré que le taux d'aération calculé est plus élevé comparé à celui mesuré par la méthode du gaz traceur. Ceci est dû à une sous-estimation de l'énergie stockée dans la serre elle-même liée à un manque de précision de mesure par la méthode du gaz traceur. Ainsi, la précision s'accroît avec l'étendue de l'échelle de temps de mesure et la minimisation du terme transitoire de l'énergie échangée (Roy *et al.*, 2002).

Les modèles de bilan d'énergie "dynamiques" peuvent prévoir à la fois les besoins en énergie et le climat à l'intérieur de la serre. Un certain nombre de modèles dynamiques ont été proposés et développés (Takakura *et al.*, 1971; Kindelan, 1980; Bot, 1983; De Halleux *et al.*, 1991). Wang, (1998) a exploité ces derniers modèles pour déduire le taux d'aération dans une grande serre de type Venlo. Teitel & Tanny, (1999) ont analysé le comportement dynamique

de la température et de l'humidité sur une période courte (moins d'une heure) pour mesurer le taux de ventilation.

- **Modèle de bilan de masse**

Nous distinguons dans cette voie deux types de modèles (cf. § 3.2.1) :

- Les modèles linéaires régressifs : dans ces modèles, le flux de ventilation est relié linéairement aux contraintes climatiques telles que la vitesse du vent et/ou la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur ainsi qu'aux caractéristiques de l'ouvrant (Wang, 1998; Fatnassi, 2001) ;
- Les modèles fins non linéaires : ces modèles partent du principe que l'écoulement à travers un ouvrant est engendré par des différences de pression. L'application de l'équation de Bernoulli permet alors d'estimer la vitesse de l'air à travers l'ouvrant, connaissant la différence de pression entre l'intérieur et l'extérieur de la serre (Boulard *et al.*, 1996).

Plusieurs études ont été conduites dans ce sens.

Nous distinguons ainsi :

Les études sur maquette ou en soufflerie :

Il s'agit d'études effectuées dans les années 80 sur des maquettes de serres équipées d'ouvrants latéraux et de toiture (Kozai *et al.*, 1980; Sase *et al.*, 1984). Dans ces études, les auteurs se sont principalement attachés à mesurer les coefficients de pression du vent au niveau des ouvertures et à déterminer le renouvellement d'air à partir d'une approche similaire à celle utilisée pour les bâtiments d'élevage, en supposant que l'écoulement d'air dans les maquettes de serres pouvait être entièrement décrit par l'équation de Bernoulli. Les difficultés des mesures de renouvellement d'air dans les maquettes de serre n'ont pas permis de comparaison avec les résultats des simulations mettant en œuvre cette approche.

Les études réalisées en vraie grandeur :

Des études ont été effectuées dans des serres (Bot, 1983; de Jong, 1990; Boulard & Baille, 1995; Papadakis *et al.*, 1996; Baptista *et al.*, 1999; Bailey, 2000; Ould Khaoua *et al.*, 2005; Katsoulas *et al.*, 2006) ou bien encore dans des bâtiments (Randall & Patal, 1994;

Vandaele & Wouters, 1994; Roy *et al.*, 2002), basées sur les mesures de la décroissance d'un gaz traceur (Roy *et al.*, 2002).

Le renouvellement d'air s'exprime alors comme le produit de la vitesse du vent par la surface de l'ouverture et par un coefficient de proportionnalité qui intègre à la fois les effets du *design* de la serre, du système d'aération et de l'environnement immédiat. Ce coefficient de proportionnalité peut varier sensiblement selon le type de serre. Le renouvellement d'air dans des compartiments de serre de très grande surface a ainsi été mesuré (de Jong, 1990) et une valeur du coefficient moitié moindre que celle obtenue pour une serre expérimentale de 400m² a été déterminée (Fernandez & Bailey, 1992).

On constate cependant que les coefficients d'efficiences du vent, qui ont été identifiés pour des serres à peu près semblables varient assez peu.

Les modèles semi-empiriques basés sur l'hypothèse de Bernoulli ne sont donc pas généralisables et leur emploi nécessite l'identification expérimentale de coefficients spécifiques à chaque serre ou abri. Cela limite considérablement le domaine d'application sur de nouvelles géométries de serres et d'ouvrants.

De plus, cette approche s'appuie sur l'hypothèse d'homogénéité des variables climatiques dans tout le volume de la serre, ce qui n'est pas réaliste car des écarts de températures importantes peuvent être mesurés entre différents points de la serre. Par ailleurs, ces méthodes ont montré leurs limites quant à la description fine des processus en jeu (champs de vitesses et de températures, détermination des régions à faible renouvellement d'air, localisation des zones à fort gradient thermique...). Une connaissance plus fine est donc indispensable si on désire localiser plus judicieusement les systèmes de climatisation et d'aération ; cela afin d'obtenir un environnement plus homogène et accroître l'efficacité des systèmes de climatisation (Boulard, 1996).

2.2.2.b Modèles aérodynamiques et thermiques

- **Modélisation thermo-aérodynamique à l'échelle de la serre**

Modélisation de l'écoulement fluide et de la distribution des températures

Les progrès réalisés en mécanique des fluides numérique (CFD¹) associés aux développements des techniques informatiques ouvrent des possibilités d'investigation nouvelles en horticulture et en agriculture. La CFD permet d'accéder à des quantités intégrales (comme le taux d'aération) ainsi qu'à des descriptions fines des champs de vitesses, de températures ou de concentrations (*i.e.* humidité, gaz carbonique) dans et autour de la serre grâce à la résolution numérique des équations de Navier-Stokes et de l'équation de la chaleur dans le domaine de calcul considéré. En règle générale, ces codes sont basés sur des méthodes numériques de résolution utilisant les volumes finis (Patankar, 1980).

Short (1996) a été l'un des premiers à introduire l'utilisation des modèles CFD pour résoudre les problèmes d'aération naturelle dans les serres. Mistriotis *et al.*, (1997a, b) ont analysé le processus d'aération dans une serre sans végétation. Leurs résultats numériques ont été confrontés aux résultats expérimentaux de Sase *et al.*, (1984) et Boulard *et al.*, (1997). Toujours dans des serres vides, Reichrath & Davies, (2002) ont simulé en deux dimensions et à échelle réelle une serre en verre comportant 60 chapelles. Ils ont comparé par la suite leurs résultats numériques aux données expérimentales de Hoxey & Moran, (1991). Woodruff, (1997) ; Kacira *et al.*, (1998) et Lee & Short, (2000, 2001) ont étudié l'aération naturelle et mécanique de plusieurs types de serres avec des modèles de mécanique des fluides numérique CFD.

D'autres études récentes ont enfin été réalisées pour tester l'impact d'aménagements particuliers sur l'aération tels que les filets *insect proof* (Bartzanas *et al.*, 2002; Fatnassi *et al.*, 2003; Fatnassi *et al.*, 2006) et les écrans d'ombrage (Lee *et al.*, 2000a).

Modélisation des transferts radiatifs

Wang & Boulard, (2000) ont utilisé un modèle informatique pour simuler la répartition spatiale du rayonnement à la surface du sol, sous une serre de type tunnel, pour

¹ Computational Fluid Dynamics

différentes orientations et pendant différentes périodes de l'année. Leur modèle tient compte de la position du soleil dans le ciel, de la géométrie du couvert, de la présence d'ouvertures, de la présence de structures et de petits bois et enfin de la répartition du rayonnement incident en rayonnement direct et diffus. Ils ont bien mis en évidence une forte hétérogénéité spatiale qui était liée à la forme du tunnel et surtout à la présence d'ouvrants et d'ombres portées par les structures.

En ce qui concerne la modélisation numérique par les codes de champs (CFD) des phénomènes radiatifs, un certain nombre d'études ont été réalisées sur cette problématique. Mais jusqu'à présent, les effets du rayonnement ont été modélisés en imposant directement les températures d'équilibre des parois ou les flux de chaleur au niveau des parois de la serre comme paramètres d'entrée des modèles. Cette méthode induit un forçage artificiel à l'intérieur du domaine du calcul puisque la température des parois (ou les flux de chaleur qui la traversent) résulte en réalité de processus physiques associant convection et rayonnement. Les conditions aux limites ne devraient en réalité être appliquées qu'au niveau des frontières externes du domaine. Plusieurs auteurs ont imposé des températures de parois et du sol à partir de mesures expérimentales relevées par des sondes en platine ou des thermocouples (Kacira *et al.*, 1998; Bartzanas *et al.*, 2002; Fatnassi *et al.*, 2003; Bartzanas *et al.*, 2004; Molina-Aiz *et al.*, 2004; Fatnassi *et al.*, 2006). Mistriotis *et al.*, (1997a) et Campen & Bot, (2003) ont pour leur part choisi d'imposer des flux de chaleur au niveau des parois à partir d'estimation du flux solaire. Boulard & Wang, (2002b) et Soriano *et al.*, (2004) ont développé un modèle de distribution de rayonnement pour prédire l'hétérogénéité du rayonnement solaire à l'intérieur de la serre à partir de la position du soleil, de la géométrie de la serre, de la transmission de la couverture de la serre et les conditions de couverture nuageuse. Néanmoins, jusqu'à présent, très peu d'études sur les microclimats dans les serres ont été conduites en prenant en compte et en résolvant l'Equation de Transferts Radiatifs couplée à l'Equation de conservation de l'énergie (Lee & Short, 1998a; Lee & Short, 1998b; Lee & Short, 2000; Montero *et al.*, 2005). Les derniers auteurs (Montero *et al.*, 2005) ont étudié le climat de nuit d'une serre non chauffée en tenant compte de l'échange du rayonnement infrarouge entre le ciel et le revêtement de la serre.

- **Modélisation thermo-aérodynamique à l'échelle du couvert végétal**

Effet dynamique de la végétation

Wilson (1985) a modélisé l'effet de frottement induit par la culture dans une serre par un terme puit dans les équations de quantité de mouvement. Cependant, si le modèle du milieu poreux traditionnel développé par Darcy et complété par Forchheimer (Bejan, 1984) a été initialement développé dans le but de décrire des écoulements dans des milieux poreux de forte densité et de faible perméabilité, il peut être également utilisé pour décrire les écoulements dans la végétation, qui est pourtant un milieu à forte perméabilité (Green, 1992; Bruse, 1998). En CFD et pour une large gamme de cultures sous serre : (Haxaire, 1999; Fatnassi, 2001; Boulard & Wang, 2002a; Bartzanas *et al.*, 2004) pour les plants de tomates et (Fatnassi *et al.*, 2006) pour une culture de rosier ont adapté cette approche (i.e. Darcy-Forchheimer) pour modéliser l'effet de frottement induit par la végétation en assimilant cette dernière à un milieu poreux.

Effet thermique de la végétation

Bien que les échanges de chaleur dus à l'évapotranspiration (générée par la transpiration de la culture) jouent un rôle primordial dans la climatisation estivale de la serre, la modélisation de la transpiration des cultures (flux de chaleur latente) sous serre n'a pas fait l'objet de beaucoup de recherches jusqu'au milieu des années 1980. A partir de cette époque furent entrepris un certain nombre de travaux portant en particulier sur la transpiration de la tomate de serre (Stanghellini, 1987; Jolliet, 1988; Papadakis *et al.*, 1994).

Les modèles physiques actuels supposent que le transfert de vapeur d'eau entre la plante et l'atmosphère obéit à une loi classique de diffusion. Le flux de vapeur d'eau est proportionnel au gradient de concentration de vapeur d'eau entre la surface des feuilles et l'air ambiant. La résistance totale du couvert est alors considérée comme la somme de deux résistances en série :

- la résistance aérodynamique de la feuille ;
- la résistance stomatique (interne) de la feuille (cf. Figure 2.9) ;

La simulation de la transpiration à partir de cette approche requiert donc la connaissance de la température de feuille en plus des paramètres physiques de l'air et de

paramètres liés à la culture. Or, la mesure de la température de feuille est très délicate en raison de l'hétérogénéité de sa répartition et des difficultés inhérentes à la mesure. Pour y remédier, on fait appel à la méthode dite *combinatoire* qui permet de calculer la transpiration en fonction du rayonnement absorbé par le couvert et du déficit de saturation de l'air (Penman, 1948; Monteith, 1973)

Toutes ces approches s'appuient sur le concept de *big leaf*, grande feuille virtuelle possédant les propriétés moyennes des feuilles du couvert, tant du point de vue de la conductance stomatique et aérodynamique que du point de vue climatique. Bien que simplificateur, ce concept de feuille virtuelle a permis l'élaboration d'un grand nombre de modèles de transpiration pour une large gamme de cultures de serre : le concombre (Yang, 1995), le rosier et une série de neuf espèces ornementales (Baille *et al.*, 1990) et la tomate, (Boulard, 1996).

En CFD, la modélisation des cultures est prise en compte en combinant l'approche milieux poreux (*i.e.* modèle dynamique) et le macro-modèle de transpiration (*i.e.* modèle thermique). Ainsi, des termes sources volumiques pour le flux de chaleur sensible et le flux de vapeur d'eau sont affectés à chaque cellule du milieux poreux (*i.e.* végétation) (Boulard *et al.*, 2002).

2.2.3 Eléments bibliographiques : Application de la modélisation thermo-aérodynamique (CFD) pour étudier l'impact de la configuration d'ouvrants sur l'aération naturelle

Peu d'études comparent l'efficacité de l'aération selon la configuration des ouvrants de la serre. Ceci tient peut-être au fait que les résultats sont difficilement généralisables, le schéma de circulation à l'intérieur de la serre dépendant non seulement de la géométrie, mais aussi des conditions climatiques externes (vitesse et direction du vent, température).

2.2.3.a Cas des serres avec ouvrants de toiture uniquement

Haxaire *et al.*, (1998) ont analysé l'aération engendrée par les forces de flottabilité dans une maquette de serre à l'échelle $\frac{1}{2}$. Cette maquette est munie d'ouvrants situés dans la partie basse de la toiture (au-dessus du chéneau). Ils ont comparé une configuration à un seul ouvrant à une configuration à deux ouvrants en combinant une approche expérimentale et une approche numérique (CFD).

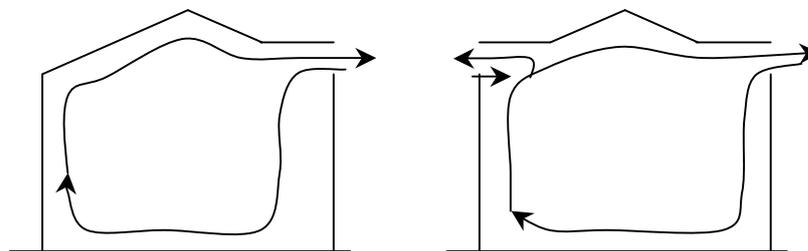


Figure 2.14. Configurations étudiées par Haxaire *et al.*, (1998)

Pour la configuration à un ouvrant (Figure 2.14), ils montrent que le mouvement de l'air est caractérisé par une unique boucle d'air avec des vitesses élevées le long du sol, des pieds droits et du toit tandis que l'air est quasiment au repos au centre de la serre. L'air s'écoule le long de la partie inférieure de l'ouvrant et ressort le long de la partie supérieure de ce même ouvrant. Pour une aération avec deux ouvrants, l'écoulement présente toujours une boucle unique et l'air extérieur entre au niveau de la partie inférieure des deux ouvrants tandis qu'il ressort par la partie supérieure. Les auteurs soulignent que l'un des deux ouvrants joue un rôle prépondérant dans les échanges avec l'extérieur et contribue donc davantage au

refroidissement de la serre. Dans les deux cas, la couche limite thermique ne s'étend que sur une faible épaisseur tandis que les gradients de vitesse s'étendent sur une zone plus étendue.

2.2.3.b Cas des serres avec ouvrants de toiture et ouvrants latéraux

Bartzanas & Kittas (2001) ont évalué les capacités du logiciel de CFD FLUENT à prédire les performances d'une serre en terme d'aération pour pouvoir ensuite optimiser le *design* des serres. Ils ont effectué des simulations en deux dimensions en régime stationnaire, en négligeant la flottabilité et les autres effets thermiques, et en considérant que le vent constituait la principale force motrice. Ils ont étudié quatre cas de figure (Figure 2.15) pour une serre de type tunnel : 1) une ouverture à enroulement au centre des parois latérales ; 2) identique à 1, mais en plaçant l'aération en haut des parois latérales ; 3) identique à 1, mais les aérations à enroulement sont remplacées par un battant ; 4) identique à 1, mais en ajoutant une ouverture au centre du toit.

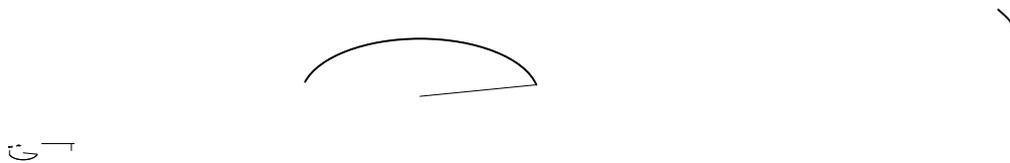


Figure 2.15. Configurations étudiées par Bartzanas & Kittas (2001)

- Pour la configuration 1, l'écoulement interne est caractérisé par un flux important à proximité du sol, et une circulation plus faible près de la toiture, qui va dans le sens contraire de l'air extérieur. La majeure partie de l'air quitte le volume de la serre sans avoir été bien mélangée. Au-dessus des aérations (*i.e.* à 1.5m), les vitesses de l'air sont fortement réduites. Des écoulements similaires ont été observés par Montero *et al.* (2001) dans une serre tunnel avec des ouvrants de toiture et de côté. Selon ces auteurs, peu d'échanges d'air ont été observés par le toit et l'écoulement principal était engendré par les ouvertures latérales.
- Le déplacement de la position de l'ouverture (configuration 2) en haut du pied droit engendre une autre distribution de l'écoulement dans la serre. Il s'agit dans ce cas d'accentuer l'écoulement au niveau de la toiture pour créer ainsi un écoulement plus uniforme dans le reste de la serre. L'air entre par l'ouverture située face au vent et sort

par l'ouverture opposée, créant une zone de circulation au centre de la serre, dans la zone où se trouve la culture.

- Pour éviter d'avoir une entrée d'air importante (par l'ouvrant situé face au vent) qui pointe sur la culture, les ouvrants à enroulement ont été remplacés par des ouvrants à battant (configuration 3). Cet aménagement permet de guider le jet d'air entrant vers le haut en suivant la pente de l'ouvrant puis la courbure de la toiture. Au niveau de la culture, l'écoulement inverse qui apparaît possède une vitesse bien inférieure à celle observée pour la configuration 1.
- L'influence de la combinaison d'ouvertures latérales à enroulement et d'une ouverture de toiture a été testée (configuration 4). L'écoulement d'air ressemble qualitativement à celui observé dans la configuration 1 du fait que peu d'échanges surviennent au niveau de l'ouvrant de toiture. L'écoulement passe directement au travers des ouvrants latéraux.

Les auteurs montrent que le cas 4 est celui qui génère la ventilation la plus importante tandis que la configuration 1 est la moins efficace. Néanmoins, ils soulignent qu'un taux de ventilation élevé ne correspond pas nécessairement à la situation la plus souhaitable. La vitesse de l'air au niveau de la culture, ainsi que la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur que peuvent favoriser l'une ou l'autre configuration, doivent aussi être prises en compte. De ce point de vue, ils concluent que la configuration 1 est la plus appropriée.

Dans un autre article Bartzanas *et al.*, (2004) comparent les configurations 1, 2 et 4 (Figure 2.15) ainsi qu'une configuration avec ouverture de toiture seule (Figure 2.16) en présence de stratification thermique et d'un couvert végétal.



Figure 2.16. Configuration supplémentaire étudiée par Bartzanas *et al.*, (2004)

Le meilleur taux d'aération est obtenu pour la configuration 4 tandis que le taux le plus faible correspond à la configuration 5. Mais comme l'indiquent à nouveau les auteurs, le taux d'aération le plus élevé n'est pas *a priori* le meilleur indicateur de performance de

l'aération d'une serre puisque augmenter la vitesse de l'air au niveau de la culture, par exemple, accroît les transferts convectifs et les risques de dessiccation des végétaux.

- Si l'on s'en tient à l'aération *stricto sensu*, la configuration 4 génère une ventilation 5.5 fois plus importante que la configuration 5 et 1.5 fois plus importante que la configuration 1. Pour les configurations avec ouvrants latéraux seuls, l'aération est deux fois plus importante avec des ouvrants à enroulement (1) qu'avec des ouvrants à battants (3).
- Si l'on se focalise sur l'homogénéité du champ de températures, la configuration 5 donne les meilleurs résultats et la configuration 4, les pires. Ainsi, plus la configuration est efficace en terme de refroidissement, plus elle génère une hétérogénéité importante du champ de températures.

Mistriotis *et al.*, (1997a) ont étudié une serre méditerranéenne à quatre chapelles en imposant une vitesse de vent nulle mais en intégrant les flux de chaleur. Ils ont successivement considéré une configuration avec un ouvrant de côté (45°) et des ouvrants de toiture horizontaux et une configuration dans laquelle l'ouvrant de côté était ouvert à 85° (Figure 2.17). En raison de la symétrie du problème (dans le cas d'un vent nul), seules les deux premières chapelles ont été modélisées.

- Dans la configuration 1, un écoulement important d'air frais entrant par l'ouvrant latéral survient tandis que l'air chaud est principalement évacué par l'ouvrant R2 situé au milieu de la serre. L'ouvrant R1 situé à l'extrémité de la serre joue un rôle plus faible dans le processus d'aération.



Figure 2.17. Configurations étudiées par Mistriotis *et al.*, (1997a)

Le rôle prépondérant joué par l'ouvrant R2 indique que l'aération peut être fortement accrue lorsque R2 est davantage ouvert (configuration 2, ouverture de R2 à 85%). Pour cette configuration, on observe un écoulement d'air supplémentaire qui entre par la partie inférieure de R1, qui se comporte alors aussi comme une entrée d'air. La partie supérieure de R1 continue cependant à se comporter comme une sortie d'air chaud. L'air froid supplémentaire qui entre par R1 contribue à une réduction significative de la température au niveau du couvert végétal.

- Lorsque l'ouvrant latéral est fermé (configuration 3), un flux d'air entrant apparaît au niveau de la partie inférieure de l'ouvrant R1. L'air frais se déplace directement vers le sol en poussant l'air chaud vers le centre de la serre. L'air chaud est ainsi évacué principalement par l'ouvrant R2 tandis qu'une petite partie est évacuée par R1. Ce schéma d'aération est néanmoins moins performant que le schéma précédent car la température moyenne au niveau des végétaux est plus élevée.

Les auteurs soulignent ainsi l'importance des ouvrants de côté pour obtenir un bon niveau de ventilation dans les situations pour lesquelles la flottabilité est prépondérante. L'ouvrant de côté constitue en effet l'entrée d'air frais principale de la serre tandis que les ouvrants de toiture se comportent comme des sorties d'air chaud.

Lee & Short (1999) ont étudié des serres multi-chapelles présentant un toit arqué. En faisant varier la direction du vent et son intensité (0.5, 1.0 et 2.5 m.s⁻¹), ils ont analysé les effets de la position de l'ouvrant latéral, du degré d'ouverture de cet ouvrant, du nombre de chapelles et de la vitesse et de la direction du vent sur l'aération. Ils concluent que la présence d'ouvrant de côté accroît les échanges d'air. La position de l'ouvrant latéral ne semble pourtant pas affecter l'aération autant que la vitesse du vent. Cependant, l'influence de l'ouvrant latéral semble s'accroître lorsque sa position est plus basse.

Dans une étude plus récente (Lee *et al.*, 2000), ils comparent l'aération de la serre précédente (4 chapelles et une double couverture de polyéthylène), (Figure 2.18) à celle d'une serre à ouverture totale pour différentes vitesses de vent et différentes positions de l'ouvrant latéral.

Malgré des configurations d'écoulement distinctes, ils montrent que la position de l'ouvrant latéral n'affecte pas le taux d'aération autant que la vitesse du vent et ce, quelle que soit la direction du vent. Cependant, plus l'ouverture latérale est basse, plus l'aération est importante. Lorsque l'ouvrant latéral est en position haute, pour un vent de 2.5 m s^{-1} , les auteurs montrent également que 59% de l'air entrant par cet ouvrant latéral sont évacués directement par le premier ouvrant de toiture sans même atteindre les autres parties de la serre.

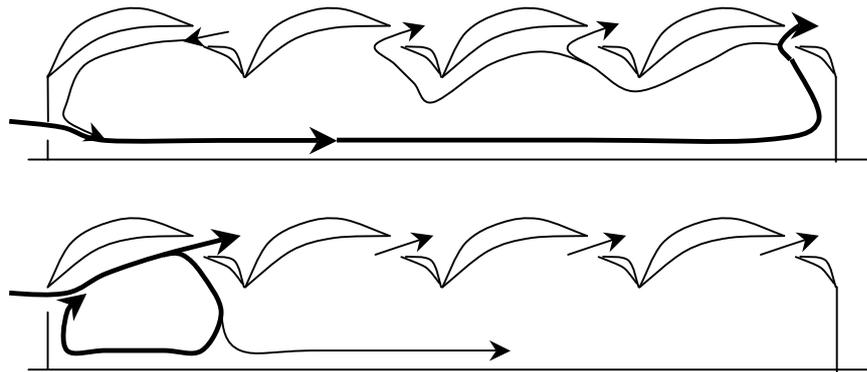


Figure 2.18. Schéma de circulation dans une serre 4 chapelles pour 2 positions d'ouvrant latéral, d'après (Lee *et al.*, 2000b)

La serre à ouverture totale génère sensiblement plus d'aération que les serres à double toiture en polyéthylène. L'ouverture de toiture joue ici un rôle essentiel. Les résultats indiquent qu'il est possible d'obtenir une circulation inverse de l'air au niveau du sol lorsqu'il n'y a pas d'ouverture latérale (Figure 2.19,a). Dans ce cas de figure en effet, l'aération située sous le vent constitue l'entrée principale d'air frais tandis que l'aération au vent constitue la principale sortie d'air chaud. Les taux d'aération sont cependant plus importants lorsque l'on ajoute un ouvrant de côté (Figure 2.19,b). L'écoulement est alors semblable à celui observé avec la serre polyéthylène.

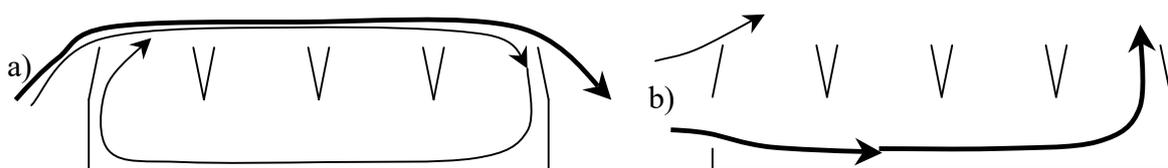


Figure 2.19. Schéma de circulation dans une serre 4 chapelles à ouverture totale sans (a) et avec (b) ouvrant latéral (d'après Lee *et al.*, 2000b)

Lee & Short (2001) ont également analysé l'influence de la taille de l'ouvrant latéral et du nombre de chapelles sur l'aération. Ils concluent que le taux d'aération est directement proportionnel à la taille de l'ouvrant latéral dans tous les cas de figure. En revanche, ce même taux d'aération décroît avec le nombre de chapelles.

2.2.3.c Synthèse

Il peut être délicat de conclure en généralisant des résultats qui ont été obtenus pour des configurations d'ouvrants bien précises et sous des conditions climatiques particulières.

Il ressort néanmoins de l'étude réalisée dans cette partie que :

- La présence d'ouvrants de côté accroît sensiblement l'aération dans une serre ;
- La position de l'ouvrant affecte peu l'aération comparée à l'intensité du vent ;
- Le taux d'aération est directement proportionnel à la taille de l'ouvrant latéral ;
- Le parcours de l'air dans une serre suit sensiblement une boucle ;
- Le sens de la boucle est affecté par la position de l'ouvrant latéral : pour un vent venant de la gauche, lorsque l'ouvrant est en position basse, l'air circule dans le sens trigonométrique (inverse des aiguilles d'une montre) tandis que lorsque l'ouvrant est en position haute, l'air circule dans le sens des aiguilles d'une montre (seule l'étude de Bartzanas & Kittas (2001) semble infirmer cette conclusion pour le cas d'une serre de type tunnel et pour une configuration avec des ouvrants à battant de part et d'autre de la serre) ;
- Les configurations qui maximisent l'aération maximisent également l'hétérogénéité de la distribution des températures, au niveau des cultures en particulier. Elles peuvent également correspondre à des vitesses élevées à proximité de la culture. Il importe donc d'analyser les champs de vitesses et de températures engendrés par une configuration donnée au niveau du couvert végétal pour déterminer la configuration d'ouvrants optimale.

2.3 Objectifs spécifiques de l'étude et la démarche adoptée

Nous venons de présenter dans la première partie de ce chapitre les principaux processus physiques qui concourent à l'établissement de la structure aérodynamique et thermique du microclimat sous serre. Dans la deuxième partie, l'analyse de différents travaux expérimentaux et numériques entrepris par plusieurs auteurs en matière d'étude de l'aération des serres a conduit à resituer notre démarche dans un cadre plus large et à mieux définir les objectifs et les étapes de notre travail de recherche. Se référant à l'objectif initial, qui était d'améliorer nos connaissances du comportement des serres en verre en période estivale, et d'utiliser ces éléments pour modéliser leur climat afin d'améliorer leur aération naturelle, il s'agit maintenant d'opérer un tri dans les connaissances existantes en considérant d'une part, celles qui paraissent suffisantes à la poursuite de nos objectifs et d'autre part, celles qui demandent des investigations complémentaires.

Sur le plan de modélisation, la caractérisation de l'aération naturelle par des approches globales ne nécessite guère d'investigations complémentaires, et nous nous limiterons à la mise en œuvre de modèles existants pour vérifier la qualité de nos jeux de données expérimentales. En revanche, la description des échanges conductifs et convectifs, notamment ceux mis en jeu par l'aération naturelle, ainsi que les **échanges radiatifs**, mérite un approfondissement certain. Il s'agira après la formalisation mathématique de ces phénomènes physiques de développer un modèle de climat distribué de serre qui puisse simuler ces mécanismes élémentaires ainsi que leur couplage. Enfin, nous tenterons d'élaborer des modèles numériques, réellement opérationnels, dont la prédiction est en accord avec les informations à notre disposition. Ces modèles sont fondés sur des théories et des techniques de mathématiques bien adaptées.

Notre démarche sera structurée selon les deux approches classiquement employées en recherche :

- Une approche **expérimentale** visant à caractériser les mécanismes physiques et à fournir des données nécessaires au fonctionnement (i.e. pour la formulation des conditions aux limites) et à la vérification d'un tel modèle ;

- Une approche de **modélisation mathématique** aboutissant à l'élaboration de modèles de connaissance ;

La description détaillée de ces deux approches complémentaires fera l'objet du chapitre suivant.

Chapitre 3

Matériel et méthode

Introduction :

Les connaissances actuelles sur les écoulements d'air et sur les champs thermiques à l'intérieur des serres proviennent principalement de trois sources : les mesures sur site, la simulation en soufflerie ou en tunnel et les simulations numériques.

Ainsi, l'objet de ce chapitre est la description des deux approches, **expérimentale** et de **modélisation**, qui ont été mises en œuvre dans notre travail de recherche pour parvenir à la modélisation physique des phénomènes intervenant dans l'agro-système serre.

Une serre de production grandeur réelle (Serre de référence : serre C.M.F) a été retenue pour les mesures et pour la modélisation mathématique.

En premier lieu, nous présentons le protocole expérimental. Il comprend deux volets :

- le premier consiste à identifier les données d'entrée du modèle mathématique utilisées pour formuler les conditions aux limites ;
- le second porte principalement sur l'acquisition de données nécessaires à la vérification puis à la validation du code de calcul.

Nous présenterons ensuite l'approche de modélisation. Elle comprend aussi deux volets :

- le premier concerne la prévision quantitative des échanges d'air entre l'intérieur et l'extérieur de la serre, par des modèles de bilan de quantité de mouvement ;
- le second concerne l'écriture des équations fondamentales de la mécanique des fluides pour modéliser les mouvements d'air dans et autour de la serre.

Une attention toute particulière sera portée à la modélisation des transferts convectif et radiatif ainsi qu'à leur couplage. Enfin, la démarche adoptée pour résoudre numériquement les équations sera exposée.

3.1 Dispositif expérimental

3.1.1 Objectifs des campagnes de mesures

Les campagnes de mesures répondent principalement à deux types de préoccupation : disposer des éléments nécessaires à la mise au point du modèle mathématique et affiner la connaissance du climat sous serre.

Sur le plan de l'appui à la modélisation, il s'agit de :

- Recueillir des jeux de données d'entrée du modèle mathématique (**CFD**) et disposer si nécessaire de mesures permettant de caler les paramètres de ce modèle,
- Fournir les données nécessaires à la vérification puis à la validation du modèle (taux d'aération, champs de vitesses et de températures, quantités turbulentes).

Sur le plan cognitif, les campagnes de mesures visent à :

- Appréhender la ventilation naturelle (taux de ventilation, température) dans la serre tant dans sa dimension spatiale que temporelle,
- Affiner la connaissance des quantités turbulentes (énergie cinétique turbulente, dissipation visqueuse) au niveau des ouvrants.

3.1.2 Le climat de l'Anjou

Le climat observé durant la période de mesures (de mi-août à mi-septembre) est un climat océanique tempéré, fortement marqué par des vitesses de vent faibles. En revanche la direction du vent est très variable même à l'échelle d'une journée (Figure 3.1).

3.1.3 Site d'étude & serre de référence

La serre d'exploitation (M. Arragon) utilisée pour les expérimentations et comme modèle de référence pour les simulations numériques est située dans la région de St Jean des Mauvrets (49) à proximité d'Angers (Latitude 47.47°, Longitude - 0.55°). Elle est localisée en milieu rural dans une zone dégagée de toute habitation. Son environnement est principalement composé de vignobles. On note la présence d'un bosquet à 50 m environ au Sud de la serre. Cette serre comporte 4 chapelles de 9.60 m de largeur (Figure 3.2). Les chapelles sont orientées dans le sens Nord-Sud avec une faible inclinaison vers l'Est de 32°. La longueur de l'édifice est de 68 m. Une cloison centrale sépare l'ensemble en deux serres bi-chapelles, l'une comportant des cultures au sol (Est) et l'autre des tablettes de cultures ornementales (Kalanchoés, Chrysanthèmes, Bougainvillées...) à 0.75 m au-dessus du sol (Ouest). Pour les expérimentations, tous les capteurs ont été installés dans bi-chapelle Ouest.

La hauteur sous chéneau est de 3.9 m et la hauteur sous faîtage est de 5.91 m, ce qui représente un volume total de la serre de 12808 m³ (volume de quatre chapelles).

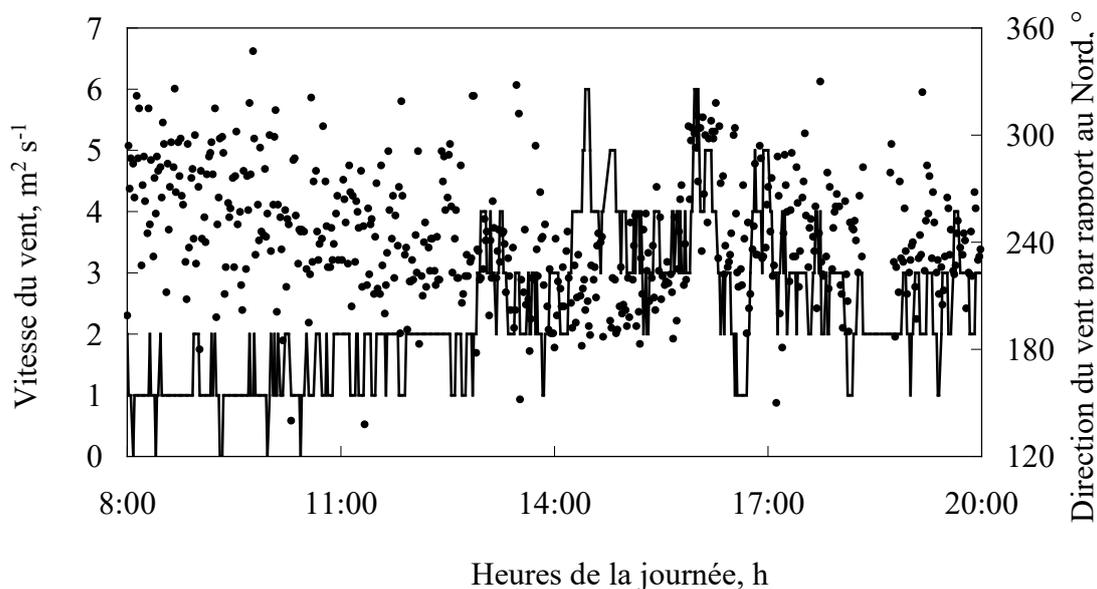


Figure 3.1. Variation journalière de la vitesse (ligne) et la direction du vent (points) pour la journée du 31/07/2002

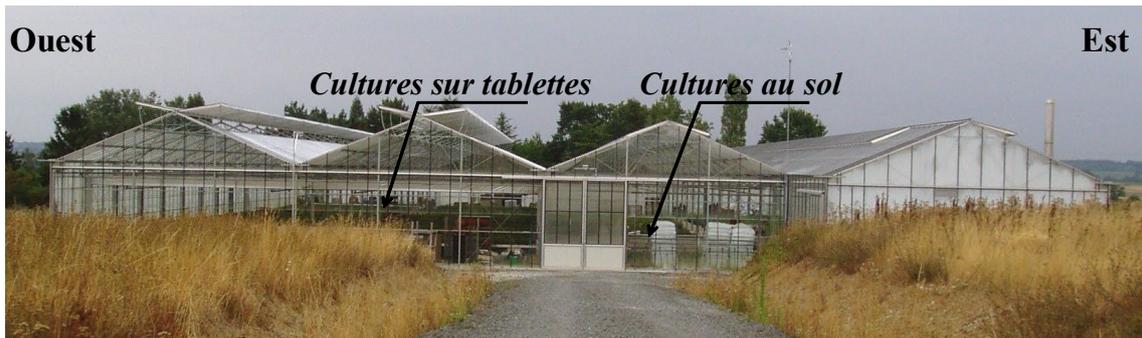


Figure 3.2. Serre de référence vue du pignon nord

La serre dispose pour son aération d'ouvrants continus de 1.70 m de largeur sur un ou deux versants. Lors de nos campagnes de mesures, la serre était complètement chaulée sauf sur le côté Est. Elle est équipée de 17 écrans d'ombrage disposés à une hauteur de 3.9 mètres (au niveau du chéneau). Lorsqu'ils sont entièrement déployés, dans la bi-chapelle, les écrans occupent une surface de 1305.6 m². Les ouvertures d'écrans les plus souvent rencontrées dans les conditions d'exploitation de la serre en saison estivale sont : 5, 10 et 15% de la surface au sol. En général, lorsque les écrans d'ombrage sont déployés, les ouvrants de toiture sont ouverts au maximum pour favoriser l'aération.

3.1.4 Mesures expérimentales (paramètres, matériels et méthodes mis en œuvre)

3.1.4.a Mesure des données d'entrée du modèle mathématique (**premier volet expérimental**)

Le premier volet expérimental consiste à identifier les données d'entrée du modèle mathématique. Certaines de ces données requièrent la détermination d'autres quantités. Ainsi par exemple, un flux de chaleur imposé dans le modèle peut être évalué à partir de la connaissance de températures mesurées *in situ*. Le Tableau 3.1 récapitule l'ensemble des paramètres mesurés et les appareils de mesures correspondants. Les campagnes de mesures ont eu lieu du 14 août au 18 septembre 2003 et du 23 juin au 03 août 2004. Elles ont été menées principalement lors de journées fortement ensoleillées autour du midi solaire, lorsque les paramètres climatiques sont les plus stables.

Mesures à l'extérieur de la serre		Mesures à l'intérieur de la serre	
<i>Grandeur mesurée</i>	<i>Capteur</i>	<i>Grandeur mesurée</i>	<i>Appareil de mesure</i>
Température de l'air	5 thermocouples + une sonde platine	Température de l'air	1 sonde platine
Humidité de l'air	1 psychromètre	Température des parois	5 sondes platine plates
Flux conductif dans le sol	1 fluxmètre	Température des tablettes	1 sonde platine plate
Vitesse du vent	2 anémomètres à coupelles	Humidité de l'air	1 psychromètre
Direction du vent	1 girouette	Température du sol	1 sonde platine
Rayonnement net	2 pyrromètres	Flux conductif dans le sol	1 fluxmètre
Rayonnement global	2 pyranomètres	Rayonnement net	1 pyrromètre
		Rayonnement global	1 pyranomètre

Tableau 3.1. Données d'entrées du code et mesures requises (mesures réalisées en continu)

- Mesure des paramètres du climat extérieur

Vitesse et direction du vent (moteur de la convection forcée)

Le module de la vitesse du vent extérieur est mesuré en 2 points à 2 et 6 m du sol, à proximité de la serre (~40 m en amont à l'Ouest) sur un terrain dégagé homogène et horizontal. Deux anémomètres munis de 3 coupelles (HA 430A, précision ± 0.11 m/s, GENEQ INC, CANADA) sont installés à cet effet sur un mât en aluminium. La direction du vent est enregistrée à 6 m par une girouette à empennage (W 200 P, précision $\pm 2^\circ$, Campbell Scientific Ltd, UK), disposée sur le même mât. La direction du vent est indiquée en degrés et mesurée à partir du nord géographique en tournant dans le sens des aiguilles d'une montre (Figure 3.3).

A partir de ces paramètres, la vitesse de frottement et la rugosité du sol qui interviennent dans l'expression du profil logarithmique de la vitesse du vent seront déterminées.

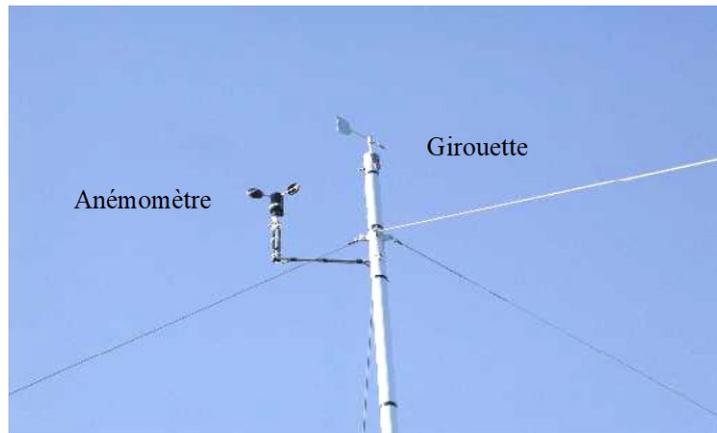


Figure 3.3. Anémomètre (à 6 mètres) et girouette positionnés sur le mât extérieur

Pour les besoins de l'étude, il sera idéal que le vent reste très stable en direction et en sens avec une intensité sensiblement constante pendant les périodes de mesure. Un vent stable permet en effet de garantir ou d'approcher des conditions de régime établi permanent dans la serre. Il importe également que le gradient vertical de température soit relativement faible lors des mesures de vitesse du vent sur la verticale. Des gradients thermiques importants peuvent en effet interagir sur le champ de vitesses et la loi logarithmique de vitesse classiquement utilisée dans les modèles n'est alors plus valable.

Température et humidité relative de l'air extérieur

Pour accéder à la température et à l'humidité relative à l'extérieur de la serre nous avons utilisé un psychromètre, appareil couramment employé en raison de sa bonne précision de mesure. Il est situé à 2 m au-dessus du sol sur le même mât que les anémomètres et est composé de deux sondes résistives (Pt100, CORREGE, France) abritées du rayonnement solaire par un tube ventilé mécaniquement. Une des deux sondes mesure la température de l'air ambiant (sonde sèche), l'autre entourée d'une mousseline maintenue mouillée, mesure la température humide de l'air (Figure 3.4). Connaissant avec précision ces deux températures, et la valeur de la pression atmosphérique, une relation simple permet de déterminer les caractéristiques de l'air humide (cf. Annexe B).

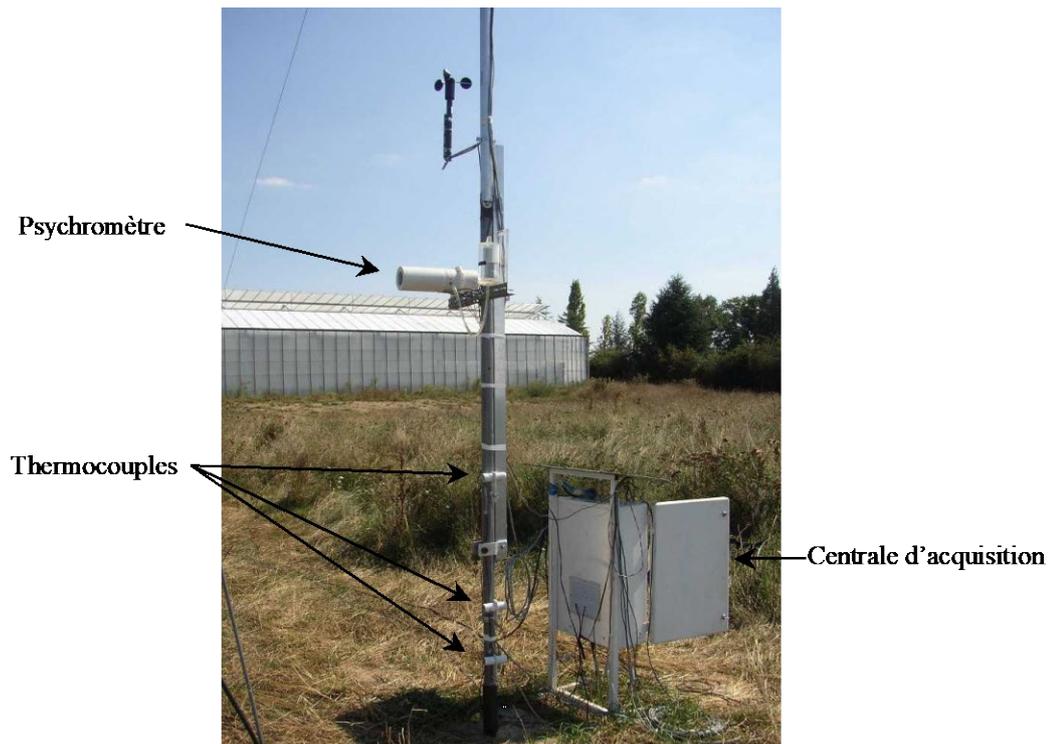


Figure 3.4. Capteurs de température et d'humidité sur le mât extérieur et centrale de mesure

Le profil de température dans la couche limite atmosphérique est également enregistré à l'aide de 5 thermocouples cuivre-constantan disposés en montage différentiel. Ces thermocouples ont été placés dans des petits tubes blanchis dont 4 sont ventilés à 0.25, 0.5, 1 et 4 m au-dessus du sol, le 5^{ème} est positionné au niveau du sol, donnant ainsi la température aérodynamique de la surface du sol. Ils sont tous reliés à une soudure froide collée elle-même sur la sonde (Pt100) sèche du psychromètre selon le montage illustré sur la Figure 3.4.

Flux conductif dans le sol extérieur

Le flux de chaleur par conduction dans le sol est enregistré à l'aide d'un fluxmètre (HFP01SC, précision $\pm 0.3 \%$, HUKSEFLUX) placé à une profondeur de 1 cm environ au-dessous de la surface. Cette profondeur est choisie de telle sorte que l'influence de la capacité calorifique du sol au-dessus du capteur soit négligeable. Le capteur utilisé est une thermopile particulièrement bien adaptée pour capter une faible tension proportionnelle au flux de

chaleur local à travers un corps cylindrique en plastique. Ce capteur est également muni d'une résistance chauffante mince permettant son auto calibrage.

Composantes du flux radiatif

Rayonnement global :

Le rayonnement solaire global (rayonnement de courtes longueurs d'ondes) est mesuré à l'extérieur de la serre par le biais d'un pyranomètre à thermopiles (CM-3, Kipp & Zonen, Delft, Netherlands) positionné – à 40 m à l'Ouest – sur un petit mât à 2 m du sol environ dans un endroit dépourvu d'éléments susceptibles de projeter leurs ombres ou de réfléchir le rayonnement solaire lors des mesures. Le pyranomètre enregistre le rayonnement solaire qui parvient sur une surface horizontale (mesure demi-hémisphérique, *i.e.* angle solide de 2π stéradian) et dans un domaine spectral allant de 0.3 jusqu'à 3.0 μm (*i.e.* courtes longueurs d'ondes).

Rayonnement net :

Le rayonnement net extérieur (rayonnement de courtes et de grandes longueurs d'ondes) est mesuré en permanence avec un pyrromètre différentiel (REBS THRDS). Cet appareil est placé – à 40 m en amont à l'Ouest – sur le petit mât portant le pyranomètre. Le pyrromètre permet de mesurer – sur une surface horizontale – l'éclairement énergétique total entre (0.2 – 100 μm), correspondant à la somme des contributions de courtes (0.3 – 3.0 μm) et grandes (3.0 – 100 μm) longueurs d'ondes. Le pyrromètre possède deux surfaces réceptrices noires horizontales, elles sont protégées des effets du vent par des coupelles en film de polyéthylène maintenues gonflées grâce à une légère pressurisation avec de l'air sec.

Rayonnement Net et albédo de la toiture :

Le rayonnement provenant de l'atmosphère, le rayonnement réfléchi et émis par la surface extérieure de la toiture ainsi que le bilan radiatif (rayonnement net sur cette dernière) sont mesurés par un pyrromètre différentiel (REBS THRDS) comportant deux cellules séparant le rayonnement ascendant et le rayonnement descendant. Celui-ci est placé à côté d'un pyranomètre inversé au-dessus de la toiture à une hauteur de 1.40 m (Figure 3.5) qui mesure le rayonnement réfléchi par le toit de la serre en courtes longueurs d'ondes. Le quotient des valeurs mesurées par ce pyranomètre et par celui situé à l'extérieur permet d'obtenir l'albédo de la toiture.

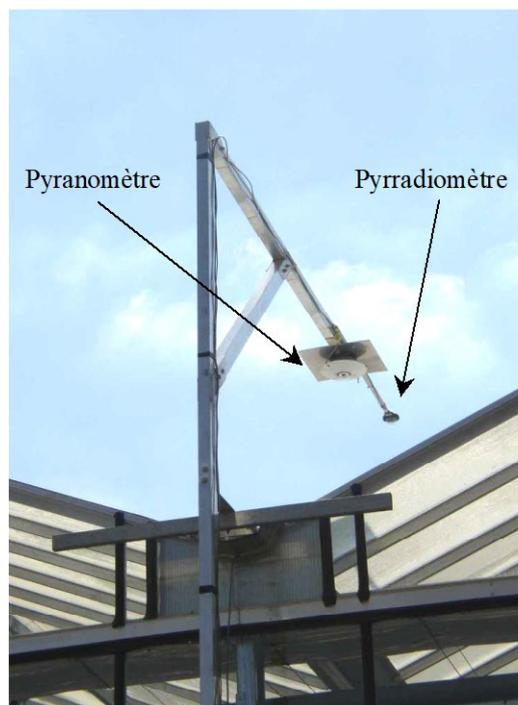


Figure 3.5. Capteurs de rayonnement sur la potence du pignon Nord

- Mesure des paramètres du climat à l'intérieur de la serre

A l'intérieur de la serre, les mêmes paramètres climatiques qu'à l'extérieur (i.e. températures, humidité, rayonnement net et rayonnement global) sont mesurés. La plupart des capteurs sont placés au centre du bâtiment et à une hauteur de 2 m au-dessus du sol entre deux tablettes.

Températures des surfaces du système serre

Les températures des parois latérales, de la toiture de la serre et des tablettes sont mesurées avec des sondes platine plates à résistance (Pt 100, TC ONLINE, France), collées sur les surfaces en question. La température au sol à l'intérieur, est mesurée avec une sonde platine (pt100), fichée dans le sol au-dessous des tablettes de cultures.

Flux conductif dans le sol intérieur

Le flux de chaleur par conduction dans le sol à l'intérieur de la serre est enregistré à l'aide d'un fluxmètre (HFP01SC, précision $\pm 0.3 \%$, HUKSEFLUX) placé à une profondeur

de 1 cm environ sous la surface du sol au-dessous des tablettes de culture. Le matériel est le même que celui utilisé à l'extérieur.

Rayonnement global et rayonnement net

Le rayonnement global, de courtes longueurs d'ondes, d'origine solaire transmis par la couverture de la serre est mesuré par un pyranomètre fixé à un mât positionné au dessus de la végétation. Le rayonnement net quant à lui est mesuré à 30 cm au-dessus du couvert végétal par un pyrromètre différentiel (Figure 3.6).



Figure 3.6. Capteurs de rayonnement, de température et d'humidité sur le mât intérieur

La Figure 3.7 présente l'installation qui a été mise en place lors des campagnes de mesures.

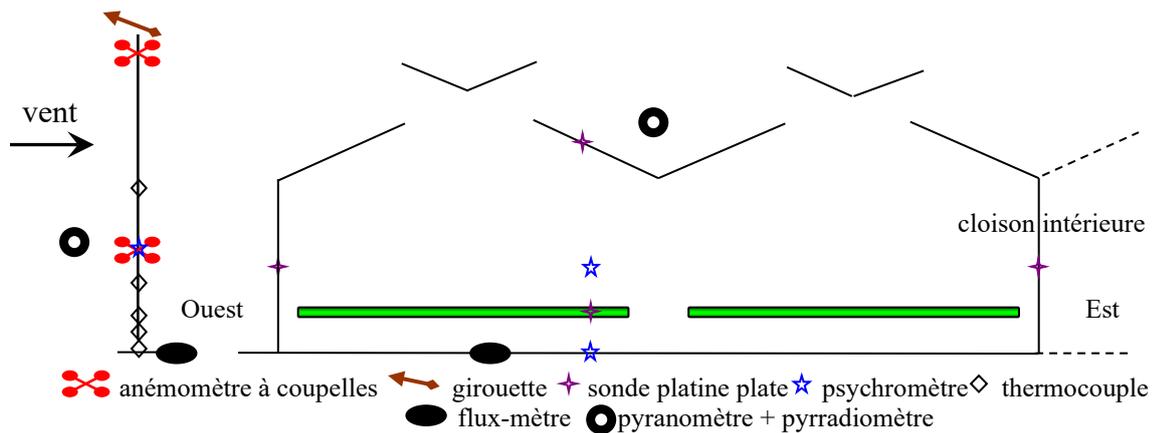


Figure 3.7. Principaux capteurs de mesure utilisés lors des campagnes

3.1.4.b Durée et fréquence d'acquisition des données climatiques

Pour limiter la variabilité des paramètres climatiques lors des campagnes, nous avons réduit la période de mesure à deux heures de part et d'autre du *midi solaire* (entre 12h00 et 16h00 Heure locale). Tous les paramètres ont été mesurés avec une fréquence de scrutation de 0,1 Hz. Les données sont stockées sur deux centrales d'acquisition DATA LOGGER (Delta-T devices Cambridge, UK) et moyennées sur un pas de temps d'une minute.

Pour ce premier volet, le Tableau A.1 de L'Annexe A présente les caractéristiques de l'ensemble du matériel de mesure utilisé.

3.1.4.c Mesures des données de validation pour le modèle mathématique

Le **second volet expérimental** comprend principalement l'acquisition de données nécessaires à la vérification puis à la validation du code de calcul (Tableau 3.2). Ces mesures ont toutes été menées à l'intérieur de la serre. Elles comprennent principalement :

- le taux de renouvellement de l'air de la serre,
- la température au centre de la serre,
- la distribution des vitesses au niveau des ouvrants.

Appareil utilisé	Mesure	Donnée expérimentale pour la validation du modèle
Analyseur infrarouge N ₂ O	Concentration du gaz traceur N ₂ O	Taux d'aération
Psychromètre ventilé (2 sondes platine sèche et humide)	Température sèche et humide	Température et humidité relative intérieure
Anémomètre sonique 3D	Vitesse de l'air	Profil de vitesse au niveau des ouvrants

Tableau 3.2. Données expérimentales destinées à valider le modèle mathématique

- **Température et humidité relative de l'air à l'intérieur de la serre**

La température et l'humidité relative à l'intérieur de la serre ont été mesurées par un psychromètre ventilé à deux sondes (Pt100, CORREGE, France). Les mesures ont été prises au centre de la serre et à une hauteur de 2 m au-dessus du sol.

- **Taux de renouvellement d'air**

Il s'agit de procéder à des mesures de renouvellement d'air¹ de la serre dans la bi-chapelle comportant des cultures sur tablettes, pour plusieurs configurations d'ouvrants (angle d'ouverture, orientation des ouvrants par rapport à la direction du vent) et différents degrés d'ouverture de l'écran thermique. Tous les paramètres climatiques évoqués dans le premier volet expérimental (données d'entrées du code) sont mesurés en parallèle.

Ces mesures expérimentales sont basées sur l'hypothèse d'un climat homogène mesuré au centre de la serre et donc considéré comme représentatif de l'ensemble de son volume. Dans le principe, il s'agit d'injecter rapidement une grande quantité de gaz traceur puis d'observer la décroissance de sa concentration à partir du moment où l'on stoppe son apport.

Il existe plusieurs types de gaz traceurs cités dans la littérature (SF₆, CH₄, H₂, CO₂, Argon 41, Krypton 85, N₂O) (Bailey, 1999). Le Protoxyde d'Azote N₂O semble être le mieux

¹ Nombre de volumes d'air égaux au volume de la serre renouvelés par unité de temps.

adapté au cas d'une serre abritant une culture (Boulard, 1996) car il présente plusieurs avantages :

- il est inerte vis-à-vis des plantes et est non toxique pour les faibles concentrations utilisées ici ;
- la masse molaire est la même que celle du dioxyde de carbone (44 g mol^{-1}), elle est proche de celle de l'air (29 g mol^{-1}) ;
- il possède une concentration naturelle dans l'atmosphère très faible $\approx 0.3 \text{ ppm}$.

Pour obtenir une concentration moyenne de N_2O de 60 ppm, nous avons rempli préalablement 8 sacs de 50 litres avec du gaz (Fatnassi, 2001; Roy *et al.*, 2002) (cf. Annexe C). Lors de chaque mesure, l'écran d'ombrage est replié et les ouvrants sont fermés. Le gaz est alors libéré dans la serre et l'air est brassé à l'aide de deux grands ventilateurs de façon à homogénéiser sa concentration. On vérifie la stabilité de la concentration du N_2O grâce à un analyseur (ADC, pleine échelle 50 ppm, précision $\pm 1 \text{ ppm}$) qui aspire des échantillons d'air provenant de 8 positions équidistribuées par rapport au centre de la serre et à 2 m de hauteur (Figure 3.8). Une fois que le niveau de concentration s'est stabilisé, les ouvrants sont positionnés selon la configuration choisie. Les mesures réalisées pour évaluer le taux d'aération comportent trois phases distinctes (Figure 3.9) :

- Croissance rapide de la concentration du gaz après ouverture des sacs (~5 minutes)
- Homogénéisation et stabilisation – plateau de concentration – (~20 minutes);
- Décroissance de la concentration du gaz (~15 minutes) après ouverture des ouvrants.

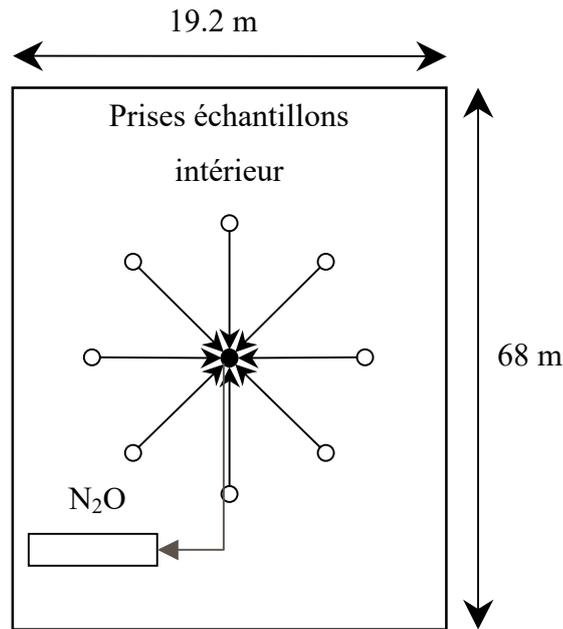


Figure 3.8. Schéma du dispositif des prises d'échantillon mis en place pour mesurer le taux de renouvellement d'air par la méthode du gaz traceur

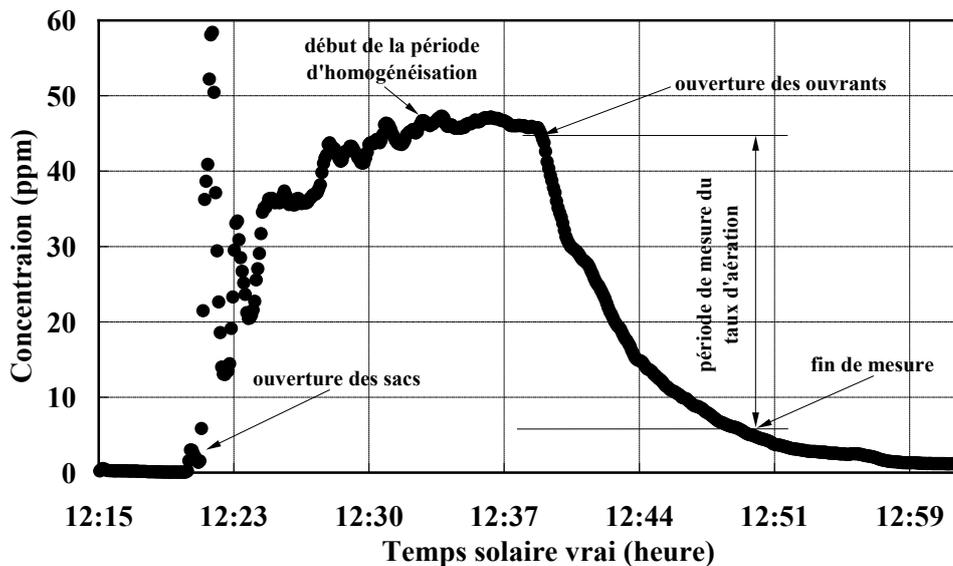


Figure 3.9. Evolution de la concentration de N_2O en fonction du temps au cours d'une mesure de renouvellement d'air (le 20 août 2003, ouverture de 30 % des ouvrants sous le vent)

Les mesures s'achèvent lorsque la concentration atteint 3 ppm (Fatnassi *et al.*, 2002). La durée de chaque expérience dépend des paramètres climatiques extérieurs (Vitesse du vent, différence de température,...) ainsi que de l'angle d'ouverture de l'ouvrant. La décroissance

de la concentration du gaz est enregistrée avec un pas de temps 5 secondes par une centrale d'acquisition rapide (Campbell CR5000, Campbell Scientific, USA). Le taux d'aération est ensuite déterminé selon la méthode décrite dans l'Annexe B.

- Champ de vitesses et quantification de la turbulence au niveau des ouvrants de la serre par anémométrie sonique

Paramètres mesurés

Afin d'affiner la connaissance du champ des vitesses – plus particulièrement au niveau des ouvrants – et d'appréhender la dimension turbulente des écoulements, les trois composantes de la vitesse de l'air ainsi que sa température sont mesurées à haute fréquence avec un anémomètre sonique tridimensionnel et un thermocouple fin fixé sur ce dernier.

Au niveau des ouvrants il s'agit de dresser le profil de vitesse afin d'identifier les flux entrant et sortant et de déterminer par la suite le taux d'aération en intégrant la vitesse débitante. Le traitement statistique des séries temporelles correspondantes permet ensuite d'extraire des quantités turbulentes comme l'énergie cinétique turbulente ou la dissipation visqueuse.

Toutes ces mesures ont été réalisées pour plusieurs configurations d'ouvrants et différentes orientations du vent extérieur.

Caractéristiques de l'appareil

L'anémomètre sonique (CSAT3, Campbell Scientific, Figure 3.10) utilisé, possède trois paires de transducteurs d'orientations différentes. La direction ainsi que la vitesse de la circulation d'air incidente peuvent donc être décrites sans ambiguïté. L'anémomètre mesure la vitesse du vent sur un chemin vertical de 10 cm et opère en mode d'impulsion acoustique. Le principe de fonctionnement de l'anémomètre sonique est détaillé en Annexe E. Cet appareil permet de choisir une fréquence d'échantillonnage de 1 Hz (soit une mesure par seconde) à 60 Hz (soit une mesure toutes les 17 ms). Sa plage de température de fonctionnement est comprise entre -30°C et $+50^{\circ}\text{C}$.

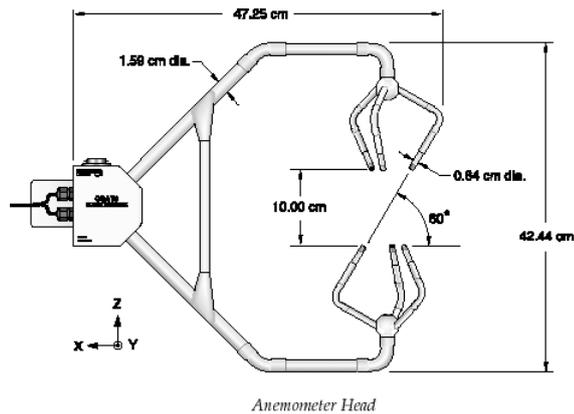


Figure 3.10. Anémomètre sonique tridimensionnel (Campbell Scientific INC, 1998)

Méthodologie employée

Au niveau des ouvrants : Un travail de collaboration important a été entrepris avec des ingénieurs de C.M.F pour définir les caractéristiques du support de l'anémomètre utilisé pour mesurer les vitesses au niveau des ouvrants (Figure 3.11).



(a)



(b)

Figure 3.11. Support et positionnement de l'anémomètre sonique au niveau des ouvrants ; (a) grand chariot pour le déplacement horizontal parallèle à la ligne de faîtage, (b) petit chariot pour le déplacement horizontal entre les ouvrants

La construction ainsi que l'installation de l'ensemble ont été réalisées par CMF. Le support est constitué d'un chariot (Figure 3.11) pouvant se déplacer sur un plan horizontal entre les ouvrants dans la direction perpendiculaire à la ligne de faîtage. Un dispositif articulé

à crémaillère permet le déplacement vertical de l'anémomètre dans le plan d'ouverture des ouvrants (Figure 3.12). Il a été conçu de façon à pouvoir dresser le profil de vitesse successivement au niveau de deux ouvrants d'une même chapelle. Un déplacement de l'ensemble suivant l'axe principal de la serre et sur 4 m environ est également possible.

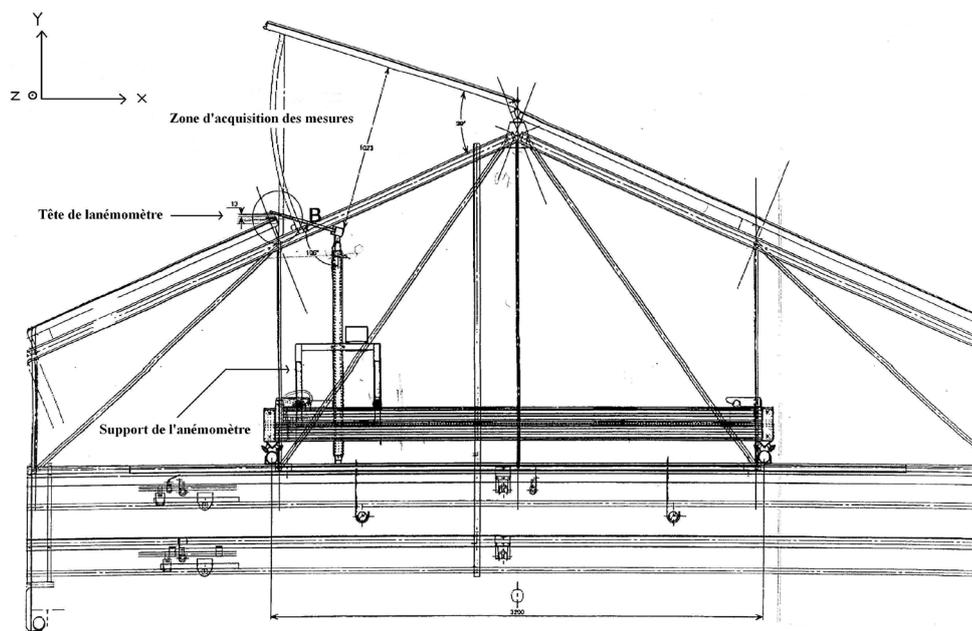


Figure 3.12. Vue d'ensemble de l'anémomètre avec son support (source : C.M.F 2004)

Pour les mesures elles-mêmes, l'anémomètre est déplacé sur toute la hauteur de l'ouvrant. Les acquisitions sont réalisées avec un pas d'espace de 10 cm ou de 5 cm selon la configuration d'ouvrant. La fréquence et le temps d'acquisition optimal ont été déterminés à l'issue de l'analyse en fréquence (par transformée de Fourier rapide) de la dégradation du signal obtenu pour un enregistrement test de 30 minutes, acquis à la fréquence maximale autorisée par l'anémomètre sonique, soit 60 Hz. La durée totale moyenne de chaque enregistrement et sa fréquence d'acquisition résultent d'un nécessaire compromis entre la brièveté de chaque enregistrement, imposée par le grand nombre de points de mesure à effectuer et la dégradation du signal lorsque l'on réduit trop la durée d'acquisition et la fréquence de l'enregistrement. Enfin, chaque mesure est réalisée à une fréquence de 20 Hz et dure 5 minutes. L'acquisition d'un profil complet comportant 10 points de mesure prend environ 1h.

3.1.4.d Récapitulatif

Dans le

Tableau 3.3 sont présentés les données d'entrées et de validation du modèle mathématique ainsi que les mesures requises. Rappelons que ces paramètres ont été mesurés lors des campagnes, durant 4 heures autour du *midi solaire* (entre 12h00 et 16h00 Heure locale).

	Paramètres	Mesure requise	Appareil utilisé	Pas de temps d'acquisition	Pas de temps d'enregistrement
Données d'entrée du modèle	Profil vertical de vitesse du vent	Vitesse du vent Direction du vent	Anémomètres à coupelles Girouette	10 secondes 1 Seconde	1 minute 1 seconde
	Profil vertical de la température	Températures extérieures	Thermocouples +Sondes platine	10 secondes	1 minute
	Humidité de l'air	Humidité de l'air	Psychromètre	10 secondes	1 minute
	Température de surfaces	Température des parois et des Tablette	Sondes platine plates	10 secondes	1 minute
	Flux de chaleur au sol	Flux conductif dans le sol	Fluxmètre	10 secondes	1 minute
	Rayonnement solaire	Rayonnement global	Pyranomètres	10 secondes	1 minute
	Rayonnement atmosphérique	Rayonnement net	Pyrradiomètres	10 secondes	1 minute
Données de validation du modèle	Taux d'aération	Concentration du gaz traceur N ₂ O	Analyseur infrarouge N ₂ O	1 seconde	5 secondes
	Température de l'air intérieur	Température humide	Psychromètre ventilé (2 sondes platine sèche et humide)	10 secondes	1 minute
	Profil de vitesse au niveau des ouvrants	Vitesse de l'air	Anémomètre sonique 3D	½ seconde	½ seconde

Tableau 3.3. Données d'entrées et de validation du modèle mathématique et mesures requises

3.2 Modèles physiques

3.2.1 Approche de type Bilan

Compte tenu de la complexité des phénomènes physiques qui régissent les échanges d'air entre l'intérieur et l'extérieur de la serre et du nombre élevé de paramètres qui entrent en jeu, une approche globale de l'aération ne peut être réalisée que par le biais de modèles faisant intervenir des coefficients calés sur des données expérimentales. Nous présentons ici plusieurs modèles simples issus de la littérature permettant de quantifier ce taux d'aération.

Une analyse des mesures effectuées sur plusieurs types de serres peut fournir une valeur moyenne du taux de renouvellement de l'air, dépendant de l'évolution des conditions climatiques globales qui règnent à l'intérieur et à l'extérieur de la serre. Ce type de modèle, bien qu'imprécis donne néanmoins des indications sur les performances relatives moyennes des abris dans diverses zones climatiques.

3.2.1.a Modèles régressifs

Dans ces modèles, le flux de ventilation est relié linéairement aux contraintes climatiques telles que la vitesse du vent u et la différence de température ΔT entre l'intérieur et l'extérieur, par une expression de la forme (Ruther, 1985) cité par (Fatnassi, 2001) :

$$G = a + b\Delta T + cu \quad (3.1)$$

Avec : a , b et c sont des coefficients de régression qui dépendent des conditions climatiques et du type de serre.

D'autres expressions du flux de ventilation sont reliées aux caractéristiques de l'ouvrant, comme celle établie par Goedhat *et al.*, (1984) citée par (Fatnassi, 2001) :

$$G = K(R_s + L_0)u \quad (3.2)$$

Où K est un coefficient multiplicatif constant qui dépend de la hauteur de la serre, R_s est le taux d'ouverture relatif à l'ouvrant en % et L_0 la longueur de l'ouvrant en [m].

Ces modèles donnent des résultats assez précis et satisfaisants pour des serres dont les paramètres climatiques et géométriques sont connus. Ils ne peuvent cependant pas être extrapolés à d'autres configurations de serre.

3.2.1.b Modèles fins non linéaires (Bernoulli-Boussinesq)

Dans ces modèles, le flux d'air échangé est relié aux sollicitations extérieures de la serre (vitesse du vent u et différence de température ΔT) par des lois non linéaires. L'approche la plus courante est celle de Bernoulli, qui considère que le domaine à l'intérieur de la serre est homogène en température et que le flux d'air traversant l'ouvrant est généré par la différence de pression ΔP s'établissant de part et d'autre de l'ouvrant (Boulard *et al.*, 1996).

$$\Delta P = \frac{1}{2} \rho \zeta u_n^2 \quad (3.3)$$

où ζ est le coefficient d'Euler, il est relié au coefficient de perte de charge A_l de l'ouvrant par :

$$A_l = \frac{1}{\sqrt{\zeta}} \quad (3.4)$$

u_n est la composante de la vitesse, débitante, normale à la surface ouverte de l'ouvrant, elle est donnée par la relation suivante :

$$\boxed{u_n = \frac{|\Delta P|}{\Delta P} A_l \left(\frac{2}{\rho} |\Delta P| \right)^{0.5}} \quad (3.5)$$

Le sens du flux d'air à travers l'ouverture est donné par le signe de ΔP .

Le flux volumique G est déduit de l'intégration de l'équation (3.5) sur toute la surface de l'ouverture :

$$G = \iint_S u_n dS \quad (3.6)$$

soit pour une ouverture rectangulaire verticale, de longueur L_0 et de hauteur H :

$$G = \int_0^H \int_0^{L_0} u_n dx dy \quad (3.7)$$

La plupart des auteurs considèrent que cette différence de pression est le résultat de l'effet additionné de deux champs de pression $\Delta P = \Delta P_c + \Delta P_u$, le premier est induit par l'effet cheminée et l'autre correspond à l'effet du vent.

Aération induite par l'effet du vent seul :

Le vent crée un champ de pression à la surface des obstacles (bâtiment, serre). On distingue deux composantes de ce champ (Boulard, 1996) :

$$\Delta P_u = \Delta \bar{P}_u + \Delta P'_u \quad (3.8)$$

Une composante moyenne, liée à la vitesse du vent par le coefficient de pression moyen \bar{C} ;

$$\Delta \bar{P}_u = \frac{1}{2} \rho \bar{C} u_n^2 \quad (3.9)$$

Une composante turbulente, liée aux fluctuations de vitesse de vent et caractérisée par un coefficient de pression turbulent C' ;

$$\Delta P'_u = \frac{1}{2} \rho C' u_n^2 \quad (3.10)$$

Si \bar{C} est très sensible à la direction du vent, C' l'est beaucoup moins (Gandemer & Bietry, 1989) cités par (Roy *et al.*, 2002). Il est cependant délicat de déterminer la contribution relative de chacune des composantes du champ de pression. C'est pourquoi Boulard & Baille (1995) ont proposé un coefficient global C_w ;

$$\Delta P_u = \frac{1}{2} \rho C_w u_n^2 \quad (3.11)$$

Par substitution de cette dernière équation dans la relation de vitesse du vent (3.5), puis par intégration sur une demie hauteur d'ouvrant (de 0 à $H/2$ ou bien de $H/2$ à H , en supposant que la surface entrante est égale à la surface sortante) (cf. Figure 3.13) on détermine le flux de ventilation G [$\text{m}^3 \text{s}^{-1}$] :

$$G = \frac{1}{2} \iint_S u_n dS = \frac{S}{2} A_l \sqrt{C_w} u_n \quad (3.12)$$

Pour tenir compte des fuites au niveau des jonctions entre les parois ainsi que de la porosité du matériau qui les constitue, Boulard *et al.*, (1993) ont proposé la relation suivante pour évaluer le flux volumique correspondant :

$$G_f = \frac{S_0}{2} A_l \sqrt{C_w} u_n + d_0 \quad (3.13)$$

Avec S_0 [m²], la surface ouverte équivalente correspondant aux fuites liées au vent et d_0 , le flux volumique dû aux fuites non liées au vent [m³ s⁻¹].

La relation qui donne le flux volumique induit par l'effet du vent à travers un ouvrant continu en toiture s'écrit finalement :

$$G = \left(\frac{S + S_0}{2} \right) A_l \sqrt{C_w} u_n + d_0 \quad (3.14)$$

Pour comparer plusieurs résultats du taux d'aération d'une serre équipée d'ouvrants continus de toiture, Boulard & Baille(1995) ont présenté le taux d'aération G en fonction de l'angle d'ouverture α , sous la forme adimensionnelle suivante :

$$G(\alpha) = G/Au \quad (3.15)$$

Où A est la surface de l'ouvrant et u la vitesse du vent extérieur. La fonction (3.15) suppose que le flux de ventilation varie linéairement avec la vitesse du vent et l'angle d'ouverture de l'ouvrant. Ainsi, plusieurs auteurs ont présenté leurs résultats (*i.e.* taux d'aération) en fonction de l'angle d'ouverture α pour des serres de type Venlo (Bot, 1983; de Jong, 1990; Bailey, 2000), cf. également Roy *et al.* (2002).

Aération induite par l'effet cheminée seul :

Les échanges d'air entre l'intérieur et l'extérieur sont générés par la différence de masse volumique de l'air, elle-même induite par la différence de température.

Connaissant la différence de pression au niveau du sol entre l'intérieur et l'extérieur de la serre, ΔP_0 , ainsi que la distribution verticale de température de l'air, supposée homogène

entre l'intérieur et l'extérieur, l'approximation de Boussinesq donne la distribution de la différence de pression verticale :

$$\Delta P = \Delta P_0 - \rho g (\Delta T / T) y \quad (3.16)$$

Avec :

- T : température l'air, [K] ;
- ΔT : différence de température entre l'intérieur et l'extérieur, [K] ;
- y : hauteur verticale, [m].

L'équation (3.5) devient :

$$u_n(y) = \frac{|\Delta P(y)|}{\Delta P(y)} A_l \left(\frac{2}{\rho} (\Delta P_0 - \rho g (\Delta T / T) y) \right)^{0.5} \quad (3.17)$$

Boulard & Baille (1995) ont proposé plusieurs hypothèses pour déterminer le flux d'aération :

- Approche du **premier ordre** : la vitesse de l'air est constante (u_n) sur toute la zone d'entrée, on suppose que l'air entre par le demi-plan bas de la surface de l'ouverture, alors qu'il sort par le demi-plan haut à la vitesse constante ($-u_n$) (Figure 3.13). Le flux volumique induit par l'effet cheminée est donc :

$$G = \frac{S}{2} A_l \left[2g \frac{\Delta T}{T} \frac{H}{4} \right]^{0.5} \quad (3.18)$$

- Approche du **second ordre** : par intégration directe de l'équation (3.16) selon y sur les surfaces respectives d'entrée et de sortie de l'air (Figure 3.13) :

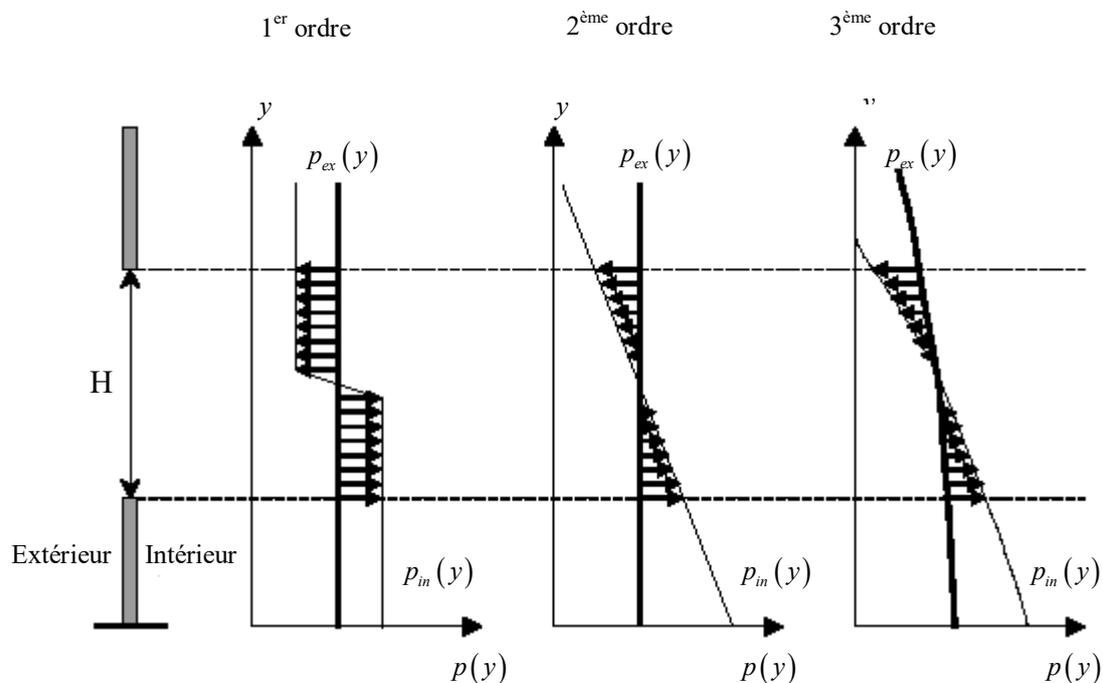
$$G = \frac{L_0 A_l}{3(\Delta T / T) g} \left\{ \left[(2g \Delta T / T) (H/2) \right]^{3/2} \right\} \quad (3.19)$$

Avec H , la hauteur verticale de l'ouvrant et L_0 , sa largeur.

Application :

On considère maintenant une serre avec deux ouvertures, une inférieure et l'autre supérieure de surfaces S_{inf} , et S_{sup} respectivement. Ces ouvertures sont distantes d'une hauteur h' et sont supposées avoir le même coefficient de perte de charge A_l . L'équation de Bernoulli associée à l'approche du second ordre permet de déterminer le flux de ventilation échangé entre les deux ouvertures, connaissant la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur de la serre (Bot, 1983; Boulard *et al.*, 1993; Kittas *et al.*, 1997) :

$$G = \frac{S_{\text{inf}} S_{\text{sup}}}{(S_{\text{inf}}^2 + S_{\text{sup}}^2)^{0.5}} A_l \left(2g \frac{\Delta T}{T} h' \right)^{0.5} \quad (3.20)$$



- Approche du **troisième ordre** (Roy *et al.*, 2002) : dans les situations où l'effet du vent et l'effet de cheminée ont le même ordre de grandeur (*i.e.* convection mixte), la détermination de la différence de température de chaque côté de l'ouverture est nécessaire

pour modéliser le flux d'air traversant l'ouverture. L'hypothèse d'une variation linéaire de température conduit à décrire les deux profils de température selon une relation du type :

$$T_{in}(y) = T_{0,in} + b_{in}y \quad (3.21)$$

Où $T_{0,in}$ est la température intérieure pour $y = 0$ et b_{in} la pente du profil linéaire de la température intérieure.

$$T_{out}(y) = T_{0,out} + b_{out}y \quad (3.22)$$

Où $T_{0,out}$ est la température extérieure pour $y = 0$ et b_{out} la pente du profil linéaire de la température extérieure.

Ainsi par substitution dans l'équation (3.5), le profil de vitesse débitante ou sortante s'écrira alors comme :

$$u_n(y) = \frac{|\Delta P(y)|}{\Delta P(y)} A_l \left\{ \frac{2\Delta P_0}{\rho} + \frac{2g}{T} \left((T_{0,out} - T_{0,in})y + (b_{out} - b_{in})\frac{y^2}{2} \right) \right\}^{0.5} \quad (3.23)$$

La hauteur $y = h_0$ du plan neutre s'obtient alors en résolvant l'équation $u_n(y) = 0$. La répartition de flux volumique sur la hauteur de l'ouverture est déterminée par intégration directe de l'équation (3.23) selon y sur les surfaces respectives d'entrée et de sortie de l'air (Figure 3.13).

Combinaison entre l'effet du vent et l'effet cheminée

Il existe deux méthodes de combinaison des deux effets (effet cheminée + effet vent) d'après (Boulard, 1996) ;

- Soit par addition des forces de pression $\Delta P(y) = \Delta P_c(y) + \Delta P_u(y)$, avant intégration du profil de vitesse selon y ;
- Soit par addition des deux flux $G = G_c + G_w$, après intégration.

Les équations décrivant 5 combinaisons différentes des champs de pressions ou de flux et les hypothèses qui ont présidé à leur établissement sont présentées dans le Tableau 3.4. Notons que ces modèles ne sont valables que pour des serres équipées soit d'ouvrants de toitures, soit d'ouvrants latéraux (Boulard & Baille, 1995). Des travaux expérimentaux ont

permis d'identifier le produit $A_l \sqrt{C_w}$ pour plusieurs types de serre. Pour la serre méditerranéenne de l'INRA d'Avignon, Boulard & Baille (1995) ont obtenu $A_l \sqrt{C_w} \approx 0.22$.

Application :

Pour une serre équipée d'une ouverture de toiture, de surface S_{toi} , et d'une ouverture latérale, de surface S_{lat} , Kittas *et al.*, (1997) proposent l'équation suivante pour déterminer le flux de ventilation :

$$G = A_l \left[2g \frac{\Delta T}{T} \left(\frac{(S_{\text{toi}} S_{\text{lat}})^2}{S_{\text{toi}}^2 + S_{\text{lat}}^2} \right) + \left(\frac{S_{\text{toi}} + S_{\text{lat}}}{2} \right)^2 C_w u^2 \right]^{0.5} \quad (3.24)$$

Généralement, l'aération produite seulement par les gradients de température a lieu pour des vitesses de vent faible. Cependant l'influence de l'effet cheminée sur l'aération statique des serres, peut être négligée pour des vitesses de vent supérieures à 1 m s^{-1} pour une serre équipée d'ouvrants de toiture (Baptista *et al.*, 1999). Papadakis *et al.*, (1996) indiquent que l'effet du vent devient prépondérant devant l'effet cheminée lorsque sa vitesse excède 1.8 m s^{-1} . Bot, (1983), Boulard & Baille (1995) et Wang & Deltour, (1999) indiquent un seuil de 2 m s^{-1} . En réalité, ce seuil reste toujours fonction de la géométrie de la serre, de la position de ses ouvrants et de la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur - moteur de l'effet cheminée-(Baptista *et al.*, 1999).

Pour une serre équipée d'ouvrants latéraux et de toiture, Kittas *et al.*, (1997) considèrent que l'effet cheminée n'est significatif que si le rapport $u/\Delta T^{0.5} < 1$.

3.2.1.c Validité des modèles de bilan de quantité de mouvement

Les modèles basés sur une approche du type Bernoulli ont fait l'objet de nombreux travaux. Ces modèles sont cependant globaux et ne permettent pas d'appréhender la complexité des mécanismes qui entrent en jeu dans le processus d'aération des serres. En particulier, ces modèles ne donnent pas accès à la répartition de la vitesse, de la température ou encore de l'humidité au niveau du végétal. Une grande hétérogénéité de ces paramètres

peut avoir des effets importants sur la croissance des végétaux. En outre, ces modèles mettent en jeu des paramètres qui ne peuvent être calés qu'en multipliant les mesures *in situ*.

Ces éléments mettent en avant la nécessité de mettre en oeuvre une approche plus fine du climat distribué sous abri dans la perspective, à terme, d'optimiser par anticipation la gestion du climat sous serre, mais aussi d'améliorer le design des serres. La modélisation constitue à ce niveau un enjeu clé et fait l'objet des développements qui suivent.

\sum de pressions ou de flux	Ordre	Modèle
\sum de pressions	2	M1 $G = \frac{L_0 A_l}{3(\Delta T/T)g} \left\{ \left[(2g \Delta T/T)(H/2) + C_w u^2 \right]^{3/2} - [C_w u^2]^{3/2} \right\}$
\sum de flux	2	M2 $G = \frac{S}{3} A_l \left[\left(g \frac{\Delta T}{T} H \right) \right]^{0.5} + \frac{S}{2} A_l \sqrt{C_w} u$
\sum de pressions	1	M3 $G = \frac{S}{2} A_l \left[2g \frac{\Delta T}{T} \frac{H}{4} + C_w u^2 \right]^{0.5}$
\sum de flux	1	M4 $G = \frac{S}{2} A_l \left[2g \frac{\Delta T}{T} \frac{H}{4} \right]^{0.5} + \frac{S}{2} A_l \sqrt{C_w} u$
-	-	M5 $G = \frac{S}{2} A_l \sqrt{C_w} u$

Tableau 3.4. Modèles combinant l'effet cheminée et l'effet du vent (sauf M5 qui ne tient compte que du vent) avec ordre de prise en compte de l'effet cheminée, (Boulard & Baille, 1995).

3.2.2 Modèle thermodynamique complet

La caractérisation des écoulements de l'air à partir des bilans de quantité de mouvement et d'énergie entre l'intérieur et l'extérieur de la serre (Kittas *et al.*, 1996; Papadakis *et al.*, 1996; Boulard *et al.*, 1998; Baptista *et al.*, 1999) montre ses limites quant à la description fine des processus (champ de vitesses, de températures et d'humidités, localisation des régions à faible renouvellement d'air ou à fort gradient thermique...).

Une approche mathématique basée sur la résolution des équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie permet d'accéder à une description plus détaillée des écoulements (Haxaire *et al.*, 1998).

La modélisation des écoulements fluides consiste à déterminer en tout point du domaine d'étude et à chaque instant, les variables d'état représentatives du fluide considéré, soit :

- sa pression p , [Pa] ;
- sa masse volumique ρ , [Kg m⁻³] ;
- le vecteur vitesse \vec{v} , défini par ses trois composante : v_x, v_y, v_z , [m² s⁻¹] ;
- sa température T , [K] ;
- sa concentration en différents gaz (dioxyde de carbone CO₂ et vapeur d'eau H₂O notamment).

De la variation de ces grandeurs caractéristiques dans l'espace et le temps, on peut déduire les échanges de masse et de chaleur. Cependant, un nombre suffisant de conditions aux limites et initiales doivent être connues.

Pour calculer les six variables indiquées ci-dessus (p, v_x, v_y, v_z, T, C), il est nécessaire de disposer de six équations. Pour les établir, on utilise les principes de conservation de la mécanique et de la thermodynamique. Ainsi, on obtient les équations de conservation de :

- la masse ;
- la quantité de mouvement (3 équations) ;
- l'énergie ;
- la fraction massique de vapeur d'eau.

auxquelles s'ajoute une équation d'état reliant la masse volumique du fluide à sa température.

Le système d'équations qui décrit l'écoulement fluide dans la couche limite et dans la serre s'avère complexe sous sa forme primaire, et peu exploitable. Cependant, des simplifications sont opérées pour le rendre plus exploitable. Ces simplifications s'appuient elles-mêmes sur des hypothèses.

3.2.2.a Equations gouvernant les écoulements fluides

- Equation instantanée de conservation de masse

L'équation de conservation de la masse est déduite d'un bilan de masse sur un élément de volume, soit :

$$\underbrace{\frac{\partial \rho}{\partial t}}_A + \underbrace{\nabla \cdot (\rho \vec{v})}_B = \underbrace{S_m}_C \quad (3.25)$$

Avec :

- A : variation locale en fonction du temps ;
- B : variation convective due au champ de vitesses, $f(x, y, z)$;
- C : terme correspondant aux sources ou puits de matière, (i.e. vaporisation de gouttelettes d'un liquide par exemple) ;
- $\nabla \cdot$: opérateur divergence.

Si on suppose que le milieu est dépourvu de source ou de puits de matière, cette dernière équation s'écrit :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (3.26)$$

- Equation d'état

Pour la gamme de température qui concerne cette étude (entre -10 et 40°C), le comportement thermodynamique des gaz que l'on considère (air, vapeur d'eau et gaz carbonique) peut être assimilé à celui d'un gaz parfait :

$$P = \rho RT \quad (3.27)$$

Où R est la constante du gaz considéré (l'air). Elle peut être exprimée à l'aide de la constante universelle des gaz parfaits $\bar{R} = 8.314 \text{ J mol}^{-1} \text{ K}^{-1}$ et de la masse molaire de l'air $M = 28.964 \cdot 10^{-3} \text{ Kg mol}^{-1}$.

$$R = \bar{R}/M \quad (3.28)$$

La constante R a donc pour valeur $287.06 \text{ J Kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$.

- Equation instantanée de conservation de la quantité de mouvement

A partir de la relation fondamentale de la dynamique – loi d'Euler – qui traduit l'équilibre entre la résultante des forces (volumiques et surfaciques) et la variation de la quantité de mouvement volumique, on peut écrire:

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v})}_A = - \underbrace{\nabla p}_B + \underbrace{\nabla \cdot (\bar{\tau})}_C + \underbrace{\rho \vec{g}}_D + \underbrace{\vec{F}}_E \quad (3.29)$$

Avec :

- A : forces d'inerties volumiques : variation de quantité de mouvement ;
- B : forces de pression hydrostatique ;
- C : forces de surfaces ou forces visqueuses ;
- D : force de gravité volumique ;
- E : forces de volume autres que la force de gravité,
- p : pression hydrostatique,
- $\bar{\tau}$: tenseur des contraintes visqueuses.

L'équation (3.29) est une équation vectorielle équivalente à trois équations scalaires. Pour un fluide en mouvement, les forces extérieures sont de deux formes :

- Forces de volume : forces dues à des champs de forces externes (gravité par exemple) ;
- Forces de surface : forces de pression normales, forces de frottement.

Le tenseur des contraintes visqueuses est donné par :

$$\bar{\tau} = \mu \left[(\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{v} I \right] \quad (3.30)$$

Avec :

- μ : la viscosité dynamique moléculaire,
- I : matrice identité.

Les équations de conservation de quantité de mouvement prennent alors la forme des équations de Navier-Stokes. Dans le cas où la viscosité dynamique moléculaire μ demeure constante dans tout le domaine d'écoulement, on obtient finalement :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \mu \nabla^2 \vec{v} + \frac{1}{3} \mu \nabla (\nabla \cdot \vec{v}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (3.31)$$

- Equation instantanée de conservation de l'énergie

Cette dernière est obtenue par un bilan enthalpique – par application de la 1^{ère} loi de la thermodynamique – sur un élément de volume. La variation d'énergie totale est la somme de la variation due à la conduction, de la production interne de chaleur, de la variation d'énergie due à l'effet de compressibilité, et de l'énergie de dissipation visqueuse, soit :

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial t}(\rho E)}_A + \underbrace{\nabla \cdot (\vec{v}(\rho E + p))}_B = \underbrace{\nabla \cdot (k_{\text{eff}} \nabla T)}_C - \underbrace{\nabla \cdot \left(\sum_{m=1} h_m \vec{J}_m \right)}_D + \underbrace{\nabla \cdot (\bar{\tau}_{\text{eff}} \cdot \vec{v})}_E + \underbrace{S_h}_F \quad (3.32)$$

Avec :

- A : variation de l'énergie interne de l'élément de volume ;
- B : variation convective due au champ de vitesse, $f(x, y, z)$;

- C : transfert d'énergie dû à la conduction ;
- D : transfert d'énergie dû à la diffusion d'espèces dans le fluide (diffusion de la vapeur d'eau dans l'air) ;
- E : transfert d'énergie dû à la dissipation visqueuse (processus irréversible) avec h_m , l'enthalpie massique de l'espèce m dans le mélange en $[J Kg^{-1}]$ et \bar{J}_m , le flux de diffusion de l'espèce m dans le mélange en $[Kg m^2 s^{-1}]$;
- F : source de chaleur volumique interne (dissipation électrique, réaction chimique, compression mécanique...);
- k_{eff} : conductivité thermique effective ; $k_{eff} = k + k_t$, avec k et k_t les conductivités thermiques moléculaire et turbulente respectivement.

Dans l'équation (3.32), E représente l'enthalpie massique du fluide, elle est donnée par :

$$E = h - \frac{p}{\rho} \quad (3.33)$$

Pour un gaz parfait en écoulement incompressible, l'enthalpie massique est donnée par :

$$h = C_p T + h_0 \quad (3.34)$$

Avec :

- T : température de référence, [K]
- C_p : capacité calorifique, $[J kg^{-1} K^{-1}]$;
- h_0 : l'enthalpie de formation à la température de référence T_0 , $[J kg^{-1}]$.

L'enthalpie massique s'écrit alors sous la forme :

$$E = h_0 + C_p T - \frac{p}{\rho} \quad (3.35)$$

On peut donc réécrire l'équation (3.32) sous la forme suivante :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho C_p T) + \nabla \cdot (\rho C_p T \vec{v}) = \nabla \cdot (k_{\text{eff}} \nabla T) + \beta T \frac{Dp}{Dt} + \mu \Phi + S_h \quad (3.36)$$

Le double produit scalaire $\nabla \cdot (\bar{\tau}_{\text{eff}} \cdot \vec{v})$, est la fonction de dissipation visqueuse $\mu \Phi$. Cette expression, regroupant les termes contenant la viscosité μ , est toujours positive ou nulle. Ainsi les forces visqueuses entraînent toujours un accroissement de l'énergie interne du fluide et donc de sa température. Ainsi, si $\Phi \geq 0$ on parle de génération de chaleur par dissipation visqueuse.

Le terme $\beta T \frac{Dp}{Dt}$, désigne la variation d'énergie due à l'effet de compressibilité, elle donne une puissance d'échauffement par compression du fluide. β représente le coefficient de dilatation ou d'expansion thermique $[\text{K}^{-1}]$.

- Equation instantanée de transfert de masse

Jusqu'à présent, nous n'avons examiné que le cas d'un fluide homogène (l'air). Or, les fluides peuvent être des mélanges de plusieurs espèces, ce qui présente un intérêt notamment lorsque l'on s'intéresse à la diffusion d'un gaz traceur inerte virtuel pour déterminer le taux d'aération ; l'autre intérêt peut concerner l'estimation de l'humidité de l'air.

La fraction massique y_m de chaque constituant m dans le fluide peut être déterminée par la résolution de l'équation de transport diffusif-convectif établie dans le cadre de la thermodynamique des processus irréversibles (TPI) du $m^{\text{ième}}$ constituant :

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial t}(\rho y_m)}_A + \underbrace{\nabla \cdot (\rho y_m \vec{v})}_B = - \underbrace{\nabla \cdot \vec{J}_m}_C + \underbrace{R_m}_D + \underbrace{S_m}_E \quad (3.37)$$

Avec :

- A : variation temporelle ;
- B : variation convective due au champ de vitesse, $f(x, u, z)$;
- C : effet des gradients de concentration sur la diffusion de l'espèce m dans le mélange ;
- D : taux de production de l'espèce m par réaction chimique ;

- E : taux de production ou de destruction de l'espèce m (source ou puits de vapeur d'eau).
- y_m : fraction massique de l'espèce m , $[\text{Kg Kg}^{-1}]$;
- ρ : masse volumique du mélange

La fraction massique est donnée par :

$$y_m = \frac{m_m}{\sum_{m=1}^{m=n} m_m} \quad (3.38)$$

où m_m est la masse de l'espèce m , en $[\text{Kg}]$.

Ainsi, pour n constituants, on résout $n-1$ équations de la forme de l'équation (3.37).

Dans le cas d'une serre, nous aurons un mélange binaire air/vapeur d'eau. Nous allons donc poser l'équation relative à la vapeur d'eau dans le but d'estimer l'humidité de l'air :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho y_w) + \nabla \cdot (\rho y_w \vec{v}) = -\nabla \cdot \vec{J}_w + S_w \quad (3.39)$$

Dans l'équation (3.39), les particules ne suivent plus les lignes de courant (*i.e.* effet mélange). Un terme traduisant le flux de diffusion \vec{J}_w de la vapeur d'eau est ajouté à l'équation de conservation ainsi qu'un terme source ou puits de vapeur d'eau.

Dans cette même équation, y_w représente la fraction massique de la vapeur d'eau dans le mélange en $[\text{Kg Kg}^{-1}]$ et est liée à la fraction massique de l'air y_a par :

$$y_w = 1 - y_a \quad (3.40)$$

On peut en première approximation, si le mélange est très dilué ($y_w \ll 1$), exprimer le flux de diffusion de la vapeur d'eau dans le mélange en fonction du coefficient de diffusion de la masse de ce dernier en utilisant la loi de Fick :

$$J_w = -\rho D_{w,a} \nabla y_w \quad (3.41)$$

Le coefficient de diffusion massique de la vapeur d'eau dans l'air, a pour valeur :

$$D_{w,a} = 0.241 \cdot 10^{-4} \text{ cm}^2 \text{ s}^{-1} = 2.41 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1} \quad (3.42)$$

L'équation (3.41) est valable pour un écoulement laminaire lorsque la composition du mélange demeure inchangée ou lorsque $D_{w,a}$ ne dépend plus de la composition du mélange.

Pour un écoulement turbulent, on introduira la contribution turbulente à la diffusion, et le flux de diffusion s'écrira :

$$J_w = -\rho(D_{w,a} + D_t)\nabla y_w \quad (3.43)$$

Avec : D_t , le coefficient effectif de diffusion massique due à la turbulence en $[\text{m}^2\text{s}^{-1}]$ qui est donné par :

$$D_t = \frac{V_t}{Sc_t} \quad (3.44)$$

Si on définit un seul coefficient effectif qui intègre les deux contributions laminaire et turbulente, l'équation (3.43) devient :

$$J_w = -\rho D_{\text{eff}} \nabla y_w \quad (3.45)$$

L'équation de conservation (3.39) peut être couplée à l'équation de l'énergie, le flux thermique occasionnant une diffusion de vapeur d'eau supplémentaire (effet Soret). Le flux de diffusion de la vapeur d'eau est donné dans ce cas par :

$$J_w = -\rho D_{\text{eff}} \nabla y_w - a_{\text{eff}} \frac{\nabla T}{T} \quad (3.46)$$

Avec : $a_{\text{eff}} = k_{\text{eff}} / \rho C_p$, le coefficient de diffusion thermique de la vapeur d'eau, $[\text{m}^2\text{s}^{-1}]$. Pour une température $T = 298 \text{ K}$ et une pression $p = 1 \text{ atm}$, ce coefficient vaut : $a_{\text{eff}} = 2.34 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$ et est du même ordre de grandeur que $D_{w,a}$. Dans ce cas, l'équation relative au transfert de la vapeur d'eau s'écrit :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho y_w) + \nabla \cdot (\rho y_w \vec{v}) = \nabla \cdot \left(\rho D_{\text{eff}} \nabla y_w + a_{\text{eff}} \frac{\nabla T}{T} \right) + S_w \quad (3.47)$$

Récapitulatif des équations de conservation de base :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \\ \frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \mu \nabla^2 \vec{v} + \frac{1}{3} \mu \nabla (\nabla \cdot \vec{v}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \\ \frac{\partial}{\partial t} (\rho C_p T) + \nabla \cdot (\rho C_p T \vec{v}) = \nabla \cdot (k_{\text{eff}} \nabla T) + \beta T \frac{Dp}{Dt} + \mu \Phi + S_h \\ \frac{\partial}{\partial t} (\rho y_w) + \nabla \cdot (\rho y_w \vec{v}) = \nabla \cdot \left(\rho D_{\text{eff}} \nabla y_w + a_{\text{eff}} \frac{\nabla T}{T} \right) + S_w \end{array} \right. \quad (3.48)$$

N.B. L'effet de la diffusion de la vapeur d'eau dans l'air sur le transport de l'énergie – *i.e.* le terme $h_w J_w$ de l'équation (3.32) – peut être considéré comme négligeable pour des nombres de Lewis ($Le_w = k_w / \rho C_p D_{w,a}$) proches de l'unité.

Ainsi, pour une pression $p = 1 \text{ atm} \approx 1 \text{ bar}$ et une température $T = 293 \text{ K}$, on a :

$$Le_w = \frac{0.0268}{1.151 \times 1006.441 \times 2.41 \cdot 10^{-5}}$$

$$Le_w = 0.96 \approx 1.$$

Mais cet effet est inclus par défaut dans le code de calcul Fluent 6.1. Pour des nombres de Lewis $\gg 1$, il est très recommandé de ne pas négliger le terme $h_w J_w$, au risque de générer des erreurs de calcul importantes.

3.2.2.b Simplification du système d'équations**- Hypothèses simplificatrices**

Pour simplifier la résolution du système d'équations complexe (3.48) régissant l'écoulement fluide, un certain nombre d'hypothèses « simplificatrices » sont introduites :

- L'air est considéré comme un fluide visqueux et newtonien ;
- Les forces volumiques se réduisent à l'accélération de la pesanteur et aux forces d'inertie ;

- Les vitesses considérées étant faibles ($v < 10 \text{ ms}^{-1}$), on assimile l'air à un fluide incompressible, ainsi sa masse volumique ρ varie faiblement avec la pression et / ou la température. On néglige également les termes de dissipation visqueuse de la chaleur devant les échanges de chaleur diffus dans l'équation de l'énergie ;
- Une analyse d'ordre de grandeur permet de comparer l'importance relative de chaque terme dans les équations de conservation. La puissance d'échauffement par compression du fluide ($\beta T \frac{Dp}{Dt}$) est négligeable devant les autres effets en raison des faibles vitesses mises en jeu. On néglige également l'effet de la diffusion de la vapeur d'eau ($h_w J_w$) sur le transport de l'enthalpie ;
- Retenons que l'effet prépondérant est la loi de Fick, de sorte que l'on peut négliger dans l'équation du transport diffusif – convectif de la vapeur d'eau le terme $a_{\text{eff}} \frac{\nabla T}{T}$;
- Les propriétés thermophysiques de l'air sont indépendantes de la température ;
- Le fluide est considéré comme un milieu complètement transparent qui n'intervient pas dans les échanges radiatifs.

En admettant ces hypothèses, on réduit le système général d'équations (3.48) exposé ci-avant, au système suivant que nous retiendrons pour la suite de l'étude.

$$\left\{ \begin{array}{l} \nabla \cdot \vec{v} = 0 \\ \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \vec{v} \nabla \cdot \vec{v} = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \nabla^2 \vec{v} + \vec{f} \\ \frac{\partial T}{\partial t} + \vec{v} \nabla \cdot T = a_{\text{eff}} \nabla^2 T + \frac{S_h}{\rho C_p} \\ \frac{\partial y_w}{\partial t} + \vec{v} \nabla \cdot y_w = D_{\text{eff}} \nabla^2 y_w + \frac{S_w}{\rho} \end{array} \right. \quad (3.49)$$

Le terme \vec{f} représente la force par unité de masse, s'exerçant sur la particule. Notons que les deux dernières équations (l'équation de l'énergie et celle de la vapeur d'eau) ont une forme identique. Le système d'équations (3.49) indique que nous avons à déterminer six variables (u, v, w, p, T, y_w) à l'aide des six équations ; le système est donc fermé.

- Approximation de Boussinesq

Dans un certain nombre de situations, l'hypothèse d'un fluide incompressible n'est pas justifiée et il faut prendre en compte les très faibles variations de densité produites par un gradient de température ou de pression. En revanche, les écoulements de convection naturelle dans les serres sont la résultante des variations de masse volumique dues aux gradients de température au sein même du fluide. Il existe par conséquent un couplage entre l'équation de quantité de mouvement et l'équation d'énergie du système d'équations (3.49). On suppose que les vitesses sont suffisamment faibles pour que les variations de la masse volumique produites par les variations de pression d'origine dynamique soient négligeables. Ceci est valable pour la quasi-totalité des fluides liquides (i.e. l'eau) et pour les gaz vérifiant la relation :

$$M \ll 1 \quad (3.50)$$

M étant le nombre de mach : $M = u_a/c$, où u_a et c sont respectivement la vitesse de l'air et la célérité du son dans l'air. Ainsi, tant que la vitesse de l'air n'atteint pas 100 m s^{-1} , la masse volumique peut être considérée comme indépendante de la pression (Schlichting, 1979).

Une approximation a été proposée par Oberbeck (1879) et Boussinesq (1903). Elle consiste à négliger les variations de la masse volumique dans les équations de conservation, sauf dans le terme qui correspond à la force de gravité \vec{F} dans l'équation de conservation de la quantité de mouvement.

On utilise l'équation d'état de la masse volumique

$$\rho = \rho_0 [1 - \beta(T - T_0)] \quad (3.51)$$

Avec :

- ρ_0 est la masse volumique de référence, loin des parois chaudes, $[\text{kg m}^{-3}]$;
- ρ est la masse volumique d'une particule fluide située au voisinage d'une paroi d'échange, $[\text{kg m}^{-3}]$.

Le terme β de l'équation (3.51) est le coefficient d'expansion thermique de l'air à pression constante, donné par :

$$\beta = -\frac{1}{\rho_0} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (3.52)$$

Compte tenu de cette approximation – approximation de Boussinesq – on peut exprimer la force volumique \vec{F} , moteur de la convection naturelle par :

$$\vec{F} = (\rho_0 - \rho) \vec{g} = \beta \rho_0 (T - T_0) \vec{g} \quad (3.53)$$

ou encore, la force massique \vec{f} :

$$\vec{f} = \beta (T - T_0) \vec{g} \quad (3.54)$$

Par analyse dimensionnelle, on trouve $\beta [K^{-1}]$. Pour un gaz parfait, *i.e.* l'air ; $\beta \approx 3 \cdot 10^{-3} K^{-1}$.

Le terme de la force d'Archimède $(\rho_0 - \rho) \vec{g}$ est du même ordre de grandeur que les termes d'inertie, d'accélération ou de contrainte visqueuse dans l'équation de Navier-Stokes (3.49), il n'est donc pas négligeable.

3.2.2.c Modélisation de la turbulence

Même s'il s'avère que les équations présentées précédemment restent représentatives des mouvements instantanés en écoulements turbulents (Lesieur, 1997; Tennekes & Lumley, 1997), les moyens de calcul actuels ainsi que les modes de présentation des résultats ne permettent pas encore une simulation directe de la turbulence¹. Le mode de résolution discret utilisé pose aussi un problème majeur : il est en effet impossible de simuler des tourbillons dont la taille est inférieure à quelques mailles. Pour ces raisons, on utilise une approche statistique de la turbulence qui est du reste, couramment employée dans les codes de calcul de mécanique des fluides numérique.

- **Approche statistique : le tenseur de Reynolds**

L'analyse et la modélisation des phénomènes turbulents reposent principalement sur la décomposition de l'écoulement en un champ moyen et un champ fluctuant autour de ce champ moyen. On décrit un écoulement moyen par des lois de conservation obtenues à l'aide de la décomposition dite de Reynolds : toute grandeur physique est une fonction aléatoire de l'espace et du temps dont on décompose les valeurs instantanées en une composante moyenne et une composante fluctuante :

Ainsi le vecteur vitesse \vec{V} sera décrit de la façon suivante :

$$\vec{V}(t) = \overline{\vec{V}} + \vec{v}'(t) \quad (3.55)$$

Avec :

- $\overline{\vec{V}}$: le champ moyen dans le temps $\overline{\vec{V}} = \lim_{T \rightarrow \infty} \int_{t-T}^{t+T} \vec{V}(s) ds$,
- $\vec{v}'(t)$: le champ fluctuant à moyenne nulle, soit : $\overline{\vec{v}'(t)} = 0$.

Pour la pression et les autres variables scalaires :

$$\phi = \overline{\phi} + \phi'$$

Pour la suite, et notamment dans cette section, on utilisera la notation tensorielle dans un repère cartésien direct normé $(O, \vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$ dans lequel $\vec{V} = u \cdot \vec{i} + v \cdot \vec{j} + w \cdot \vec{k}$. Cette notation plus compacte que la notation vectorielle, présente cependant l'inconvénient d'être moins immédiate et donc moins claire. Avec cette notation l'équation devient :

$$\vec{V}(t) = \overline{\vec{V}}(t) = \overline{v}_i(t) + \overline{v}'_i(t) \quad (3.56)$$

On utilise les propriétés usuelles de la moyenne (équations H.1 et H.2 de Annexe H), on obtient en définitive les équations de Reynolds dans lesquelles apparaît un tenseur des fluctuations des vitesses de second ordre, $R_{ij} = \overline{v'_i \cdot v'_j}$, appelé tenseur de Reynolds :

¹ En effet, comment présenter un résultat tridimensionnel instantané sur un support bidimensionnel (papier ou écran) figé ?

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_i} = 0 \\ \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial t} + \bar{v}_j \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} - \overline{v'_i \cdot v'_j} \right) + \bar{f}_i \\ \frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \bar{v}_j \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(a \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} - \overline{v'_j \cdot T'} \right) + \frac{S_h}{\rho C_p} \\ \frac{\partial \bar{y}_w}{\partial t} + \bar{v}_j \frac{\partial \bar{y}_w}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(D_{w,a} \frac{\partial \bar{y}_w}{\partial x_j} - \overline{v'_j \cdot y'_w} \right) + \frac{S_w}{\rho} \end{array} \right. \quad (3.57)$$

La décomposition de Reynolds introduit trois inconnues supplémentaires, d'où le recours à des modèles de turbulence pour déterminer les contraintes de Reynolds $(\overline{v'_i \cdot v'_j}, \overline{v'_j \cdot T'}, \overline{v'_j \cdot y'_w})$, et fermer le système d'équations. Nous décrivons ci-après le modèle de fermeture $k - \varepsilon$ standard choisi dans cette étude. Les étapes de développement sont traitées en Annexe H.

- Modèle de fermeture à deux équations de transport : le modèle $k - \varepsilon$

Dans le but de s'affranchir de la nécessité de spécifier une longueur caractéristique de la turbulence l , on va procéder de façon identique au modèle $k-l$, en introduisant une seconde équation de transport. Les nombreuses tentatives ont vite avorté car il est impossible d'établir de façon exacte, comme cela a été fait pour k , une équation d'évolution de l'échelle de longueur à partir des équations de Navier-Stokes (Ha-Minh, 1991). C'est une approche qui ne consiste pas à rechercher l'évolution de la longueur caractéristique l , mais celle du produit $k^m \cdot l^n$. En particulier pour $m = 3/2$ et $n = -1$, le produit $k^{3/2} \cdot l^{-1}$ n'est autre que le taux de dissipation visqueuse ε qui apparaît explicitement dans l'équation exacte de transport de l'énergie cinétique turbulente (H.18, de l'Annexe H) :

Différents modèles de ce type ont été ainsi mis au point, testés, et généralement implémentés dans les codes commerciaux de résolution des équations de la mécanique des fluides. Parmi tous ceux-ci, le modèle $k - \varepsilon$ est de loin le plus répandu depuis le milieu des années 70 et initialement établi en 1974 par Launder et Spalding. Le modèle $k - \varepsilon$ reprend l'équation (H.12, de l'Annexe H) pour exprimer l'échelle de longueur l , soit : $l = C_d \frac{k^{3/2}}{\varepsilon}$. La

viscosité turbulente exprimée par la relation de Prantl-Kolmogorov (H.8, de l'Annexe H), devient alors :

$$v_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.58)$$

La deuxième équation de fermeture qui en découle est l'équation de transport du taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente ε . Elle est obtenue à partir de l'équation de conservation de la vitesse fluctuante¹. On obtient ainsi, en négligeant les termes complémentaires de dissipation par action du mouvement moyen, et en émettant une hypothèse similaire à celle qui permet de formuler l'équation H.17 (de l'Annexe H) :

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \bar{v}_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(v + \frac{v_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right]}_A + \underbrace{C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k / \rho + C_{3\varepsilon} G_b / \rho)}_B - \underbrace{C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k}}_C \quad (3.59)$$

Avec :

- *A* : Transport par diffusion turbulente et visqueuse ; le transport par pression fluctuante est également englobé dans ce terme. Le nombre de Prandtl-Schmidt turbulent associé à ε est noté σ_ε ;
- *B* : Le premier terme traduit la production de la dissipation visqueuse par l'action du mouvement moyen, quant au deuxième terme, il exprime la production ou la destruction de la dissipation due aux forces volumiques, qui est liée dans le cas de la convection naturelle aux forces de flottabilité. Dans des situations de turbulence homogène, Lumley (1972) cité par Ha-Minh (1991) a montré que les interactions avec le mouvement moyen sont négligeables devant les autres contributions. En effet, les termes d'interaction entre les composantes fluctuantes G_k et G_b représentent la production de la dissipation par étirement des vortex et sont prépondérants pour des nombres de Reynolds élevés ;
- *C* : Terme de dissipation de ε par action de la viscosité.

¹ On applique $2 \cdot v \cdot \frac{\partial u'_j}{\partial x_j} \cdot \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\text{équation de conservation de } v'_j \right) \right]$

La modélisation des termes de production B et de dissipation C s'obtient à l'aide du concept d'équilibre spectral, qui stipule que les temps caractéristiques de la production et de la dissipation de ε sont proportionnels à ceux de k . En faisant une analyse dimensionnelle :

$$[T] \equiv \frac{[k]}{[G_k + G_b]} \quad \text{temps nécessaire à la production de l'énergie}$$

$$[T] \equiv \frac{[k]}{[\varepsilon]} \quad \text{temps nécessaire pour détruire l'énergie}$$

Soit, en notant P_ε et D_ε les termes de production et de dissipation de ε , il vient :

$$\frac{k}{G_k + G_b} = C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{P_\varepsilon} \Rightarrow P_\varepsilon = C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k / \rho + C_{3\varepsilon} G_b / \rho) \quad (3.60)$$

$$\frac{k}{\varepsilon} = C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon}{D_\varepsilon} \Rightarrow D_\varepsilon = C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3.61)$$

Finalement, la longueur de mélange disparaît de la formulation de la viscosité turbulente, qui devient :

$$\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.62)$$

Rappelons que l'équation exacte de transport de l'énergie cinétique turbulente s'écrit (H.18, de l'Annexe H) :

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \bar{v}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k / \rho + G_b / \rho - \varepsilon \quad (3.63)$$

Ce système composé des équations (3.63), (3.59) et (3.62), forme le modèle $k - \varepsilon$ dont les constantes ont été évaluées par Launder & Spalding (1974) et Hanjalic & Launder (1976) à partir de résultats d'expériences de décroissance d'une turbulence homogène à l'aval d'une grille. Ils recommandent le jeu de valeurs présentées dans le Tableau 3.5, qui correspond au modèle $k - \varepsilon$ dit *standard*.

C_μ	$C_{1\varepsilon}$	$C_{2\varepsilon}$	σ_k	σ_ε
0.09	1.44	1.92	1.0	1.3

Tableau 3.5. Constantes du modèle $k - \varepsilon$

Finalement, nous avons à déterminer 9 variables $(\bar{u}, \bar{v}, \bar{w}, \bar{p}, \bar{T}, \nu_t, k, \varepsilon, y_w)$ à l'aide de 9 équations, le système d'équations (3.64) est donc fermé :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_i} = 0 \\ \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial t} + \bar{v}_j \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\bar{p} + \frac{2}{3} k \delta_{ij} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \nu_t) \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} \right] + \bar{f}_i \\ \frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \bar{v}_j \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(a + \frac{\nu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} \right] + \frac{S_h}{\rho C_p} \\ \nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \\ \frac{\partial k}{\partial t} + \bar{v}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k / \rho + G_b / \rho - \varepsilon \\ \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \bar{v}_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k / \rho + C_{3\varepsilon} G_b / \rho) - C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k} \\ \frac{\partial \bar{y}_w}{\partial t} + \bar{v}_j \frac{\partial \bar{y}_w}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(D_{w,a} + \frac{\nu_t}{Sc_t} \right) \frac{\partial \bar{y}_w}{\partial x_j} \right] + \frac{S_w}{\rho} \end{array} \right. \quad (3.64)$$

Le modèle $k - \varepsilon$ *standard* est actuellement l'un des plus utilisés, notamment dans les codes de calcul industriels. Il présente l'intérêt d'être simple à mettre en œuvre pour les écoulements cisailés simples et il est connu pour sa robustesse. Il présente en même temps de nombreuses faiblesses. L'une de ses faiblesses est qu'il présuppose l'équilibre spectral. En d'autres termes, une fois que l'énergie turbulente est créée au niveau des gros tourbillons, elle se répartit uniformément dans tout le spectre. Or ce n'est généralement pas le cas du fait que le transfert d'énergie des gros tourbillons (*i.e.* où la turbulence est produite) vers les petits tourbillons (*i.e.* où survient la dissipation) n'est pas automatique. Un intervalle de temps important peut se produire entre la production et la dissipation de la turbulence. Ce processus peut en outre être affecté par l'interaction avec les ouvertures et les parois (Mistriotis *et al.*, 1997b).

Ce problème a été partiellement résolu par l'introduction des modèles $k - \varepsilon$ à deux échelles. Nous retiendrons ici le modèle $k - \varepsilon$ «étendu», développé par Chen & Kim (1987) qui améliore la réponse dynamique de l'équation de transport de k en introduisant une

seconde échelle de temps $[t']$ de production de l'énergie cinétique moyenne du mouvement turbulent :

$$[t'] \equiv [k] / [P_k] \quad (3.65)$$

Où P_k est le taux de production de k .

Enfin, un terme supplémentaire est rajouté dans l'équation du taux de dissipation (3.66), qui permet au transfert d'énergie de répondre plus efficacement aux distorsions de l'écoulement moyen et d'améliorer ainsi le caractère trop diffusif du modèle $k-\varepsilon$ *standard* (Chen & Kim, 1987). Un nouveau jeu de constantes est utilisé (Tableau 3.6), afin de coller au mieux à la physique des écoulements turbulents cisailés notamment.

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \bar{v}_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = (3.59) + \frac{C_{\varepsilon 4}}{k} (G_k / \rho + C_{3\varepsilon} G_b / \rho)^2 \quad (3.66)$$

$C'_\mu = C_\mu \cdot C_d$	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	$C_{\varepsilon 4}$	σ_k	σ_ε
0.09	1.15	1.9	0.25	0.75	1.15

Tableau 3.6. Constantes du modèle $k-\varepsilon$ étendu (Chen & Kim, 1987)

Ce modèle est particulièrement performant pour décrire les décollements et réattachements d'écoulements. Or c'est précisément ce qui se produit lorsque le vent interagit avec les parois et les ouvertures d'une serre (Mistriotis *et al.*, 1997b).

Le modèle du groupe de normalisation (RNG) considère également deux échelles de temps. Dans cette approche, les grandes échelles sont décrites par la méthode du groupe de normalisation, les effets des petites échelles étant représentés par des coefficients de transport modifiés. Ce modèle donne également de meilleurs résultats que le modèle $k-\varepsilon$ *standard* lorsque qu'il s'agit de décollement ou recollement d'écoulement (Mistriotis *et al.*, 1997a). Ceci vient du fait que le modèle standard dissipe trop rapidement l'énergie cinétique turbulente.

- Effet des forces de flottabilité sur la turbulence

Les écoulements de convection naturelle dans la serre résultent des variations de masse volumique dues aux gradients de température au sein même du fluide (cf. §3.2.2.b). La prise en compte des effets de la flottabilité sur la turbulence est traduite par

le terme G_b dans les équations de transport de k et ε , (cf. (3.64) et (3.66)). L'expression de ce terme est variable, suivant les hypothèses faites pour modéliser les variations de la densité. Ainsi, à partir des relations de Boussinesq (H.3, de l'Annexe H) et par substitution dans l'équation (H.13, de l'Annexe H), la production de k est donnée par :

$$G_b / \rho = g_b = \beta g_i \frac{v_t}{Pr_t} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} \quad (3.67)$$

Où g_i est la composante du vecteur de la force de gravité suivant la $i^{\text{ème}}$ direction. β est le coefficient d'expansion thermique donné par l'équation (3.52). Pour un gaz parfait, le terme g_b s'écrit sous la forme :

$$g_b = -g_i \frac{v_t}{Pr_t} \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \quad (3.68)$$

Avec :

- Pr_t : le nombre de Prandtl turbulent, qui apparaît sensiblement constant au sein d'un écoulement et varie peu d'un écoulement à l'autre. Sa valeur est de l'ordre de l'unité ;
- On note, à partir de l'équation de k , que l'énergie cinétique a tendance à augmenter lorsque $G_b / \rho = g_b > 0$, *i.e.* lorsque la stratification thermique de la couche limite est instable. Pour une stratification stable, la gravité a tendance à détruire l'énergie $G_b / \rho = g_b < 0$.
- L'effet des forces de flottabilité sur la production ou la destruction de la dissipation visqueuse est pris en compte par l'intermédiaire du coefficient $C_{3\varepsilon}$. Ce coefficient peut être calculé selon la relation (Henkes *et al.*, 1991) :

$$C_{3\varepsilon} = \tanh \left| \frac{v_y}{v_x} \right| \quad (3.69)$$

Avec :

v_y , la composante de la vitesse d'écoulement parallèle à la gravité. v_x est la composante de la vitesse perpendiculaire à la gravité. Ainsi, la valeur de $C_{3\varepsilon}$ est liée au degré de stratification de l'écoulement, elle vaut 1 dans le cas où la direction de l'écoulement

moyen est orientée selon la verticale – écoulement purement ascendant ou descendant – et elle est nulle dans le cas contraire.

Dans le cas de l'aération naturelle des serres, la convection forcée est principalement liée au vent extérieur. La formalisation des expressions mathématiques des profils de vitesse et de température dans la couche limite atmosphérique est entreprise dans ce qui suit. Cette couche est fortement turbulente du fait que son nombre de Reynolds caractéristique est largement supérieur à la valeur critique de transition d'un écoulement laminaire vers un écoulement turbulent ($Re_{crit} \approx 5 \times 10^5$) (Guyot, 1999). De même les effets thermiques, caractérisés par le nombre de Rayleigh, sont tels que le nombre de Rayleigh de la couche limite atmosphérique, est bien supérieur à sa valeur critique ($Ra_{crit} \approx 10^9$).

3.2.2.d Modélisation des échanges turbulents dans la couche limite atmosphérique

Le sol terrestre a une grande influence sur les mouvements de la basse atmosphère et sur la nature même de la turbulence. L'air étant un fluide visqueux, sa vitesse s'annule au contact du sol. Près de cette zone, les gradients (de vitesse, de température...) sont intenses et l'air est soumis à de fortes agitations. Cette partie de l'atmosphère s'appelle la couche limite atmosphérique : elle est définie d'un point de vue dynamique comme étant la zone où le comportement de l'air est directement influencé par le sol. D'un point de vue thermique, c'est la zone de l'atmosphère située au voisinage de la surface terrestre dans laquelle le gradient thermique et la variation diurne du rayonnement solaire sont directement perceptibles.

- Interactions de l'écoulement avec la surface du sol : Hypothèse et équations

Dans les conditions naturelles, au voisinage de la surface du sol, se développe une couche limite turbulente. Près du sol, plus précisément dans la sous-couche rugueuse, ont lieu les échanges par convection de quantité de mouvement et de chaleur entre le sol et l'atmosphère. La résolution de l'écoulement à cette échelle est donc nécessaire afin de modéliser les flux turbulents près du sol et déterminer ainsi les lois de parois (profils verticaux de vitesse et de température) correspondants.

Le modèle dynamique choisi et décrit par les équations de Reynolds simplifiées dans le cadre des hypothèses de Boussinesq se base sur le concept de viscosité turbulente. Il est bien adapté à la modélisation de la couche limite atmosphérique développée dont le nombre de Reynolds est élevé. L'établissement de ces lois de parois s'appuie sur la prise en compte de quelques hypothèses :

- La couche de surface en amont de la serre, est une surface horizontale homogène, suffisamment étendue ;
- La couche limite est bien développée suivant l'axe des x ;
- L'écoulement de l'air est bidimensionnel, *i.e.* il n'a que deux composantes : verticale et horizontale ;
- La variation verticale du frottement total et du flux de chaleur restent inférieure à 20% au voisinage immédiat de la paroi ;
- L'influence du gradient moyen de pression et la force de Coriolis sont négligeables.

Dans ces conditions, et à partir des équations de conservation de quantité de mouvement et d'énergie moyennées dans le temps, en utilisant la décomposition de Reynolds citée au (§ 3.2.2.3), le système se réduit à :

$$\mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} - \rho \overline{u'w'} = \tau_0 \quad (3.70)$$

$$-k \frac{\partial \bar{T}}{\partial z} + \rho C_p \overline{T'w'} = Q_0 \quad (3.71)$$

Où :

- τ_0 représente le frottement (ou contrainte de cisaillement) total au niveau du sol en $[\text{Kg m}^{-1}\text{s}^{-2}]$;
- Q_0 est la densité de flux de chaleur sensible $[\text{W m}^{-2}]$.

Au sein de la couche de surface, les transferts sont déterminés par l'interaction avec la surface et les flux turbulents sont constants et égaux à leur valeur à la surface. Ces considérations entraînent la définition de deux échelles caractéristiques dont les valeurs sont constantes dans la couche de surface : l'échelle de vitesse u_* , appelée vitesse de frottement

(ou de cisaillement) et l'échelle de température T_* appelée température de frottement. Ces échelles sont définies par :

$$u_* = \left(\frac{\tau_0}{\rho} \right)^{1/2} \quad (3.72)$$

$$u_* T_* = - \frac{Q_0}{\rho C_p} \quad (3.73)$$

En utilisant ces notations, les équations dans la couche à flux constant obéissent à :

$$v \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} - \overline{u'w'} = u_*^2 \quad (3.74)$$

$$-a \frac{\partial \bar{T}}{\partial z} + \overline{T'w'} = -u_* T_* \quad (3.75)$$

Soit, en exprimant les flux turbulents de quantité de mouvement et de chaleur à partir des relations de Boussinesq (H.3 de l'Annexe H), il vient :

$$(v + \nu_t) \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} = u_*^2 \quad (3.76)$$

$$-(a + a_t) \frac{\partial \bar{T}}{\partial z} = -u_* T_* \quad (3.77)$$

De ces équations, il est possible d'expliciter des lois de variations de la vitesse et de la température au voisinage du sol pour une surface homogène et rugueuse.

- Profil vertical de la vitesse du vent

A la paroi, la condition d'adhérence implique que le flux turbulent est nul, le flux moléculaire est donc dominant dans l'équation (3.74) : cette zone mince près de la paroi est nommée sous-couche visqueuse et est définie pour $z < 5z_*$ (z_* appelée longueur de frottement). Le frottement est uniforme et la vitesse varie linéairement suivant z :

$$\frac{\bar{u}(z)}{u_*} = \frac{z}{z_*} \text{ pour } z < 5z_* \quad (3.78)$$

En revanche, lorsque z est suffisamment éloigné de la paroi, le flux turbulent n'est plus négligeable, et devient supérieur au flux moléculaire. Cette zone s'appelle la sous-couche inertielle. Dans ces conditions, la relation (3.76) devient :

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial z} = \frac{u_*^2}{\nu_t} \quad (3.79)$$

L'équation (3.79) indique que la variation de $\bar{u}(z)$ ne dépend plus de la viscosité cinématique ν . En faisant l'hypothèse que les échelles de vitesse et de longueur définissant la viscosité turbulente sont u_* et z , ν_t est déterminée par l'expression :

$$\nu_t = \kappa u_* z \quad (3.80)$$

Avec κ : constante de von Karman, $\kappa = 0.42$;

Et le gradient de la vitesse $\bar{u}(z)$ s'écrit :

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial z} = \frac{u_*}{\kappa z} \quad (3.81)$$

L'intégration de cette dernière équation conduit à une loi logarithmique pour le profil de vitesse moyenne du vent dans la couche limite turbulente pour une surface du sol pleinement rugueuse :

$$\boxed{\bar{u}(z) = \frac{u_*}{\kappa} \ln\left(\frac{z}{z_0}\right)} \quad (3.82)$$

Où z_0 porte le nom de longueur de rugosité dynamique en [m]. Elle traduit de façon macroscopique l'effet de la rugosité de la surface sur le profil de vitesse du vent. Si le profil de vitesse suivait exactement la loi logarithmique, la vitesse serait théoriquement nulle à la côte $z = z_0$. En réalité la vitesse du vent ne suit pas rigoureusement cette loi au voisinage de la paroi. Pour des distances supérieures à quelques dizaines de centimètres, la loi logarithmique constitue une bonne approximation des profils réels, à condition que le gradient thermique vertical soit faible ou nul (Guyot, 1999).

Pour notre cas d'étude, nous avons adopté les formulations suggérées par Richards & Hoxey, (1993) pour les profils de vitesse du vent, de l'énergie cinétique turbulente k , ainsi que pour le taux de dissipation visqueuse ε . Nous donnons l'expression de ces profils plus loin (voir aussi la rubrique. *conditions aux limites* de l'Annexe K).

- Profil vertical de la température dans l'air

De façon similaire à la dynamique, les interactions de l'écoulement avec la paroi vont faire ressortir différentes zones, dans lesquelles le flux de chaleur moléculaire ainsi que le flux de chaleur turbulent vont intervenir (cf. Eq. (3.71)). Très près de la paroi, le flux de chaleur turbulent est négligeable et l'équation (3.77) se réduit à :

$$a \frac{\partial \bar{T}}{\partial z} = u_* T_* \quad (3.83)$$

En considérant la température au sol T_0 et en intégrant l'expression ci-dessus, la température dans la sous-couche conductrice varie suivant une loi linéaire dont la pente est le nombre de Prandtl Pr . Ce nombre sans dimension correspond au rapport du coefficient de diffusion moléculaire visqueuse ν à la diffusivité thermique $a = \frac{k}{\rho C_p}$ (a caractérise la capacité du fluide à conduire la chaleur) et caractérise la distribution de la température par rapport à la distribution des vitesses. Pour l'air, le nombre de Prandtl vaut 0.71.

$$\frac{\bar{T}(z) - T_0}{T_*} = Pr \frac{z}{z_*} \quad (3.84)$$

En s'éloignant de la paroi, le flux de chaleur turbulent devient prépondérant dans l'équation (3.77), qui s'écrit :

$$a_t \frac{\partial \bar{T}}{\partial z} = u_* T_* \quad (3.85)$$

En supposant que la diffusivité thermique turbulente s'exprime en fonction de l'échelle de vitesse u_* , de l'échelle de longueur z et en introduisant le nombre de Prandtl turbulent Pr_t , a_t s'écrit :

$$a_t = \frac{\nu_t}{Pr_t} = \frac{\kappa u_* z}{Pr_t} \quad (3.86)$$

le gradient de température est ainsi donné par la relation :

$$\frac{\partial \bar{T}}{\partial z} = \frac{Pr_t T_*}{\kappa z} \quad (3.87)$$

Le gradient de température et le gradient de vitesse s'expriment par des relations de définition équivalentes, à une constante de proportionnalité près Pr_t . En intégrant la relation flux-gradient, la température est donnée par une loi logarithmique pour une surface du sol pleinement rugueuse :

$$\bar{T}(z) = Pr_t T_* \frac{1}{\kappa} \ln \left(\frac{z}{z_{0,T}} \right) + T_0 \quad (3.88)$$

Où $z_{0,T}$ est la longueur de rugosité thermique. Elle caractérise de façon macroscopique l'effet de la rugosité de la surface sur le transfert de chaleur. En général, on admet que : $Pr_t = 1$. Le profil de température devient :

$$\boxed{\bar{T}(z) = \frac{T_*}{\kappa} \ln \left(\frac{z}{z_{0,T}} \right) + T_0} \quad (3.89)$$

3.2.3 Prise en compte des transferts radiatifs

Avant de présenter les méthodes permettant de modéliser les transferts radiatifs, il convient de rappeler quelques éléments de base relatifs au rayonnement thermique. La formalisation mathématique de ce phénomène est ensuite décrite par une équation dite Equation des Transferts Radiatifs « **ETR** ».

3.2.3.a Introduction

Le rayonnement thermique est un phénomène d'origine électromagnétique émis par la matière en relation avec son niveau de température. L'énergie rayonnée n'occupe qu'une très faible portion du spectre des ondes électromagnétiques, situées dans une fourchette allant en gros de $\lambda = 0.1$ à $100 \mu\text{m}$, et qui correspond aux domaines de l'ultraviolet, du visible ($\lambda = 0.4$ à $0.8 \mu\text{m}$) et de l'infrarouge (Bardon, 2001).

Dans la plupart des applications en aération des serres, les transferts thermiques par rayonnement s'effectuent à des longueurs d'ondes appartenant aux domaines du visible et de l'infrarouge. Par souci de clarté, nous formulerons les équations de cette section pour un intervalle spectral étroit $d\lambda$ centré autour d'une longueur d'onde λ (*i.e. monochromatique*).

Pour simuler l'énergie liée au rayonnement dans le bilan thermique de chaque élément du système serre (*i.e. Parois, Sol, Tablettes...*), on résout en plus l'Equation de Transfert Radiatif dont la formulation est donnée en Annexe J. Sont donnés également dans cette annexe les principaux concepts relatifs au rayonnement.

3.2.3.b Hypothèses de l'Equilibre Thermodynamique Local et Principe de réciprocité

Dans un but de simplification, nous considérerons des milieux semi-transparentes pour la formalisation mathématique des mécanismes mis en jeu. Les deux concepts d'équilibre thermodynamique et de réciprocité sont à la base des propriétés radiatives des milieux semi-transparentes.

Par le principe de réciprocité, on exprime le fait qu'entre deux éléments $P(\vec{r}_i)$ et $P(\vec{r}_j)$ le chemin optique $\Gamma(P_i \rightarrow P_j)$, support de l'échange radiatif entre eux, peut être parcouru dans les deux sens.

L'hypothèse de l'Équilibre Thermodynamique Local (**ETL**) permet de considérer qu'en tout point $P(\vec{r})$ d'un milieu semi-transparent, autour duquel on observera un volume élémentaire dV , les propriétés thermodynamiques locales sont celles de ce même volume à l'équilibre, lorsqu'il est plongé dans un milieu qui possède les mêmes propriétés thermodynamiques. On admet donc en rayonnement que les propriétés radiatives en ce point $P(\vec{r})$ sont indépendantes de son environnement. Nous admettrons ainsi, dans le cadre de notre étude, que l'ETL est toujours vérifié.

Il en résulte que si l'on considère un volume élémentaire de milieu semi-transparent dV comme étant un corps noir à l'équilibre thermodynamique local, alors on admet qu'il émet son rayonnement dans les mêmes proportions qu'il l'absorbe.

3.2.3.c Equation de Transfert Radiatif (ETR)

Nous aborderons successivement la formulation différentielle puis la formulation intégrale de l'équation de transfert radiatif.

- **Forme différentielle**

Pour obtenir l'expression standard intégridifférentielle de l'équation de transfert radiatif prenant en compte toute la complexité du problème physique (émission, absorption, diffusion et dépendance spectrale), on écrira d'abord la variation totale de la luminance traversant normalement un milieu semi transparent d'épaisseur ds autour de la position \vec{r} dans la direction \vec{s} (cf. Figure I.5 de l'Annexe I). Elle est obtenue en sommant les termes liés à chacun des 3 phénomènes rencontrés en rayonnement que nous avons définis (absorption, émission et diffusion) :

$$dI_\lambda(\vec{r}, \vec{s}) = dI_{\lambda,a}(\vec{r}, \vec{s}) + dI_{\lambda,e}(\vec{r}, \vec{s}) + dI_{\lambda,d}(\vec{r}, \vec{s}) \quad (3.90)$$

En remplaçant ces termes par leurs expressions (I.6), (I.9), (I.11) et (I.13) dans l'équation (3.90) et en divisant par ds , on obtient l'équation de transfert radiatif sous sa forme différentielle :

$$\boxed{\underbrace{\frac{dI_\lambda(\vec{r}, \vec{s})}{ds}}_A + \underbrace{(\kappa_\lambda + \sigma_{\lambda,d})I_\lambda(\vec{r}, \vec{s})}_B = \underbrace{\kappa_\lambda n^2 I_{\lambda,0}(\vec{r})}_C + \underbrace{\frac{\sigma_{\lambda,d}}{4\pi} \int_0^{4\pi} I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}') \Phi_\lambda(\vec{s}', \vec{s}) d\Omega'}_D} \quad (3.91)$$

Avec :

- A : représente la variation de la luminance à la traversée de l'élément d'épaisseur ds ;
- B : correspond à l'atténuation du rayonnement par diffusion sortante (out-scattering) et absorption ;
- C : correspond à un gain pour la luminance par émission à la traversée de l'élément d'épaisseur ds avec un coefficient de réfraction $n \geq 1$;
- D : correspond à un gain pour la luminance par diffusion des luminances provenant des directions \vec{s}' qui sont déviées dans la direction \vec{s} .

Par intégration des deux membres de l'équation (3.91), sur tout le spectre ($\lambda \in [0, \infty[$), on obtient l'ETR en grandeurs *totales*, soit :

$$\int_{\lambda=0}^{\infty} \frac{dI_\lambda(\vec{r}, \vec{s})}{ds} d\lambda + \int_{\lambda=0}^{\infty} (\kappa_\lambda + \sigma_{\lambda,d}) I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}) d\lambda = n^2 \int_{\lambda=0}^{\infty} \kappa_\lambda I_{\lambda,0}(\vec{r}) d\lambda + \int_{\lambda=0}^{\infty} \frac{\sigma_{\lambda,d}}{4\pi} \int_0^{4\pi} I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}') \Phi_\lambda(\vec{s}', \vec{s}) d\Omega' d\lambda \quad (3.92)$$

$$\frac{dI(\vec{r}, \vec{s})}{ds} + (\kappa + \sigma_d) I(\vec{r}, \vec{s}) = \kappa n^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_d}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}') \Phi(\vec{s}', \vec{s}) d\Omega' \quad (3.93)$$

On introduit la notion de coefficient d'extinction et d'albédo de diffusion (Siegel & Howell, 2002). Le coefficient d'extinction β_λ [m^{-1}], représentant l'atténuation du rayonnement par absorption (κ_λ) et par diffusion sortante ($\sigma_{\lambda,d}$) est tel que :

$$\beta_\lambda = \kappa_\lambda + \sigma_{\lambda,d} \quad (3.94)$$

et l'albédo de diffusion ω_λ , est obtenu de la façon suivante :

$$\omega_\lambda = \frac{\sigma_{\lambda,d}}{\kappa_\lambda + \sigma_{\lambda,d}} = \frac{\sigma_{\lambda,d}}{\beta_\lambda}, \left(1 - \omega_\lambda = \frac{\kappa_\lambda}{\beta_\lambda} \right) \quad (3.95)$$

A partir des relations (3.94) et (3.95), nous pouvons réécrire l'ETR (3.91) d'une manière plus simple selon la direction \vec{s} , (Cha & Song, 2000; Siegel & Howell, 2002) :

$$\frac{dI_\lambda(\vec{r}, \vec{s})}{ds} + \beta_\lambda I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}) = \beta_\lambda (1 - \omega_\lambda) n^2 I_{\lambda,0}(\vec{r}) + \beta_\lambda \frac{\omega_\lambda}{4\pi} \int_0^{4\pi} I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}') \Phi_\lambda(\vec{s}', \vec{s}) d\Omega' \quad (3.96)$$

soit :

$$\frac{dI_\lambda(\vec{r}, \vec{s})}{ds} + \beta_\lambda I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}) = S_\lambda(\vec{r}, \vec{s}) \quad (3.97)$$

avec $S_\lambda(\vec{r}, \vec{s})$ comme fonction source, soit :

$$S_\lambda(\vec{r}, \vec{s}) = \beta_\lambda \left[(1 - \omega_\lambda) n^2 I_{\lambda,0}(\vec{r}) + \omega_\lambda \frac{\sigma_{\lambda,d}}{4\pi} \int_0^{4\pi} I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}') \Phi_\lambda(\vec{s}', \vec{s}) d\Omega' \right] \quad (3.98)$$

Pour le cas particulier d'un milieu gris non diffusant et non émissif (milieu froid), le terme $S_\lambda(\vec{r}, \vec{s})$ devient nul et l'équation (3.97) accepte comme solution :

$$I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}) = I_\lambda(\vec{r}', \vec{s}) \exp\left(-\int_{\vec{r}'}^{\vec{r}} (\kappa_\lambda + \sigma_{\lambda,d}) d\vec{r}\right) = I_\lambda(\vec{r}', \vec{s}) e^{-\beta_\lambda l} = I_\lambda(\vec{r}', \vec{s}) e^{-\varsigma_\lambda} \quad (3.99)$$

Avec :

- $e^{-\varsigma_\lambda(l)}$: représente la transmittance d'une épaisseur l de milieu semi-transparent comprise entre deux points de l'espace, $P(\vec{r}')$ et $P(\vec{r})$;
- $\varsigma_\lambda(l)$: représente l'épaisseur optique, grandeur sans dimension obtenue par l'intégration suivante :

$$\varsigma_\lambda(l) = \int_{\vec{r}'}^{\vec{r}} (\kappa_\lambda + \sigma_{\lambda,d}) d\vec{r} = \int_{\vec{r}'}^{\vec{r}} \beta_\lambda d\vec{r} = \beta_\lambda l \quad (3.100)$$

en considérant une épaisseur de milieu homogène : $l = \|\vec{r} - \vec{r}'\|$.

- Forme intégrale

A partir d'une luminance *monochromatique* $I_\lambda(\vec{r}_0, \vec{s})$ donnée en une position \vec{r}_0 , la solution de l'équation différentielle (3.97) peut être intégrée sur le chemin optique entre les positions \vec{r}_0 et \vec{r} et s'écrit (Joseph, 2004) :

$$\boxed{I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}) = I_\lambda(\vec{r}_0, \vec{s}) e^{-\varsigma_\lambda(\vec{r})} + \int_{\vec{r}_0}^{\vec{r}} S_\lambda(\vec{r}, \vec{s}) \frac{\partial e^{-\varsigma_\lambda(l)}}{\partial \vec{r}'} d\vec{r}'} \quad (3.101)$$

Cette dernière équation, constitue la formulation intégrale de l'ETR.

3.2.3.d Conditions aux limites de rayonnement

En rayonnement, les conditions aux limites d'un problème sont toujours représentées par un élément de surface ds d'une paroi solide localement plane, opaque et participant aux transferts radiatifs (cf. Paramètres caractérisant les propriétés des surfaces en Annexe I).

Considérons un point $P(\vec{r}_w)$ à la surface de cette paroi, nous noterons $I_{\lambda,0}(\vec{r}_w)$ la luminance noire de la surface obtenue à la température T_w . On définit alors $I_\lambda(\vec{r}_w, \vec{s})$ la luminance émise par la surface telle que :

$$I_\lambda(\vec{r}_w, \vec{s}) = n^2 \varepsilon_\lambda(\vec{r}_w) I_{\lambda,0}(\vec{r}_w) + \rho_\lambda(\vec{r}_w) I_{\lambda,incident}(\vec{r}_w) \quad (3.102)$$

Nous faisons l'hypothèse que les surfaces sont rugueuses, parfaitement dépolies et ont une réflexion diffuse (Figure 3.14). La partie réfléchi est fonction de la luminance incidente totale provenant de toutes les directions \vec{s}' du demi-espace (au dessus de la surface) orienté selon la normale \vec{n} . L'équation (3.102) s'écrit alors :

$$I_\lambda(\vec{r}_w) = n^2 \varepsilon_\lambda(\vec{r}_w) I_{\lambda,0}(\vec{r}_w) + \frac{1 - \varepsilon_\lambda(\vec{r}_w)}{\pi} \int_0^{2\pi} I_\lambda(\vec{r}_w, \vec{s}') \vec{n} \cdot \vec{s}' d\Omega' \quad (3.103)$$

La réflectivité peut être obtenue en posant (équation I.17 de l'Annexe I) :

$$\rho_\lambda(\vec{r}_w) = 1 - \varepsilon_\lambda(\vec{r}_w) \quad (3.104)$$

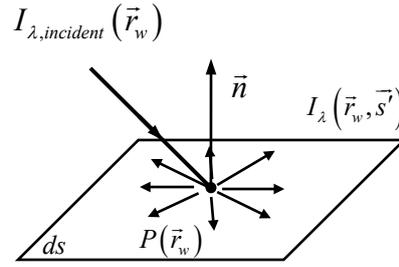


Figure 3.14. Schématisation de la réflexion pouvant avoir lieu sur une surface rugueuse et parfaitement dépolie

3.2.3.e Grandeurs radiatives intégrales

La luminance $I_\lambda(\vec{r}, \vec{s})$ rayonnée en un point $P(\vec{r})$ est une grandeur fonction de la position \vec{r} et de la direction de propagation dans l'espace \vec{s} (Figure 3.15), alors que nous avons besoin de définir des grandeurs radiatives intégrales afin d'arriver au couplage des transferts radiatifs avec les autres modes de transfert d'énergie (*i.e.* conduction et convection). Nous introduisons donc dans cette partie les grandeurs radiatives issues d'intégrale sur l'angle solide 4π au point $P(\vec{r})$ de l'espace. Les plus courantes sont :

- Le vecteur flux radiatif

Le flux *monochromatique* (ou Emittance *monochromatique*) émis par la source dS , dans l'ensemble des directions de l'espace est donné par l'intégration de la luminance $I_\lambda(\vec{r}, \vec{s})$ sur l'angle solide 4π , soit :

$$q_{r,\lambda} = \int_0^{4\pi} I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}) \vec{s} \cdot \vec{n} d\Omega \quad (3.105)$$

La direction \vec{s} est repérée par son angle θ avec la normale locale \vec{n} à la surface et un azimut φ . L'équation (3.105) peut être réécrite en coordonnées sphériques sous la forme :

$$q_{r,\lambda} = \int_{\varphi=0}^{2\pi} \int_{\theta=0}^{\pi/2} I_\lambda(\theta, \varphi) \cos \theta \sin \theta d\theta d\varphi \quad (3.106)$$

Le vecteur flux radiatif $\vec{q}_{r,\lambda}(\vec{r})$ *monochromatique* en un point $P(\vec{r})$ dans un repère orthonormé $(0, \vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$ est ainsi donné par :

$$q_{r,\lambda}(\vec{r}) = \int_0^{4\pi} I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}) \cdot \vec{s} d\Omega \quad (3.107)$$

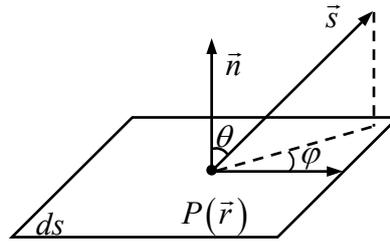


Figure 3.15. Système de coordonnées pour le flux radiatif

- L'éclairement surfacique

On désigne par H_λ , le flux reçu par unité de surface réceptrice, provenant de l'ensemble des directions \vec{s}' . L'éclairement surfacique *monochromatique* en un point $P(\vec{r})$ à la paroi est donné par :

$$H_\lambda(\vec{r}) = \int_0^{4\pi} I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}') \cdot |\vec{n} \cdot \vec{s}'| d\Omega' \quad (3.108)$$

Ces deux notions sont très importantes car elles permettent d'exprimer aisément toutes les autres grandeurs physiques recherchées en transferts radiatifs.

3.2.3.f Couplage avec l'équation d'énergie (couplage des transferts convectif & radiatif)

Comme nous l'avons évoqué plus haut (§ 3.2.2), la variation d'énergie interne d'un élément de volume (fluide / solide), est la somme de la variation due à la conduction et à la convection, de la production d'une source interne de chaleur, de la variation d'énergie due à l'effet de compressibilité, et de l'énergie de dissipation visqueuse auxquelles s'ajoute la contribution par rayonnement à travers la matière translucide de cet élément de volume. En revanche, comparativement au stockage de l'énergie interne, le stockage de cette énergie rayonnante sous forme de photons dans l'élément de volume est couramment négligé. Ainsi, aucune modification n'est apportée sur le terme transitoire de l'équation d'énergie dû à la présence d'un champ radiatif (Siegel & Howell, 2002).

Dans le cas des transferts de chaleur par conduction, la contribution nette sur le bilan énergétique (3.36) est prise en compte à travers la divergence du vecteur flux conductif \vec{q}_{cd} (q_{cd} , [W m⁻³]), soit :

$$-\nabla \cdot q_{cd} = \nabla \cdot (k_{\text{eff}} \nabla T) \quad (3.109)$$

De la même manière, la contribution nette du rayonnement par unité de volume sur le bilan énergétique peut être exprimée par la divergence du vecteur flux radiatif *total* \vec{q}_r (q_r , [W m⁻³]) transcrit par un signe "-", soit : $-\nabla \cdot q_r$. Ainsi, nous soustrayons le terme q_r du terme $k_{\text{eff}} \nabla T$ dans l'équation d'énergie pour un fluide translucide afin de tenir compte de la convection et du rayonnement comme suit (Ozisik, 1973; Siegel & Howell, 2002; Wu *et al.*, 2005) :

$$\boxed{\frac{\partial T}{\partial t} + \nabla \cdot (T \vec{v}) = \frac{1}{\rho C_p} [\nabla \cdot (k_{\text{eff}} \nabla T - q_r)] + \frac{S_h}{\rho C_p}} \quad (3.110)$$

Ou encore, en reprenant l'expression établie dans le système d'équations (3.64), l'équation d'énergie s'écrit :

$$\boxed{\frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \vec{v}_j \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\alpha + \frac{\nu_t}{\text{Pr}_t} \right) \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} - \frac{q_r}{\rho C_p} \right] + \frac{S_h}{\rho C_p}} \quad (3.111)$$

L'obtention de la distribution de température dans le milieu (fluide / solide), nécessite la résolution de cette dernière équation en température. Une expression en luminance du terme $-\nabla \cdot q_r$ est cependant nécessaire. Nous relierons dans un premier temps, le vecteur flux radiatif \vec{q}_r à la luminance *monochromatique* $I_\lambda(\vec{r}, \vec{s})$ dans l'équation des transferts radiatifs. Nous reviendrons dans un second temps sur la résolution de l'ETR et donc sur la détermination de la distribution de la luminance $I_\lambda(\vec{r}, \vec{s})$ dans tout le système étudié.

Divergence du vecteur flux radiatif

Reprenons l'équation de transfert radiatif (3.91) pour un milieu semi-transparent ; le premier terme $\frac{dI_\lambda(\vec{r}, \vec{s})}{ds}$ peut être exprimé comme suit :

$$\frac{dI_\lambda(\vec{r}, \vec{s})}{ds} = \frac{\partial I_\lambda(\vec{r}, \vec{s})}{\partial x} \frac{dx}{dS} + \frac{\partial I_\lambda(\vec{r}, \vec{s})}{\partial y} \frac{dy}{dS} + \frac{\partial I_\lambda(\vec{r}, \vec{s})}{\partial z} \frac{dz}{dS} \quad (3.112)$$

Dans un repère orthonormé $(0, \vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$, $\frac{dx}{dS}$, $\frac{dy}{dS}$ et $\frac{dz}{dS}$ représentent les cosinus directeurs du vecteur \vec{s} ou projections de celui-ci sur les axes du repère cartésien, soit :

$$\vec{s} = s_x \vec{i} + s_y \vec{j} + s_z \vec{k} \quad (3.113)$$

Ainsi l'équation (3.112) peut être exprimée en fonction du vecteur direction \vec{s} , soit :

$$\frac{dI_\lambda(\vec{r}, \vec{s})}{ds} = \nabla \cdot [I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}) \cdot \vec{s}] \quad (3.114)$$

Par intégration de l'équation (3.91) sur tout l'hémisphère (angle solide $\Omega = 4\pi$), on obtient :

$$\begin{aligned} \int_{\Omega=0}^{4\pi} \frac{dI_\lambda(\vec{r}, \vec{s})}{ds} d\Omega &= n^2 4\pi \kappa_\lambda I_{\lambda,0}(\vec{r}) - \int_{\Omega=0}^{4\pi} (\kappa_\lambda + \sigma_{\lambda,d}) I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}) d\Omega \\ &+ \frac{1}{4\pi} \int_{\Omega=0}^{4\pi} \int_{\Omega'=0}^{4\pi} \sigma_{\lambda,d} I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}') \Phi(\vec{s}', \vec{s}) d\Omega' d\Omega \end{aligned} \quad (3.115)$$

En remplaçant l'équation (3.114) dans l'équation (3.115) et en tenant compte de la relation de normalisation (I.14), on accède à la divergence du vecteur flux radiatif *monochromatique*, soit :

$$\nabla \cdot q_{r,\lambda}(\vec{r}) = \nabla \cdot \left[\int_{\Omega=0}^{4\pi} I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}) \cdot \vec{s} d\Omega \right] = \kappa_\lambda \left[n^2 4\pi I_{\lambda,0}(\vec{r}) - \int_{\Omega=0}^{4\pi} I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}) d\Omega \right] \quad (3.116)$$

Si on définit maintenant le rayonnement incident *monochromatique* $G_{r,\lambda}(\vec{r})$ en provenance de toutes les directions \vec{s}' en un point $P(\vec{r}_w)$ de la surface comme :

$$G_{r,\lambda}(\vec{r}) = \int_0^{4\pi} I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}') d\Omega' \quad (3.117)$$

En remplaçant le rayonnement incident $G_{r,\lambda}(\vec{r})$ par son expression (3.117), le terme source *monochromatique* $\nabla \cdot q_{r,\lambda}(\vec{r})$ devient :

$$\nabla \cdot q_{r,\lambda}(\vec{r}) = \kappa_\lambda \left[n^2 4\pi I_{\lambda,0}(\vec{r}) - G_{r,\lambda}(\vec{r}) \right] \quad (3.118)$$

Enfin, le terme source radiatif $\nabla \cdot q_r$ dans l'équation d'énergie (3.111) s'obtient par intégration de l'équation (3.116) sur tout le spectre (Wang *et al.*, 2005; Wu *et al.*, 2005), soit :

$$\nabla \cdot q_r = \int_{\lambda=0}^{\infty} \kappa_{\lambda} \left[n^2 4\pi I_{\lambda,0}(\vec{r}) - G_{r,\lambda}(\vec{r}) \right] d\lambda \quad (3.119)$$

La dépendance angulaire est une difficulté uniquement attachée à la résolution de l'ETR dans une direction de propagation donnée. Le terme source $\nabla \cdot q_r$ dans l'équation d'énergie représente un bilan énergétique global en un point. Les grandeurs intégrales sont donc les seules qui puissent présenter un intérêt pour prendre en compte le rayonnement en aération naturelle.

3.2.3.g Résolution de l'ETR

Nous avons vu précédemment que l'équation des transferts radiatifs décrit la conservation de l'énergie radiative pour chaque élément de volume infinitésimal d'un milieu (Modest, 2003). Le problème posé est donc la détermination de cette énergie (la luminance I) en chaque point $P(\vec{r})$ du milieu, pour chaque direction \vec{s} et pour chaque intervalle significatif de longueur d'onde ($\Delta\lambda$). La résolution de l'ETR est donc fastidieuse et nécessite un calcul extensif du fait de cette dépendance. Excepté pour des cas où la géométrie et les propriétés radiatives sont simplifiées, il n'y a, à ce jour, aucune solution analytique utilisable de manière universelle pour des géométries complexes. Cependant, pour la plupart des situations, des approches approximatives de résolution de l'ETR sont suffisantes. Selon la forme de l'équation des transferts radiatifs : différentielle (3.91) ou intégrale (3.101), nous pouvons regrouper ces méthodes en 4 classes (Modest, 2003; Joseph, 2004) :

- Les méthodes de type différentiel ;
- Les méthodes de type intégral ;
- Les méthodes de type stochastique (statique) ;
- Les méthodes dites hybrides.

Cependant, il est à noter qu'une telle classification ne peut être qu'indicative – de par la multitude de méthodes existantes. De nombreux tests comparant différentes méthodes de résolution de l'ETR et discutant de leur efficacité pour un type de problème radiatif précis

existent dans la littérature (Coelho *et al.*, 1998; Howell & Mengüç, 1998; Coelho *et al.*, 2003). Il n'existe pas de comparaison directe de l'ensemble des différentes méthodes. Chacune d'elle possède des avantages et des imperfections. Néanmoins, pour certains problèmes, une méthode peut être plus particulièrement appropriée par rapport à une autre (Joseph, 2004; Coelho, 2005). Nous avons choisi de mentionner ici les méthodes les plus communément utilisées (cf. Figure 3.16). L'ensemble des différentes méthodes de résolution de L'ETR est présenté en Annexe J.

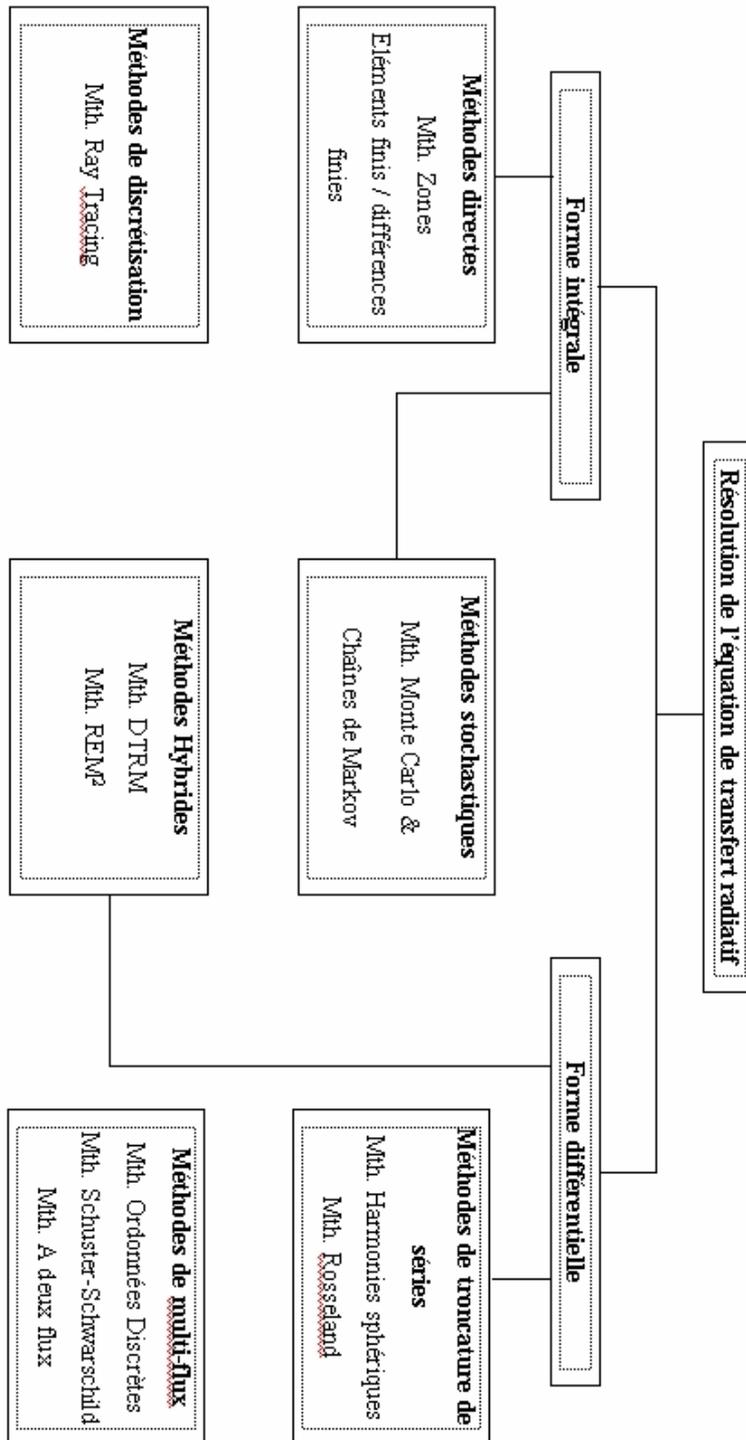


Figure 3.16. Différentes approches de résolution de l'équation des transferts radiatifs (Siegel & Howell, 2002; Joseph, 2004)

3.2.3.h Choix de la méthode de résolution de l'ETR

Un de nos principaux objectifs est de modéliser finement l'écoulement d'air dans les serres associée au transfert de chaleur par convection et par rayonnement. Le recours à un code de champ (CFD) impose que la résolution de l'ensemble des équations régissant l'écoulement (*i.e.* équations de Navier-Stokes, équation d'énergie, l'équation des transferts radiatifs...) soit menée sur une même grille (Cha & Song, 2000; Coelho, 2005; Joseph *et al.*, 2005).

Méthode	Précision = f ^t épaisseur optique			Ressources informatiques
	$\zeta = 0$	$\zeta < 1$	$\zeta \geq 1$	
Transferts Radiatifs Discrets	++	++	++	--
Harmoniques Sphériques, P_1	--	--	+	++
Rosseland	--	--	+	++
Ordonnées Discrètes	+	+	+	+
Surface à surface	+	--	--	+

Tableau 3.7. Comparaisons des performances des modèles radiatifs en fonction de la méthode de résolution utilisée dans Fluent 6.1

Parmi toutes les méthodes proposées par l'outil Fluent 6.1, (cf. Tableau 3.7), la méthode aux ordonnées discrètes (**DO**) offre un bon compromis entre précision, coût de calculs et flexibilité. Pour cette raison, notre choix s'est porté sur cette dernière méthode compte tenu des critères suivants :

- La géométrie de la serre est relativement complexe, ce qui permet l'utilisation d'un maillage structuré non orthogonal en deux dimensions mais exige de recourir à un maillage non structuré en trois dimensions. Ce type de maillage complique beaucoup plus les calculs des transferts radiatifs par la méthode DO. De nombreux travaux ont été menés dans ce sens afin de pouvoir appliquer la méthode des volumes finis associés à la méthode DO, dans des géométries tri-dimensionnelles combinant un maillage structuré non-orthogonal et un maillage non structuré (Murthy & Mathur, 1998; Cha & Song, 2000; Liu *et al.*, 2000; Joseph *et al.*, 2005).
- Les paramètres importants dans ces méthodes de résolution des transferts radiatifs sont de types géométriques comme par exemple l'épaisseur optique (ζ). La méthode DO

permet à la fois de traiter les cas où le milieu participe aux échanges radiatifs (*i.e.* le vitrage) et les milieux transparents (*i.e.* l'air à l'intérieur de la serre assimilé à un gaz parfait) (cf. Tableau 3.7).

- Dans Fluent 6.1, la méthode DO, tient compte de la diffusion (isotrope et anisotrope). Elle autorise également la réflexion spéculaire et la réflexion diffuse des surfaces.
- Une particularité de cette méthode, est qu'elle permet de diviser l'intervalle de spectre total en plusieurs intervalles sur lesquels l'ETR peut être intégrée. Les propriétés radiatives sont de même définies pour chaque gamme de longueur d'onde. Cette particularité est très intéressante dans la mesure où elle permet de modéliser séparément le rayonnement d'origine solaire (en courtes longueurs d'ondes) et celui qui provient de l'atmosphère (en grandes longueurs d'ondes). Ces aspects seront détaillés plus loin dans le §3.2.3.i qui concerne le modèle bi-bandes.
- Enfin, parmi les rares études disponibles sur la modélisation numérique des microclimats de serres qui prennent en compte les transferts radiatifs en résolvant l'ETR (Lee & Short, 1998a; Lee & Short, 1998b; Lee & Short, 2000; Montero *et al.*, 2005), seuls Montero *et al.* (2005) ont utilisé la méthode DO pour modéliser les flux radiatifs/convectifs de nuit dans une serre plastique.

Nous exposerons dans le paragraphe suivant, la démarche associée à la méthode aux ordonnées discrètes DO, puis le modèle Bi-bandes que nous avons utilisé pour modéliser les rayonnements de courtes et grandes longueurs d'ondes.

3.2.3.i Description de la méthode aux ordonnées discrètes (DO)

- Principe

Notre objectif étant de définir le terme source radiatif $\nabla \cdot q_{r,\lambda}(\vec{r})$ ou $\nabla \cdot q_r$, nous recherchons à résoudre l'équation (3.119). Cela nécessite la détermination de la luminance $I_\lambda(\vec{r}, \vec{s})$.

Considérons donc un milieu absorbant, émettant et diffusant. La variation de la luminance le long d'un axe de propagation est donnée par l'ETR (3.91), en fonction de la luminance noire *monochromatique* $I_{\lambda,0}(\vec{r})$ donnée par la fonction de Planck (I.4), du

coefficient d'absorption *monochromatique* κ_λ et du coefficient de diffusion correspondant $\sigma_{\lambda,d}$. Soit :

$$\nabla \cdot [I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}) \cdot \vec{s}] + (\kappa_\lambda + \sigma_{\lambda,d}) I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}) = n^2 \kappa_\lambda I_{\lambda,0}(\vec{r}) + \frac{\sigma_{\lambda,d}}{4\pi} \int_0^{4\pi} I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}') \Phi(\vec{s}', \vec{s}) d\Omega' \quad (3.120)$$

Les conditions aux limites, qui sont celles de surfaces opaques, grises et diffuses (surface à émission et diffusion isotropes), sont obtenues à partir de la relation (3.103) :

$$\begin{aligned} I_\lambda(\vec{r}_w) &= n^2 \varepsilon_{\lambda,w} I_{\lambda,0}(\vec{r}_w) + \frac{1 - \varepsilon_{\lambda,w}}{\pi} \int_{\vec{n} \cdot \vec{s}' < 0} I_\lambda(\vec{r}_w, \vec{s}') |\vec{n} \cdot \vec{s}'| d\Omega' \\ &= \varepsilon_{\lambda,w} I_{\lambda,0}(\vec{r}_w) + \frac{1 - \varepsilon_{\lambda,w}}{\pi} H_\lambda(\vec{r}_w) \end{aligned} \quad (3.121)$$

Nous résumerons la méthode aux ordonnées discrètes (DO) par les deux approximations suivantes :

- Toute intégration faite sur l'espace des angles solides 4π est remplacée par une quadrature angulaire numérique représentée par un nombre N de directions orientées selon les vecteurs unitaires \vec{s}_i (ou ordonnées discrètes) sur lesquelles l'ETR est résolue.
- La résolution spatiale de l'équation pour une direction \vec{s}_i donnée est faite sur un maillage par une méthode de type volumes finis. Elle est similaire à celle utilisée pour résoudre les équations de l'écoulement fluide et d'énergie.

Nous aborderons dans ce qui suit la façon dont on traite la dépendance angulaire du rayonnement. Les schémas de dérivation spatiale utilisés pour résoudre les équations une fois discrétisées pour toutes les variables d'état (vitesse, température, luminance...) sont présentés en Annexe K.

- Discrétisation angulaire

L'application d'une quadrature angulaire permet de remplacer toute intégrale sur l'espace des angles solides par une sommation pondérée sur N directions discrètes. On considère que pour toute fonction $f(\vec{s})$ de la luminance, on peut faire l'approximation suivante :

$$\int_0^{4\pi} f(\vec{s}) d\Omega = \sum_{i=1}^N \omega_i f(\vec{s}_i) \quad (3.122)$$

A chaque direction discrète \vec{s}_i – exprimée dans un repère orthonormé $(0, \vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$ par la relation (3.113) – est associé un poids ω_i correspondant à un angle solide défini autour de cette direction. Ces poids représentent des coefficients réels positifs non nuls. En effet, la luminance intégrée sur un angle solide $d\Omega_i$ autour de la direction \vec{s}_i ne peut en aucun cas être négative. L'ensemble des directions discrètes \vec{s}_i , de poids ω_i – appelé aussi angle de contrôle – constitue le jeu de quadrature, elles doivent être correctement définies.

De l'application de cette approche à l'équation du transport radiatif (3.120) découle un jeu de N équations différentielles identiques définies suivant \vec{s}_i :

$$\nabla \cdot [I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}_i) \cdot \vec{s}_i] = -(\kappa_\lambda + \sigma_{\lambda,d}) I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}_i) + n^2 \kappa_\lambda I_{\lambda,0}(\vec{r}) + \frac{\sigma_{\lambda,d}}{4\pi} \sum_{i=1}^N \omega_i I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}_i) \cdot \Phi(\vec{s}_i, \vec{s}_i) \quad (3.123)$$

d'où un système couplé de N équations différentielles linéaires du premier ordre.

Pour la fonction unité $f(\vec{s}) = 1$, l'équation (3.122) se ramène à la principale condition nécessaire sur les poids :

$$\sum_{i=1}^N \omega_i = 4\pi \quad (3.124)$$

En remplaçant dans l'équation (3.122) la fonction $f(\vec{s})$ de façon adéquate, on peut récrire les équations (3.107) et (3.108). Le vecteur flux radiatif *monochromatique* $\vec{q}_{r,\lambda}(\vec{r}_w)$ en un point $P(\vec{r}_w)$ devient :

$$q_{r,\lambda}(\vec{r}) = \int_0^{4\pi} I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}) \cdot \vec{s} d\Omega = \sum_{i=1}^N \omega_i I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}_i) \cdot \vec{s}_i \quad (3.125)$$

Et l'éclairement surfacique *monochromatique* $H_\lambda(\vec{r}_w)$ en un point $P(\vec{r}_w)$:

$$H_\lambda(\vec{r}_w) = \int_{\vec{n}_w \cdot \vec{s}' < 0} I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}') |\vec{n} \cdot \vec{s}'| d\Omega' = \sum_{i=1}^N \omega_i I_\lambda(\vec{r}_w, \vec{s}_i) \cdot |\vec{n} \cdot \vec{s}_i| \quad (3.126)$$

Pour les parois opaques, grises et diffuses, la discrétisation de la condition aux limites (3.121) est directement obtenue on posant :

$$I_{\lambda}(\vec{r}_w) = n^2 \varepsilon_{\lambda,w} I_{\lambda,0}(\vec{r}_w) + \frac{1 - \varepsilon_{\lambda,w}}{\pi} \sum_{i=1}^N \omega_i I_{\lambda}(\vec{r}_w, \vec{s}_i) \cdot |\vec{n} \cdot \vec{s}_i| \quad (3.127)$$

et la divergence du vecteur flux radiatif *monochromatique*, devient :

$$\boxed{\nabla \cdot q_{r,\lambda}(\vec{r}) = \kappa_{\lambda} \left[n^2 4\pi I_{\lambda,0}(\vec{r}) - \sum_{i=1}^N \omega_i I_{\lambda}(\vec{r}, \vec{s}_i) \right]} \quad (3.128)$$

Il apparaît donc que seule la détermination de $I_{\lambda}(\vec{r}, \vec{s}_i)$ au centre des mailles du système et de $I_{\lambda}(\vec{r}_w, \vec{s}_i)$ au centre des faces coïncidant avec les surfaces, pour chaque direction discrète \vec{s}_i imposée, est nécessaire et permet de définir le terme source radiatif $\nabla \cdot q_{r,\lambda}(\vec{r})$ et le flux radiatif incident aux parois $H_{\lambda}(\vec{r}_w)$.

Une telle méthode d'approximation de l'intégration angulaire nécessite, comme première optimisation, la recherche d'ordonnées discrètes associées aux directions permettant une bonne couverture de l'espace par une quadrature numérique précise et fiable.

Différentes quadratures angulaires, que l'on rencontre dans la littérature, peuvent être utilisées. Les quadratures angulaires les plus souvent utilisées sont les quadratures S_N . Certains parleront souvent de « Méthodes S_N » pour désigner la méthode **DO** (Selcuk & Kayakol, 1997; Modest, 2003). Plus généralement, le type de quadrature donne son nom à la méthode **DO** qu'il utilise (certains auteurs mentionneront donc l'utilisation de méthode T_N, \dots etc.).

Nous ne développerons ici que les quadratures de type polaire/azimutale plus typiques des méthodes de volumes finis, que se soit pour un maillage structuré ou non structuré (Murthy & Mathur, 1998; Joseph, 2004).

- Quadrature polaire / azimutale

Pour créer ce type de jeu de quadrature on discrétise l'octant d'un angle d'espace 4π en $N = N_{\theta} \times N_{\varphi}$ angles de contrôle solides d'un poids ω_i chacun. On note $(0, \vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$ le

repère orthonormé (Figure 3.17), θ l'angle polaire, et φ l'angle azimutal, tous deux compris dans l'intervalle $\left]0, \frac{\pi}{2}\right[$. On divise l'angle polaire $\frac{\pi}{2}$ en N_θ angles égaux de valeur $\Delta\theta$ et l'angle azimutal en N_φ angles égaux de valeur $\Delta\varphi$.

On prendra comme directions discrètes, les valeurs $\vec{s}_i = \vec{s}_{p,q}$ passant par les centres des angles solides $\omega_{p,q}$ que l'on définit par les angles θ_p et φ_q de telle sorte que :

$$\begin{cases} \vec{s}_{p,q} = \sin \theta_p \sin \varphi_q \vec{i} + \sin \theta_p \cos \varphi_q \vec{j} + \cos \theta_p \vec{k} \\ \omega_{p,q} = \int \Delta\varphi \int \Delta\theta \sin \theta d\theta d\varphi = 2 \sin \theta_p \sin \left(\frac{\Delta\theta}{2} \right) \Delta\varphi \end{cases} \quad (3.129)$$

où θ_p prend les valeurs $(p-1/2)\Delta\theta$ avec $p=1, N_\theta$, et φ_q prend les valeurs $(q-1/2)\Delta\varphi$ avec $q=1, N_\varphi$.

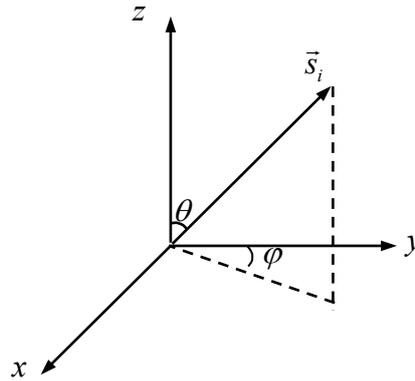


Figure 3.17. Système de coordonnées pour quadrature angulaire

- Hypothèses simplificatrices pour l'utilisation de la méthode DO

- Dans les calculs d'échanges radiatifs, l'évaluation des propriétés radiatives (*i.e.* absorptivité, émissivité, transmissivité, réflectivité...) *monochromatiques* des matériaux, est difficile. Par conséquent, nous faisons l'hypothèse que toutes les surfaces en présence sont **grises**, c'est-à-dire non sélectives vis-à-vis de la longueur d'onde du rayonnement. Dans ces conditions, pour chaque surface on a :

$$\kappa_\lambda = \kappa, \quad \varepsilon_\lambda = \varepsilon, \quad \tau_\lambda = \tau, \quad \rho_\lambda = \rho \quad (3.130)$$

- Nous considérerons dans la suite du travail, que toutes les surfaces ont une émission et une réflexion diffuse et isotrope (**Lambertienne**), c'est-à-dire qu'elles répartissent dans l'espace le rayonnement émis ou réfléchi de manière constante et isotrope dans toutes les directions.

- Le modèle Bi-bandes

Pour certains matériaux semi-transparents de couverture des serres horticoles (*i.e.* verre), il est nécessaire, sans descendre toutefois au niveau des grandeurs *monochromatiques* de considérer séparément dans le domaine spectral total ($\lambda \in [0.1, 100 \mu\text{m}]$) deux bandes spectrales : l'une correspond au rayonnement d'origine solaire ou de courtes longueurs d'ondes ($\lambda \in [0.1, 3 \mu\text{m}]$) et l'autre au rayonnement de grandes longueurs d'ondes ($\lambda \in [3-100 \mu\text{m}]$). A chacune de ces bandes spectrales, sont affectées une absorptivité, une émissivité, une transmissivité, et une réflectivité.

L'implémentation dans Fluent 6.1, du modèle **DO** nous permet de mettre en action la division du spectre total en deux bandes $[0.1, 3 \mu\text{m}]$ et $[3-100 \mu\text{m}]$. L'ETR (3.120) est donc intégrée sur chacun des deux intervalles soit :

$$\int_{\lambda_1}^{\lambda_2} \nabla \cdot [I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}) \cdot \vec{s}] d\lambda + \left(\kappa_{\lambda_1}^{\lambda_2} + \sigma_{d\lambda_1}^{\lambda_2} \right) \int_{\lambda_1}^{\lambda_2} I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}) d\lambda = \kappa_{\lambda_1}^{\lambda_2} (F_{0 \rightarrow \lambda_2} - F_{0 \rightarrow \lambda_1}) n^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_{d\lambda_1}^{\lambda_2}}{4\pi} \int_{\lambda_1}^{\lambda_2} \int_0^{4\pi} I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}') \Phi(\vec{s}', \vec{s}) d\Omega' d\lambda \quad (3.131)$$

Avec :

- λ_1, λ_2 : les deux bornes de l'intervalle spectral, soit :

$$\lambda_1 = \begin{cases} 0.1, & 0.1 \leq \lambda \leq 3 \mu\text{m} \\ 3, & 3 \leq \lambda \leq 100 \mu\text{m} \end{cases}, \quad \lambda_2 = \begin{cases} 3, & 0.1 \leq \lambda \leq 3 \mu\text{m} \\ 100, & 3 \leq \lambda \leq 100 \mu\text{m} \end{cases}$$

- $\kappa_{\lambda_1}^{\lambda_2}$: coefficient d'absorption *totale* pour toute longueur d'ondes telle que : $\lambda_1 \leq \lambda \leq \lambda_2$;
- $\sigma_d|_{\lambda_1}^{\lambda_2}$: coefficient de diffusion *totale* pour toute longueur d'onde telle que : $\lambda_1 \leq \lambda \leq \lambda_2$.

Dans le modèle bi-bandes, nous devons évaluer à une température donnée T , la fraction d'énergie (luminance) émise par l'élément de surface ds , elle est donnée par :

$$F_{\lambda_1-\lambda_2} = \frac{\int_{\lambda_1}^{\lambda_2} I_{\lambda,0}(\vec{r})d\lambda}{\int_0^{\infty} I_{\lambda,0}(\vec{r})d\lambda} = \frac{\pi \left(\int_0^{\lambda_2} I_{\lambda,0}(\vec{r})d\lambda - \int_0^{\lambda_1} I_{\lambda,0}(\vec{r})d\lambda \right)}{\sigma T^4} \quad (3.132)$$

d'où

$$F_{\lambda_1-\lambda_2} = \frac{\int_{\lambda_1}^{\lambda_2} I_{\lambda,0}(\vec{r})d\lambda}{\sigma T^4/\pi} = \frac{(F_{0 \rightarrow \lambda_2} - F_{0 \rightarrow \lambda_1})}{\sigma T^4/\pi} \quad (3.133)$$

Dans l'équation (3.133), $F_{0 \rightarrow \lambda}$ représente la fraction de la luminance du corps noir correspondant aux longueurs d'ondes inférieures à une valeur λ , pour chaque température donnée T .

De l'équation (3.133), le gain de la luminance par émission $\int_{\lambda_1}^{\lambda_2} n^2 \kappa_{\lambda} I_{\lambda,0}(\vec{r})d\lambda$ dans l'équation (3.131), prend la forme :

$$\int_{\lambda_1}^{\lambda_2} n^2 \kappa_{\lambda} I_{\lambda,0}(\vec{r})d\lambda = \kappa_{\lambda_1}^{\lambda_2} (F_{0 \rightarrow \lambda_2} - F_{0 \rightarrow \lambda_1}) n^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} \quad (3.134)$$

et les conditions aux limites, associées à l'ETR (3.131) deviennent ainsi :

$$\begin{aligned} \int_{\lambda_1}^{\lambda_2} I_{\lambda}(\vec{r}_w, \vec{s})d\lambda &= \varepsilon_w|_{\lambda_1}^{\lambda_2} (F_{0 \rightarrow \lambda_2} - F_{0 \rightarrow \lambda_1}) n^2 \frac{\sigma T_w^4}{\pi} + \frac{1 - \varepsilon_w|_{\lambda_1}^{\lambda_2}}{\pi} \int_{\lambda_1}^{\lambda_2} \int_{\vec{n} \cdot \vec{s}' < 0} I_{\lambda}(\vec{r}_w, \vec{s}') |\vec{n} \cdot \vec{s}'| d\Omega' d\lambda \\ &= \varepsilon_w|_{\lambda_1}^{\lambda_2} (F_{0 \rightarrow \lambda_2} - F_{0 \rightarrow \lambda_1}) n^2 \frac{\sigma T_w^4}{\pi} + \frac{1 - \varepsilon_w|_{\lambda_1}^{\lambda_2}}{\pi} \int_{\lambda_1}^{\lambda_2} H_{\lambda}(\vec{r}_w) d\lambda \end{aligned} \quad (3.135)$$

où encore en terme de flux, on exprimera le flux radiatif net quittant la surface dans le spectre $\Delta\lambda = \lambda_2 - \lambda_1$ par :

$$q_{out} = \varepsilon_w \Big|_{\lambda_1}^{\lambda_2} (F_{0 \rightarrow \lambda_2} - F_{0 \rightarrow \lambda_1}) n^2 \sigma T_w^4 + (1 - \varepsilon_w \Big|_{\lambda_1}^{\lambda_2}) q_{in} \quad (3.136)$$

q_{in} est le flux parvenu à la surface de toutes les directions dans le spectre $\Delta\lambda$:

$$q_{in} = \int_{\lambda_1}^{\lambda_2} \int_{\vec{n} \cdot \vec{s}' < 0} I_{\lambda}(\vec{r}_w, \vec{s}') |\vec{n} \cdot \vec{s}'| d\Omega' d\lambda = \int_{\lambda_1}^{\lambda_2} H_{\lambda}(\vec{r}_w) d\lambda \quad (3.137)$$

Enfin, des procédures de discrétisation similaires à celles utilisées pour un modèle à une seule bande spectrale seront appliquées à l'ETR (3.131).

- Traitement des conditions aux limites pour une surface semi-transparente

Outre la réflexion et l'absorption du rayonnement atteignant une surface d'une paroi semi-transparente, une troisième fraction τ est transmise à travers la surface de la paroi. Cependant, de part et d'autre d'une paroi semi-transparente, le coefficient de réflexion dépend des indices de réfraction des deux milieux contigus à la paroi.

Considérons un rayon traversant un milieu semi-transparent a d'indice de réfraction n_a puis un autre milieu semi-transparent b d'indice de réfraction n_b dans toutes les directions (\vec{s}) (Figure 3.18). Nous distinguons la luminance *monochromatique* $I_{\lambda,a}(\vec{r}_w, \vec{s})$ incidente sur la face a de celle qui correspond à la face b , $I_{\lambda,b}(\vec{r}_w, \vec{s})$.

Une partie de cette énergie incidente sur l'interface est transmise, le reste est donc réfléchi. Cependant, pour chacune des surfaces, la réflexion est purement diffuse¹, et le coefficient de réflexion inter-faciale $\rho(\vec{s})$ est indépendant de la direction \vec{s} , et égal à la moyenne hémisphérique des réflexions directionnelles du demi-espace. Pour $n = n_a/n_b > 1$, les réflectivités des faces a et b sont respectivement données par (Siegel & Spuckler, 1994) :

$$\rho_a = 1 - \frac{(1 - \rho_b)}{n^2} \quad (3.138)$$

¹ La plupart des surfaces rencontrées dans les problèmes d'ingénierie ont une réflexion diffuse.

$$\rho_b = \frac{1}{2} + \frac{(3n+1)(n-1)}{6(n+1)^2} + \frac{n^2(n^2-1)^2}{(n^2+1)^3} \ln\left(\frac{n-1}{n+1}\right) - \frac{2n^3(n^2+2n-1)}{(n^2+1)(n^4-1)} + \frac{8n^4(n^4+1)}{(n^2+1)(n^4-1)^2} \ln(n) \quad (3.139)$$

Avec ρ_a et ρ_b : les réflectivités inter-faciales des côtés a et b respectivement.

Cependant les conditions aux limites associées à l'ETR (3.131) en terme de flux radiatif net quittant les deux faces dans le spectre $\Delta\lambda = \lambda_2 - \lambda_1$, deviennent :

$$\begin{cases} q_{out,a} = \rho_{w,a}|_{\lambda_1}^{\lambda_2} q_{in,a} + \tau_{w,b}|_{\lambda_1}^{\lambda_2} q_{in,b} \\ q_{out,b} = \rho_{w,b}|_{\lambda_1}^{\lambda_2} q_{in,b} + \tau_{w,a}|_{\lambda_1}^{\lambda_2} q_{in,a} \end{cases} \quad (3.140)$$

- $\rho_{w,a}|_{\lambda_1}^{\lambda_2}$, $\rho_{w,b}|_{\lambda_1}^{\lambda_2}$: coefficient de réflexion *totale* des faces a et b , pour toute longueur d'onde telle que : $\lambda_1 \leq \lambda \leq \lambda_2$;
- $\tau_{w,a}|_{\lambda_1}^{\lambda_2}$, $\tau_{w,b}|_{\lambda_1}^{\lambda_2}$: coefficient de transmission *totale* des faces a et b , pour toute longueur d'onde telle que : $\lambda_1 \leq \lambda \leq \lambda_2$;
- $q_{in,a}$ et $q_{in,b}$ représentent les flux parvenus respectivement à la face a et b de toutes les directions (\vec{s}) dans la gamme de longueurs d'ondes $\lambda_1 \leq \lambda \leq \lambda_2$:

$$\begin{cases} q_{in,a} = -\int_{\lambda_1}^{\lambda_2} \int_{4\pi} I_{\lambda,a}(\vec{r}_w, \vec{s}) \vec{n} \cdot \vec{s} d\Omega d\lambda, \vec{n} \cdot \vec{s} < 0 \\ q_{in,b} = \int_{\lambda_1}^{\lambda_2} \int_{4\pi} I_{\lambda,b}(\vec{r}_w, \vec{s}) \vec{n} \cdot \vec{s} d\Omega d\lambda, \vec{n} \cdot \vec{s} \geq 0 \end{cases} \quad (3.141)$$

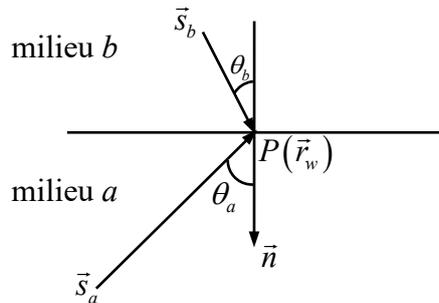


Figure 3.18. Paroi semi-transparente séparant deux milieux semi-transparentes

Application

Dans les cas que l'on considère (transfert radiatif dans une serre horticole), le rayonnement traverse un milieu complètement transparent (*i.e.* $a = \text{l'air}$) d'indice de réfraction $n_a = 1$ puis un autre milieu semi-transparent (*i.e.* $b = \text{l'épaisseur des parois en verre}$) d'indice de réfraction $n_b = 1.52$ dans toutes les directions (\vec{s}). Le calcul détaillé des propriétés radiatives de ces deux milieux est donné plus loin dans le chapitre 4.

3.2.4 D'un problème continu à un problème discret

Nous avons présenté jusqu'ici les mécanismes à considérer pour modéliser le climat de serre et dans la couche limite atmosphérique à l'aide de formalismes mathématiques (§3.2.2). Cependant, ces équations n'ont pas de solutions analytiques connues. Pour résoudre notre problème physique, nous utiliserons l'outil de calcul numérique Fluent 6.1. Ce code de champ (**CFD**) est apte à traiter les équations générales de la mécanique des fluides ainsi que l'équation de conservation de l'énergie. Ce code est également en mesure de décrire les transferts radiatifs au sein de notre domaine de calcul.

En Annexe K, sont exposés les concepts et les méthodes numériques employées pour la résolution des systèmes d'équations physiques de notre problème. Nous allons également préciser les types de conditions aux limites retenus.

3.2.5 Conclusions

Nous avons présenté dans ce chapitre la méthodologie scientifique adoptée ainsi que les outils requis pour parvenir aux objectifs énoncés dans l'introduction de la thèse.

Dans la première partie, le protocole expérimental ainsi que les principales techniques de mesures employées *in situ* ont été présentées.

La deuxième partie de ce chapitre s'est recentrée sur la formalisation mathématique des principaux phénomènes physiques qui interviennent dans l'aération naturelle des serres. Deux approches ont été présentées : une approche globale (ou intégrale) et une approche fine (climat distribué).

- L'approche globale s'appuie sur un bilan de quantité de mouvement pour caractériser les échanges d'air entre l'intérieur et l'extérieur de la serre.
- L'approche fine résout explicitement l'aérodynamique et la thermique dans la serre ainsi que dans la couche limite environnante. Le modèle dynamique résout les équations de transport de la masse et les équations de la quantité de mouvement (*i.e.* équations de Navier-Stokes) dans le cadre des hypothèses de Boussinesq. Les effets thermiques sont pris en compte par la résolution de l'équation de conservation de l'énergie. L'écoulement étant fortement turbulent, deux équations de transport supplémentaires pour l'énergie cinétique turbulente et la dissipation (modèle $k - \varepsilon$) sont rajoutées pour fermer le système d'équations gouvernant l'écoulement d'air. L'effet des gradients de densité sur l'écoulement est modélisé par des termes sources de flottabilité (approximation de Boussinesq). Cette approximation présuppose que le gradient de température n'exerce une incidence sur le bilan de quantité de mouvement qu'au niveau du terme de gravité. Une équation de transport d'espèce est couplée aux autres équations. Elle permet de déterminer la concentration d'une quantité d'espèce (vapeur d'eau, gaz traceur...) dans le mélange.

L'originalité de notre travail s'inscrit dans la prise en compte des transferts de chaleur par rayonnement dans le modèle de climat distribué développé ici. Le couplage entre le transfert radiatif et les autres phénomènes physiques, tels que la conduction, la convection ainsi que l'écoulement fluide, requiert la résolution de l'équation des transferts radiatifs

(ETR). La luminance (ou l'intensité du rayonnement) est donc calculée dans toutes les directions, en considérant un milieu gris non diffusant et en employant la méthode des ordonnées discrètes. La contribution nette du rayonnement sur le bilan enthalpique est exprimée par la divergence du flux radiatif qui constitue un terme source de l'équation de l'énergie.

Du fait du comportement du verre (couverture de la serre) vis-à-vis des composantes du rayonnement, un modèle bi-bande a été retenu pour séparer la contribution du rayonnement solaire de celle du rayonnement infrarouge provenant de l'atmosphère, du sol et des différents éléments de la serre. Ce modèle calcule le flux radiatif dans chaque direction et pour chaque longueur d'onde.

Le système final d'équations ne possédant pas de solution analytique connue, nous avons présenté les méthodes de résolution numérique mises en œuvre dans le logiciel de mécanique des fluides FLUENT.

Dans le chapitre qui suit, nous analyserons les données acquises durant les expérimentations. Nous appliquerons ainsi le modèle mathématique pour simuler l'aération des serres et la distribution du climat pour différentes conditions météorologiques et pour plusieurs configurations d'ouvrants.

Chapitre 4 Résultats et discussions « Caractérisation et modélisation de l'aération naturelle dans une serre de production horticole »

Introduction

Comme il a été mentionné dans le chapitre 3, les campagnes de mesure répondent à un double objectif : affiner la connaissance du climat sous serre et disposer des éléments nécessaires à la mise au point du modèle mathématique (définition des conditions aux limites).

Dans la première partie du chapitre, il s'agira d'abord d'appréhender la ventilation naturelle dans la serre en s'appuyant sur une approche globale basée elle-même sur un bilan de quantité de mouvement puis d'affiner la connaissance des champs de vitesses et des quantités turbulentes (énergie cinétique turbulente, dissipation visqueuse) au niveau des ouvrants.

Nous présenterons dans la deuxième partie de ce chapitre le modèle mathématique qui a été mis en place pour simuler les processus physiques qui régissent le climat dans une serre en verre de production horticole (champs de vitesse, de température et de la concentration d'un gaz traceur...). Rappelons que notre ambition n'est pas la réalisation d'un modèle complet du climat distribué à l'intérieur de la serre mais plutôt d'avancer pas à pas sur chacun des aspects physiques qui interviennent. A terme, le modèle devra prendre en compte les phénomènes radiatifs, de jour comme de nuit. Ce dernier point constitue sans doute la principale originalité de ce travail de thèse.

4.1 Caractérisation de l'aération naturelle dans une serre de production horticole

4.1.1 Approche globale

4.1.1.a Rappel des objectifs

Il s'agit de déterminer le taux d'aération correspondant à plusieurs configurations d'ouvrants (*i.e.* angle d'ouverture, orientation des ouvrants). Tous les paramètres climatiques (*i.e.* vitesse moyenne du vent, les températures,...) évoqués dans le premier volet expérimental (§ 3.1.4.1, chapitre 3) sont mesurés en parallèle (ils serviront notamment à fournir les données d'entrée de la simulation). L'enregistrement de ces paramètres a été réalisé sur une période de l'ordre de 4h autour du midi solaire (entre 12h et 16h en heure réelle). La vitesse moyenne du vent ainsi que les températures ont été analysées. Rappelons aussi que les mesures sont effectuées uniquement dans l'une des deux bi-chapelles de la serre, celle qui comporte des cultures sur tablettes. Les 5 configurations d'ouvrants retenues (Figure 4.1) ont été choisies et analysées en concertation avec C.M.F¹. Différents degrés d'ouverture de l'écran d'ombrage ont également été étudiés.

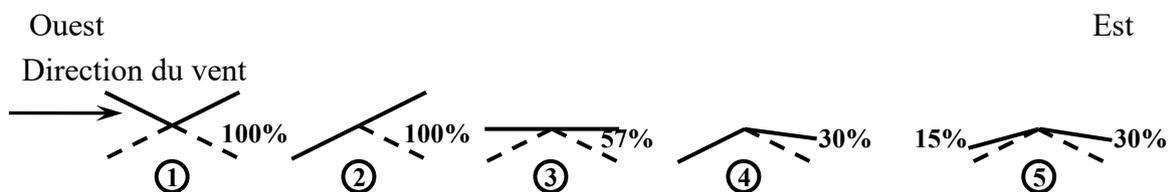


Figure 4.1. Configurations d'ouvrants étudiées

4.1.1.b Méthodologie de traitement des résultats

Des méthodes statistiques élémentaires (moyenne, écart type...) ont été utilisées pour le traitement des données climatiques (température des parois et du sol, température et humidité de l'air, rayonnement, direction du vent...). Parallèlement aux mesures destinées à

¹ Constructions Métalliques Florentaises.

fournir les données d'entrée du logiciel, 39 séries de mesures de décroissance du gaz traceur ont été recueillies, dont 6 avec un écran d'ombrage déployé.

Nous avons vu un exemple de décroissance de la concentration en N_2O en fonction du temps, pour la configuration (4) au chapitre 3 (cf. Figure 3.10).

La mesure de cette décroissance permet en effet de déterminer le taux d'aération N en h^{-1} . Ce dernier n'est autre que la pente de la droite de régression entre $\ln[\bar{C}(t_0)/\bar{C}(t_1)]$ et $(t_1 - t_0)/3600$ (cf. Annexe D) où : $\bar{C}(t_0)$ représente la concentration initiale moyenne du gaz traceur en ppm à l'instant t_0 en seconde (*i.e.* juste après l'ouverture des ouvrants) et $\bar{C}(t_1)$ est la concentration moyenne du gaz traceur à l'instant t_1 (*i.e.* lorsque les mesures de décroissance s'achèvent). Ainsi, dans notre exemple le taux d'aération correspond à une valeur moyenne de $11.80 h^{-1}$ (Figure 4.2).

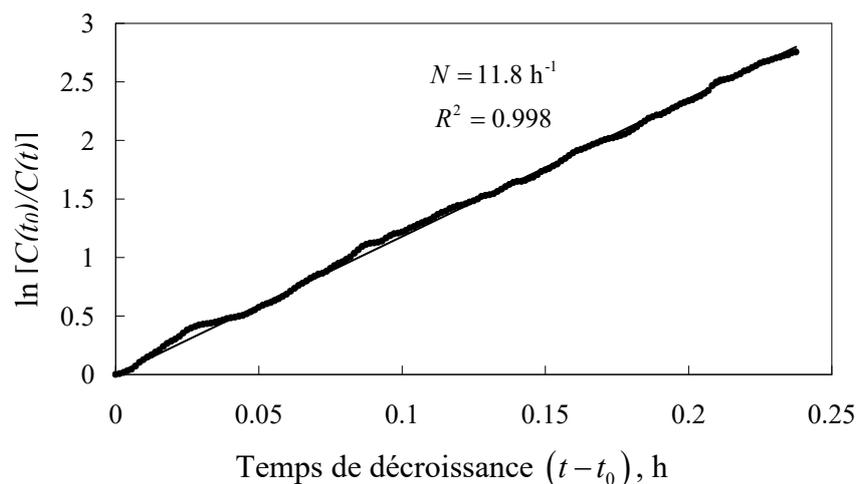


Figure 4.2. Taux de renouvellement d'air observé le 20 août 2003, pour une ouverture de 30% des ouvrants sous le vent (Configuration 4)

Dans le Tableau 4.1, sont récapitulées les valeurs de la vitesse U_h en $m s^{-1}$ et de la direction du vent θ_v à 6 m de hauteur à l'extérieur, la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur ΔT en $^{\circ}C$ ainsi que le taux d'aération N en h^{-1} . Les caractéristiques géométriques telles que la hauteur de la cheminée équivalente de la serre, H en m (*i.e.* hauteur d'ouverture, cf. Figure 3.13, chapitre 3) et le rapport entre la surface ouverte des

ouvrants et la surface au sol s , sont également fournies. Il est à noter que pour les résultats présentés dans le Tableau 4.1, les écrans d'ombrage étaient complètement reployés¹.

4.1.1.c Influence de la vitesse du vent sur le taux d'aération "effet du vent"

D'ores et déjà, une première analyse des valeurs du taux d'aération mesurées a été effectuée en utilisant des régressions linéaires. Ainsi, la variation du taux de renouvellement d'air mesuré N en fonction de la vitesse du vent extérieur U_h pour les 5 configurations d'ouvrants étudiées est illustrée sur la Figure 4.3. Pour chacune des configurations d'ouvrant, la dépendance entre le taux d'aération et la vitesse du vent est linéaire. Les équations de régression ainsi que le coefficient de détermination R^2 y sont aussi indiqués (Tableau 4.2).

¹ Complètement ouverts.

Configuration d'ouvrant (%)	H , m	S	U_h , m s ⁻¹	θ_v (°)	ΔT , °C	N , h ⁻¹
100% E – 100% O	1.081	0.222	1.73	195.77	2.38	26.72
"	"	"	1.73	268.32	5.67	29.94
"	"	"	1.26	252.3	3.15	25.38
"	"	"	3.97	16.81	5.00	47.31
"	"	"	0.38	14.9	1.41	19.94
100% E – 0% O	1.081	0.111	1.97	182.90	4.71	21.49
"	"	"	1.62	205.43	5.91	19.8
"	"	"	1.50	110.17	4.25	19.98
"	"	"	2.62	80.35	3.27	28.29
"	"	"	1.40	244.07	4.70	15.99
"	"	"	0.9	81.21	1.60	14.83
57% E – 57% O	0.607	0.125	2.16	160.82	5.07	21.11
"	"	"	1.24	228.63	5.86	17.81
"	"	"	1.81	29.39	6.23	31.56
"	"	"	5.03	11.15	4.79	41.11
"	"	"	2.32	45.40	4.25	18.55
"	"	"	0.86	237.17	1.61	9.36
0% E – 100% O	1.081	0.111	2.65	239.38	4.44	25.55
"	"	"	1.70	275.83	4.99	15.71
"	"	"	1.80	7.65	4.69	24.29
30% E – 0% O	0.315	0.0324	2.79	252.31	6.39	11.79
"	"	"	2.03	218.30	6.78	8.75
"	"	"	1.35	84.11	6.78	8.33
"	"	"	1.75	63.00	5.09	7.77
"	"	"	1.41	267.14	4.32	6.7
"	"	"	1.96	234.93	6.45	8.02
0% E – 30% O	0.315	0.0324	2.62	59.71	5.15	10.19
30% E – 15% O	0.315	0.0486	2.71	130.83	6.69	15.82
"	"	"	1.64	166.28	5.87	9.48
"	"	"	5.43	25.33	4.68	28.38
"	"	"	2.10	50.06	5.24	10.55
"	"	"	6.77	274.56	1.76	10.8
"	"	"	5.19	221.57	2.22	10.27

U_h , Vitesse du vent en m s⁻¹ ; θ_v , Direction du vent par rapport à la ligne de faîtage.

Tableau 4.1. Valeurs des taux d'aérations N , mesurés et des paramètres micro-climatiques associés (moyennés sur le temps de mesure de la décroissance du gaz traceur) pour plusieurs configurations d'ouvrants

La Figure 4.3 montre d'une manière générale que :

- Pour une ouverture donnée, le taux d'aération croît linéairement avec la vitesse du vent. Ainsi, pour la configuration (1) on note que lorsque l'on passe d'une vitesse de 1.26 à 3.97 m s⁻¹, on augmente le taux d'aération de 85% environ (Figure 4.3) ;

- Pour des vitesses du vent sensiblement égales, le taux d'aération croît avec l'angle d'ouverture. Ainsi, pour une vitesse du vent relativement faible (1.20 m s^{-1}), on observe une augmentation de 43% du taux d'aération lorsque l'on passe de la configuration (3) à la configuration (1).

Ces résultats sont conformes aux attentes et rejoignent les observations disponibles dans la littérature (Fatnassi, 2001; Fatnassi *et al.*, 2002; Pérez Parra *et al.*, 2004).

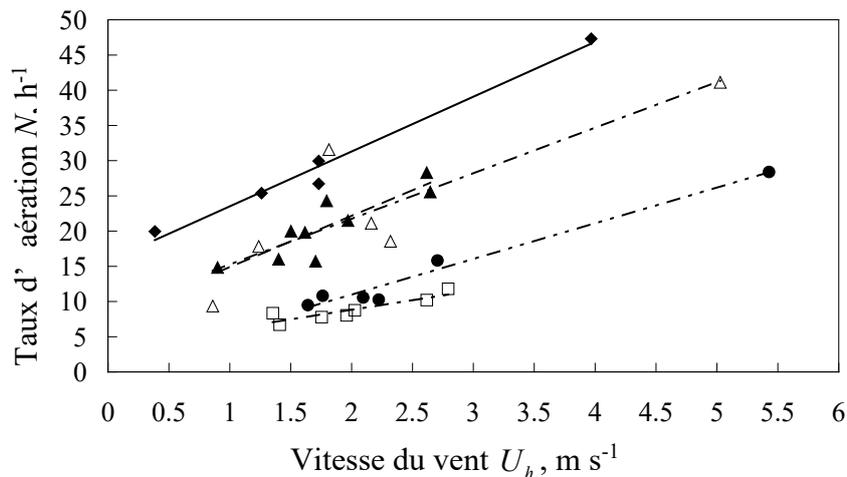


Figure 4.3. Evolution du taux d'aération N , en fonction de la vitesse du vent, U_h pour :

- (—◆—) la configuration 1; (—▲—) la configuration 2; (—△—) la configuration 3;
- (—□—) ; la configuration 4 ; (—●—) la configuration 5

Configuration	Equation de régression	R^2	n
(1)	$N = 7.78 U_h + 15.7$	0.980	5
(2)	$N = 7.34 U_h + 7.49$	0.760	9
(3)	$N = 6.50 U_h + 8.71$	0.720	6
(4)	$N = 2.75 U_h + 3.32$	0.810	7
(5)	$N = 5.09 U_h + 0.767$	0.974	6

R^2 , coefficient de détermination ; n , nombre de point de mesure.

Tableau 4.2. Régression linéaire entre le taux d'aération N et la vitesse du vent, U_h pour les 5 configurations d'ouvrants étudiées

Il importe de noter que, vu la forte variabilité de la direction du vent, nous n'avons pas pu analyser son incidence sur la valeur du taux d'aération. Différents auteurs ont rapporté que

la vitesse du vent, la différence de température et l'angle d'ouverture sont les facteurs prédominants dans la détermination du taux d'aération que ce soit pour une serre à ouvrants continus de toiture (Boulard & Draoui, 1995; Kittas *et al.*, 1995; Kittas *et al.*, 1996; Papadakis *et al.*, 1996) ou à ouvrants non-continus (Bot, 1983; de Jong, 1990; Fernandez & Bailey, 1992), tandis que le rôle de la direction du vent n'apparaît pas significatif. Des travaux plus récents infirment cependant cette hypothèse (Baptista *et al.*, 1999; Campen & Bot, 2003) et montrent que les circulations d'air dans les serres apparaissent en réalité étroitement liées à la direction du vent.

4.1.1.d Identification des paramètres d'un modèle global d'aération basé sur le bilan de quantité de mouvement «Equation de Bernoulli »

Afin d'évaluer la qualité de nos résultats expérimentaux, nous les validerons avec un modèle simple de flux de ventilation qui met en jeu une approche globale basée sur un bilan de quantité de mouvement (cf. Tableau 3.4, chapitre 3).

- Influence de la vitesse du vent sur le taux d'aération "effet du vent"

Les mesures simultanées du taux de renouvellement d'air N et des paramètres climatiques (ΔT , U_h) permettent en premier lieu de déterminer les paramètres intervenant dans le modèle de flux de ventilation d'une serre équipée d'ouvrants de toiture pour le modèle simple (M5) qui ne tient compte que de l'effet du vent (cf. Tableau 3.4, chapitre 3).

Nous avons choisi plutôt de caractériser dans cette partie la ventilation en terme de taux d'aération (N) et non en terme de flux de ventilation. Ces deux quantités sont liées par la relation $N = G/\text{Volume}$ de la serre. Ainsi, le Modèle (M5) peut s'écrire sous la forme :

$$N = \left(\frac{3600}{h} \right) \left(\frac{s}{2} \right) A_t \sqrt{C_w} U_h + N_0 \quad (4.1)$$

Où s est le rapport de la surface ouverte sur la surface au sol de la serre, h est la hauteur moyenne de la serre ($h = V/S_s$; avec V , le volume de la serre en m^3 et S_s , la surface au sol en m^2). N_0 représente le taux d'aération résiduel (*i.e.* les fuites) qui correspond à $s = 0$ (Boulard *et al.*, 1997).

Le produit entre le coefficient de perte de charge de l'ouverture A_l et le coefficient d'efficience du vent C_w ; $A_l\sqrt{C_w}$, caractérisant l'effet total du vent sur la ventilation, a été identifié par régression linéaire simple entre les valeurs du taux d'aération mesurées et celles prédites par le modèle [(M5, de l'équation (4.1)] pour les 7 configurations d'ouvrants sans écran d'ombrage et l'ensemble des 33 jeux de données dont la vitesse du vent varie de 0 jusqu'à 5.43 m s^{-1} . On constate, conformément au modèle de l'équation (4.1), que N croît linéairement avec le terme $(3600/h)(s/2)U_h$ (cf. Figure 4.4). La pente de la droite de régression n'est autre que le paramètre $A_l\sqrt{C_w}$ (cf. § 3.2.1, chapitre 3). Pour un coefficient de détermination $R^2 = 0.836$, $A_l\sqrt{C_w} = 0.141 \pm 0.0112$ (cf. Tableau 4.3), valeur conforme en terme d'ordre de grandeur à celle citée par Boulard *et al.*, (1997), (entre 0.15 et 0.21) déduites pour différents types de serres et de tunnels. Les mêmes auteurs rapportent que pour une serre C.M.F multi-chapelle d'une surface de 180 m^2 équipée d'ouvrants continus de toiture, les deux paramètres ; $A_l\sqrt{C_w}$ et N_0 ont pour valeurs 0.21 ± 0.03 et 13.0 ± 4 respectivement. Ils prennent respectivement pour valeurs 0.18 ± 0.01 et 6.5 ± 1 pour une double-chapelle en plastique équipée d'ouvrants latéraux et de toiture en toiture (serre Filclair) d'une surface de 416 m^2 . Enfin, nous comparerons, plus loin, les paramètres prédits par différents modèles et spécifiques à notre serre à ceux issus d'autres travaux (Tableau 4.7).

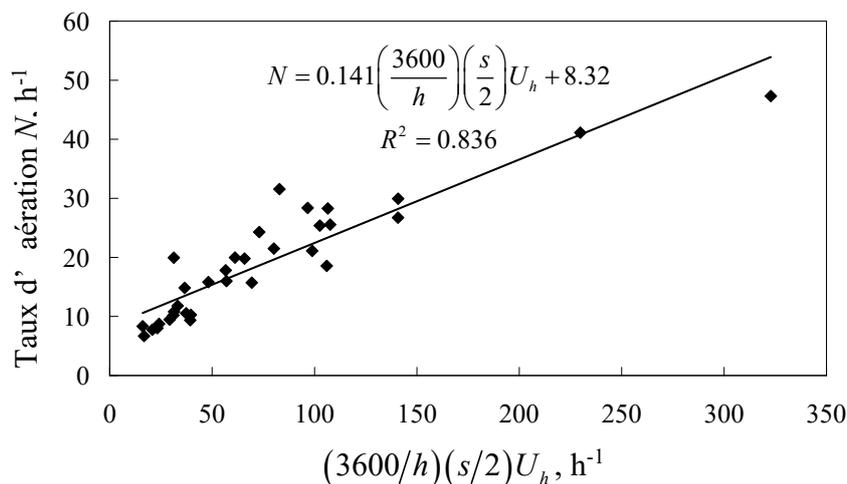


Figure 4.4. Dépendance linéaire entre le taux d'aération N et la vitesse adimensionnelle $(3600/h)(s/2)U_h$ pour $0 < U_h \leq 5.43 \text{ m s}^{-1}$

$A_l\sqrt{C_w}$	N_0, h^{-1}	R^2	n
$0.141 \pm 0.0112^*$	$8.32 \pm 1.95^*$	0.836	33

* valeurs \pm erreur type

Tableau 4.3. Paramètres du modèle (M5) pour $0 < U_h \leq 5.43 \text{ m s}^{-1}$

Lorsque l'on distingue les vitesses de vent inférieures et supérieures à 2 m s^{-1} , on obtient des valeurs identifiées de $A_l\sqrt{C_w}$ différentes (Figure 4.5), pour le même modèle (4.1). Ainsi l'efficacité d'aération $A_l\sqrt{C_w}$ diminue de 25 % lorsque la vitesse du vent dépasse les 2 m s^{-1} (cf. Tableau 4.4). A l'inverse, le taux d'aération résiduel N_0 augmente légèrement de 23%. Ceci est conforme aux constatations faites par Kittas *et al.*, (1995) et Boulard *et al.*, (1997) sur le fait que la vitesse du vent n'intervient pas de façon linéaire dans la détermination du flux de ventilation mais que son efficacité diminue quand il augmente. Le caractère fluctuant de l'effet du vent pourrait expliquer partiellement ce comportement.

On notera cependant que le modèle de l'équation (4.1), qui néglige l'effet des forces de flottabilité, n'est plus valable pour des vitesses de vent inférieures à 2 m s^{-1} , comme le montre la valeur de l'ordonnée non nulle à l'origine de la droite de régression. Dans ce cas il serait sans doute nécessaire d'identifier $A_l\sqrt{C_w}$ à l'aide d'un modèle qui tient compte de l'effet cheminée (pour $U_h < 2 \text{ m s}^{-1}$) afin d'expliquer son augmentation par rapport au cas où $U_h \geq 2 \text{ m s}^{-1}$.

- Influence de la différence de température sur le taux d'aération "effet cheminée"

Les trois paramètres : A_l , coefficient de perte de charge de l'ouverture ; C_w , coefficient d'efficiencce du vent ; et N_0 ainsi que le produit $A_l\sqrt{C_w}$ sont déterminés par régression linéaire multiple (Figure 4.6) entre le taux d'aération mesuré sur site et celui prédit par le modèle (M2) (cf. Tableau 3.4, chapitre 3) qui tient compte de l'effet cheminée. Ce modèle estime le flux de ventilation à partir de la somme des flux liés à l'effet du vent et à l'effet cheminée. En terme de taux d'aération, il est donné par :

$$N = \left(\frac{3600 \cdot s}{h} \right) \left\{ \frac{1}{3} A_l \left[g \left(\frac{\Delta T}{T} \right) H \right]^{0.5} + \frac{1}{2} A_l \sqrt{C_w} U_h \right\} + N_0 \quad (4.2)$$

Avec : T et ΔT respectivement la température extérieure et la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur en °C. H est la hauteur de cheminée équivalente de la serre (hauteur verticale de l'ouverture) en m.

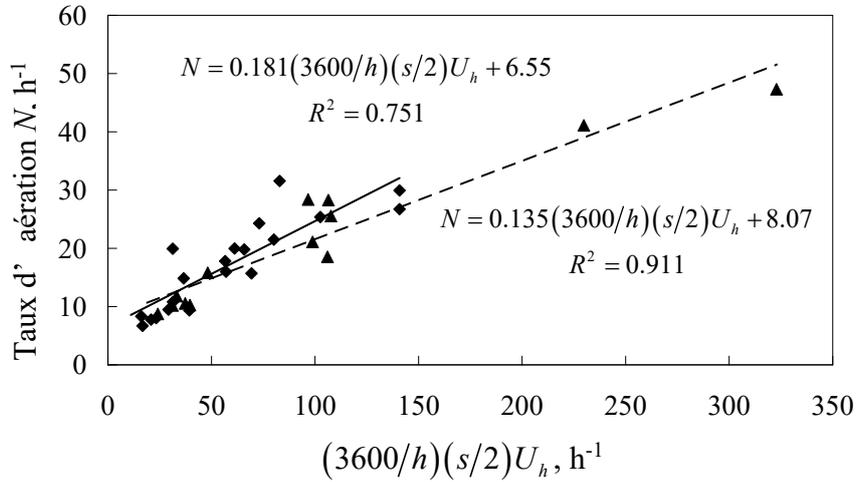


Figure 4.5. Dépendance linéaire entre le taux d'aération N et la vitesse adimensionnelle $(3600/h)(s/2)U_h$ pour deux classes de vitesse du vent : (—◆—) $U_h < 2 \text{ m s}^{-1}$; (—▲—) $2 \leq U_h \leq 5.43 \text{ m s}^{-1}$

Vitesse du vent	$A_f \sqrt{C_w}$	N_0, h^{-1}	R^2	n
$U_h < 2 \text{ m s}^{-1}$	0.181 ± 0.0246	6.55 ± 1.697	0.751	20
$2 \leq U_h \leq 5.43 \text{ m s}^{-1}$	0.135 ± 0.0127	8.068 ± 1.644	0.911	13

N_0 , taux d'aération dû aux fuites en h^{-1} ; n , nombre de mesure

Tableau 4.4. Paramètres du modèle (M5) pour deux classes de vitesse du vent

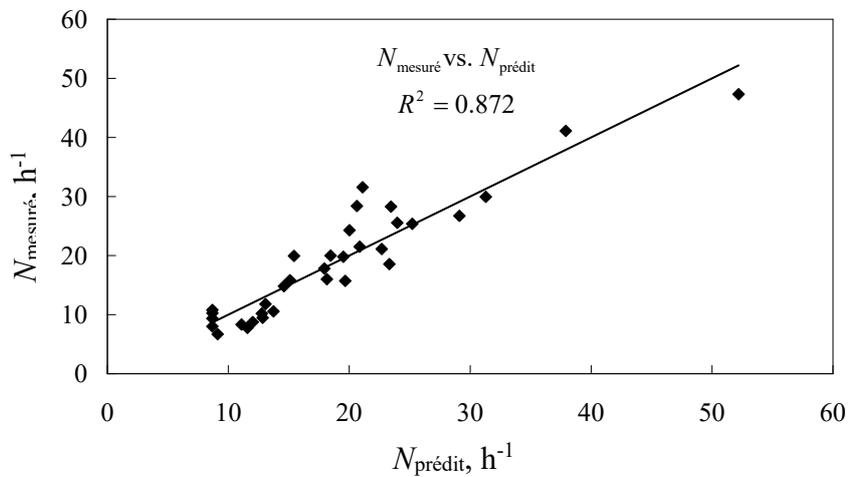


Figure 4.6. Valeurs du taux d'aération mesurées et prédites par le modèle (M2)

Les paramètres du modèle ainsi que le coefficient de détermination R^2 sont donnés dans le Tableau 4.5. On relève que les valeurs du taux d'aération mesurées et prédites par ce modèle (M2) concordent davantage qu'avec le modèle (M5). Aussi la prise en compte des deux effets (vitesse du vent, forces de flottabilité) se répercute-t-elle sur la détermination du produit $A_l\sqrt{C_w}$.

A_l	C_w	$A_l\sqrt{C_w}$	N_0, h^{-1}	R^2	n
0.253 ± 0.149	0.214	0.117 ± 0.0143	8.68 ± 1.0165	0.872	33

Tableau 4.5. Paramètres du modèle (M2) pour $0 < U_h \leq 5.43 \text{ m s}^{-1}$

Il reste à souligner que la valeur du coefficient de perte de charge A_l est relativement faible, comparée à celles citées dans la littérature, entre 0.6 et 0.8 pour des ouvrants dépourvus de filets (Roy *et al.*, 2002; Pérez Parra *et al.*, 2004).

L'importance relative de l'effet cheminée par rapport à l'effet du vent est donnée par le quotient $2 \left[g \left(\frac{\Delta T}{T} \right) H \right]^{0.5} / 3(\sqrt{C_w} U_h)$, représenté sur la Figure 4.7 en fonction de la vitesse du vent. C_w est la valeur identifiée pour le modèle de l'équation (4.2).

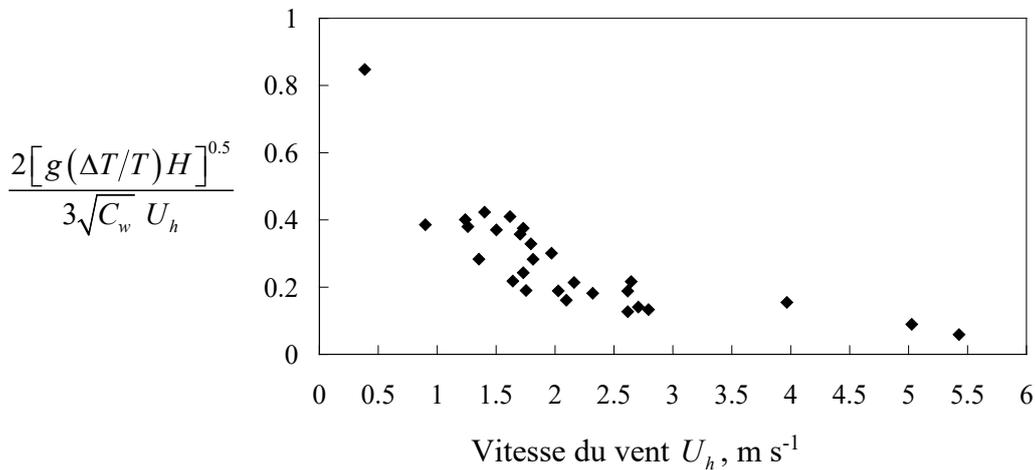


Figure 4.7. Importance relative de l'effet cheminée / effet du vent donné par le modèle (M2)

L'effet cheminée est induit par le gradient de température $\Delta T/T$ entre l'intérieur et l'extérieur de la serre. Il est important pour des faibles vitesses du vent, des différences de température relativement fortes et des hauteurs de cheminée H élevées. A l'opposé, l'importance de l'effet cheminée devient faible dès que la vitesse du vent dépasse 2 m s^{-1} .

Nous avons également mis en œuvre un modèle moins précis (modèle M3) qui considère une valeur fixe de la vitesse du vent dans la section d'entrée et dans la section de sortie de l'air. Ce modèle est fréquemment employé dans la littérature (Boulard & Baille, 1995; Kittas *et al.*, 1995; Boulard *et al.*, 1997; Fatnassi, 2001) et est fondé sur la relation :

$$N = \left(\frac{3600}{h} \right) \left(\frac{s}{2} \right) A_l \left[\left(2g \frac{\Delta T}{T} \frac{H}{4} \right) + C_w U_h^2 \right]^{0.5} + N_0 \quad (4.3)$$

Les paramètres du modèle sont déterminés par régression linéaire *multiple* et récapitulés dans le Tableau 4.6.

A_l	C_w	$A_l \sqrt{C_w}$	N_0, h^{-1}	R^2	n
0.685 ± 0.2145	0.042 ± 0.0314	0.141 ± 0.00845	7.58 ± 2.751	0.833	33

Tableau 4.6. Paramètres du modèle (M3) pour $0 < U_h \leq 5.43 \text{ m s}^{-1}$

Pour ce modèle, les valeurs de A_l et de $A_l \sqrt{C_w}$ semblent mieux correspondre à celles citées dans la littérature. Néanmoins, le coefficient d'efficiency du vent semble plus faible. Le Tableau 4.7 récapitule les valeurs de ces paramètres citées dans plusieurs travaux de recherche.

Bâtiment / position ouvrants	L/H^*	A_l	C_w	$A_l \sqrt{C_w}$	Source
Serre en verre / toiture	-	-	-	0.65-0.7	Bot, (1983)
Serre méditerranéenne (2 chapelles) / toiture	32	0.705	0.079	0.199	Boulard & Baille, (1995)
Serre méditerranéenne / toiture	32	0.707	0.121	0.246	Papadakis <i>et al.</i> , (1996)
Serre venlo (60 chapelles) / toiture	3	0.630	0.117	0.215	Bailey, (2000)

*rapport d'aspect de l'ouverture (longueur/largeur)

Tableau 4.7. Valeurs des coefficients de perte de charge (A_l), d'efficiency du vent C_w , et du

produit ($A_l \sqrt{C_w}$) citées dans littérature (Roy *et al.*, 2002; Pérez Parra *et al.*, 2004)

L'importance relative de l'effet cheminée est donnée dans ce cas par le rapport : $\left[g \left(\frac{\Delta T}{T} \right) (H/2) \right]^{0.5} / C_w u^2$. La Figure 4.8, montre la variation de ce rapport en fonction de la vitesse du vent. De même que pour le cas précédent on constate que l'effet cheminée peut être négligé pour des vitesses du vent supérieures à 2 m s^{-1} , car sa contribution ne représente que 15% de l'effet du vent. Mais plus généralement, le vent représente la cause majeure d'échange d'air entre l'intérieur et l'extérieur de la serre. Cette vitesse seuil (*i.e.* 2 m s^{-1}) était rapportée par plusieurs auteurs (Bot, 1983; Boulard & Draoui, 1995; Wang & Deltour, 1999) (cf. également § 3.2.1, chapitre 3).

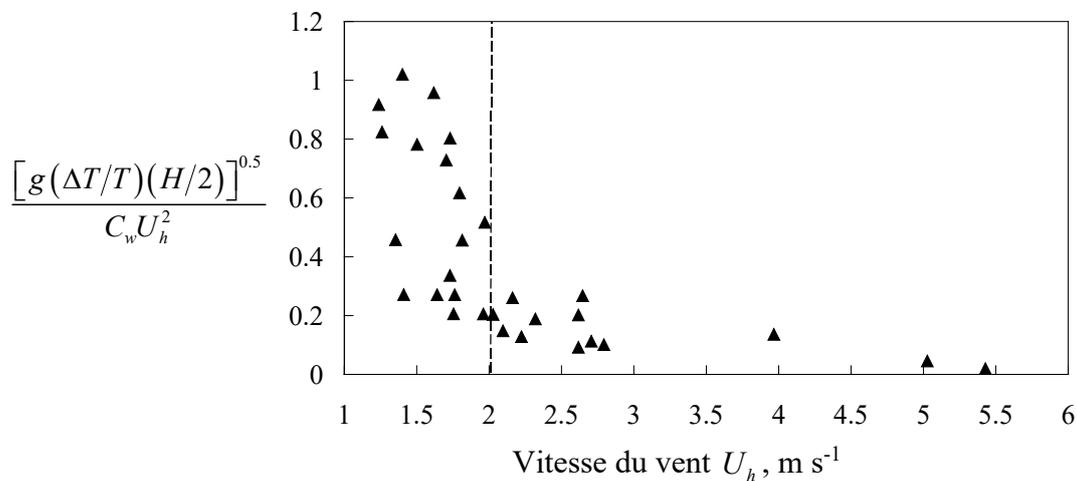


Figure 4.8. Importance relative de l'effet cheminée / effet du vent donné par le modèle (M3)

Nous avons illustré dans ce paragraphe l'influence de la vitesse du vent et du modèle de prédiction sur l'estimation du paramètre $A_l \sqrt{C_w}$. Deux modèles ont été exploités : le modèle M5, qui ne tient compte que de l'effet du vent et le modèle M2 qui combine les deux effets vent et cheminée (cf. Tableau 4.8).

Vitesse du vent	$U_h < 2 \text{ m s}^{-1}$	$2 \leq U_h \leq 5.43 \text{ m s}^{-1}$	$0 < U_h \leq 5.43 \text{ m s}^{-1}$
Modèle M3	0.201 ± 0.05	0.19 ± 0.018	0.141 ± 0.00845
Modèle M5	0.181 ± 0.0246	0.135 ± 0.0127	0.141 ± 0.0112
<i>n</i>	20	13	33

Tableau 4.8. Valeurs du coefficient $A_l \sqrt{C_w}$ pour les modèles (M3) et (M5)

Si on ne tient compte que de l'effet du vent (Modèle M5), on constate une forte variation de $A_i\sqrt{C_w}$ pour les deux classes de vitesses du vent (0.181 et 0.135) ; variation qui est cependant plus faible lorsque l'on intègre l'effet cheminée. Cette même constatation a été faite par Boulard *et al.*, (1997) pour une serre méditerranéenne (serre plastique équipée d'ouvrants en toiture).

Aussi pour l'ensemble des points de mesure $0 < U_h \leq 5.43 \text{ m s}^{-1}$, le modèle (M5) de l'équation (4.1) donne une valeur de $A_i\sqrt{C_w} = 0.141$ similaire à celle estimée par le modèle (M3) de l'équation (4.3). Ce résultat semble confirmer que l'effet cheminée peut être négligeable dès que la vitesse du vent dépasse les 1.5 m s^{-1} même pour de grandes ouvertures qui maximisent la hauteur de cheminée. Enfin le modèle (M5) peut être utilisé dans la plupart des cas où les vitesses du vent dépassent 1.5 m s^{-1} sans entraîner d'erreurs importantes.

4.1.1.e Impact des écrans d'ombrage / thermique sur le renouvellement d'air

Nous avons vu après l'analyse des résultats de mesures sur le renouvellement d'air, avec écrans d'ombrage non déployés, que, conformément aux attentes :

- Pour une ouverture donnée, le taux d'aération croît avec la vitesse du vent ;
- Pour des vitesses de vent comparables, le taux d'aération croît avec l'ouverture de l'ouvrant.

Ces données ont servi à affiner la détermination des paramètres des modèles de types intégraux (approche de Bernoulli) qui ont déjà été présentés dans la partie précédente.

Durant la campagne de mesures 2004, trois ouvertures d'écran ont été étudiées : ouvertures à 5, 10 et 15% de la surface au sol, ce qui correspond aux configurations les plus souvent rencontrées dans les conditions réelles d'exploitation de la serre. Lorsqu'ils sont entièrement déployés, les écrans occupent une surface de 1305.6 m^2 . Une ouverture de 5% des écrans correspond donc à une surface ouverte de 65.28 m^2 (130.56 m^2 pour 10% et 195.84 m^2 pour 15%).

Lors de ces mesures, l'ouverture des ouvrants correspondait à la configuration (1) (cf. Figure 4.1) qui est généralement adoptée en pratique lorsque les écrans d'ombrage sont

déployés. Il est à noter que quelques mesures complémentaires ont également été effectuées pour la configuration (3).

Contrairement aux mesures effectuées sans écrans d’ombrage, où le gaz traceur est injecté dans toute la serre, le volume dans lequel le gaz est injecté lors des mesures avec écrans d’ombrage correspond au volume V_0 (5091.8 m³) de la bi-chapelle Ouest sous l’écran. En fait le taux d’aération mesuré sous écrans représente le nombre de volumes d’air V_0 renouvelés chaque heure.

Le Tableau 4.9 présente les valeurs du taux d’aération obtenues pour les configurations symétriques (configuration 1 et 3) et ce, pour les trois ouvertures différentes d’écrans d’ombrage. Y figurent également la vitesse du vent extérieur ainsi que la différence de température entre l’intérieur et l’extérieur de la serre. Le Tableau 4.10 présente les valeurs du taux d’aération obtenues pour la configuration symétrique (1) sans écran d’ombrage ; ainsi que les paramètres climatiques correspondants. Notons que le taux d’aération (N^*) pour cette configuration précise a été ramené au volume V_0 sous l’écran.

Configuration	Ouverture d’écran								
	5%			10%			15%		
	U_h	ΔT	N	U_h	ΔT	N	U_h	ΔT	N
Configuration (1)	1.43	7.3	12.16	0.91	3.2	13.28	1.94	11.8	20.66
	2.2	12.33	23.36	1.52	12.63	18.11	3.27	10.52	21.72
	5.29	8.37	19.06	1.96	10.1	16.14	4.98	9.15	28
	-	-	-	5.58	9.09	24.73	-	-	-
Configuration (3)	5.45	9.95	17.51	1.84	3.74	22.23	-	-	-

U_h , Vitesse du vent en m s⁻¹; ΔT , Différence de température en °C; N , Taux d’aération en h⁻¹

Tableau 4.9. Comparaison entre les valeurs du taux d’aération pour différents degrés de déploiement de l’écran d’ombrage ; configurations 1 et 3

U_h	ΔT	N	N^*
1.73	2.38	26.7	21.2
1.73	5.67	29.9	23.8
1.26	3.15	25.4	20.2
3.97	5.00	47.3	37.62
0.38	1.41	19.9	15.8

N^* , taux d’aération ramené au volume V_0 sous l’écran ; $N^* = N \cdot V_0 / V$

Tableau 4.10. Valeurs du taux d’aération et paramètres climatiques correspondants pour la configuration 1 sans écran d’ombrage

L'analyse des données des Tableaux 4.9 et 4.10 indique que :

- le taux d'aération augmente avec l'ouverture des ouvrants. Ainsi pour une même ouverture des écrans (5%) et des vitesses de vent sensiblement égales (respectivement 5.29 et 5.45 m s⁻¹), le passage de la configuration (1) à la configuration (3) entraîne une réduction d'aération de 35% (la section de passage de l'air au niveau des ouvrants étant réduite de 43%). Notons que dans ce cas précis, les températures extérieures et les écarts de températures entre la serre et l'extérieur sont comparables ;
- pour la configuration (1) et des vitesses de vent et des écarts de températures du même ordre de grandeur, le débit d'air augmente d'environ 30% en passant d'une ouverture d'écran de 5% à 10%, et de l'ordre de 45% en passant d'une ouverture d'écran de 5% à 15%.

Bien évidemment, ces résultats dépendent largement de la vitesse du vent extérieur pendant la mesure. Ces résultats sont obtenus pour des vitesses de vent très fortes ($U_h \geq 5 \text{ m s}^{-1}$).

Ces résultats ne prennent pas en compte l'effet des écarts de températures entre l'intérieur de la serre et l'extérieur. Or ces écarts peuvent être particulièrement augmentés en présence des écrans d'ombrage : ils varient entre 7 et 13°C avec écrans, contre un ordre de grandeur de 5°C en l'absence d'écrans, ce qui laisse suggérer que l'effet cheminée aura une importance relative (par rapport à l'effet du vent) plus grande en présence des écrans d'ombrage.

Faisons l'hypothèse simplificatrice d'une dépendance linéaire entre le taux d'aération et la vitesse du vent. La Figure 4.9 présente, pour la configuration (1), l'évolution du taux d'aération en fonction de la vitesse du vent pour les trois largeurs de la cheminée (5, 10 et 15%), ainsi que pour le cas des écrans d'ombrage complètement déployés. La dépendance est bel et bien linéaire comme le montre le Tableau 4.11. Faute d'un jeu de données suffisant¹, les paramètres de régression pour la largeur cheminée de 5% ne sont pas spécifiés sur ce tableau.

¹ Une des valeurs a été retirée car elle semblait erronée.

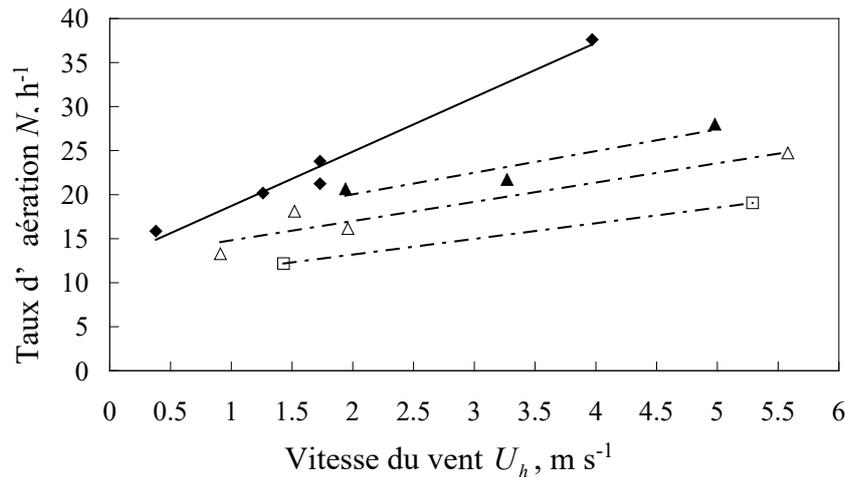


Figure 4.9. Evolution du taux d'aération dans la bi-chapelle Ouest en fonction de la vitesse du vent pour la configuration d'ouvrants (1) et différentes largeurs de la cheminée ;

(—◆—) sans écran, (—▲—) 15 %, (—△—) 10% et (—□—) 5%

Configuration	Régression	R^2	n
Sans écran	$N = 6.15 U_h + 13.1$	0.998	4
15%	$N = 2.47 U_h + 15.1$	0.903	3
10%	$N = 2.19 U_h + 12.6$	0.901	4

R^2 , coefficient de détermination ; n , nombre de mesure

Tableau 4.11. Régression linéaire entre le taux d'aération N et la vitesse du vent, U_h pour la configuration (1) sans écran et avec deux largeurs de cheminée d'écran ; 15 et 10%

La Figure 4.9 montre que, pour des vitesses de vent faible, la présence d'écrans d'ombrage affecte fortement l'aération. Lorsque ceux-ci sont déployés, les mouvements d'air à l'intérieur de la serre résultent principalement des gradients de température (et donc de densité) qui s'établissent, beaucoup plus que de l'énergie apportée par le vent. Ainsi, pour les vitesses de vent habituelles de la zone géographique considérée (de 1.5 à 2 m/s), il faut s'attendre à une diminution de l'ordre de 50% du taux d'aération d'air pour une largeur de la cheminée de 5 %.

Il est cependant délicat de comparer très précisément les taux d'aération obtenus pour cette position d'ouvrant et différentes configurations d'écrans, faute d'un jeu de données suffisant. D'autre part, les ouvrants de la deuxième bi-chapelle étant rarement fermés durant les campagnes de mesures, il convient de considérer un taux de fuites par la cloison de

séparation plastique entre les deux bi-chapelles. La détermination de ce taux est illustrée dans la partie qui suit.

4.1.1.f Estimation des infiltrations ou fuites

Les taux d'aération correspondants aux infiltrations ou fuites sont à la fois fonction des conditions climatiques extérieures (vitesse et direction de vent, température extérieure...), mais aussi de la disposition des ouvrants dans la partie non étudiée de la serre (*i.e.* la bi-chapelle Est). En effet d'importants appels d'air peuvent être provoqués par l'ouverture de ces ouvrants.

Pour étudier ces phénomènes, plusieurs mesures du taux d'infiltration ont été réalisées, sous diverses conditions climatiques, en maintenant les ouvrants de la bi-chapelle d'étude fermés et en considérant les ouvrants de la deuxième bi-chapelle soient fermés, soient ouverts à 100%-100% (configuration 1).

Les résultats de ces mesures sont récapitulés dans le Tableau 4.12. Notons que lors des mesures, le vent était fort (4.5 m s^{-1}) et venait du Sud.

Configurations des ouvrants de la 2 ^{ème} bi-chapelle	$U_h, \text{ m s}^{-1}$	Direction du vent/faîtage	$N_{f,i}, \text{ h}^{-1}$
100%-100%	4.50	Parallèle	2.58
0%-0%	4.50	Parallèle	0.395

Tableau 4.12. Résultats des mesures du taux d'infiltration dans la bi-chapelle d'étude (Ouest), avec ouvrants fermés, en fonction de l'ouverture des ouvrants de la deuxième bi-chapelle (Est).

Où $N_f = 2.58 \text{ h}^{-1}$ représente un taux de fuite (par les ouvrants de la chapelle Est en particulier), tandis que $N_i = 0.395 \text{ h}^{-1}$ représente un taux d'infiltration qui est plutôt associé aux problèmes d'étanchéité entre les éléments de la serre.

Il est important de préciser que, durant les campagnes de mesures du taux d'aération, les ouvrants de la deuxième bi-chapelle sont rarement totalement fermés ou totalement ouverts. Ainsi, il convient de considérer un taux de fuite intermédiaire entre les deux valeurs présentées dans le Tableau 4.12.

Nous pouvons donc estimer la précision avec laquelle le taux d'aération est mesuré lors des expériences de gaz traceur. Ainsi, par exemple, pour un taux d'aération mesuré de 30 h^{-1} , l'erreur de mesure due aux fuites se situerait entre 1.3% et 8.6%.

Ces valeurs de taux de fuites sont un des éléments permettant d'expliquer l'erreur relative entre la valeur mesurée du taux d'aération et la valeur obtenue lors des simulations numériques. Nous discuterons cette problématique plus loin dans le § 4.3.5

4.1.1.g Conclusion sur l'étude de l'aération par les modèles d'échanges globaux

La campagne expérimentale nous a permis de recueillir un jeu de données conséquent qui fournira les entrées du modèle numérique. Nous disposons d'ores et déjà de mesures du taux d'aération qui pourront être utilisées pour valider ce modèle. Le taux d'aération a été mesuré par la méthode du gaz traceur pour une serre de référence abritant des cultures ornementales.

Sur la base d'analyses statistiques, nous avons pu juger de la qualité de nos résultats d'une part en les comparant avec d'autres résultats issus de mesures sur site, d'autre part en mettant en œuvre des modèles simples d'échanges d'air globaux. Nous avons montré que la précision sur l'identification des paramètres de ces modèles dépendait de l'importance relative des deux effets responsables des échanges d'air (l'effet cheminée et l'effet du vent). L'effet cheminée peut être considéré comme négligeable pour des vitesses de vent $\geq 2 \text{ m s}^{-1}$. Cette valeur a été rapportée par plusieurs auteurs (Bot, 1983; Boulard & Draoui, 1995; Wang & Deltour, 1999).

Nos résultats indiquent également que le taux d'aération N varie linéairement avec la vitesse du vent et avec la surface de l'ouverture de l'ouvrant pour le modèle qui néglige l'effet cheminée. L'efficacité du vent diminue au fur et à mesure que la vitesse du vent augmente. Par contre le taux d'aération résiduel augmente avec la vitesse du vent même pour les modèles qui tiennent compte des deux effets vent et cheminée. Ceci explique que ce terme toujours non nul, constitue partiellement un artifice statistique qui améliore la qualité de l'ajustement linéaire. Il tient compte simultanément des fuites liées directement au vent et des fuites liées à la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur de la serre.

Enfin, nous avons vu que, pour la plage de vitesse du vent observée ($0 \leq U_h \leq 5.43 \text{ m s}^{-1}$), le vent intervient de façon prépondérante dans les échanges d'air et que le modèle simple (M5) prédit le taux d'aération avec une bonne précision.

4.1.2 Caractérisation de l'écoulement d'air à travers un ouvrant continu de toiture par anémométrie sonique

4.1.2.a Rappel des objectifs :

Dans le but de caractériser le champ des vitesses - plus particulièrement sur la hauteur d'une ouverture continue de toiture - et d'appréhender également la dimension turbulente des écoulements, les trois composantes de la vitesse de l'air ont été mesurées à haute fréquence avec un anémomètre sonique tridimensionnel.

Il s'agit de :

- Dresser le profil de vitesse vertical afin d'identifier les flux entrant et sortant ;
- Estimer par la suite le taux d'aération en intégrant la vitesse débitante ou sortante le long de la hauteur de l'ouverture ;
- Extraire des quantités turbulentes comme l'énergie cinétique turbulente ou sa dissipation visqueuse.

Notons enfin que le développement présenté ci-après a fait l'objet d'un stage d'ingénieur /DEA de thermique (Dubus, 2004).

4.1.2.b Méthodologie de traitement des résultats

Rappelons que les acquisitions sont réalisées avec un pas d'espace vertical de 10 cm sur une ouverture totale de 100% (*i.e.* configuration 1 et 2) et de 5 cm sur une ouverture horizontale de 57% (*i.e.* configuration 3). La fréquence et la durée d'acquisition optimale – minimale en l'occurrence – pour chaque point ont été déterminées à l'issue d'une phase préliminaire de mesure (cf. § 3.1.4, chapitre 3) ; soit respectivement 20 Hz et 5 minutes. L'acquisition d'un profil complet s'étale donc sur environ 1h. Les profils sont tracés en moyennant sur 5 minutes les vitesses acquises en chaque point. Parallèlement à ces mesures, l'anémomètre à coupelles et la girouette enregistrent respectivement la vitesse et la direction du vent extérieur.

Le traitement des données a été réalisé à l'aide du logiciel Matlab6.5. Ce traitement consiste à :

- Pour le champ de vitesse (cf. Annexe F) : extraire les composantes moyennes et fluctuantes du champ de vitesse ;
- Pour le taux d'aération : procéder à une intégration numérique de la vitesse débitante ou sortante tout au long de la hauteur de l'ouverture.

Le traitement statistique des séries temporelles des composantes moyennes et fluctuantes du champ de vitesse permet d'envisager ensuite d'extraire des quantités turbulentes (Heber *et al.*, 1996; Haxaire, 1999; Boulard *et al.*, 2000) telles que :

- Les variances de chacune des composantes de la vitesse de l'air ($\sigma_x^2, \sigma_y^2, \sigma_z^2$) ;
- L'intensité turbulente ψ qui représente le rapport entre l'écart type de la vitesse et la vitesse moyenne ;
- L'énergie cinétique turbulente k déterminée à partir des variances de chacune des composantes de la vitesse ;
- Le spectre d'énergie $E(f)$ déterminé par des techniques de transformée de Fourier rapide, ce spectre étant calculé pour chacune des composantes de la vitesse ;
- Les échelles de temps et de longueur « intégrales » caractéristiques de la turbulence, respectivement T_i et L_i ;
- L'échelle microscopique de turbulence λ ;
- La dissipation de l'énergie cinétique turbulente ε déterminée à partir de l'énergie cinétique turbulente k et de la micro-échelle de turbulence λ .

L'étude statistique de la turbulence est présentée plus en détails en Annexe F.

4.1.2.c Etablissement du profil vertical de vitesse au niveau d'un ouvrant continu de toiture

Les mesures de profils de vitesse n'ont été réalisées qu'au niveau des ouvertures de la chapelle la plus à l'Ouest dans le plan médian de la serre (Figure 4.10). Notons que durant ces mesures, les ouvrants de la deuxième chapelle à partir de l'Ouest sont fermés (Figure 4.10). Les configurations d'ouvrants retenues pour les mesures sont la 1^{ère}, la 2^{ème} et

la 3^{ème} configurations de la Figure 4.1 et la configuration (3'). Cette dernière configuration correspond à une ouverture horizontale sous le vent (Figure 4.11).

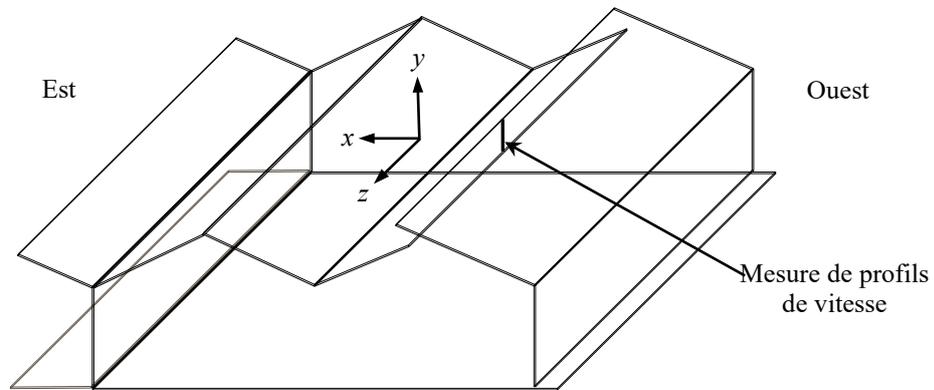


Figure 4.10. Plan de mesures des profils de vitesse

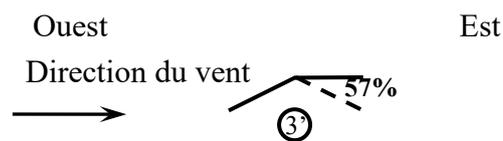


Figure 4.11. Configuration (3')

Dans le Tableau 4.13 sont données les valeurs de la vitesse du vent extérieur ainsi que la direction du vent par rapport à la ligne de faitage de la serre.

Configuration	Date	U_h , m s ⁻¹	θ_v / ouvrant ouvert	Profil de vitesse
Configuration (1)	(a) 28/07/2004	0.534	Nord-Est / AV	Figure 4.12, a
	(b) "	"	Nord-Est / SV	Figure 4.12, b
Configuration (2)	(a) 28/07/2004	2.69	Nord-Est / AV	Figure 4.13, a
	(b) 03/08/2004	1.59	Nord-Ouest / SV	Figure 4.13, b
Configuration (3)	(a) 29/07/2004	1.24	Ouest / SV	Figure 4.14, a
	(b) "	"	Sud-Est / SV	Figure 4.14, b
Configuration (3')	(a) 29/07/2004	2.47	Ouest / SV	Figure 4.15, a
	(b) 03/08/2004	1.45	Nord-Ouest / SV	Figure 4.15, b

U_h , Vitesse du vent en m s⁻¹ ; θ_v , Direction du vent par rapport à la ligne de faitage dont la notation conventionnelle est : AV, ouverture d'ouvrant au vent ; SV, ouverture d'ouvrant sous le vent.

Tableau 4.13. Tableau récapitulatif des configurations étudiées, valeurs de la vitesse du vent et orientation des ouvertures par rapport à la direction du vent

Pour les configurations (2) et (3') dont un seul ouvrant est ouvert à 100% et à 57% respectivement (celui de la chapelle le plus à l'Ouest), les profils verticaux de la composante normale de la vitesse à surface de l'ouverture (Figure 4.13 et Figure 4.15 respectivement), montrent l'existence d'un flux entrant et d'un flux sortant à travers la surface d'ouverture. L'air entre par la partie basse de la surface de l'ouverture, alors qu'il sort par la partie haute dont la vitesse n'est plus constante sur l'un ou l'autre segment. Par convention, les vitesses positives sur le profil vertical correspondent au flux d'air entrant dans la serre, tandis que les vitesses négatives correspondent au flux d'air sortant de la serre. Ce sont ces valeurs qui conditionnent le renouvellement d'air.

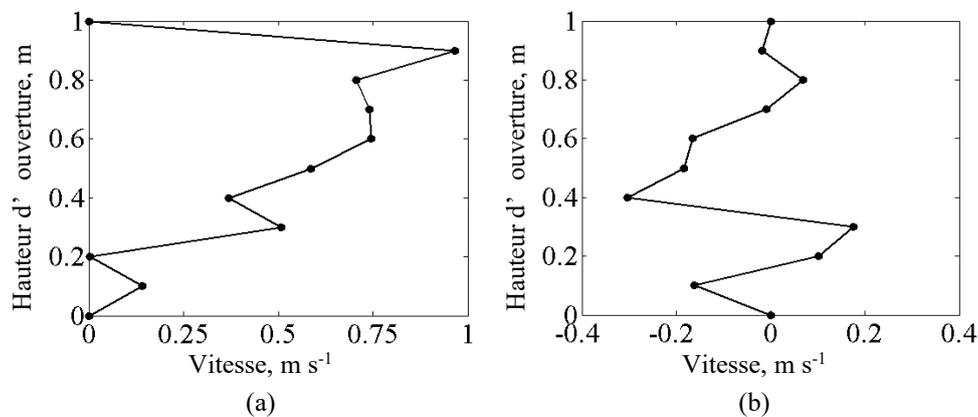


Figure 4.12. Profil de la composante normale de la vitesse à l'ouverture obtenu pour la configuration (1) ; (a) Ouvrant Est ouvert au vent, (b) Ouvrant Ouest ouvert sous le vent

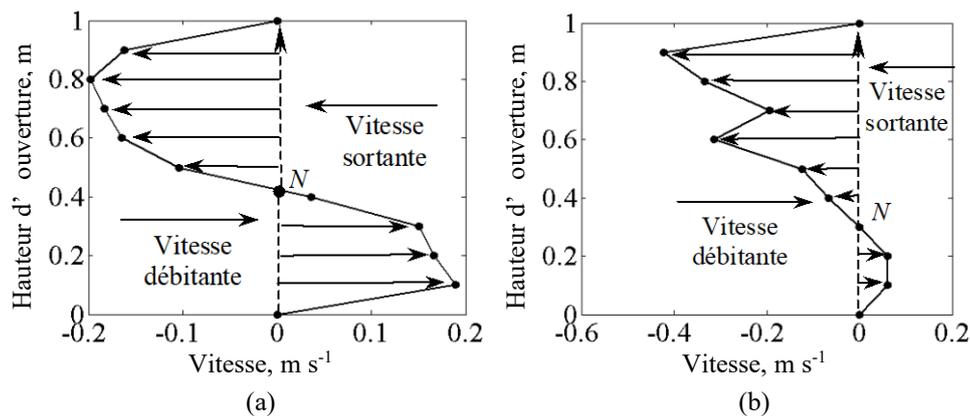


Figure 4.13. Profil de la composante normale de la vitesse à l'ouverture obtenu pour la configuration (2) ; (a) Ouvrant Est ouvert au vent, (b) Ouvrant Est ouvert sous le vent

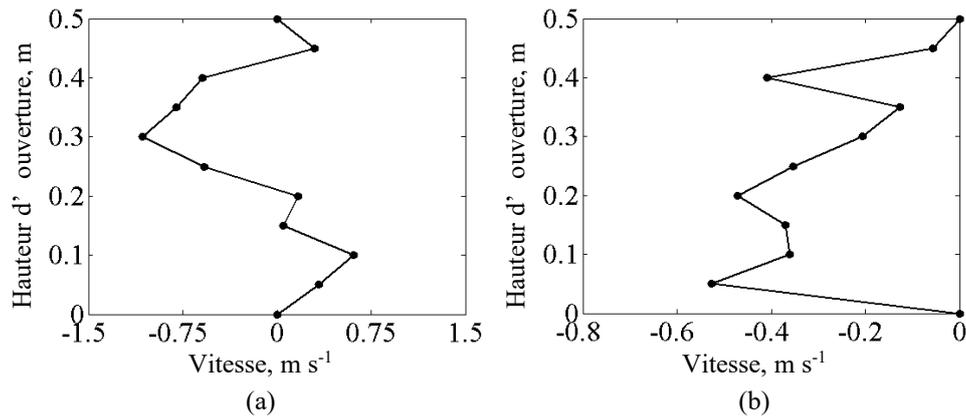


Figure 4.14. Profil de la composante normale de la vitesse à l'ouverture obtenu pour la configuration (3) ; (a) Ouvrant Est ouvert sous le vent, (b) Ouvrant Ouest ouvert sous le vent

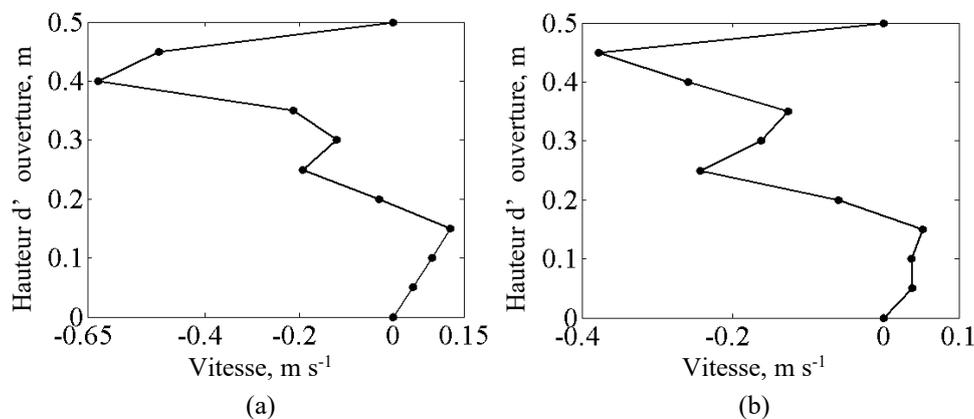


Figure 4.15. Profil de la composante normale de la vitesse à l'ouverture obtenu pour la configuration (3') ; (a) Ouvrant Est ouvert sous le vent, (b) Ouvrant Est ouvert sous le vent

Par ailleurs, il est important de remarquer à partir de ces deux Figures (Figure 4.13 et Figure 4.15) que les profils ne sont pas symétriques par rapport au point N . Ce point représente théoriquement pour les modèles dits du premier ordre, le plan de différence de pression nulle entre l'intérieur et l'extérieur lorsque la ventilation est uniquement mue par effet cheminée. Pour ce cas de figure, *i.e.* un seul ouvrant ouvert, le principe de conservation de la masse entre le flux entrant et le flux sortant n'est donc pas respecté sur la tranche verticale étudiée ; le flux entrant est beaucoup plus faible que le flux sortant. Cela ne signifie pas pour autant que la conservation de la masse n'est pas respectée, mais que d'autres mécanismes que le pur effet cheminée interviennent.

Pour les configurations symétriques (1) et (3) dont deux ouvrants (toujours de la chapelle le plus à l'Ouest) sont ouverts à 100% et à 57% respectivement, les profils verticaux

de la composante normale de la vitesse à l'ouverture (Figure 4.12 et Figure 4.14 respectivement), montrent que pour une ouverture exposée directement au vent, le flux d'air demeure entrant à travers l'ouverture maximale (100 %) (Figure 4.12, a) malgré une faible vitesse du vent (0.534 m s^{-1}). Pour une ouverture sous le vent, on distingue deux cas de figures selon l'intensité de la vitesse du vent extérieur. Le flux d'air est en grande partie sortant pour une ouverture horizontale (57 %) (Figure 4.14, b) avec une vitesse du vent 1.24 m s^{-1} . Pour une ouverture maximale (100 %) et une vitesse du vent faible (0.534 m s^{-1}) on ne distingue plus qu'une zone d'entrée ou de sortie d'air sur la hauteur de l'ouverture (Figure 4.12, b).

L'écoulement d'air au niveau de l'ouverture peut être interprété comme suit : le flux d'air traversant l'ouvrant est généré par la différence de pression s'établissant de part et d'autre de l'ouvrant. Cette différence de pression est induite d'une part par la différence de température entre l'intérieur de la serre "effet cheminée" et l'autre part par la vitesse du vent "effet du vent". Ainsi, pour des vitesses du vent faible, les échanges d'air entre l'intérieur et l'extérieur sont générés par la différence de masse volumique de l'air, elle-même induite par la différence de température. L'air relativement chaud venant de l'intérieur de la serre sort de la serre par la partie haute, et est moins dense que l'air plus froid provenant de l'extérieur qui pénètre par la partie basse de l'ouverture. Différents auteurs indiquent que le vent devient prépondérant devant l'effet cheminée lorsque sa vitesse excède 1.5 m s^{-1} (cf. § 3.2.1, chapitre 3). Mais en réalité, ce seuil pour nos cas de figures reste fonction de l'orientation des ouvrants par rapport à la direction du vent. Ainsi, l'effet cheminée demeure prépondérant pour une orientation sous le vent des ouvrants même pour des vitesses bien supérieures à ce seuil.

D'autres part, les résultats précédents démontrent que l'écoulement de l'air à travers l'ouvrant est fondamentalement tridimensionnel et que le déficit de flux entrant doit être compensé à un autre niveau de la serre. Si l'écoulement était bidimensionnel, le profil de vitesse serait le même quelle que soit la position suivant l'axe principal de la serre. La conservation de la masse impliquerait dans ce cas que, sur une verticale, le flux entrant serait égal au flux sortant.

Le caractère tridimensionnel de l'écoulement semble être confirmé par le fait que les vitesses longitudinales enregistrées (suivant la ligne de faîtage) sont parfois supérieures à la

composante normale à l'ouverture de la vitesse débitante. Un tel flux d'air, entrant ou sortant de la serre à contre-courant du vent parallèle à la ligne de faîtage, avait déjà été mis en évidence par Wang (1998) lors de mesures effectuées par anémométrie sonique dans une serre de type *Venlo* (Belgique) et par Wang et al., (1999) pour une serre *méditerranéenne* (Avignon-France).

Après l'analyse des cartographies du champ des vitesses issues de sections différentes de la serre *méditerranéenne*, Haxaire (1999) a produit une esquisse générale de la circulation de l'air dans la serre (Figure 4.16) montrant que l'écoulement est bien tridimensionnel pour un vent parallèle au faîtage, et peut se décomposer de la façon suivante : l'air froid entre dans la serre par la partie située sous le vent essentiellement par l'ouvrant du milieu. Ensuite un flux d'air, de vitesse modérée, remonte à contre-courant par rapport au sens du vent extérieur, en balayant toute la végétation. L'air ressort ensuite du côté situé au vent presque exclusivement à travers l'ouvrant central.

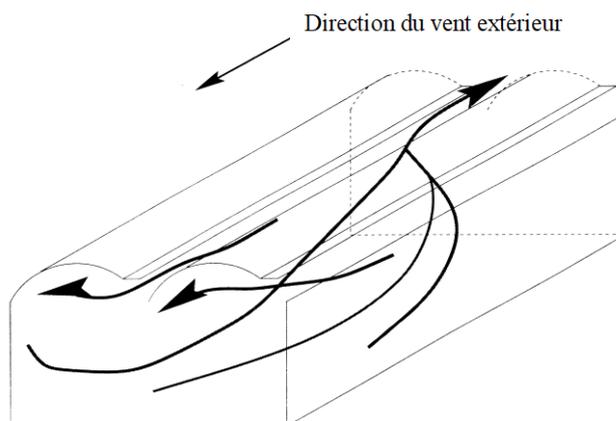


Figure 4.16. Description de la circulation générale de l'air dans la serre dite '*méditerranéenne*', Haxaire (1999)

4.1.2.d Estimation du taux d'aération par intégration du profil vertical de vitesse

Les flux d'air entrants et sortants donnent accès aux taux d'aération par intégration de la vitesse débitante ou sortante. Nous supposons ici pour les calculs que l'écoulement au niveau des ouvrants est bi-dimensionnel (cf. Annexe F). Nous commenterons ensuite la validité d'une telle hypothèse. Le Tableau 4.14 compare ces valeurs à celles obtenues avec la

technique du gaz traceur pour les six cas présentés ci-dessus. Les notations suivantes ont été adoptées :

- N_d désigne le taux d'aération obtenu par intégration de la vitesse d'air débitante en h^{-1} ;
- N_s désigne le taux d'aération obtenu par intégration de la vitesse d'air sortante en h^{-1} ;
- N_g désigne le taux d'aération mesuré par la méthode du gaz traceur en h^{-1} .

Bien que la vitesse du vent à l'extérieur soit différente pour les deux configurations présentées dans le Tableau 4.14, les valeurs du taux d'aération (N_d et N_s) résultant de l'intégration sont toujours sous-estimées par rapport à celles déduites par mesure de la décroissance de concentration du gaz traceur (N_g).

<i>Configuration</i>	<i>Ouverture</i>	N_d, h^{-1}	N_s, h^{-1}	N_g, h^{-1}
<i>Configuration (1)</i>	(a) Ets	$\sum_{Est\ et\ Ouest} N_d = 18.9$	2.76	22.3
	(b) Ouest		0	
<i>Configuration (2)</i>	(a) Est	2.01	3.02	21.4
	(b) Est	0.46	5.5	8.8
<i>Configuration (3)</i>	(a) Ets	2.47	$\sum_{Est\ et\ Ouest} N_s = 10.9$	9.78
	(b) Ouest	0		
<i>Configuration (3')</i>	(a) Est	0.785	2.75	7.3
	(b) Est	0.215	2.30	5.3

Tableau 4.14. Comparaison des taux d'aération obtenus par intégration du profil de vitesse et par mesure avec la technique du gaz traceur

Pour l'ensemble des cas de figures étudiés, où les ouvrants d'une seule chapelle étaient ouverts, la quantité d'air sortant sur le plan vertical de l'ouvrant était toujours plus élevée que celle entrante. Ceci témoigne une nouvelle fois de la tri-dimensionnalité de l'écoulement à travers les ouvrants.

4.1.2.e Quantification des grandeurs turbulentes

- Influence de la configuration d'ouvrants sur les caractéristiques turbulentes de l'écoulement d'air au niveau des ouvrants

Dans le Tableau 4.15, sont présentées les caractéristiques turbulentes de l'écoulement d'air au centre de l'ouverture pour les différentes configurations d'ouvrants décrites précédemment (1, 2, 3 et 3') pour la chapelle la plus à l'Ouest. Les quantités indiquées ont été obtenues après traitement statistique des séries temporelles des composantes moyennes et fluctuantes du champ de vitesse (cf. Annexe F).

La vitesse moyenne normale à l'ouverture (\bar{v}), varie de 0.59 à 1.44 m s⁻¹, en fonction de la vitesse du vent et de la configuration d'ouvrants considérée et enfin de l'orientation de ce dernier par rapport à la direction du vent. Il apparaît également à partir des 3 composantes de la vitesse (Tableau 4.15), que l'écoulement de l'air est principalement dans le plan horizontal xz perpendiculaire au plan vertical d'ouverture de l'ouvrant.

L'intensité turbulente (ψ), qui correspond au rapport entre l'écart type de la vitesse et la vitesse moyenne, varie de 0.775 (ouverture Ouest, sous le vent, de la configuration 3) à 1.03 (ouverture Ouest, sous le vent, de la configuration 1). L'énergie cinétique turbulente k varie de 0.054 m²/s² (ouverture Ouest, sous le vent, de la configuration 3) à 0.430 m² s⁻² (ouverture au vent de la configuration 2).

En ce qui concerne les échelles caractéristiques de la turbulence, l'échelle intégrale de temps (T_i), varie de 3.19 s (ouverture au vent de la configuration 2) à 15.327 s (ouverture Est, au vent de la configuration 1) alors que l'échelle de longueur intégrale de la turbulence (L_i) est de l'ordre de quelques mètres et varie de 4.37 m à 14.0 m. Ces valeurs caractéristiques de la taille des gros tourbillons, sont importantes au niveau des ouvrants ce qui semblerait indiquer une dégradation des grosses structures tourbillonnaires due au confinement.

Il importe de noter que dans tous les cas de figure, les valeurs des deux échelles caractéristiques de la turbulence (de temps et de longueur) sont nettement supérieures respectivement, à la période de mesure de notre anémomètre (de 0.017 à 1 s) et la distance

séparant un transducteur de celui qui lui fait face (10 cm, cf. Figure 3.10, chapitre 3). Ceci indique que les résultats de mesures sont fiables et que notre anémomètre est un outil de mesure approprié (Wang, 1998; Boulard *et al.*, 2000).

La Micro-échelle de (λ) est de l'ordre du centimètre. Elle fluctue de 1.1 cm (configuration 3') à 2.7 cm (ouvrant est de la configuration 1). Cette micro échelle de la turbulence est définie comme la taille moyenne des plus petits tourbillons responsables de la dissipation sous forme de chaleur. Il semblerait alors, qu'au niveau des ouvrants il y ait une dégradation tourbillonnaire des grandes échelles vers les petites échelles. Les mêmes conclusions ont été faites par d'autres auteurs (Heber A. J. *et al.*, 1996; Wang, 1998; Boulard *et al.*, 2000).

Similairement à l'énergie cinétique turbulente, le taux de dissipation visqueuse ε varie lui de $1.10 \text{ m}^2 \text{ s}^{-3}$ (ouvrant ouest de la configuration 3) à $10.7 \text{ m}^2 \text{ s}^{-3}$ (ouvrant au vent de la configuration 2). Il évolue systématiquement dans le même sens que l'énergie cinétique turbulente k . Là où il y a production de plus d'énergie cinétique turbulente, il y a également destruction de davantage d'énergie par dissipation visqueuse (Heber A. J. *et al.*, 1996; Wang, 1998; Haxaire, 1999; Boulard *et al.*, 2000).

Enfin, aucune corrélation n'a pu être réellement établie entre la configuration d'ouvrants considérée et les grandeurs turbulentes mesurées, la direction et la vitesse du vent étant trop changeantes.

Configuration		(1)	(2)	(3)		(3')	
Ouverture		Est	Ouest	Est	Ouest	Est	
Vitesse du vent ; U_h , $m s^{-1}$		1.39	0.73	2.85	1.77	0.752	2.07
Direction du vent par rapport à l'ouverture ; θ_v		N-E AV	N-E SV	N-E AV	O SV	S-E SV	O SV
Vitesse moyenne, $m s^{-1}$	\bar{v}_x	0.542	0.118	-0.097	-0.788	0.445	-0.471
	\bar{v}_y	-0.239	0.003	-0.075	-0.041	-0.138	-0.135
	\bar{v}_z	-1.03	-0.493	-1.18	0.295	0.273	0.066
	\bar{v}	1.44	0.669	1.43	1.06	0.617	0.593
L'intensité turbulente ; ψ		0.833	1.03	0.851	0.923	0.775	0.838
L'énergie cinétique turbulente ; k , $m^2 s^{-2}$		0.399	0.086	0.430	0.130	0.054	0.055
Echelle de temps de la turbulence, T_i , s		15.3	3.87	3.19	13.2	7.08	8.42
Echelle de longueur de la turbulence ; L_i , m		9.74	5.64	4.57	14.1	4.37	4.99
Micro échelle de la turbulence ; λ , m		0.027	0.012	0.026	0.020	0.011	0.011
Taux de dissipation visqueuse ; ε , $m^2 s^{-3}$		10.4	2.05	10.8	2.64	1.103	1.33

Tableau 4.15. Caractéristiques turbulentes de l'écoulement d'air au centre de l'ouverture pour différentes configurations

- Profils d'énergie cinétique turbulente et de sa dissipation sur la hauteur de l'ouvrant

Les distributions de l'énergie cinétique turbulente k et du taux de dissipation visqueuse ε sur la hauteur de l'ouvrant ont été déterminées au niveau de la chapelle Ouest. Les configurations considérées sont 2 et 3'. Les deux profils ont été réalisés dans des conditions de vent similaires (vent Nord-Ouest de l'ordre de 1.5 m/s).

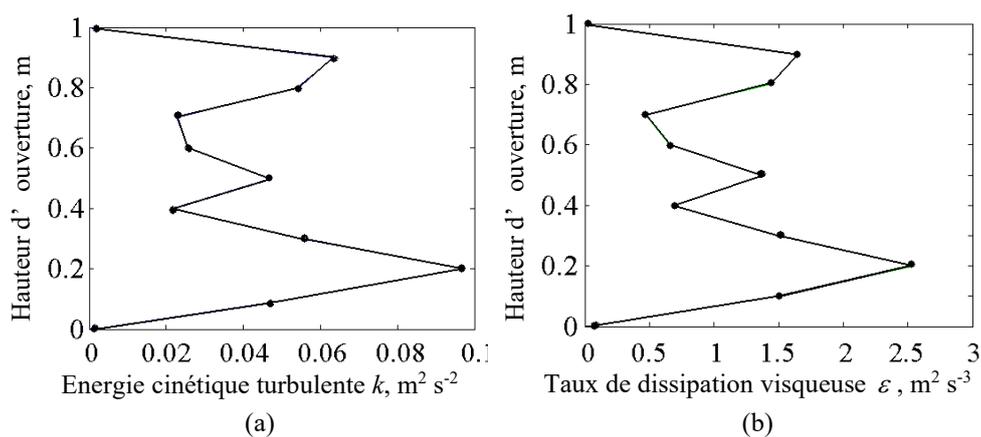


Figure 4.17. Profils des grandeurs turbulentes sur la hauteur de l'ouvrant pour la configuration (2, b) ; (a) énergie cinétique turbulente k en $m^2 s^{-2}$, (b) taux de dissipation visqueuse ε en $m^2 s^{-3}$

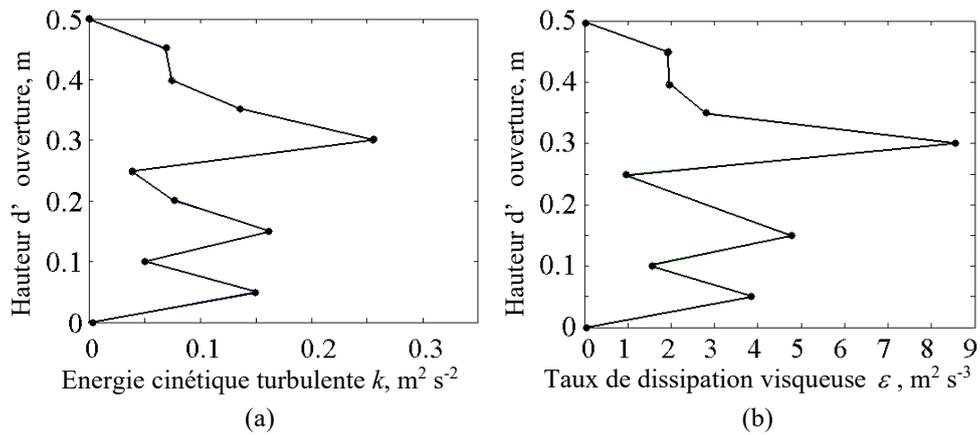


Figure 4.18. Profils des grandeurs turbulentes sur la hauteur de l'ouvrant pour la configuration (3', b) ; (a) énergie cinétique turbulente k en $m^2 s^{-2}$, (b) taux de dissipation visqueuse ε en $m^2 s^{-3}$

On constate une importante hétérogénéité dans la répartition des grandeurs turbulentes sur la hauteur de l'ouvrant et ce quelle que soit la configuration d'ouvrants considérée (2 ou 3'). Le taux de dissipation visqueuse est maximal lorsque l'énergie cinétique turbulente est elle-même maximale, ce qui est tout à fait logique car plus l'écoulement fluide est turbulent, plus il y a de frottement entre les couches de fluide.

On remarque également que les deux profils sont semblables. En effet la dissipation de l'énergie cinétique est forte quand l'énergie cinétique elle-même est importante. Les valeurs les plus importantes de k et de ε sont confinées dans les segments où le gradient de vitesse est élevé *i.e.* zones d'entrée et de sortie d'air sur la hauteur de l'ouvrant.

Enfin, la distribution des grandeurs turbulentes est différente selon la configuration considérée, ce qui laisse supposer que la configuration des ouvrants influence directement la distribution de la turbulence.

- Spectre d'énergie

Les caractéristiques turbulentes du champ de vitesse, déterminées au centre de l'ouvrant Est dans le cas d'un vent dominant d'Ouest (configuration 2, b), ont également été analysées en traçant dans un système d'axes log – log la distribution de la densité du spectre d'énergie $E(f)$ en fonction de la fréquence spectrale de la turbulence f pour chacune des composantes de la vitesse (Figure 4.19). Une séquence de vitesse mesurée à la fréquence 20

Hz pendant un intervalle de temps de 25.6 s (soit un échantillon de 512 valeurs de vitesse) a été considérée.

La Figure 4.19 montre bien que l'écoulement d'air traversant l'ouverture et entraîné par le vent est bien turbulent. On distingue par ailleurs que les spectres d'énergie de chacune des composantes de la vitesse (v_x , v_y et v_z) sont similaires aux hautes fréquences. Dans cette plage de fréquences, la décroissance du spectre est linéaire, ce qui correspond à une décroissance en puissance $-5/3$ et traduit l'isotropie de la turbulence¹. Les mêmes constatations ont été faites par (Heber A. J. *et al.*, 1996; Wang, 1998; Boulard *et al.*, 2000). L'analyse des résultats dans les basses fréquences (Figure 4.19) indique aussi que l'écoulement moyen se situe majoritairement dans le plan horizontal xz .

Soulignons que le comportement des gros tourbillons, *i.e.* les plus énergétiques, n'est pas pris en compte selon cette présentation du fait que la durée d'échantillonnage n'est pas suffisante.

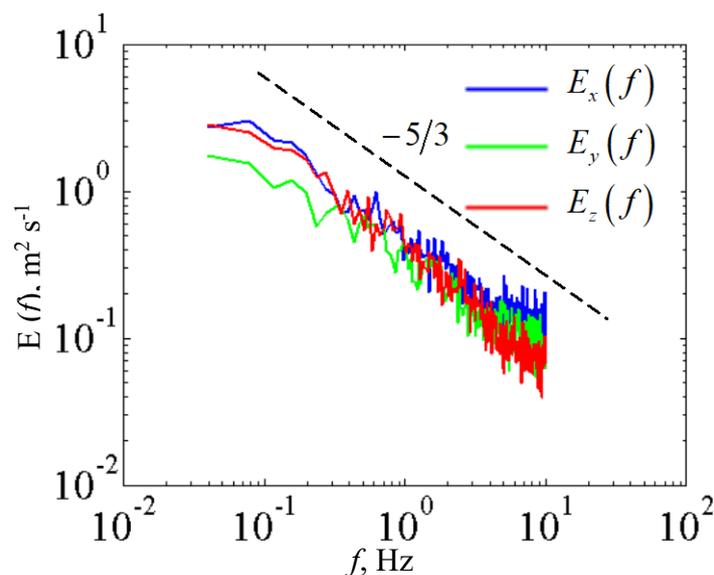


Figure 4.19. Distribution du spectre d'énergie en x , y et z de la vitesse de l'air au centre de l'ouverture Est, pour un vent dominant d'Ouest (configuration 2, b)

¹ Une turbulence homogène et isotrope se caractérise par un spectre d'énergie $E(f)$ à la fréquence f par : $E(f) = \text{Cte } \varepsilon^{2/3} f^{-5/3}$ **Manneville P** (2004). Instabilités, chaos et turbulence. Ed. de l'Ecole Polytechnique, Palaiseau.

4.1.2.f Conclusion sur la caractérisation de l'écoulement d'air à travers un ouvrant continu

Nous avons mis au point et manipulé une instrumentation de précision haute fréquence "anémomètre sonique tridimensionnel".

Des données relatives au champ de vitesse (composantes moyennes et fluctuantes) au niveau des ouvrants ont été acquises. Ces données ont été exploitées. Ainsi, des profils de vitesse verticaux (sur la hauteur de l'ouverture) ont été dressés pour plusieurs configurations d'ouverture d'ouvrant. Ces profils nous ont permis d'identifier les flux entrants et sortants à travers l'ouverture. Enfin les grandeurs turbulentes telles que l'énergie cinétique turbulente et sa dissipation visqueuse ont été explorées.

Les résultats obtenus dans le cadre de cette étude ont permis d'une manière générale d'affiner la connaissance des échanges à travers les ouvrants de toiture d'une serre, ainsi :

- les mesures du taux d'aération ont permis d'entrevoir le caractère tridimensionnel de l'écoulement d'air à travers les ouvertures de toiture ;
- les mesures de la turbulence ont révélé une importante hétérogénéité dans la distribution de l'énergie cinétique et du taux de dissipation sur toute la hauteur de l'ouverture, cette hétérogénéité semblant influencée par la configuration d'ouvrant.

4.2 Modélisation numérique « Mise en œuvre du modèle de climat distribué »

4.2.1 Rappel des enjeux et des objectifs de la modélisation numérique

Les études expérimentales, exigent des moyens techniques importants et sont de plus en plus complétées par une approche de mécanique des fluides numérique (CFD¹). A l'encontre des mesures expérimentales, la modélisation mathématique offre l'avantage, une fois que le modèle a été vérifié et validé sur des séries de données expérimentales, de pouvoir tester tout un panel de configurations géométriques. Elle permet également de tester divers jeux de paramètres climatiques (vitesse du vent, température de l'air...). Ainsi, au-delà de conforter les observations réalisées sur des serres existantes, la modélisation peut être utilisée à des fins prédictives. Il s'agira par exemple encore d'améliorer le pilotage des ouvrants ou d'optimiser le *design* des serres en jouant notamment sur la position des ouvrants d'aération.

Nous présentons dans cette partie le modèle mathématique qui a été mis en place pour simuler les processus physiques qui régissent le climat dans une serre en verre de production horticole (champs de vitesse, de température et de concentration d'un gaz traceur...).

4.2.2 Méthodologie

Le modèle mathématique développé résout les équations de la mécanique des fluides en un nombre discret de points qui constituent le maillage de l'espace. Ce maillage inclut non seulement la serre en tant que telle, mais également son environnement. Il découpe le domaine de calcul en volumes élémentaires – volumes finis – où sont résolues les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement, de l'énergie... Les variables sont résolues dans chaque volume de contrôle selon une procédure itérative qui permet d'approcher progressivement la solution du système d'équations non linéaire. La modélisation s'appuie sur les étapes suivantes :

- Définition d'un maillage de l'espace *i.e.* du domaine sur lequel l'écoulement sera résolu (serre dans son environnement proche),

¹ Computational Fluid Dynamics

- Choix d'un modèle physique,
- Imposition des conditions aux limites appropriées aux frontières du domaine de calcul,
- Définition des paramètres numériques adaptés.

4.2.2.a Maillage

La serre étudiée pour l'ensemble des simulations du climat estival océanique de l'Anjou est celle décrite dans le § 3.1.3 du chapitre 3. Le domaine de calcul inclut un volume suffisamment important autour de la serre pour pouvoir reproduire correctement les phénomènes physiques qui surviennent dans la couche limite atmosphérique (Figure 4.20). Il a pour dimension ; largeur = 96 m × hauteur = 30 m. La technique retenue consiste à définir un maillage quadratique non-structuré (*i.e.* maillage BFC¹). Ce dernier suit étroitement le contour des parois, notamment les formes anguleuses que l'on retrouve au niveau des pignons. Aussi permet-il aisément de resserrer les cellules dans les zones à forts gradients de vitesse et de température (Figure 4.20). Le maillage bi-dimensionnel retenu compte 328×61 cellules et la hauteur d'une maille près des parois est de 10 cm. Le nombre de cellules de calcul a été optimisé de façon à garantir une indépendance des résultats vis-à-vis du maillage tout en limitant le temps de calcul. La serre maillée compte 4 chapelles de 9.60 m chacune. Selon le cas, la serre présente des ouvrants de toiture, un ouvrant latéral (*i.e.* de côté) au vent et comporte ou non une cloison centrale (Figure 4.20).

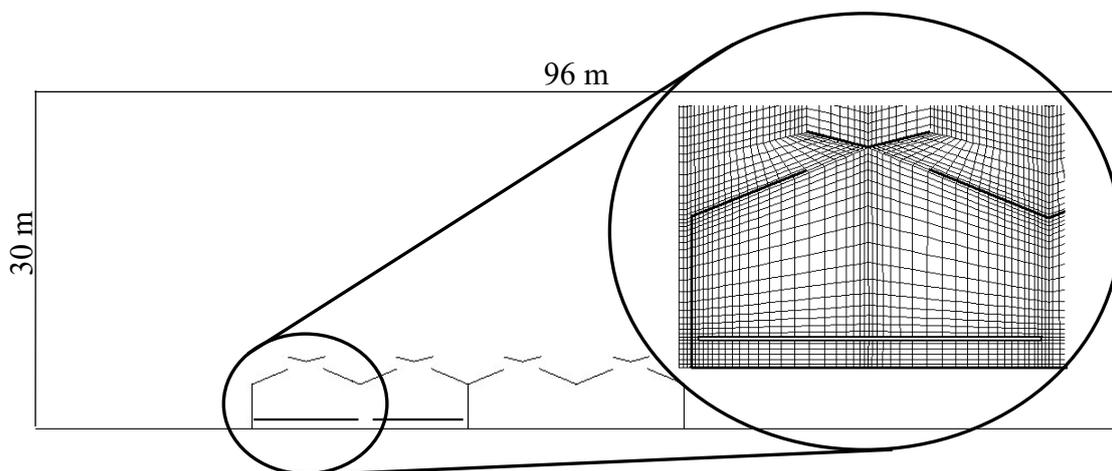


Figure 4.20. Domaine de calcul et Maillage BFC bi-dimensionnel de la serre 9.60 m
4 Chapelles pour la configuration (1)

¹ Body Fitted Coordinates.

4.2.2.b Choix du modèle physique

Les études expérimentales d'écoulements d'air dans la couche limite atmosphérique et du microclimat interne des serres mettent en évidence le caractère fortement turbulent de ces écoulements (Wang, 1998; Haxaire, 1999; Boulard *et al.*, 2000). Il est par conséquent nécessaire d'introduire des équations de transport de la turbulence dans le modèle pour séparer l'écoulement moyen de l'écoulement fluctuant (décomposition de Reynolds). Le modèle $k-\varepsilon$ standard (Launder & Spalding, 1974) a été adopté pour décrire le transport turbulent. Il s'appuie sur la résolution de deux équations de transport supplémentaires pour l'énergie cinétique turbulente k et pour la dissipation ε . Ce choix résulte d'un compromis entre une description réaliste de la turbulence et un temps de calcul raisonnable (Jones & Whittle, 1992). Ce modèle a en outre déjà été validé dans des serres pour simuler la turbulence (Mistriotis *et al.*, 1997a; Mistriotis *et al.*, 1997b; Lee & Short, 2000; Lee & Short, 2001; Fatnassi *et al.*, 2006). Le jeu complet des équations du modèle $k-\varepsilon$ figure dans le § 3.2.2 de l'Annexe H ainsi que dans l'ouvrage de Mohammadi & Pironneau (1994).

Pour prendre en compte les forces de flottabilité, le modèle de Boussinesq a été activé. Ce modèle présuppose que le gradient de température n'exerce une incidence sur le bilan de quantité de mouvement qu'au niveau du terme de gravité. Cette approximation reste valable lorsque l'écart de température entre l'intérieur et l'extérieur de la serre n'excède pas quelques degrés. C'est le cas en général pour les configurations étudiées.

Le taux de ventilation de la serre est déduit numériquement de la décroissance de la concentration d'un gaz traceur virtuel, elle-même calculée par résolution de l'équation de transport de ce gaz.

Enfin, l'approche envisagée dans la modélisation est principalement une approche stationnaire bi-dimensionnelle. Les raisons de ces choix sont précisées dans le § 4.2.2.e.

4.2.2.c Spécification des conditions aux limites

Nous pourrions nous référer à l'Annexe K pour plus de détails sur les types de conditions aux limites utilisés. Il s'agit de :

- Conditions imposées aux frontières solides : outre la spécification des lois de parois logarithmiques classiques pour la vitesse et la température, des conditions aux limites

de température ou de flux de chaleur (conductif, convectif) ont été imposées aux frontières solides (sol extérieur, sol intérieur, tablettes et parois de la serre). Les valeurs utilisées sont en général issues des campagnes de mesures.

- Conditions d'entrée : à l'entrée du domaine de calcul (en amont de la serre) des profils logarithmiques de vitesse (Figure 4.21) et de température (Figure 4.22) sont imposés afin de traduire les phénomènes physiques intervenant dans la couche limite atmosphérique. Les profils des grandeurs turbulentes (l'énergie cinétique turbulente k et la dissipation ε) sont déduits du profil de vitesse selon les formulations suggérées par Richards & Hoxey (1993) : k est proportionnel au carré de la vitesse et ε au cube de la vitesse. L'ensemble de ces conditions aux limites particulières requiert des développements spécifiques. Le code de calcul autorise en effet l'adjonction de développements adaptés pour certaines conditions qui ne sont pas pré-programmées dans la version commercialisée, par des routines (UDFs¹) en langage C.

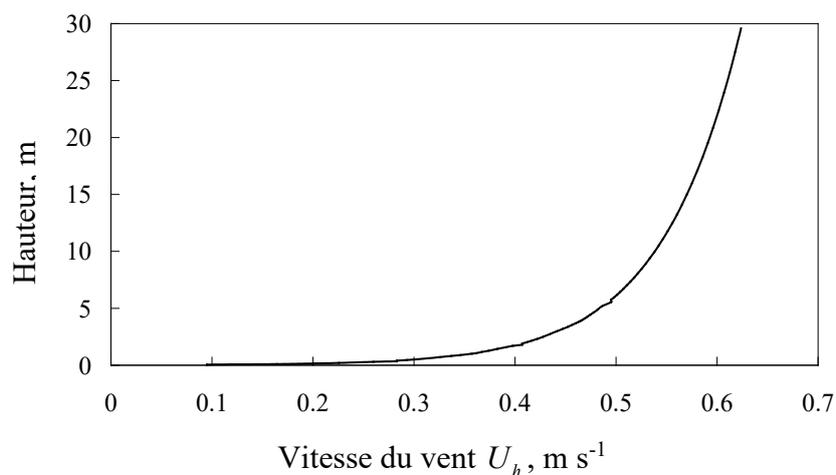


Figure 4.21. Exemple de profil logarithmique de la vitesse du vent à l'entrée du domaine de calcul

¹ User-defined functions

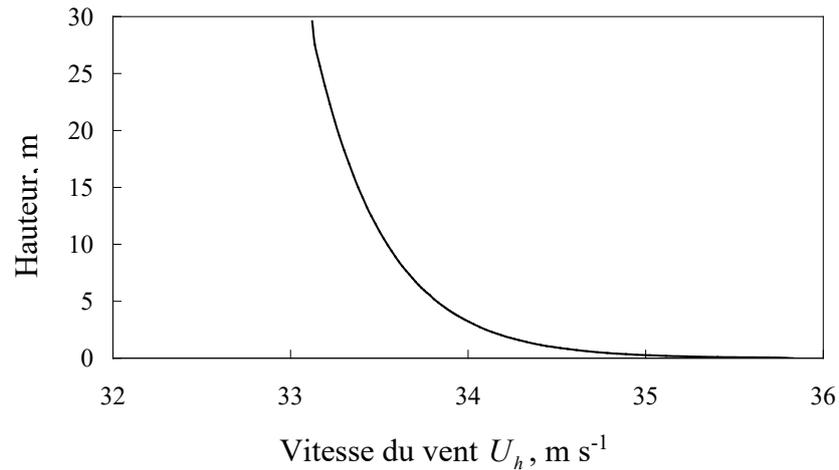


Figure 4.22. Exemple de profil logarithmique de la température de l'air extérieur à l'entrée du domaine de calcul

- A l'endroit où le fluide sort du domaine de calcul : les flux diffusifs de toutes les variables exceptée la pression sont supposés nuls dans la direction perpendiculaire à la frontière (condition de type Outlet).
- Condition imposée à la limite supérieure du domaine de calcul : aux frontières du domaine de calcul, la condition à la limite retenue est une condition de symétrie, qui revient à imposer des gradients normaux nuls pour toutes les variables résolues (*i.e.* flux nuls).

La Figure 4.23 schématise la serre, le domaine de calcul l'entourant et les différents types de conditions aux limites introduites pour les simulations.

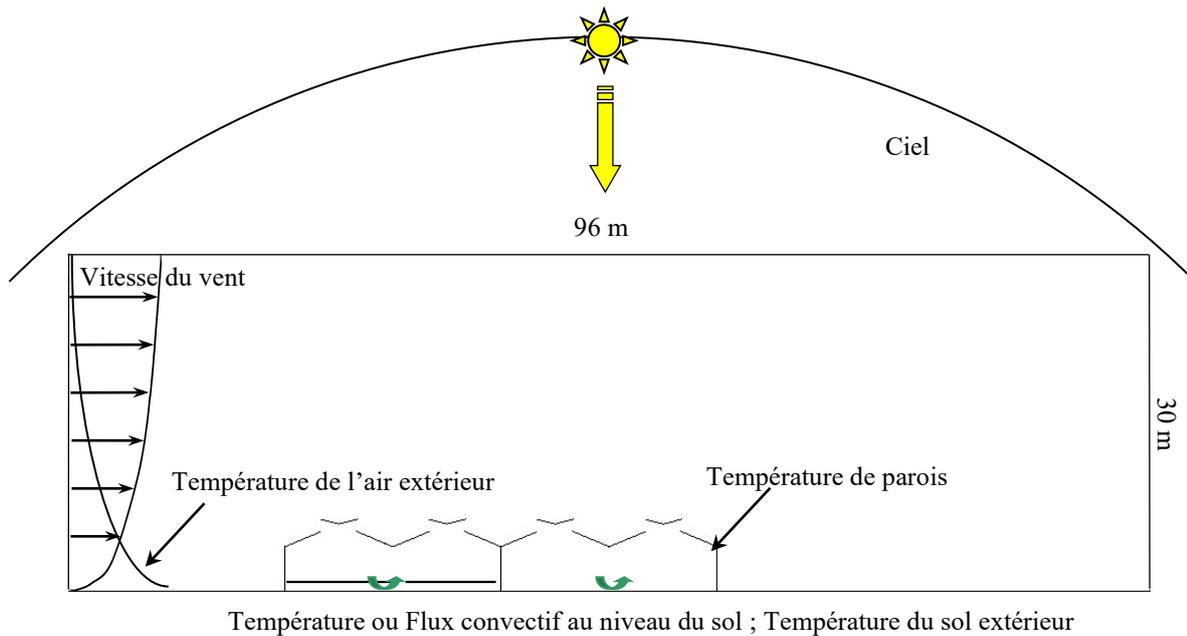


Figure 4.23. Différents types de conditions aux limites réelles correspondant à une situation de jour (configuration 1)

4.2.2.d Choix des paramètres et procédure numériques

Ce point concerne le choix des schémas de discrétisation des équations, la méthode de résolution retenue ainsi que les critères de convergence de solution pour les variables étudiées.

- Schéma de discrétisation des équations : un schéma Amont d'ordre 2 (Second Order Upwind) a été retenu pour la discrétisation des équations de quantité de mouvement, de la turbulence et de la chaleur. La démarche adoptée consiste à : (i) obtenir une solution convergée avec un schéma Amont au premier ordre. La robustesse de cette solution permet de limiter les risques de « chocs numériques » susceptibles de faire diverger le calcul ; (ii) prendre les résultats précédents comme solution initiale et passer au schéma de discrétisation d'ordre 2.
- Algorithme de calcul : pour s'affranchir du problème posé par le couplage pression/vitesse et pour résoudre les équations couplées, nous avons utilisé l'algorithme SIMPLE (Semi Implicit Method for Pressure-Linked Equations) (cf. Annexe K).

- Critère de convergence : pour contrôler la convergence de la solution, nous avons fixé pour l'ensemble des équations résolues un critère égal à 10^{-6} sur les résidus.
- Procédure numérique : Les instabilités numériques induites par les termes de flottabilité génèrent des problèmes de convergence des calculs. Pour en venir à bout, la méthode suivante a été retenue : (i) Résolution des équations de Navier-Stokes et de l'équation de l'énergie en régime instationnaire jusqu'à l'obtention d'une solution établie proche de l'état stationnaire : le temps de calcul est dans ce cas étroitement lié à la vitesse extérieure du vent et à la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur de la serre. On notera néanmoins dans notre cas qu'il faut compter environ 2 h¹ pour que l'écoulement s'établisse et que la solution stationnaire soit atteinte ; (ii) Résolution de l'équation de transport du gaz traceur : le champ de vitesse n'est pas résolu dans cette phase de calcul car le logiciel utilise les vitesses calculées dans la première étape de simulation. La résolution de l'équation de transport du gaz traceur est menée en régime instationnaire. Le taux d'aération est alors déduit de la courbe de décroissance du gaz traceur. L'algorithme utilisé pour résoudre les équations est présenté sur la partie K.4 de l'Annexe K.

4.2.2.e Choix d'une approche bi-dimensionnelle

Dans la plupart des études numériques du climat sous serre disponibles dans la littérature, l'approche bi-dimensionnelle est fréquemment retenue (Mistriotis *et al.*, 1997a; Mistriotis *et al.*, 1997b; Lee & Short, 2000; Lee *et al.*, 2000a; Lee *et al.*, 2000b; Molina-Aiz *et al.*, 2004; Montero *et al.*, 2005). Elle est beaucoup moins complexe en terme de modélisation et beaucoup moins lourde en terme de ressources informatiques que l'approche tri-dimensionnelle. Néanmoins, la modélisation tri-dimensionnelle doit être envisagée lorsque le modèle bi-dimensionnel ne permet pas d'atteindre la précision souhaitée. C'est le cas notamment lorsque les effets tri-dimensionnels jouent un rôle prédominant dans les échanges climatiques internes à la serre. L'inconvénient majeur de la modélisation tri-dimensionnelle cependant, est son exigence en moyens de calculs. Dans le cas de serres multi-chapelles en particulier, des ordinateurs très puissants seront donc nécessaires (Reichrath & Davies, 2002).

¹ Ce qui dépend des caractéristiques du matériel informatique que nous avons utilisé ; cf. paragraphe suivant.

Les quelques études tri-dimensionnelles disponibles (Wang, 1998; Haxaire, 1999; Fatnassi *et al.*, 2003a; Fatnassi *et al.*, 2006), indiquent que l'écoulement à l'intérieur de la serre ainsi que les gradients de température et d'humidité varient majoritairement dans le même plan vertical que le vent extérieur. Par conséquent, et pour des raisons de commodité, ces auteurs présentent souvent leurs résultats (champs de vitesse, de température...) dans le même plan vertical que le vent (qui est choisi généralement perpendiculaire à l'axe principal de la serre).

Faute de moyens de calcul assez puissants à disposition¹, l'approche envisagée dans la thèse sera prioritairement une approche bidimensionnelle. Par ailleurs, seuls les cas pour lesquels la direction du vent demeure perpendiculaire à l'axe principal de la serre ont été considérés. Enfin, la serre étudiée est longue (68 m) et il semble légitime de considérer que dans une « tranche de serre », l'effet engendré par les deux extrémités sur l'écoulement est négligeable (Bartzanas *et al.*, 2004; Ould Khaoua *et al.*, 2006b).

¹ 2 Ordinateurs, microprocessus Pentium 4, CPU 2 et 3 GHz.

4.2.3 Modélisation sans prise en compte des transferts radiatifs

Nous ne rappellerons ici que les conclusions principales déduites de notre modèle de climat distribué et nous ferons donc dans le texte des renvois aux différents articles fournis en annexe.

4.2.3.a Vérification et validation du modèle numérique

- Comparaison par rapport au taux d'aération mesuré

Des simulations ont été menées en 2D pour quatre configurations d'ouvrants de la Figure 4.1. Deux configurations comportent des ouvertures de chaque côté (100% et 57%), la troisième et la quatrième configuration comportent chacune une ouverture unique située sous le vent ou au vent (100%). Ces configurations ayant été également étudiées sur le terrain, les conditions introduites dans le modèle sont réelles et issues de l'expérimentation. Les calculs effectués en régime stationnaire sous des conditions climatiques établies (2h de part et d'autre du midi solaire) permettent de déterminer le taux de ventilation de la serre. La valeur calculée de ce taux apparaît systématiquement sous estimée par rapport à la valeur moyenne issue de l'expérimentation. L'erreur moyenne est de l'ordre de 25% (Ould Khaoua *et al.*, 2004; Ould Khaoua *et al.*, 2005; Bournet *et al.*, 2006a; Ould Khaoua *et al.*, 2006b) (cf. Annexes L, M et N).

La technique du gaz traceur numérique ayant été validée, la différence peut s'expliquer autant par des imperfections de la technique de mesure utilisée pour le taux d'aération que par des limites du modèle numérique. En fait, la séparation en matière plastique qui se trouve entre les deux compartiments n'assure pas une étanchéité parfaite entre la bi-chapelle Ouest dans laquelle est mesuré le taux d'aération et la bi-chapelle Est ; des appels d'air importants ayant été constatés lors des mesures. Ducarme *et al.* (1994) [cité par Roy *et al.*, (2002)] ont estimé que la précision de la méthode du gaz traceur était de l'ordre de 30% et ils ajoutent que les erreurs de mesure sont principalement causées par les exfiltrations de l'air frais à travers les joints d'étanchéité, par l'hétérogénéité du mélange air-gaz ou même par des problèmes de matériel de mesure. De plus, les conditions de vent simulées sont des conditions de vent régulières (tant en vitesse qu'en direction), alors que les mesures sont effectuées sur une durée de plusieurs minutes (1/4 d'heure en moyenne) pendant lesquelles

ces conditions peuvent fluctuer, ce qui peut expliquer en partie l'écart entre les simulations et les relevés expérimentaux.

- **Comparaison par rapport aux températures de surface des parois mesurées**

Aucune comparaison n'a été réalisée entre les températures de surface des parois mesurées et calculées puisque nous avons imposé directement les températures mesurées au niveau de ces parois dans le modèle mathématique. Dans le § 4.2.4.c nous comparerons des valeurs simulées et mesurées de température des surfaces de la serre (toiture, cloison centrale, paroi latérale Ouest) (cf. Tableau 4.23) après avoir pris en considération les transferts radiatifs.

- **Comparaison par rapport à la température mesurée en un point**

Une comparaison entre la température mesurée (par le psychromètre) et simulée au centre de la serre montre pour trois configurations testées que les simulations surestiment la température au centre de la serre de 0.1 à 0.9 °C (Bournet *et al.*, 2006a) (cf. Annexe L).

- **Etude de l'optimisation de l'aération naturelle**

Si l'on s'en tient à l'aération, nous avons remarqué d'après les résultats de simulations que la répartition du gaz traceur diffère sensiblement d'une configuration à l'autre du fait que les circulations d'air sont très dissemblables. L'écoulement entrant survient prioritairement au niveau des ouvrants localisés à l'aval. On constate enfin que pour la configuration 1, l'air se renouvelle d'abord dans la chapelle avale tandis que pour la configuration 2, il se renouvelle d'abord au centre de la serre (Ould Khaoua *et al.*, 2004) (cf. Annexe N). Par ailleurs, lorsque l'on divise la surface d'aération par deux, le taux d'aération décroît sans pour autant être proportionnel à la surface des ouvrants (Ould Khaoua *et al.*, 2004; Ould Khaoua *et al.*, 2005) (cf. Annexes M et N).

Si l'on se focalise sur le refroidissement de la serre, les résultats indiquent que la nature de la surface d'aération affecte fortement la distribution des températures dans la serre. Le refroidissement global de la serre est en effet beaucoup plus important pour les configurations d'ouvrants symétriques (configuration 1). L'influence de l'intensité du vent sur la distribution du climat à hauteur des tablettes a été testée en considérant des conditions aux limites de température identiques pour plusieurs vitesses de vent. De façon générale, des

gradients de température prononcés apparaissent à proximité des parois dont la température n'est pas uniforme d'une extrémité à l'autre de la serre. L'incidence de la position des ouvrants est manifestement plus marquée que celle de l'intensité du vent extérieur lorsque celle-ci dépasse 1.5 m/s. En revanche, lorsque la vitesse du vent est égale à 0.5m/s, les termes de flottabilité deviennent prépondérants et les températures s'homogénéisent sur un même plan horizontal (Bournet *et al.*, 2004).

Dans un article récent (Ould Khaoua *et al.*, 2006b) (cf. Annexe L), nous avons analysé l'impact de la vitesse du vent et de la configuration des ouvrants de toiture dans la serre C.M.F. Pour un vent de 1 m.s⁻¹ perpendiculaire au faîtage, et à partir de simulations en deux dimensions, nous concluons que, pour une même surface d'aération, le taux d'aération augmente de 50% dans le cas où les ouvrants de toiture sont orientés au vent, comparé à une ouverture symétrique ou à une ouverture sous le vent. Néanmoins, la configuration qui occasionne le taux d'aération le plus élevé est aussi celle qui crée le plus d'hétérogénéité de distribution des vitesses et des températures au niveau du couvert végétal. Comme le soulignent Bartzanas *et al.*, (2004), il importe de noter que le taux d'aération le plus élevé ne constitue pas toujours le meilleur critère pour évaluer les performances de différents systèmes d'aération dans une serre. Il faut également considérer les vitesses au niveau du végétal (et les résistances aérodynamiques associées), ainsi que les différences de température entre l'intérieur et l'extérieur.

Enfin, les simulations numériques montrent qu'une gestion optimisée des ouvrants devrait permettre de réduire l'hétérogénéité climatique qui s'instaure dans la serre sous les conditions difficiles de la saison estivale.

4.2.4 Modélisation avec prise en compte des transferts radiatifs : « couplage convectif – radiatif »

Il existe dans la littérature de nombreuses études relatives au traitement des transferts thermiques dans les serres (Okushima *et al.*, 1989; Shklyar & Arbel, 1996; Mistriotis *et al.*, 1997a; Mistriotis *et al.*, 1997b; Boulard *et al.*, 1999; Haxaire, 1999; Fatnassi *et al.*, 2003b; Bartzanas *et al.*, 2004; Fatnassi *et al.*, 2006). De façon générale, ces auteurs imposent aux frontières solides soit des températures, soit des flux de chaleur. Les températures sont déduites de mesures réalisées *in situ*. Les flux résultent en général de bilans réalisés à partir des grandeurs mesurées prenant en compte les effets du rayonnement de façon indirecte. Bien qu'utilisée dans la majorité des études de CFD, cette approche introduit des forçages artificiels à l'intérieur même du domaine de calcul.

De plus, en dehors de l'étude de Montero *et al.*, (2005), il n'existe pas à notre connaissance d'étude dans le domaine des serres qui utilise des modèles de rayonnement et *a fortiori* qui distingue les grandes et les courtes longueurs d'ondes.

4.2.4.a Rappel des objectifs et de la démarche adoptée

L'objectif de cette partie est donc de développer un modèle numérique du climat distribué à l'intérieur de la serre qui prend en compte les phénomènes radiatifs, de jour comme de nuit. Ainsi, les conditions aux limites ne sont plus imposées à l'intérieur du domaine (pas de forçage), mais sur les limites externes du domaine, en utilisant les données météorologiques relevées sur le terrain. Une attention particulière sera portée aux propriétés optiques du verre, qui est majoritairement transparent au rayonnement de courtes longueurs d'ondes (rayonnement solaire) et totalement opaque au rayonnement de grandes longueurs d'ondes.

Comme déjà souligné plus haut, jusqu'à présent très peu d'études prennent en compte le couplage convectif - radiatif via la résolution de l'Equation de Transferts Radiatifs par des codes de champs CFD (Lee & Short, 1998; Montero *et al.*, 2005). Ainsi, l'utilisation d'un sous modèle radiatif (*i.e.* le modèle Bi-bande) est relativement nouvelle dans les études du microclimat à l'intérieur des serres. Pour cette raison, nous avons jugé utile, même après avoir

choisi d'utiliser la méthode DO pour la résolution de l'ETR¹ (cf. § 3.2.3 du chapitre 3), de jauger les capacités du code de calcul à prendre en compte les conditions aux limites relatives à chaque domaine spectral (*i.e.* rayonnement solaire pour les courtes longueurs d'ondes ; rayonnement atmosphérique et température de ciel pour les grandes longueurs d'ondes).

La séparation du spectre total en deux bandes, nécessite la résolution de l'ETR sur chacun des deux intervalles. Il est préférable donc, d'appréhender la pertinence du modèle radiatif dans un premier temps sur une seule bande spectrale puis ensuite sur les deux bandes simultanément. Deux modélisations sont donc envisageables :

1. Etude préliminaire : Modélisation du climat distribué et des échanges thermiques dans une serre sous des conditions fictives de nuit froide d'hiver dans le Nord de la France lorsque seul le rayonnement atmosphérique de grandes longueurs d'ondes intervient ;
2. Modélisation du climat distribué et des échanges thermiques dans la serre de référence en conditions diurnes. Dans ce cas, les échanges radiatifs de courtes et de grandes longueurs d'ondes seront pris en compte.

4.2.4.b Modélisation du climat distribué et des échanges thermiques dans une serre durant la nuit

La mise au point d'un tel modèle qui combine les transferts convectifs et radiatifs permet d'analyser le climat dans la serre de nuit, en particulier lors des périodes hivernales pour protéger les cultures contre le froid et notamment le gel. Une attention particulière est consacrée à l'analyse des flux de chaleur à travers la toiture et à la détermination du coefficient de transfert thermique convectif. Dans un premier temps, on s'intéresse à l'évolution de la température moyenne dans chaque compartiment pour plusieurs températures de ciel. L'objectif est d'acquérir une connaissance qualitative des conditions générales qui contribuent au refroidissement ou au réchauffement de la serre. Ensuite, pour une température de ciel donnée, une gamme de vitesses de vent est testée afin d'analyser l'évolution simultanée des flux convectifs et radiatifs au niveau de la toiture de la serre.

¹ Equation de Transferts Radiatifs

Notons que le développement ci-après a fait l'objet d'un poster et d'un article qui ont été présentés à un congrès international (Bournet *et al.*, 2006b).

- Description du modèle numérique

- **Configuration géométrique et maillage :**

La serre étudiée pour les simulations du climat sous les conditions de nuit est celle décrite dans le § 4.2.2, à la différence près qu'elle ne contient pas de tablettes dans la bi-chapelle Ouest et qu'elle est considérée comme étant parfaitement étanche lorsque les ouvrants sont fermés. En revanche, les dimensions du domaine de calcul sont exactement les mêmes (96 m × 30 m), (cf. Figure 4.24). Le maillage BFC retenu contient 308×66 mailles. La couverture de la serre en verre (toiture, parois latérales) a une épaisseur réelle de 4 mm dans le modèle. Ces parois sont maillées et comportent deux mailles suivant l'épaisseur. La cloison en polyéthylène séparant les deux bi-chapelles a une épaisseur fictive de 2 mm dans le modèle (et n'est donc pas maillée).

- **Modèle Physique :**

En plus des équations du modèle retenu exposées dans le § 4.2.2, la contribution du rayonnement infrarouge thermique (*i.e.* grandes longueurs d'ondes [3-100μm]) est prise en compte par le biais d'un sous modèle DO. L'implémentation de ce dernier, basé sur la méthode des Ordonnées Discrètes, nous permet de résoudre L'ETR sur l'ensemble du domaine y compris dans l'épaisseur de la couverture de la serre et de déterminer ainsi le flux radiatif dans toutes les directions.

- **Conditions aux limites :**

En ce qui concerne les frontières solides ; des lois de parois logarithmiques classiques pour la vitesse et la température ont été imposées. Hormis sur les frontières du domaine de calcul, aucune condition, ni de température ni de flux de chaleur, n'est imposée sur les parois du système serre (cf. Figure 4.24). En ce qui concerne l'entrée ou la sortie, on a imposé les mêmes conditions aux limites que celles retenues pour les modèles sans transferts radiatifs (*i.e.* profil de vitesse), (cf § 4.2.2).

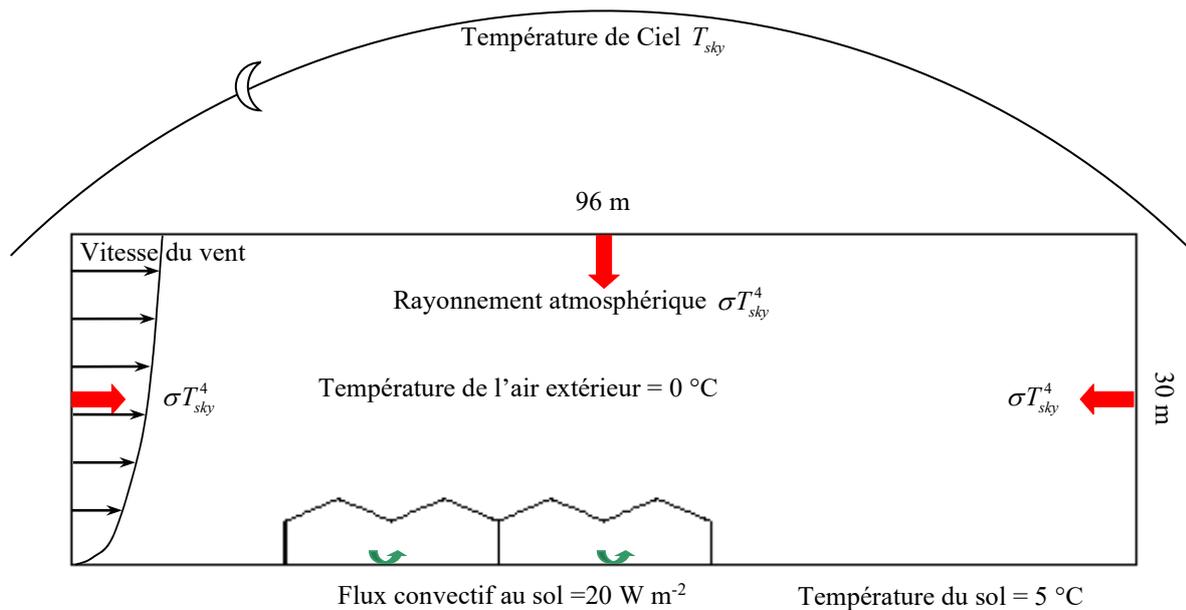


Figure 4.24. Domaine de calcul et conditions aux limites fictives de nuit

Afin de modéliser le rayonnement émis par la voûte céleste (ciel), une source de chaleur radiative a été introduite sur la limite supérieure du domaine de calcul (Figure 4.24) ainsi que sur les frontières latérales du domaine de calcul. Ce terme source correspond au **rayonnement atmosphérique** de grandes longueurs d’ondes (de 3 à 100 μm). Le rayonnement atmosphérique descendant est un rayonnement diffus, ainsi toutes les parois de la serre, considérées comme petites devant la voûte céleste, sont soumises à ce rayonnement.

Pour introduire ce type de condition au niveau de la limite supérieure, nous aurons recours à la condition de paroi solide glissante, sans l’emploi d’une loi de paroi. Ce type de conditions aux limites permet de fixer une vitesse tangentielle de l’écoulement d’air sur la limite supérieure du domaine de calcul, cela afin de satisfaire à l’hypothèse d’écoulement bien développé suivant la direction x .

On formalise souvent le rayonnement atmosphérique \dot{q}_{sky} , $[\text{W m}^{-2}]$, par l’intermédiaire d’une émissivité ε_{sky} et d’une température T_{sky} , $[\text{K}]$ apparente (équivalente) de l’atmosphère qui est alors considérée comme un corps gris et qui émet un flux radiatif dans l’infrarouge thermique de :

$$\dot{q}_{sky} = \varepsilon_{sky} \sigma T_{sky}^4 \tag{4.4}$$

Avec $\sigma = 5.672 \cdot 10^{-8} \text{ W m}^{-2} \text{ K}^4$: la constante de Stefan-Boltzmann ;

Certains modèles empiriques estiment le rayonnement atmosphérique en fonction des conditions climatiques extérieures. Celui de Brutsaert (1984) relie le rayonnement atmosphérique à la température de l'air extérieur T_o , [K] et à la pression de vapeur d'eau e_o [hPa] au voisinage de la surface du sol sous un ciel clair :

$$\dot{q}_{sky} = 1.24 \left(\frac{e_o}{T_o} \right)^{1/7} \sigma T_o^4 \quad (4.5)$$

Si on assimile l'atmosphère à un corps noir ($\varepsilon_{sky} = 1$) la température apparente de l'atmosphère T_{sky} sera déduite de l'équation (4.5) :

$$T_{sky} = \left(\frac{\dot{q}_{sky}}{\sigma} \right)^{1/4} \quad (4.6)$$

- Propriétés optiques des matériaux utilisés :

L'épaisseur en verre de la couverture est définie comme un milieu semi-transparent ainsi que les interfaces intérieures et extérieures (les interfaces entre l'air et le verre). Cependant, le modèle radiatif requiert la définition des propriétés optiques du verre en terme de coefficient d'absorption κ_λ et d'indice de réfraction n_b (cf. modèle Bi-bande, § 3.2.3, chapitre 3). Le premier est défini par bande spectrale (Tableau 4.16). Ainsi, pour le rayonnement de grandes longueurs d'ondes ($\lambda \in [3-100 \mu\text{m}]$) nous choisissons un coefficient d'absorption $\kappa = 10^4 \text{ m}^{-1}$ et un indice de réfraction $n_b = 1.52$ (Dogniaux & Nisen, 1975; Bauer *et al.*, 2005) pour le verre. Dans cette bande, le verre se comporte comme un matériau opaque ($\tau = 0$), il réfléchit 10% du rayonnement incident ($\rho = 0.1$) et absorbe le reste 90% ($\alpha = 0.9$). Etant données que les températures sont atteintes, l'émission propre a lieu dans la même bande (loi de Planck) et la loi de Kirchoff entraîne l'égalité entre émissivité du verre et coefficient d'absorption dans cette bande $\alpha = \varepsilon = 0.9$ (cf. Tableau 4.17).

Comme l'air est considéré comme un milieu complètement transparent, son indice de réfraction est égal à 1 ($n_a = 1$).

Longueur d'onde λ , μm	< 2	2-2.5	2.5-3	3-3.5	3.5-4	4-4.5	4.5-5	> 5
Coefficient d'absorption κ_λ , m^{-1}	1	20	500	50	200	700	2000	10000

Tableau 4.16. Coefficient d'absorption du milieu "verre" κ_λ en fonction de la longueur d'onde λ (Bauer *et al.*, 2005)

Longueur d'onde λ , μm	Absorptivité α	Réfectivité ρ	Transmittivité τ
]3,100]	0.9	0.1	0.0

Tableau 4.17. Propriétés optiques de la couverture en verre, de 4 mm d'épaisseur, de la serre dans l'infrarouge thermique (Nijskens *et al.*, 1985)

- Etude de l'influence de la température du ciel

Nous nous sommes intéressé dans cette étude à des conditions de nuit critiques d'hiver. Ainsi, la température de l'air extérieure T_o est choisie égale à 0 °C, ce qui représente une nuit d'hiver typique du Nord de la France. A l'intérieur de la serre, le sol échange un flux convectif avec l'air intérieur de l'ordre de 20 W m⁻² (Montero *et al.*, 2005) alors que la température du sol extérieur est fixée à 5°C. Dans cette étape de l'étude, nous avons simulé des températures de ciel comprises entre -25 °C (ciel très dégagé) et 0 °C (ciel couvert). Un profil logarithmique de vitesse du vent est imposé à l'entrée du domaine de calcul avec une vitesse de référence (à 6 m de hauteur) égale à 2 m s⁻¹ et une rugosité de la surface du sol de 0.011 m correspondant à une vitesse de frottement de 0.133 m s⁻¹ [cf. équations K.29 et K30 de l'Annexe K)].

- **Calcul des densités de flux de chaleur et du coefficient de transfert convectif :**

Pour une combinaison des deux modes de transfert de chaleur, radiatif et convectif, la densité de flux de chaleur total en W m⁻² interceptée par la surface de la toiture est donnée par :

$$\dot{q}_t = \dot{q}_{cv} + \dot{q}_{rad} = \dot{q}_{cv} + \varepsilon_\infty (T_\infty^4 - T_r^4) \tag{4.7}$$

avec :

- ε_∞ : emissivité de la source ou puis de radiation, *i.e.* ciel, sol intérieur, tablettes...etc ;
- T_r : température de la surface de la toiture, [K] ;

- T_∞ : température de la source ou puits de rayonnement à l'extérieur du domaine, [K] ;
- \dot{q}_{rad} : densité de flux de chaleur radiative échangée entre la surface de la toiture et la source ou puits de radiation, [W m⁻²] ;
- \dot{q}_{cv} : densité de flux chaleur convective reçue ou perdue par la surface de la toiture, [W m⁻²]. Elle est donnée par :

$$\dot{q}_{cv} = \dot{q}_t - \dot{q}_{rad} = h_c (T_r - T_{o,i}) \quad (4.8)$$

Avec $T_{o,i}$: la température de l'air à l'extérieur ou à l'intérieur de la serre, [K].

L'équation du bilan (4.7) considère une épaisseur faible de la paroi (celle du verre = 4 mm).

Une loi linéaire ou logarithmique de température [équation (K.27), Annexe K] est appliquée pour calculer la température de surface de la toiture T_r . A partir de la densité de flux de chaleur convectif \dot{q}_{cv} reçue ou perdue par la surface de la toiture, son coefficient de transfert convectif h_c exprimé en W m⁻² K⁻¹, est donné par :

$$h_c = \frac{\dot{q}_t - \dot{q}_{rad}}{T_r - T_{o,i}} \quad (4.9)$$

Le Tableau 4.18 récapitule les valeurs de la différence entre la température moyenne de l'air intérieur et la température de l'air extérieur ($\bar{T}_i - T_o$, °C) ainsi que la différence entre la température moyenne de la surface extérieure de la toiture et celle de l'air extérieur ($\bar{T}_{r,o} - T_o$, °C) pour chaque compartiment de la serre (*i.e.* Bi-chapelle). Sont donnés également dans ce Tableau, pour chaque compartiment, les flux de chaleur totale ainsi que le flux convectif échangés entre la surface supérieure du toit et l'air extérieur, le rapport entre les densités de flux convectif et radiatif, respectivement \dot{q}_t , \dot{q}_{cv} en W m⁻², $|\dot{q}_{cv}/\dot{q}_t|$ ainsi que le coefficient d'échange convectif de la surface supérieure du toit h_c en W m⁻² K⁻¹. On s'aperçoit à la lecture du Tableau 4.18 que pour des températures de ciel relativement faibles (ciel entre -25 et -20°C), c'est-à-dire pour des conditions de ciel clair, la serre perd globalement de la chaleur ; cela se traduit par une température dans la serre plus faible que la

température de l'air extérieur. L'énergie perdue par échange radiatif avec la voûte céleste n'est plus compensée par la restitution de la chaleur accumulée par le sol durant la journée. Dans ce cas une inversion thermique a lieu. Cette situation se produit rarement car les serres en verre sont souvent équipées de système de chauffage ou d'écrans thermiques, ce qui permet de protéger les plantes du gel en période de grand froid.

Lorsque l'atmosphère est humide ou lorsque le ciel est nuageux (*i.e.* température de ciel entre -10 et 0°C), la chaleur est conservée à l'intérieur de la couche limite atmosphérique et l'inversion de température disparaît pour une température de ciel d'environ -19°C et une vitesse de vent de 2 m s^{-1} . La température dans la serre est alors plus élevée qu'à l'extérieur.

Le Tableau 4.18 montre également que pour les deux compartiments, la surface supérieure de la toiture est systématiquement plus froide que l'air intérieur de la serre et que l'écart de température entre les deux températures ($\bar{T}_{r,o} - T_i$) est toujours d'environ 2°C . En revanche, la Figure 4.25 montre que l'évolution des écarts de températures est quasi-linéaire en fonction de la température de ciel ; l'écart entre les deux courbes est à peu près constant et égal à 2°C .

Aussi, pour une température de ciel inférieure à -4°C , la température de la surface supérieure de la toiture reste plus faible que celle de l'air extérieur, entraînant un risque de gel sur les vitres de la serre. Cela peut s'expliquer par le fait que les surfaces supérieures de la toiture échangent de l'énergie d'une part sous forme radiative avec le ciel et d'autre part sous forme convective, tandis que la température de l'air intérieur résulte d'un équilibre des flux convectifs avec les parois internes (Sol, tablette, vitrage...).

Le Tableau 4.18 indique que le coefficient d'échange convectif est compris entre 7 et $11\text{ W m}^{-2}\text{ K}^{-1}$. Il semble que ce dernier ne soit pas très influencé par la température de ciel. Néanmoins, les pertes de chaleur sont assez importantes sous ciel dégagé (*i.e.* température de ciel entre -25 et -20°C) et diminuent significativement lorsque la température de ciel augmente (ciel couvert avec des températures supérieures à -10°C). Cependant, tant que les pertes de chaleur sont supérieures à 20 W m^{-2} (flux de chaleur apporté par le sol), la température des surfaces de la toiture reste plus faible que celle de l'air extérieur.

Comparons maintenant les deux compartiments. La température moyenne dans la bi-chapelle Ouest est légèrement supérieure à celle de la bi-chapelle Est. Le rapport entre le

flux convectif et le flux radiatif à la surface supérieure de la toiture de la bi-chapelle Ouest est aussi supérieur à celui de la bi-chapelle Est et le coefficient de transfert convectif diminue de 20 % entre le compartiment Ouest et le compartiment Est. Cela peut être expliqué par le fait que la bi-chapelle Ouest est directement exposée au vent, ce qui intensifie les échanges convectifs par rapport aux échanges radiatifs entre la toiture et le ciel.

Compartiment Ouest / Compartiment Est						
$T_{sky}, ^\circ\text{C}$	$\bar{T}_i - T_o, ^\circ\text{C}$	$\bar{T}_{r,o} - T_o, ^\circ\text{C}$	$\dot{q}_t, \text{W m}^{-2}$	$\dot{q}_{cv}^*, \text{W m}^{-2}$	$ \dot{q}_{cv}/\dot{q}_r $	$h_c^{**}, \text{W m}^{-2}\text{K}^{-1}$
-25	-0.64/-0.74	-2.74/-2.85	45.5/50.2	-27.9/-22.7	0.380/0.311	10.2/8.0
-20	-0.10/-0.16	-2.12/-2.21	40.5/42.6	-20.3/-17.9	0.334/0.296	9.6/8.1
-10	+1.10/+1.08	-0.79/-0.84	25.1/26.2	-8.3/-	0.249/0.211	10.5/8.3
0	+2.44/+2.46	+0.67/+0.68	7.7/7.7	+5.1/+5	1.96/1.85	7.6/7.4

*Calculé à partir de l'équation (4.8), **Calculé à partir de l'équation (4.9)

Tableau 4.18. Pour chaque compartiment, différence en température ; entre l'air intérieur et l'air extérieur $\bar{T}_i - T_o$; entre la surface extérieure de la toiture et l'air extérieur $\bar{T}_{r,o} - T_o$, flux de chaleur total, \dot{q}_t ; convectif \dot{q}_{cv} échangés entre la surface extérieure de la toiture et l'air extérieur, rapport entre les flux convectif et radiatif $|\dot{q}_{cv}/\dot{q}_r|$ et coefficient d'échange convectif de la surface supérieure du toit h_c

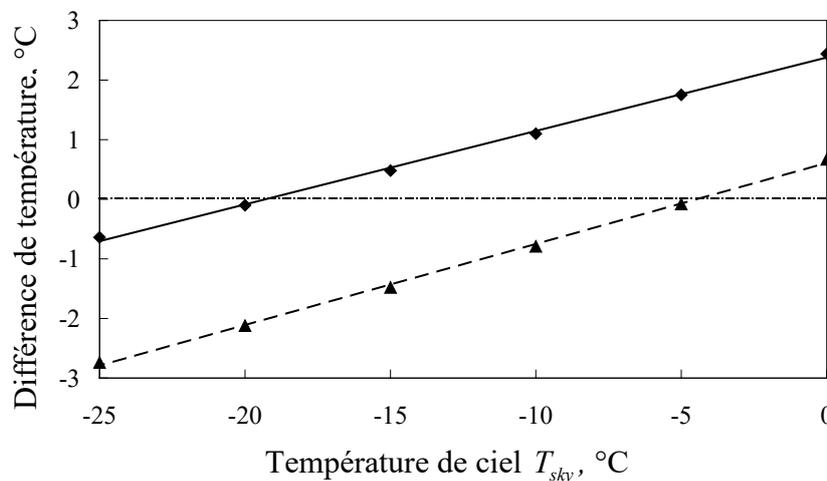


Figure 4.25. Différences de températures ; (\blacklozenge) entre l'air intérieur dans le compartiment Ouest et l'air extérieur, (\blacktriangle) entre la surface supérieure du toit de la bi-chapelle Ouest et l'air extérieur, en fonction de la température de ciel T_{sky} . La vitesse

du vent est de $U_h = 2 \text{ m s}^{-1}$

Les Figure 4.26 et Figure 4.27 présentent les contours de l’emplitude des vitesses et de températures simulées pour deux températures de ciel : respectivement -25 °C et de 0 °C . Dans les deux cas, les profils de vitesses font apparaître des structures de boucles symétriques contra-rotatives dans le sens trigonométrique dans la bi-chapelle Ouest et dans le sens anti-trigonométrique dans la bi-chapelle Est (Figure 4.26, a et Figure 4.27, b). L’air circulant près du sol se réchauffant monte le long de la cloison de séparation, se refroidit près de la toiture et redescend le long des parois latérales au vent et sous le vent. Les profils de températures montrent que la différence de température d’une extrémité à l’autre n’excède pas 1 °C . Cependant, la température intérieure demeure plus faible que celle de l’air extérieur sous un ciel clair (Figure 4.26, b), elle est supérieure de 2 °C en moyenne sous un ciel couvert (Figure 4.27, b).

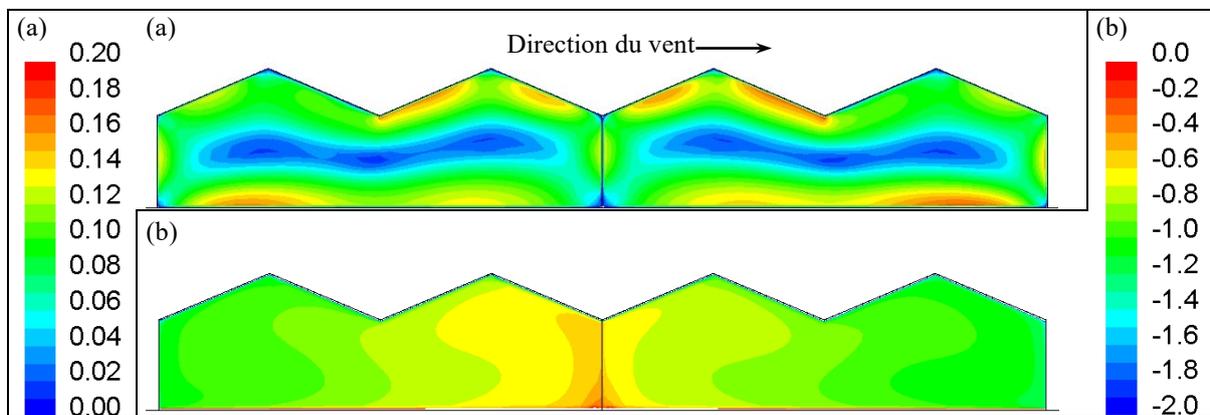


Figure 4.26. Iso-valeurs prédites par CFD ; (a) l’emplitude de la vitesse en m s^{-1} , (b) de température en °C pour une température de ciel de -25 °C ($U_h = 2\text{ m s}^{-1}$, $T_o = 0\text{ °C}$)

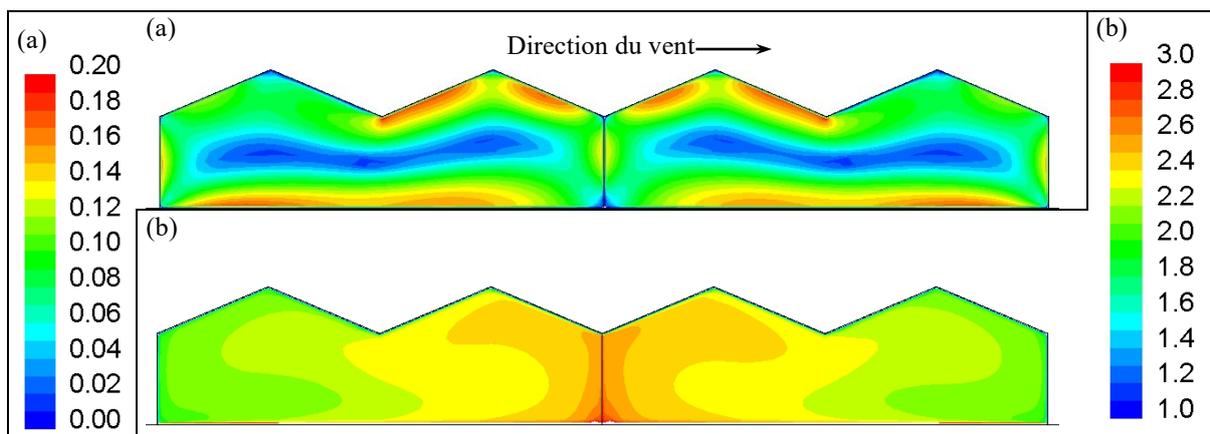


Figure 4.27. Iso-valeurs prédites par CFD ; (a) l’emplitude de la vitesse en m s^{-1} , (b) de température en °C pour une température de ciel de 0 °C ($U_h = 2\text{ m s}^{-1}$, $T_o = 0\text{ °C}$)

- Etude de l'influence de la vitesse du vent

A présent, durant les simulations, la température de ciel est fixée à -20 °C (253 K) ; et nous avons fait varier la vitesse du vent de 1 à 10 m.s^{-1} . Pour cette gamme de vitesse du vent, la Figure 4.28 donne l'évolution du nombre de Reynolds et de Richardson, respectivement Re et Ri à la surface extérieure de la toiture. La limite de la convection forcée selon les critères utilisés par Monteith, (1973) et Campbell, (1977) y figure également. Les échanges convectifs sont donc gouvernés par la vitesse du vent extérieur (cf. Figure F.3, Annexe F).

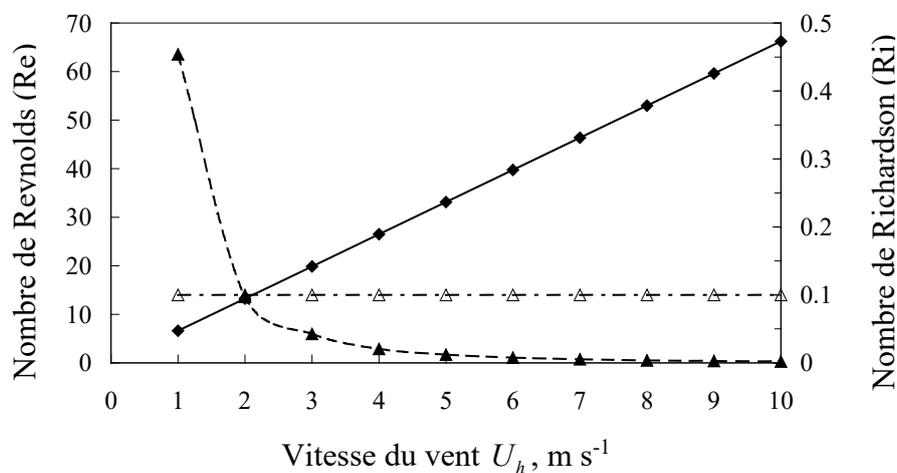


Figure 4.28. Evolutions en fonction de la vitesse du vent U_h du ; (—◆—) Nombre de Reynolds (Re), (—▲—) Nombre de Richardson (Ri) de la surface extérieure du toit, (—△—) représente la limite de convection forcée ($Ri=0.1$). La température de ciel est de -20 °C

Comme mentionné plus haut, le coefficient d'échange convectif de la surface de la toiture soumise directement au vent (compartiment Ouest) est de 20% supérieur à celui de la surface de la toiture sous le vent (Figure 4.29). Cependant, on remarque une évolution linéaire vis-à-vis de la vitesse du vent avec des coefficients directeurs compris entre 3 et $4\text{ W m}^{-3}\text{ K}^{-1}\text{ s}^{-1}$, respectivement pour les compartiments Ouest et Est. Ces valeurs concordent avec les valeurs issues d'autres études, répertoriées par Roy *et al.* (2002).

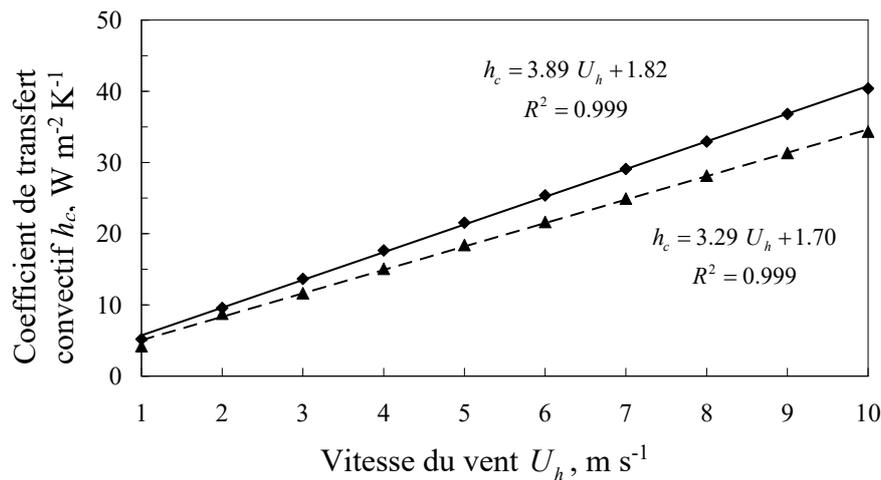


Figure 4.29. Variation du coefficient de transfert convectif h_c de la surface extérieure du toit Calculé à partir de l'équation (4.9) : (—◆—) compartiment Ouest (au vent), (—▲—) compartiment Est (sous le vent) en fonction de la vitesse du vent U_h , pour une température de ciel de $-20\text{ }^\circ\text{C}$.

Pour une vitesse de vent relativement faible, les apports par échanges convectifs ne sont plus suffisants pour compenser la perte de chaleur par échanges radiatifs vers le ciel (Tableau 4.19). D'après ce Tableau, on constate que les pertes de chaleur (\dot{q}_t varie de 23 à 49 W m^{-2} pour l'ensemble des compartiments) sont toujours supérieures aux 20 W m^{-2} apportés par le sol intérieur. Par conséquent, la surface de la toiture demeure plus froide que l'air extérieur quelle que soit la vitesse du vent, et la serre perd de l'énergie majoritairement par rayonnement avec le ciel et ce, même pour des vitesses de vent de 9 m s^{-1} (qui accentuent pourtant les échanges convectifs, mais la valeur du rapport $|\dot{q}_{cv}/\dot{q}_r|$ de l'ordre de 0.65 montre que les échanges radiatifs restent prépondérants). Pour la température de ciel considérée ($-20\text{ }^\circ\text{C}$), l'inversion de température au niveau de l'air intérieur de la serre a eu lieu pour une vitesse légèrement supérieure à 3 m s^{-1} (Tableau 4.19).

Compartiment Ouest / Compartiment Est					
$U_h, \text{ m s}^{-1}$	$\bar{T}_i - T_o, \text{ }^\circ\text{C}$	$\bar{T}_{r,o} - T_o, \text{ }^\circ\text{C}$	$\dot{q}_t, \text{ W m}^{-2}$	$\dot{q}_{cv}^*, \text{ W m}^{-2}$	$ \dot{q}_{cv}/\dot{q}_r $
1	-0.3/-0.36	-2.39/-2.47	47.4/49.1	-12.4/-10.4	0.207/0.175
3	-0.02/-0.12	-1.99/-2.12	34.1/36.1	-27.2/-24.7	0.444/0.406
5	0.35/0.25	-1.56/-1.70	29.3/31.0	-33.6/-31.3	0.534/0.502
7	0.53/0.42	-1.32/-1.46	25.3/26.8	-38.4/-36.4	0.603/0.576
9	0.69/0.59	-1.13/-1.27	22.8/24.1	-41.6/-39.8	0.646/0.623

*Calculé à partir de l'équation (4.8)

Tableau 4.19. Pour chaque compartiment, différence en température en $^\circ\text{C}$; entre l'air intérieur et l'air extérieur $\bar{T}_i - T_o$; entre la surface supérieure du toit et l'air extérieur $\bar{T}_{r,o} - T_o$, flux de chaleur ; total, \dot{q}_t et convectif \dot{q}_{cv} échangés entre la surface supérieure du toit et l'air extérieur, rapport entre les flux convectif et radiatif $|\dot{q}_{cv}/\dot{q}_r|$

4.2.4.c Modélisation du climat distribué et des échanges thermiques dans une serre durant la journée

L'objectif de cette étude est de combiner les transferts radiatif et convectif par le biais d'un modèle numérique de mécanique des fluides afin d'analyser le climat distribué ainsi que les flux de chaleur dans la serre durant la journée. Dans un premier temps le modèle numérique est décrit et la méthodologie implémentée est illustrée. Les résultats numériques sont d'abord comparés à ceux issus des campagnes de mesures. Le modèle numérique est ensuite utilisé pour analyser les flux de chaleur au niveau de la toiture de serre ainsi que l'homogénéité des paramètres climatiques au voisinage des tablettes.

Notons que le développement ci-après a fait l'objet de deux communications présentées à deux Congrès internationaux avec comité de lecture ; (Bournet *et al.*, 2006c) et (Ould Khaoua *et al.*, 2006a).

- Description du modèle numérique
 - **Configurations géométriques et maillage :**

La serre étudiée pour les simulations du climat sous les conditions de jour réelles est celle décrite dans le § 4.2.2.a avec les mêmes dimensions du domaine de calcul (Figure 4.30). Le maillage BFC retenu contient 352×82 mailles et la hauteur d'une maille près des parois est de 10 cm. Comme pour les cas de nuit, toutes les parois sont maillées et comportent deux mailles dans le sens de l'épaisseur.

Enfin le maillage réalisé une fois pour toute permet la simulation de toutes les combinaisons d'ouverture d'ouvrants possibles de 0% à 100%.

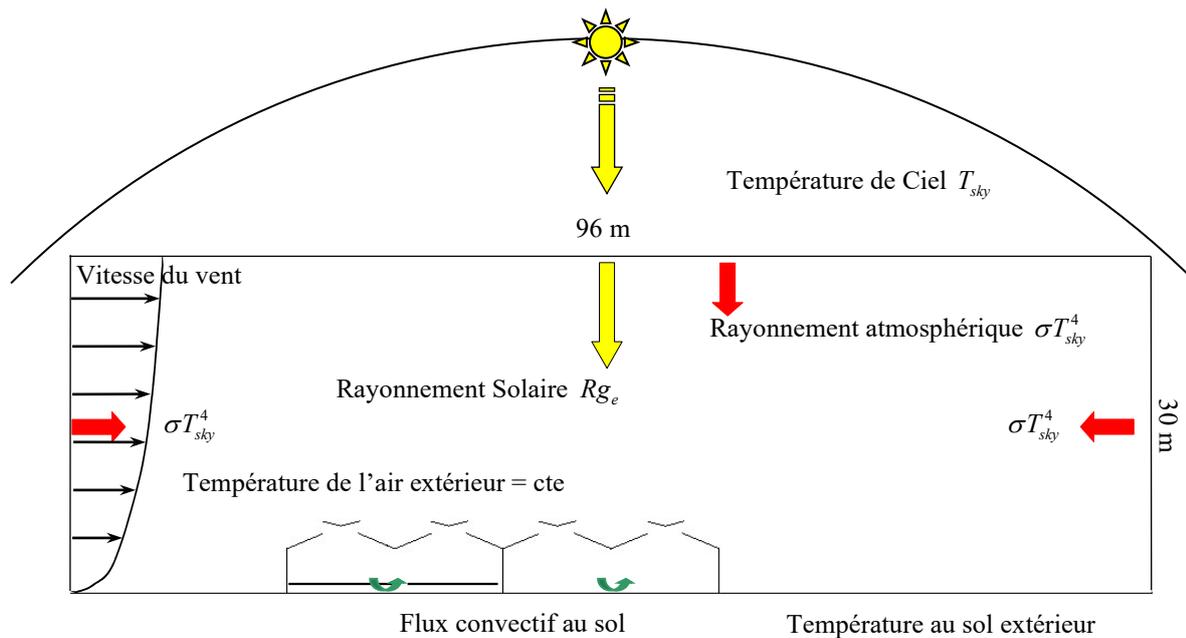


Figure 4.30. Domaine de calcul et conditions aux limites réelles du jour (configuration 1)

- Modèle Physique :

Outre les équations du modèle retenu dans le § 4.2.2, les contributions du rayonnement solaire (*i.e.* courtes longueurs d'ondes [0.1-3 μm]) et du rayonnement infrarouge thermique (*i.e.* grandes longueurs d'ondes [3-100 μm]) sont prises en compte dans le modèle par le biais du modèle Bi-bande. L'implémentation de ce modèle, basé sur la méthode des Ordonnées Discrètes (DO) nous permet de subdiviser le spectre total en deux bandes ; et de résoudre ainsi L'ETR sur chacun de ces deux intervalles (cf. § 3.2.3, chapitre 3) sur l'ensemble du domaine y compris l'épaisseur de la couverture de la serre. Le flux radiatif est ainsi calculé dans toutes les directions.

- Conditions aux limites :

Les mêmes types de conditions aux limites que ceux utilisés pour les cas de nuit ont été imposés (cf. Figure 4.30). Le rayonnement atmosphérique (*i.e.* grandes longueurs d'ondes [3-100 μm]) émis par le ciel est modélisé au niveau de la limite supérieure du domaine, en imposant un flux $\dot{q}_{sky} = \sigma T_{sky}^4$ avec ($\varepsilon_{sky} = 1$). Etant donné que la serre est considérée comme petite par rapport à la voûte céleste, ses parois sont soumises à ce rayonnement atmosphérique diffus. La température de ciel T_{sky} à l'extérieur du domaine au niveau de l'entrée et de la sortie a été imposée (Figure 4.30).

Les mesures du rayonnement solaire ont été effectuées autour du midi-solaire, ainsi lorsque le soleil est sensiblement au zénith, le rayonnement solaire (*i.e.* courtes longueurs d'ondes [0-3 μm]) est modélisé par un flux imposé uniquement sur la limite supérieure (Figure 4.30).

Comme pour le cas de nuit, la température du sol extérieur est fixée ; la condition à la limite au niveau du sol intérieur est par contre une condition de flux de chaleur (Figure 4.30).

- Propriétés optiques matériaux utilisés :

Comme mentionné auparavant, le modèle radiatif requiert la définition des propriétés optiques du verre. Pour chacune des deux bandes spectrales, sont affectés un coefficient d'absorption, une absorptivité, une émissivité, une transmissivité, et une réflectivité (Tableau 4.20).

Nous choisissons pour le verre un indice de réfraction $n_b = 1.52$ (Nijskens *et al.*, 1985; Bauer *et al.*, 2005). Le coefficient d'absorption κ_λ est choisi de telle façon que dans l'intervalle des courtes longueurs d'ondes [0.1-3 μm], le verre absorbe 15% du rayonnement incident, réfléchit 10%, et transmet 75%. La valeur du coefficient d'absorption est légèrement sur-estimée par rapport à celle du verre pur, afin de simuler la présence d'éléments structurels en bois et / ou métalliques (Mistriotis *et al.*, 1997a). Ainsi, nous trouvons un coefficient d'absorption $\kappa = 30 \text{ m}^{-1}$ pour les courtes longueurs d'ondes. Dans l'intervalle des grandes longueurs d'ondes]3-100 μm], nous gardons les mêmes propriétés que celles citées dans la partie précédente (cf. Tableau 4.20).

La cloison en polyéthylène séparant les deux bi-chapelles est considérée comme étant opaque au rayonnement avec une émissivité $\varepsilon = 0.69$ sur tout le spectre de longueurs d'ondes [0.1-100 μm].

Les végétaux n'étant pas intégrés dans le modèle, nous avons considéré une **émissivité équivalente** ($\varepsilon = 0.5$) pour les tablettes, considérées comme des corps gris, en attendant de modéliser plus finement les échanges qui surviennent au niveau des végétaux. Des travaux préliminaires ont été réalisés sur ce sujet par Bernard (2006). Cette valeur provient d'un

ajustement par essai erreur, pour éviter que les tablettes, directement exposées au flux solaire, ne chauffent trop après absorption de l'énergie solaire.

Longueur d'onde λ , μm	Coefficient d'absorption κ_λ , m^{-1}	Absorptivité α	Réfectivité ρ	Transmittivité τ
[0,3]	30	0.15	0.1	0.75
]3,100]	10^4	0.9	0.1	0.0

Tableau 4.20. Propriétés optiques de la couverture de la serre, en verre, dans les deux bandes spectrales ; courtes et grandes longueurs d'ondes

- Vérification et validation du modèle numérique

Dans le but de vérifier et valider les simulations de la ventilation naturelle et du comportement thermique de notre serre sous conditions climatiques de jour, deux modèles CFD ont été implémentés. Dans le premier modèle (*i.e.* modèle simple), les effets du rayonnement solaire et atmosphérique sont pris en compte indirectement par l'imposition des températures mesurées aux frontières intérieures du domaine de calcul le long des parois de la serre (Ould Khaoua *et al.*, 2005; Bournet *et al.*, 2006a; Ould Khaoua *et al.*, 2006b). Dans cette approche, seuls les échanges convectifs ont été considérés. Dans le deuxième modèle (*i.e.* modèle bi-bande), les flux solaire et atmosphérique ont été imposés aux frontières extérieures du domaine de calcul et l'équation de transferts radiatifs est résolue. Le but est de comparer quantitativement et qualitativement les résultats des deux modèles.

Les simulations ont été menées en deux dimensions suivant la direction transversale à la serre (section droite). Elles ont été effectuées en régime stationnaire pour des cas correspondant à des conditions climatiques réelles plus ou moins établies (2h de part et d'autre du midi solaire). Deux configurations d'ouvertures d'ouvrants ont été analysées (Figure 4.31) afin de valider notre modèle couplant les échanges convectifs et radiatifs : la première configuration comporte des ouvertures de toiture de chaque côté de 100%, la deuxième configuration comporte une unique ouverture de toiture 100 % située au vent.

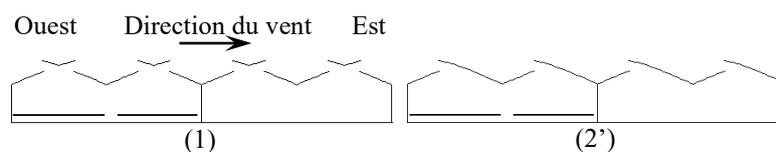


Figure 4.31. Configurations d'ouvrants retenues pour la validation du modèle mathématique

Ces configurations étant également celles étudiées sur le terrain, les conditions introduites dans le modèle sont réelles et issues de l'expérimentation. Le dispositif expérimental fournissant ces conditions d'entrées (vitesse du vent, rayonnement solaire, rayonnement atmosphérique, température au sol, flux conductifs) ou même de validation (températures de parois, taux d'aération) a été largement détaillé dans le chapitre 3. Les paramètres d'entrée utilisés pour les simulations correspondent à quatre jeux de données expérimentales. Ils sont répertoriés dans le Tableau 4.21.

Paramètres	Valeurs Numériques				
	Configuration (1)			Configuration (2')	
	Jeu (a)		Jeu (b)	Jeu(c)	Jeu (d)
Modèle simple	Modèle Bi-band				
Direction du vent	De l'Ouest vers l'Est			Au vent	Au vent
A l'entrée					
Vitesse du vent à 6m ; U_h , m s ⁻¹	1.26	1.26	1.73	2.60	1.70
Température de l'air extérieur ; T_o , °C	29.9	29.9	23.3	25.5	23.9
Pression de vapeur ; e_o , hPa	néant	16.9			
Densité, kg m ⁻³	1.15	1.15	1.20	1.19	1.20
Viscosité, kg m ⁻¹ s ⁻¹	1.88 10 ⁻⁰⁵	1.88 10 ⁻⁰⁵	1.51 10 ⁻⁰⁵	1.54 10 ⁻⁰⁵	1.51 10 ⁻⁰⁵
Accélération de la pesanteur, m s ⁻²	9.81	9.81	9.81	9.81	9.81
Chaleur spécifique, J kg ⁻¹ K ⁻¹	1006.44	1006.44	1005.91	1005.95	1005.91
Conductivité thermique, W m ⁻² °C ⁻¹	0.0268	0.0268	0.0258	0.0260	0.0258
Température, °C					
Ciel	néant	15.3	16.8	22	24
Sol extérieur	35.5	35.5	27.8	29.9	28.7
Sol intérieur	26.4	néant	Néant	néant	néant
Toit	43.8	néant	Néant	néant	néant
Cloison centrale	38.2	néant	Néant	néant	néant
Parois latérales	37.5	néant	Néant	néant	néant
Flux de chaleur, W m ⁻²					
Rayonnement Solaire	néant	740	827	760	673
Rayonnement Atmosphérique	néant	392	400	430	441
Flux de chaleur convectif au sol intérieur	néant	-22.3	-15.9	-30	-26.3

Tableau 4.21. Paramètres d'entrée utilisés pour les simulations avec le modèle CFD « sans et avec le couplage convectif-radiatif »

Rappelons que pour le jeu de données (a), deux modèles ont été testés ; Modèle simple sans prise en compte des transferts radiatifs (*i.e.* températures imposées sur les parois solides) et modèle Bi-bande avec transferts radiatifs.

Nous avons choisi de comparer les grandeurs mesurées *in-situ* dans la bi-chapelle Ouest, avec celles prédites par le modèle tels que : le taux de ventilation, la température au centre de la serre, la température des parois (vitrage latéral, toiture). Il est important de noter

que les températures de parois sont devenues des données de validation tandis que pour les modèles simples sans transferts radiatifs, elles avaient servi à formuler des conditions aux limites à l'intérieur du domaine de calcul.

- Comparaison par rapport au taux d'aération mesuré :

Sur le plan aérodynamique, le taux d'aération de la serre rend compte des échanges de masse entre l'intérieur et l'extérieur. Le Tableau 4.22 présente une comparaison des taux d'aération mesurés et calculés. La valeur calculée de ce taux apparaît sous estimée par rapport à la valeur expérimentale pour la configuration (1), alors qu'elle est sur-estimée pour la configuration (2'). L'erreur moyenne est de l'ordre de 50%. On constate par ailleurs que pour la même vitesse du vent (1.70 m s^{-1}), le taux d'aération calculé quand les ouvertures sont orientées au vent (configuration 2'), est presque le double de celui qui est obtenu quand les deux ouvrants d'une même chapelle sont ouverts au maximum (configuration 1). Cette différence peut être causée par plusieurs facteurs, on pourra sur ce point se référer au § 4.2.3.a.

Enfin des écarts moins importants ont été constatés pour d'autres cas tests, ne tenant pas compte des transferts radiatifs (Ould Khaoua *et al.*, 2006b). Fatnassi *et al.*, (2006) ont trouvé des écarts de l'ordre de 25% entre le taux d'aération simulé et mesuré.

Configurations	Jeu de données	Vitesse du vent, m s^{-1}	Taux d'aération, h^{-1}	
			mesuré	simulé
1	a	1.26	25.4	14.2*
	b	1.73	29.9	13.1**
2'	c	2.60	25.6	30.6
	d	1.70	15.7	26.3

* Modèle simple ; ** Modèle Bi-band.

Tableau 4.22. Comparaison des taux d'aération mesurés et simulés avec le modèle CFD
« couplage convection & rayonnement »

- Comparaison avec les températures de surface des parois mesurées :

Dans le Tableau 4.23 sont répertoriées les températures mesurées et simulées pour les quatre cas testés. A l'inverse du taux d'aération simulé, on relève que, pour la configuration (1), le modèle bi-bande sur estime légèrement la température de l'air intérieur

au centre de la bi-chapelle Ouest avec un écart compris entre +0.5 et +3.5 °C. En revanche il sous estime cette dernière pour la configuration (2') avec un écart moyen par rapport à la mesure de -1.3 °C. Les valeurs des températures de surface de paroi (toiture, cloison centrale, paroi latérale Ouest) simulées étaient également en bon accord avec celles mesurées (Tableau 4.23). On peut constater ainsi que les températures de la surface de la toiture, mesurées comme simulées, demeurent plus élevées que celle de l'air intérieur. Pour la configuration (1), la différence de température mesurée et prédite par le modèle bi-bande entre la surface de la toiture et l'air intérieur est de +10.7 °C et +6.5 °C respectivement pour le jeu de données (a). Elle sont égales (+7.9 °C d'écart) pour le jeu de données (b). Pour la configuration (2'), l'écart entre les deux températures est de l'ordre +7 °C pour le jeu de données (c) et de l'ordre de +8 °C pour le jeu de données (d). Pour chacune des configurations, la température de l'air intérieur est d'environ 5 °C plus élevée que celle de l'air extérieur à cause de l'effet de serre (cf. chapitre 2, § 2.2.3).

Il est à noter que le modèle bi-bande surestime légèrement la température de la paroi latérale Ouest située au vent et celle de la cloison centrale par rapport à la mesure avec un écart compris entre +0.3 et +0.7 °C et entre +0.2 et +2.8 °C, respectivement. Ceci peut être expliqué par le fait que le flux du rayonnement solaire parvenu à la serre n'est pas simulé comme étant unidirectionnel (*i.e.* direct) dans le modèle bi-bande, mais plutôt comme diffus, et cela d'autant plus que pour chacune des surfaces de la serre, la réflexion est purement diffuse (*i.e.* fraction diffuse égale à 1). Les deux parois (latérale en verre au vent et la cloison centrale en plastique) reçoivent donc un rayonnement venant de toutes les directions hémisphériques et sa valeur est nettement supérieure à la réalité, ce qui explique la surestimation de leur température autour du midi-solaire, lorsque le soleil est sensiblement au zénith, la fraction du rayonnement solaire direct (*i.e.* courtes longueurs d'ondes [0-3 μ m]) est plus importante que la fraction diffuse et se situe dans la direction verticale. Ces deux parois ne voient donc pas ou peu le rayonnement solaire et leurs températures résultent d'un équilibre entre les transferts convectifs avec l'air et les échanges radiatifs de grandes longueurs d'ondes avec les autres éléments de la serre.

Configurations	Jeu de données	Température, °C			
		Air intérieur*	Toiture	Cloison centrale	Paroi latérale Ouest
1	a	33.05 32.05**	43.75 imposée	38.15 imposée	37.45 imposée
		33.05 36.55	43.75 43.05	38.15 38.35	37.45 37.75
	b	29.45 29.95	37.35 37.85	34.65 35.75	31.85 32.55
2'	c	30.35 29.15	37.65 36.05	34.55 36.35	32.75 33.25
		29.25 27.85	37.05 35.95	32.65 35.45	31.95 32.55

* Au point localisé à 2 m de hauteur et à une distance de 4.8 m de la paroi latérale Ouest

Les valeurs en gras présentent celles prédites par le modèle CFD ; **Modèle simple

Tableau 4.23. Comparaison entre les valeurs de températures mesurées et simulées par le modèle CFD « couplage convection & rayonnement ». Les valeurs en gras sont celles prédites Par le modèle CFD.

- Analyse des flux de chaleur au niveau des surfaces de la toiture :

Nous considérons que le modèle bi-bande a été partiellement validé et nous l'utiliserons pour analyser les flux de chaleurs à travers les surfaces de la toiture. Le Tableau 4.24 récapitule pour chaque compartiment de la serre (*i.e.* Bi-chapelle) et pour le jeu de données (a) ; la différence entre la température moyenne de la surface extérieure / intérieure de la toiture et la température de l'air extérieur / intérieur, $\bar{T}_r - T_{o,i}$ en °C ; Les densités des flux de chaleur total, radiatif et convectif, respectivement \dot{q}_t , \dot{q}_{rad} et \dot{q}_{cv} en W m⁻², échangés entre la surface extérieure / intérieure de la toiture et l'air extérieur / intérieur, le rapport entre les densités des flux convectif et radiatif $|\dot{q}_{cv}/\dot{q}_r|$ et le coefficient d'échange convectif de la surface extérieure / intérieure de la toiture et l'air extérieur / intérieur, h_c en W m⁻² K⁻¹.

	$\bar{T}_r - T_{o,i}$, °C	\dot{q}_t , W m ⁻²	\dot{q}_{rad} , W m ⁻²	$ \dot{q}_{cv}/\dot{q}_r $	h_c , W m ⁻² K ⁻¹	h_c^* , W m ⁻² K ⁻¹
<i>Model</i>	<i>Valeurs moyennées sur la surface extérieure / intérieure de la toiture Ouest</i>					
<i>Simple</i>	14.1/11.2	80.2/42.3	-/-	-/-	5.70/3.78	5.61/4.12
<i>Bi-Band</i>	18.9/12.2	-137.5/138.8	-242.3/78.5	0.432/0.769	5.52/4.92	5.61/4.25
<i>Model</i>	<i>Valeurs moyennées sur la surface extérieure / intérieure de la toiture Est</i>					
<i>Simple</i>	14.1/9.48	51.8/30.7	-/-	-/-	3.68/3.24	5.61/3.91
<i>Bi-Band</i>	20.0/12.4	-138.7/138.9	-222.7/87.2	0.377/0.593	4.19/4.16	5.61/4.27

*Calculé à partir de la formule empirique [Equations (4.10) et (4.11)].

Tableau 4.24. Pour chaque compartiment et pour le jeu de données (a) : différence entre la température moyenne de la surface extérieure / intérieure de la toiture et la température de l'air extérieur / intérieur, $\bar{T}_r - T_{o,i}$ en °C ; densités des flux de chaleur total, radiatif et convectif, respectivement \dot{q}_t , \dot{q}_{rad} et \dot{q}_{cv} en W m⁻², échangés entre la surface extérieure / intérieure de la toiture et l'air extérieur / intérieur, rapport entre les flux convectif et radiatif $|\dot{q}_{cv}/\dot{q}_r|$ et le coefficient d'échange convectif de la surface extérieure / intérieure de la toiture et l'air extérieur / intérieur, h_c en W m⁻² K⁻¹

Le Tableau 4.24 montre clairement que la surface intérieure et extérieure de la toiture demeure plus chaude que l'air intérieur et il en va de même pour la surface extérieure. Par exemple, pour le compartiment Ouest, la différence de température prédite sans et avec modélisation du rayonnement entre la surface extérieure de la toiture et l'air ambiant est de 14.1 °C et 18.9 °C respectivement. Elle est respectivement de 11.2 °C et 12.2 °C entre la surface intérieure et l'air de la bi-chapelle Ouest. Les valeurs de températures prédites par le modèle bi-bande semblent relativement élevées par rapport à celles prédites par le modèle simple, cela du fait de l'absorption de l'énergie solaire par l'épaisseur de la toiture dans le modèle bi-bande. Le modèle simple considère, par défaut, que l'épaisseur de la toiture est nulle et que les températures des deux faces extérieure et intérieure sont égales. En revanche, dans le modèle bi-bande, le verre possède une épaisseur réelle de 4 mm et donc une résistance thermique rendant les températures des deux faces inégales. L'absorption du rayonnement solaire par l'épaisseur du verre conduit à la génération d'une énergie interne qui va être dissipée par la suite par effet Joule dans l'épaisseur de la toiture en augmentant les températures de ses deux faces. En contrepartie, la température de l'air intérieur résulte simultanément d'un transfert convectif avec les surfaces des parois et d'un transfert radiatif entre ces surfaces (*i.e.* effet de serre).

On constate pareillement (*i.e.* cas de nuit) à partir du Tableau 4.24, que la serre perd globalement de la chaleur par la face extérieure du toit. Cela se traduit par la transcription par un signe "-" des valeurs de densité des flux de chaleur total et radiatif, \dot{q}_t et \dot{q}_{rad} respectivement, prédites par le modèle bi-bande. La densité de flux de chaleur convectif échangée entre la surface extérieure et l'air est donc déduite à partir de l'équation (4.8). Elle est de 105 W m⁻² pour le toit Ouest au vent et de 84 W m⁻² pour le toit Est situé sous le vent. La part du rayonnement solaire parvenue et absorbée par la toiture de la serre est restituée par ses deux faces sous forme de chaleur sensible avec l'air intérieur et extérieur. Néanmoins, le transfert convectif n'est pas le seul moyen de refroidissement du toit de la serre, l'émission du rayonnement de grandes longueurs d'ondes vers le ciel est le processus de refroidissement qui prévaut. Ainsi, pour une température apparente de ciel de 15.3 °C, la densité de flux chaleur radiatif, \dot{q}_{rad} est respectivement de -242 et -223 W m⁻² pour le toit Ouest au vent et le toit Est situé sous le vent. L'importance relative des échanges convectifs et radiatifs au niveau de la surface extérieure du toit est donc de l'ordre de 4/10.

On peut ainsi souligner que, sous un ciel clair, les déperditions de chaleur augmentent entre la surface extérieure de la toiture et le ciel.

Il importe de noter cependant que le modèle simple ne donne que la densité de flux convectif au niveau des surfaces solides.

A l'inverse de la face extérieure du toit, la face intérieure gagne globalement de la chaleur par absorption du rayonnement de grandes longueurs d'ondes qui lui parvient à partir d'autres éléments structuraux de la serre (*i.e.* tablettes, sol, parois latérales). Cela se traduit par la transcription par un signe "+" des valeurs de la densité des flux de chaleur total et radiatif, \dot{q}_t et \dot{q}_{rad} . La densité de flux de chaleur convectif échangée entre la surface intérieure et l'air [l'équation (4.8)] est de 60.3 W m^{-2} pour le toit Ouest au vent et de 51.7 W m^{-2} pour le toit Est sous le vent. L'importance relative des échanges convectifs et radiatifs au niveau de la surface intérieure semble cependant plus grande (de l'ordre de 7/10) par rapport à celle qui correspond à la surface supérieure.

Le coefficient d'échange convectif de la surface extérieure ou intérieure de la toiture avec l'air extérieur ou intérieur, h_c est déduit pour chaque compartiment de l'équation (4.9) (Tableau 4.24). Les valeurs de h_c varient de 3.68 à $5.70 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ pour la surface extérieure de la toiture et de 3.24 à $4.92 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ pour la surface intérieure. Ces valeurs ont été comparées avec d'autres issues de la littérature (Roy *et al.*, 2002b). Pour une serre large de grande portée, de Halleux (1989) propose des formules empiriques pour la détermination de h_c . Ainsi les coefficients d'échange convectif entre la surface extérieure du toit et l'air extérieur puis entre la surface intérieure du toit et l'air intérieur sont donnés respectivement par les équations (4.10) et (4.11) :

$$h_{c,o} = 5.96 \frac{U_h^{0.8}}{L^{0.2}} \quad (4.10)$$

$$h_{c,i} = 1.86 \Delta T^{0.33} \quad (4.11)$$

Les résultats du Tableau 4.24 montrent que les valeurs de h_c prédites par le modèle CFD, sans et avec modélisation du rayonnement correspondent bien à celles qui sont déduites par les formules empiriques.

Comparons maintenant les deux compartiments. Le rapport entre le flux convectif et le flux radiatif à la surface supérieure de la toiture de la bi-chapelle Ouest est supérieur à celui de la bi-chapelle Est dont le coefficient de transfert convectif diminue de 30 %. Ce phénomène peut être expliqué par le fait que la bi-chapelle Ouest est directement exposée au vent, ce qui intensifie ses échanges convectifs par rapport aux échanges radiatifs entre la toiture et le ciel.

Enfin ces conclusions corroborent celles qui sont mentionnées plus haut (*i.e.* conditions aux limites de nuit), où nous avons vu que le coefficient d'échange convectif de la surface de la toiture soumise directement au vent (compartiment Ouest) est supérieur de 20% à celui de la surface de la toiture sous le vent (cf. Figure 4.29).

- Application du modèle bi-bande :

Nous appliquerons dans cette partie, le modèle bi-bande décrit et validé ci-dessus, afin d'améliorer la gestion des ouvrants et obtenir un climat plus favorable à l'intérieur de la serre, en particulier au niveau des cultures. Nous allons donc analyser l'efficacité de quatre configurations d'ouverture d'ouvrants. Il s'agit des deux configurations précédentes (configurations 1 et 2') et de deux autres supplémentaires, (cf. Figure 4.32) :

- La configuration (2) : Comporte une unique ouverture de toiture ouverte de 100 % située sous le vent ;
- La configuration (6) : Comporte des ouvertures de toiture de chaque côté ouvertes de 100 %, sauf pour la première chapelle avec une unique ouverture située au vent.

L'ensemble des cas testés correspond à des conditions climatiques extérieures similaires (*i.e.* celles du jeu de données b du Tableau 4.21).

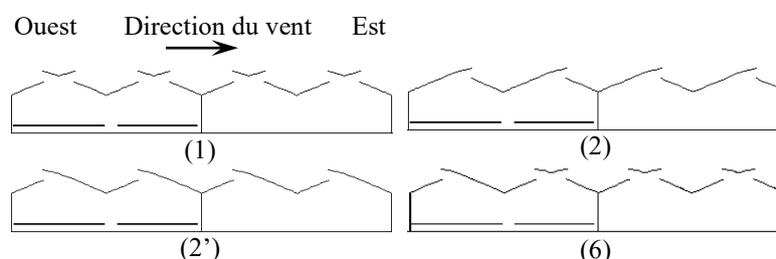


Figure 4.32. Géométries retenues pour étudier l'impact de la configuration d'ouvrants sur l'aération naturelle

- Impact de l'aménagement des ouvrants sur l'aération naturelle :

Pour se rendre compte des échanges de masse entre l'intérieur et l'extérieur de la serre, la valeur du taux d'aération correspondant à chacune des quatre configurations a été évaluée par le modèle bi-bande et est reportée dans le Tableau 4.25. On constate que le taux d'aération de la bi-chapelle Ouest est maintenu lorsque l'on ferme les deux ouvertures au vent (*i.e.* lorsqu'on passe de la configuration 1 à la configuration 2), et ce malgré la division de la surface d'aération par deux. A surfaces d'aération égales (configurations 2 et 2'), le taux d'aération dans cette même bi-chapelle est cependant presque le double pour une ouverture asymétrique au vent (*i.e.* configuration 2', configuration 6). Cependant, une augmentation de 50 % de la surface d'aération (*i.e.* lorsqu'on passe de la configuration 2' à la configuration 6) conduit à une légère augmentation du taux d'aération (de 5%). Ceci peut être expliqué par le fait que cette configuration asymétrique au vent permet à l'air frais extérieur de s'engouffrer dans la 1^{ère} bi-chapelle en augmentant ainsi les échanges de d'air entre l'intérieur et l'extérieur et en raccourcissant le séjour de ce dernier dans le compartiment.

On peut également constater à partir du Tableau 4.25, que pour une serre compartimentée, l'emplacement du compartiment par rapport à la direction du vent affecte significativement sa ventilation. Ainsi, pour les configurations 2, 2' et 6 le taux d'aération est réduit respectivement de 72 %, 33.5 % et de 47 % quand on passe de la bi-chapelle Ouest à la bi-chapelle Est. Cette différence est principalement causée par l'effet du vent dominant sur la ventilation de la bi-chapelle (Ouest) exposée directement au vent. En revanche, la réduction du taux d'aération demeure non significative pour la configuration 1.

Configuration	Compartiment	Taux d'aération, h ⁻¹
1	Ouest	14.8
	Est	14.6
2	Ouest	14.4
	Est	3.98
2'	Ouest	28.1
	Est	18.7
6	Ouest	29.5
	Est	15.7

Tableau 4.25. Récapitulatif des valeurs du taux d'aération (N , h⁻¹) calculées dans chaque compartiment pour les 4 configurations d'ouvrants testées ; ($U_h = 1.73$ m s⁻¹, $T_o = 23.3$ °C ,

$$Rg_e = 827 \text{ W m}^{-2}$$

Les commentaires précédents sont corroborés par l'analyse de l'efficacité d'aération exprimée par le rapport entre le taux d'aération (N , h^{-1}) et la surface d'aération (S , m^2) (cf. Figure 4.33). Nous pouvons ainsi constater que la configuration avec deux ouvertures de toiture de chaque côté (configuration 1) est la moins efficace (aération par surface élémentaire ouverte). Par contre, la configuration qui comporte une unique ouverture de toiture située au vent (configuration 2') est la plus efficiente car elle multiplie l'efficacité d'aération par 3 par rapport à la configuration 1. Ces mêmes constatations ont été faites par Ould Khaoua *et al.*, (2006b) à l'issue des simulations sans prise en compte des transferts radiatifs. Nous soulignons également que ce sont les configurations 2 et 6 qui causent les réductions les plus marquées de l'efficacité d'aération (72 % et 60 % respectivement) quand on passe du compartiment Ouest au compartiment Est.

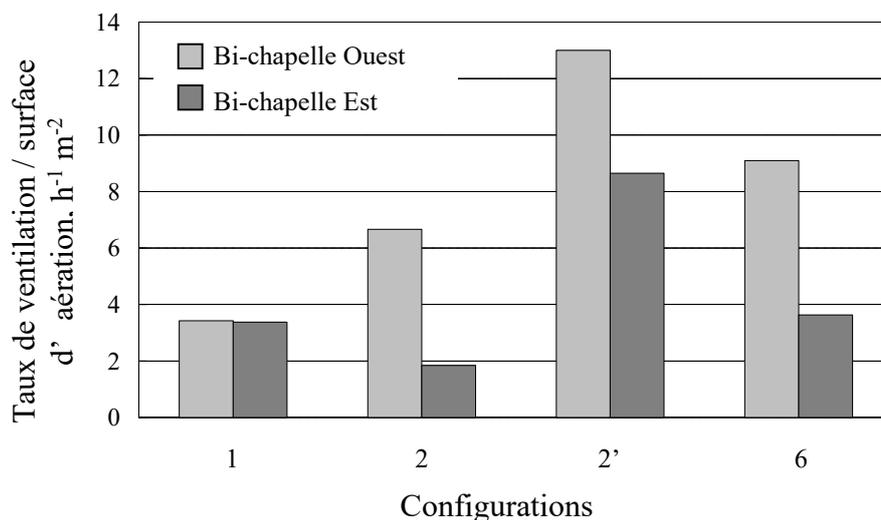


Figure 4.33. Histogramme du taux de renouvellement d'air réduit par la surface d'aération calculé dans chaque compartiment pour les 4 configurations d'ouvrants testées : 1, 2, 2' et 6 ;

$$(U_h = 1.73 \text{ m s}^{-1}, T_o = 23.3 \text{ °C}, Rg_e = 827 \text{ W m}^{-2})$$

- Impact de l'aménagement des ouvrants sur la distribution du climat de la serre :

Les simulations numériques permettent de déterminer la répartition du champ dynamique ainsi que la distribution des températures dans une section droite de la serre. Sur la Figure 4.34 et la Figure 4.35, sont représentées respectivement les répartitions des vecteurs vitesses normés par la vitesse moyenne du vent extérieur (V/U_h , $U_h = 1.73 \text{ m s}^{-1}$) et les

iso-contours simulés de la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur de la serre ($T - T_0$, °C) pour les quatre configurations d'ouvrants testées : 1, 2, 2' et 6.

Pour les 4 configurations d'ouvrants, l'écoulement interne est caractérisé par une circulation en boucle avec des flux d'air importants dans la première chapelle. Les vitesses sont maximales près de la toiture et au-dessus des tablettes. Les vitesses de l'air sont fortement réduites au-dessous des tablettes où la circulation d'air est faible (Figure 4.34). Dans les 2 dernières chapelles, la circulation d'air est complètement différente. On y observe en effet des boucles de faible vitesse et un brassage nettement moins important que dans la première bi-chapelle. Néanmoins, quelques différences apparaissent au niveau des entrées et des sorties d'air. Ainsi, pour la configuration d'ouverture symétrique (1), l'air entre à travers l'ouverture au vent et ressort par l'ouverture située sous le vent en échangeant vraisemblablement peu de masse avec l'air intérieur (Figure 4.34, a). L'air a néanmoins une vitesse relativement élevée (1.70 m s^{-1}), ce qui lui permet d'entraîner par frottement, de l'air intérieur vers l'extérieur et d'accroître ainsi le transfert de masse entre l'intérieur et l'extérieur.

Pour la configuration (2), l'air entre par les ouvrants du centre et ressort aux extrémités (Figure 4.34, b). Au contraire pour la configuration (2'), l'air extérieur rentre dans la serre au niveau des ouvertures les plus excentrées (la plus à Ouest et la plus à l'Est) et ressort au niveau des ouvrants centraux (Figure 4.34, c).

D'une manière plus générale, les schémas de circulation d'air ne diffèrent pas beaucoup par rapport à ceux issus des simulations sans prise en compte des transferts radiatifs (Ould Khaoua *et al.*, 2006b).

L'ouverture asymétrique au vent du 1^{er} ouvrant (configuration 6) permet à l'air extérieur de s'engouffrer dans la 1^{ère} bi-chapelle comme on le voit sur la Figure 4.34, d. En revanche, l'air relativement chaud ressort par les deux ouvertures symétriques de la 2^{ème} chapelle. L'augmentation du taux d'aération (29.5 h^{-1}) suite à cette combinaison d'ouvrants peut être expliquée par le fait que la configuration (6) permet de combiner les deux moteurs qui gouvernent l'aération naturelle dans la serre : d'une part, l'effet du vent induit par le jet d'air extérieur entrant dans la serre par le 1^{er} ouvrant au vent qui se comporte alors comme l'entrée principale d'air et d'autre part l'effet cheminée. En effet, il y a une maximisation de

la surface de la cheminée équivalente (ouvertures totales) au niveau de la sortie de l'air relativement chaud à l'intérieur de la seconde chapelle.

Nous avons vu dans le § 4.2.1 que l'effet cheminée peut être négligé pour des vitesses du vent supérieures à 2 m s^{-1} (Bot, 1983; Boulard & Draoui, 1995; Wang & Deltour, 1999), et que le vent reste la cause majeure d'échange d'air entre l'intérieur et l'extérieur de la serre.

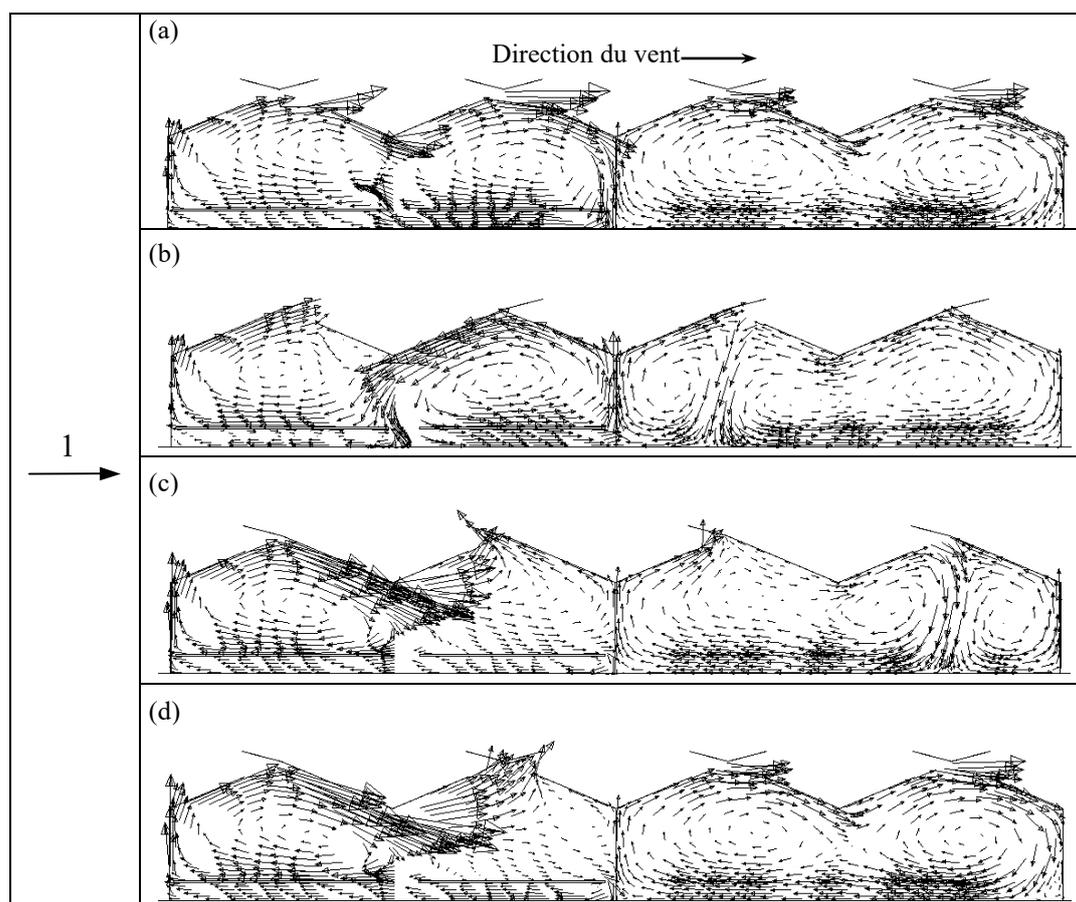


Figure 4.34. Iso-valeurs prédites par CFD de la vitesse normalisée ($V/U_h \leq 1.0$) pour :

(a) configuration 1, (b) configuration 2, (c) configuration 2' et (d) configuration 6 ;

$$(U_h = 1.73 \text{ m s}^{-1}, T_o = 23.3 \text{ }^\circ\text{C}, Rg_e = 827 \text{ W m}^{-2})$$

Afin de confirmer le constat fait auparavant sur le fait que l'effet cheminée est favorisé par une configuration symétrique de 100 % et que l'effet du vent est favorisé si la première ouverture au vent est asymétrique de 100 %, nous avons choisi de tester, pour les mêmes conditions météorologiques, les deux configurations 1 et 2'.

Nous avons pour cela réalisé des simulations supplémentaires avec des vitesses de vent extérieur relativement faibles (0.5 m.s^{-1}). Sous ces conditions, la configuration 1 se révèle plus efficace (Tableau 4.26), notamment en terme d'échange de masse avec l'extérieur. On voit notamment cette inversion d'efficacité au travers des taux d'aération (Tableau 4.26). Pour un vent faible (0.5 m.s^{-1}), l'effet des forces de flottabilité étant prépondérant, le taux d'aération est gouverné par la surface ouverte ; la configuration 2' présente une surface d'ouverture deux fois plus faible que la configuration 1 ; en conséquence, le taux d'aération donné par la configuration 2' vaut un peu plus de la moitié de celui en configuration 1.

Configuration	Vitesse du ven, m s^{-1}	Taux d'aération, h^{-1}
1	0.5	12.6
	1.7	14.8
2'	0.5	7.9
	1.7	28.1

Tableau 4.26. Récapitulatif des valeurs du taux d'aération (N, h^{-1}) calculées dans le compartiment Ouest pour deux vitesses de vent et deux configurations d'ouvrants ;

$$(U_h = 1.73 \text{ m s}^{-1}, T_o = 23.3 \text{ }^\circ\text{C}, Rg_e = 827 \text{ W m}^{-2})$$

Dans les quatre cas de figure, les iso-contours simulés de la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur de la serre (Figure 4.35) font apparaître des boucles convectives dans les deux bi-chapelles. La distribution des températures suit sensiblement la circulation d'air (Figure 4.34).

On constate également que les valeurs de températures dans la bi-chapelle Ouest située au vent diffèrent peu de celles de la bi-chapelle Est située sous le vent. La température sous les tablettes dépend fortement des échanges de masse à ce niveau ; en particulier pour la tablette qui est située tout près de la paroi Ouest. L'espace entre cette paroi et la tablette constitue un étranglement pour l'écoulement d'air et les vitesses d'écoulement sous la tablette sont parfois si faibles que le renouvellement d'air y est difficile et que la zone atteint une température très élevée ($\geq 15 \text{ }^\circ\text{C}$) en liaison également avec la température elle-même élevée de la tablette (configuration 2, cf. Figure 4.35, b).

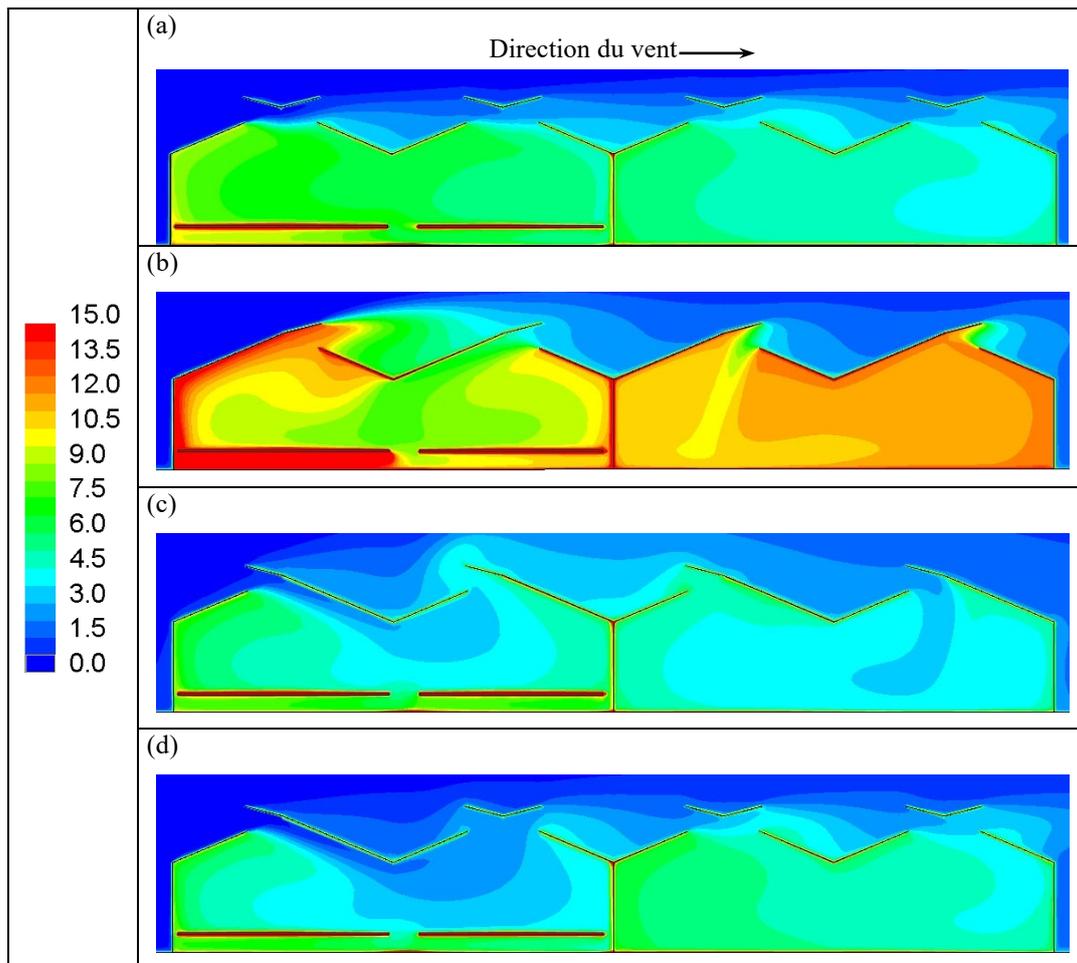


Figure 4.35. Iso-valeurs prédites par CFD de la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur ($T - T_o$, °C) pour : (a) configuration 1, (b) configuration 2, (c) configuration 2' et (d) configuration 6 ; ($U_h = 1.73 \text{ m s}^{-1}$, $T_o = 23.3 \text{ °C}$, $Rg_e = 827 \text{ W m}^{-2}$)

Afin de mieux exploiter les possibilités d'analyse offertes par notre modèle CFD, nous avons étudié l'impact de la configuration d'ouvrant sur la distribution du climat dans la serre compartimentée. Ainsi, pour chaque configuration d'ouvrant (1, 2, 2' et 6), nous avons choisi de considérer l'efficacité d'aération par la réduction des valeurs moyennes de la vitesse de l'air ainsi que par la différence de température entre l'air intérieur et l'air extérieur, ces 2 termes étant réduits par la surface d'aération ouverte (respectivement \bar{V}/S et $\overline{\Delta T}/S$ dans le Tableau 4.27). L'homogénéité de la distribution des deux paramètres climatiques dans chaque compartiment de la serre a également été considérée. Celle-ci est définie respectivement pour

la vitesse et la température de l'air comme le rapport de son écart type¹ (σ_v) et de la vitesse du vent extérieur (U_h) pour la vitesse de l'air, ou le rapport entre l'écart type de la différence de température entre l'air intérieur et extérieur ($\sigma_{\Delta T}$) et sa valeur moyenne ($\overline{\Delta T}$) pour la température (cf. Tableau 4.27).

Si l'on s'en tient à l'aération *stricto sensu*, nous avons vu précédemment dans l'analyse de l'efficacité d'aération (cf. Figure 4.33) que la configuration avec deux ouvertures de toiture de chaque côté (configuration 1) est la moins efficace, tandis que la configuration qui comporte une unique ouverture de toiture située au vent (configuration 2') est la meilleure. En revanche comme l'indiquent Bartzanas *et al.*, (2004), le taux d'aération le plus élevé n'est pas *a priori* le meilleur indicateur de performance de l'aération d'une serre, puisque augmenter la vitesse de l'air au niveau de la culture par exemple accroît les transferts convectifs et réduit la différence de température entre l'air et les feuilles.

Nous pourrions ainsi constater à partir du Tableau 4.27 que la configuration la plus défaillante en terme d'efficacité d'aération (*i.e.* configuration 1, cf. Figure 4.33) est celle qui donne les vitesses et les températures d'air par unité de surface d'aération les plus faibles. Au contraire la configuration 6 donne les valeurs de vitesse les plus élevées, plus particulièrement dans le compartiment Ouest. Pour cette configuration (6), l'efficacité de l'aération en terme de vitesse n'est pas due seulement à l'augmentation de la surface d'ouverture mais également à la combinaison d'une ouverture au vent asymétrique et d'une ouverture symétrique. Ceci est très important, car le coût de la construction d'une serre en verre est sensiblement proportionnel au nombre d'ouvrants. La détermination d'une bonne combinaison d'ouvrants pour optimiser l'efficacité d'aération est donc primordiale (Bartzanas *et al.*, 2004).

Si on se focalise sur l'homogénéité du champ de vitesse, la configuration 2 donne les meilleurs résultats et la configuration 6, les pires. Ainsi, plus la configuration est efficace en terme de vitesse d'air, plus elle génère une hétérogénéité importante du champ de vitesse.

Du point de vue du refroidissement de la serre, la configuration 1 génère une augmentation entre 1.15 et 2 °C par unité de surface ouverte de la température de l'air

¹ L'écart type est une mesure de la dispersion des valeurs d'une population (*i.e.* valeurs de vitesse et de

intérieur. Cette augmentation en température est 4 fois plus importante que la configuration 2 et 1.7 fois plus importante que la configuration 2' et la configuration 6. Si l'on se focalise sur l'homogénéité du champ de température, la configuration 1 donne les meilleurs résultats et la configuration 2, les pires. Ainsi, plus la configuration est efficace en terme de refroidissement, plus elle génère une homogénéité appréciable du champ de température.

Configuration	Compartiment	Vitesse de l'air		Différence de température	
		\bar{V}/S , $\text{m}^{-1} \text{s}^{-1}$	σ_V/U_h	$\overline{\Delta T}/S$, $^\circ\text{C m}^{-2}$	$\sigma_{\Delta T}/\overline{\Delta T}$
1	Ouest	0.085	0.168	1.59	0.260
	Est	0.067	0.091	1.15	0.152
2	Ouest	0.143	0.106	5.73	0.572
	Est	0.109	0.056	5.31	0.066
2'	Ouest	0.149	0.183	2.61	0.337
	Est	0.107	0.063	2.05	0.171
6	Ouest	0.171	0.226	2.19	0.394
	Est	0.132	0.087	2.40	0.159

\bar{V} , vitesse moyenne de l'air en m s^{-1} ; S , surface d'aération ouverte en m^2 ; U_h , vitesse du vent extérieur en m s^{-1} ; σ_V , écart type de vitesse de l'air au-dessus des tablettes en m s^{-1} ; $\overline{\Delta T}$, différence entre la température moyenne de l'air à l'intérieur de la serre et l'air extérieur en $^\circ\text{C}$; $\sigma_{\Delta T}$, écart type de la différence entre la température moyenne de l'air à l'intérieur de la serre et l'air extérieur en K.

Tableau 4.27. Récapitulatif des valeurs des paramètres climatiques calculées dans chaque compartiment pour les 4 configurations d'ouvrants testées : 1, 2, 2' et 6 ;

$$(U_h = 1.73 \text{ m s}^{-1}, T_o = 23.3 \text{ }^\circ\text{C}, Rg_e = 827 \text{ W m}^{-2})$$

D'une manière plus générale, le Tableau 4.27 indique que c'est la configuration 6 qui offre un compromis entre la meilleure ventilation et une bonne homogénéisation de la distribution des paramètres climatiques au niveau intérieur. En revanche c'est la configuration 1 qui génère la plus faible variabilité entre les deux compartiments au et sous le vent même si elle occasionne une réduction du taux d'aération d'un facteur 3 par rapport à la configuration 2'.

température dans chaque maille) par rapport à la moyenne.

- **Impact de l'aménagement des ouvrants sur la distribution du climat au-dessus des tablettes :**

La Figure 4.36 et la Figure 4.37 représentent la distribution de la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur ($T - T_o$, °C) sur un plan horizontal situé à 1 m au-dessus du sol (au niveau du couvert végétal, juste au dessus des tablettes), respectivement pour la bi-chapelle Ouest et la bi-chapelle Est. Nous pouvons constater à partir de ces deux figures que, la configuration 2' et la configuration 6 donnent les meilleures efficacités en terme de réduction de la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur au niveau du couvert végétal. En revanche, une ouverture asymétrique sous le vent donne le plus mauvais écart.

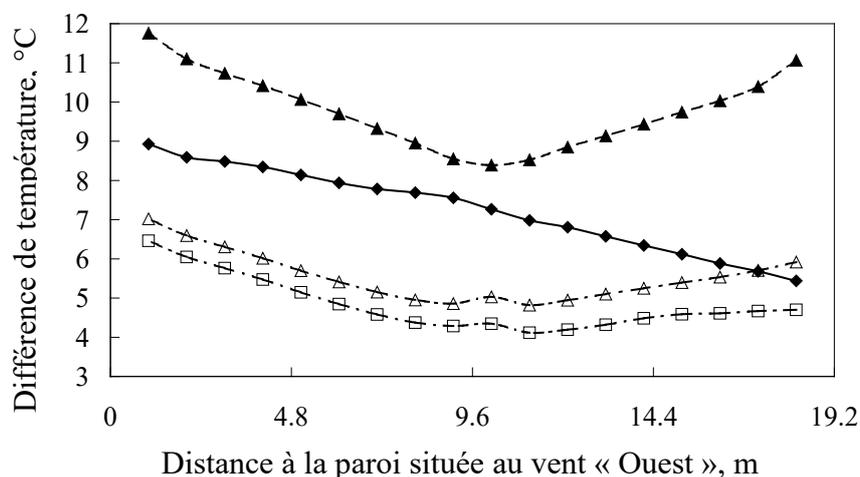


Figure 4.36. Distribution de la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur ($T - T_o$, °C) sur la largeur de la bi-chapelle Ouest à 1m de hauteur pour : (—◆—) configuration 1, (—▲—) configuration 2, (—△—) configuration 2' et (—□—) configuration 6 ; ($U_h = 1.73 \text{ m s}^{-1}$, $T_o = 23.3 \text{ °C}$, $Rg_e = 827 \text{ W m}^{-2}$)

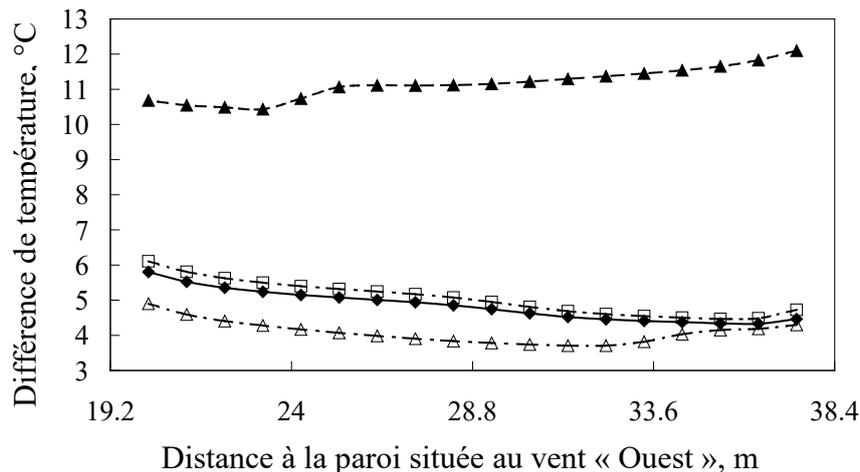


Figure 4.37. Distribution de la différence de température entre l’intérieur et l’extérieur ($T - T_o$, °C) sur la largeur de la bi-chapelle Est à 1m de hauteur pour : (—◆—) configuration 1, (—▲—) configuration 2, (—△—) configuration 2’ et (—□—) configuration 6 ; ($U_h = 1.73 \text{ m s}^{-1}$, $T_o = 23.3 \text{ °C}$, $Rg_e = 827 \text{ W m}^{-2}$)

L’homogénéité de la distribution de la température ($\sigma_{\Delta T} / \overline{\Delta T}$) au voisinage des cultures a également été considérée pour les deux compartiments de la serre : Tableau 4.28. C’est la configuration 2 qui offre les meilleurs résultats tandis que la configuration 1 est la moins intéressante. Ainsi là aussi, plus la configuration est efficace en terme de refroidissement, plus elle génère une hétérogénéité importante du champ de température.

Comme nous l’avons déjà précisé, le taux d’aération le plus élevé n’est pas *a priori* le meilleur indicateur de performance de l’aération d’une serre, car augmenter la vitesse de l’air au niveau de la culture par exemple, accroît les transferts convectifs et réduit la différence de température entre l’air et les feuilles. Il faut donc également considérer la distribution de la température au niveau même du végétal.

Ainsi, la combinaison d’ouvrant la plus appropriée est celle qui offre un compromis entre la ventilation la plus forte et une bonne homogénéisation de la distribution des paramètres climatiques dans la serre et plus particulièrement au niveau des cultures. De ce point de vue, la configuration 6 semble constituer dans ce cas un bon compromis.

Configuration	Compartiment	Homogénéité
		$\sigma_{T-T_o} / (\bar{T} - T_o)$
1	Ouest	0.148
	Est	0.0917
2	Ouest	0.101
	Est	0.0415
2'	Ouest	0.114
	Est	0.0799
6	Ouest	0.140
	Est	0.0981

\bar{T} , température moyenne de l'air au-dessus des tablettes en K ; T_o , température de l'air extérieur en K ; σ_{T-T_o} , écart type de la différence de température entre l'air au-dessus des tablettes et l'air extérieur en K.

Tableau 4.28. Analyse de l'homogénéité de la distribution de la température de l'air sur la largeur des deux bi-chapelles à 1m de hauteur pour les quatre configurations testées ; 1, 2, 2' et 6 ; ($U_h = 1.73 \text{ m s}^{-1}$, $T_o = 23.3 \text{ °C}$, $Rg_e = 827 \text{ W m}^{-2}$)

4.2.5 Conclusion sur les résultats de la modélisation numérique

L'objectif de cette partie du chapitre était la simulation fine des processus physiques qui régissent l'aération naturelle d'une grande serre en verre (serre C.M.F) de production horticole. Un modèle numérique a été donc mis en place. Il est basé sur une approche de mécanique des fluides numérique (CFD¹).

Pour cela, nous avons procédé par étapes successives dans l'intégration des processus physiques dans notre modèle. Plusieurs simulations ont été ainsi réalisées.

Les premières simulations ont porté sur le calcul du taux de renouvellement d'air et sur la distribution des champs dynamique et thermique (champs de vitesse et de température) qui s'instaurent dans la serre et notamment au-dessus du couvert végétal. Plusieurs configurations d'ouverture d'ouvrants ont été considérées. Dans ces simulations, les effets du rayonnement d'origine solaire et atmosphérique ont été pris en compte d'une façon indirecte par l'imposition des températures aux frontières solides. Ces températures ont été déduites de mesures réalisées *in situ*. Enfin, des profils logarithmiques de vitesse et de température sont

¹ Computational Fluid Dynamics

imposés afin de traduire les phénomènes physiques intervenant dans la couche limite atmosphérique.

Le modèle bidimensionnel mis en œuvre sous-estime systématiquement le taux d'aération par rapport à l'expérience avec une erreur moyenne de l'ordre de 30%. La différence peut s'expliquer autant par des imperfections liées à la technique de mesure utilisée pour le taux d'aération et aux problèmes d'étanchéité que par les limites du modèle numérique. Cependant, sur le plan thermique, les simulations ont surestimé très légèrement la température mesurée au centre de la serre.

En terme d'exploitabilité, les résultats de simulations mettent en évidence l'existence de zones de faibles et de forts renouvellement d'air dans la serre. Ceci est dû à l'hétérogénéité de la distribution du champ de vitesse qui s'instaure dans la serre.

Une attention particulière a été portée sur l'analyse de l'homogénéité de la distribution des vitesses et des températures de l'air au niveau du couvert végétal. Ainsi, les résultats des simulations montrent que la configuration d'ouvrants qui occasionne le taux d'aération le plus élevé (dans laquelle les ouvrants de toiture sont orientés au vent) est aussi celle qui crée le plus d'hétérogénéité de distribution des vitesses et des températures au niveau du couvert végétal. La configuration avec ouvrant de toiture au vent et sous le vent semble constituer un bon compromis, entre une bonne ventilation et une bonne homogénéisation de la distribution des paramètres climatiques au-dessus du couvert végétal.

Dans le but d'intégrer l'ensemble des phénomènes radiatifs, convectifs ainsi que leur couplage dans notre modèle de climat distribué, nous avons utilisé un sous modèle radiatif. Ce dernier résout l'équation des transferts radiatifs en utilisant la méthode des ordonnées discrètes. Vu le comportement du verre de couverture de la serre vis-à-vis des deux composantes du rayonnement (rayonnement global et atmosphérique), nous avons divisé le spectre total en deux bandes, sur lesquelles l'ETR est résolue.

Nous avons préféré d'abord jauger les capacités du code de calcul à prendre en compte les conditions aux limites relatives à chaque bande. Nous avons simulé ainsi en premier lieu l'effet du rayonnement atmosphérique sur le climat et les échanges thermiques dans une serre fermée. Plusieurs conditions climatiques nocturnes qui correspondent à différentes couvertures de ciel ont été considérées.

Les résultats des simulations numériques montrent que sous un ciel clair diurne, la serre perd globalement de la chaleur. L'air intérieur peut même atteindre des températures plus faibles que celles de l'air extérieur. En revanche, sous un ciel complètement couvert, l'air de la serre gagne de chaleur et est quasiment plus chaud que l'air extérieur. A cause de l'émission radiative de la surface supérieure de la toiture, cette dernière demeure systématiquement de 2 °C plus froide que l'air de la serre.

Les résultats des simulations numériques montrent également que le compartiment directement exposé au vent demeure relativement plus chaud que celui sous le vent tandis que le flux de chaleur convectif de la surface supérieure des deux compartiments demeure négatif.

Enfin, une dépendance linéaire entre le coefficient de transfert convectif de la surface supérieure de la toiture et la vitesse du vent indiquée par plusieurs études a été établie par le modèle radiatif.

L'étape finale dans notre développement était la prise en compte du rayonnement d'origine solaire et du rayonnement atmosphérique dans notre modèle de climat distribué durant la journée. Ainsi, les conditions aux limites ne sont plus imposées à l'intérieur du domaine (pas de forçage), mais sur les limites externes du domaine, en utilisant les données météorologiques relevées sur le terrain. Une attention particulière a été portée aux propriétés optiques du verre, qui est majoritairement transparent au rayonnement de courtes longueurs d'ondes (rayonnement solaire) et totalement opaque au rayonnement de grandes longueurs d'ondes. Un modèle radiatif (modèle bi-bande) a été choisi pour résoudre l'ETR.

La pertinence du modèle bi-bande pour la simulation de l'aération naturelle et du comportement thermique de notre serre a été vérifiée pour différentes conditions climatiques. Ainsi, les valeurs simulées notamment de températures de surface de paroi (toiture, cloison centrale, paroi latérale Ouest) étaient en bon accord avec celles mesurées. Sous des conditions estivales avec des vitesses de vent faibles, la surface de la toiture absorbe le rayonnement d'origine solaire. Ainsi, sa température, mesurée comme simulée par le modèle bi-bande, demeure plus élevée (7 à 8 °C) que celle de l'air intérieur. Le modèle bi-bande surestime cependant légèrement la température de l'air intérieur de la serre. Cette dernière est d'environ 5 °C plus élevée que celle de l'air extérieur à cause de l'effet de serre.

Le modèle bi-bande ayant été partiellement validé, il a été utilisé ensuite pour analyser les flux de chaleurs à travers les parois de la toiture. Pour un rayonnement solaire de 740 Wm^{-2} , sous un ciel clair (avec une température de $15 \text{ }^\circ\text{C}$) et un vent faible (1.26 m s^{-1}), les deux faces du toit deviennent plus chaudes que l'air environnant à cause de l'absorption d'une partie de l'énergie solaire. Cependant l'énergie absorbée par le toit est restituée d'une part sous forme de chaleur sensible (convection) par ses deux faces et d'autre part par l'émission radiative directe vers le ciel.

Les résultats issus du modèle bi-bande montrent également que l'importance relative des échanges convectifs et radiatifs au niveau de la surface extérieure du toit est donc de l'ordre de 4/10. Cette proportion est de 7/10 pour la surface intérieure du toit.

Aussi, les valeurs simulées du coefficient d'échange convectif de la surface extérieure ou intérieure de la toiture avec l'air extérieur ou intérieur étaient en bon accord avec celles déterminées par des théories empruntées à la littérature. Similairement aux simulations sous conditions de nuit, le coefficient d'échange convectif de la surface de la toiture soumise directement au vent (compartiment Ouest) est supérieur de 20% à celui de la surface de la toiture sous le vent.

Enfin, nous avons appliqué le modèle bi-bande validé auparavant pour analyser l'impact de la configuration des aérations sur le climat de la serre. Cette analyse a porté non seulement sur la ventilation mais également sur l'homogénéité de la distribution des vitesses et des températures dans l'ensemble de la serre et notamment au niveau des cultures. Ainsi, la combinaison d'ouvrant qui comporte des ouvertures de toiture de chaque côté complètement ouvertes, sauf pour la première chapelle avec une unique ouverture située au vent, semble la plus appropriée. Cette configuration offre en effet un bon compromis entre une ventilation acceptable et une bonne homogénéisation de la distribution des paramètres climatiques dans la serre et plus particulièrement au niveau des cultures.

Chapitre 5 Application du modèle CFD « Impact d'aménagement particulier »

5.1 Introduction

Rappelons que dans le cadre de cette thèse, nous avons essayé de concilier deux objectifs :

- Répondre aux *besoins spécifiques de l'entreprise CMF* qui attend des travaux de recherches un instrument opérationnel et exploitable qui pourra aider à améliorer le *design* des serres ;
- Répondre à des *objectifs scientifiques* de modélisation de processus physiques intervenant dans l'aération naturelle des serres.

Cela suppose des étapes successives de mise au point de l'outil de modélisation dont la partie 4.2 du chapitre 4 a fait l'objet. Nous avons jugé important de finaliser tout d'abord le modèle avant de pouvoir le considérer comme fiable et l'appliquer à différents cas de figure.

Néanmoins, durant la phase de développement de l'outil numérique (cf. chapitre 4), CMF nous a formulé une demande spécifique relative à la simulation de cas tests pour des configurations de serre particulières. Il s'agit de :

- Comparer une serre 9.60 m avec aération continue sur les deux côtés, avec une serre 9.60 m dotée d'une quadruple aération équipée d'*insect proof* ;
- Etudier l'influence de la combinaison d'ouvrants de toiture et de côté, ainsi que l'effet de la position de ce dernier sur l'aération naturelle et la distribution du climat.

En d'autres termes, CMF voulait évaluer l'incidence d'une variabilité géométrique des ouvrants sur l'aération. Il s'agissait alors de faire de notre outil de calcul un outil d'aide à la conception. Cette société voulait également étudier par modélisation l'impact des filets *insects proof* sur le renouvellement d'air et la température dans la serre.

Le premier niveau de validation que nous avons atteint, *i.e.* la modélisation sans prise en compte des transferts radiatifs (cf. § 4.2.3, chapitre 4), semble être largement suffisant pour appliquer notre modèle dans cette étude. Il importe donc de noter que les simulations présentées dans ce chapitre ne résolvent pas l'Equation des Transferts Radiatif (ETR).

Dans cette partie, nous présenterons d'abord les géométries considérées ainsi que les méthodes employées pour modéliser l'aération dans les serres. Dans un deuxième temps, les résultats correspondant aux cas de figures sollicités par CMF seront détaillés.

5.2 Impact des filets *insect proof* et des ouvrants latéraux sur l'aération

Plusieurs configurations de serres et d'ouvrants ont été considérées afin d'étudier l'impact des filets *insect proof* et l'arrangement des ouvrants latéraux sur le renouvellement et l'écoulement de l'air pour chacune des configurations retenues. L'incidence de la distribution des paramètres climatiques (vitesse et température) extérieurs sur le climat dans la serre est également abordée. Une description complète des cas tests est présentée en premier lieu. Par la suite les résultats de simulations numériques concernant les *insect proof* et les combinaisons d'ouvrants de toiture et de côté sont présentés successivement.

5.2.1 Description des cas tests

5.2.1.a Configuration géométrique et maillage

La serre utilisée pour les simulations est une serre CMF comportant 4 chapelles de 9.60 m de large. Des tablettes de culture occupent l'essentiel du bâtiment. Ces tablettes sont positionnées à 75 cm du sol. Le Tableau 5.1 récapitule les caractéristiques géométriques de la serre CMF utilisée dans les simulations.

<i>Paramètres de la serre</i>	<i>Valeur</i>
Surface au sol de la serre, m ²	2611
Surface de toiture, m ²	2830
Surface de la paroi latérale, m ²	265.2
Longueur de l'ouvrant de toiture, m	60.04
Largeur du châssis de l'ouvrant de toiture, m	1.70
Ouverture maximale de l'ouvrant de toiture, m	1.081
Longueur de l'ouvrant latéral, m	60.04
Largeur du châssis de l'ouvrant latéral, m	1.055
Ouverture maximale de l'ouvrant latéral, m	0.81
Largeur de chapelle, m	9.60
Hauteur de la paroi latérale, m	3.90
Hauteur maximale du toit, m	5.907
Surface de la section droite de la serre, m ²	188.3
Volume de la serre, m ³	12.80 10 ³

Tableau 5.1. Caractéristiques de la serre CMF utilisée dans les simulations

A la demande de la société CMF, les configurations suivantes ont été étudiées :

- Pour caractériser l'impact des filets *insect proof* sur l'aération et sur l'efficacité du refroidissement de la serre, nous avons testé et comparé deux types de serre ; avec double aération continue de faitage (Figure 5.1, A) ; et avec quadruple aération équipée de filets *insect proof* (Figure 5.1, B). Deux types de filets ont été considérés (cf. Tableau 5.2) ainsi que, comme témoin, une serre quadruple aération dépourvue de filets *insect proof* (Figure 5.1, C).

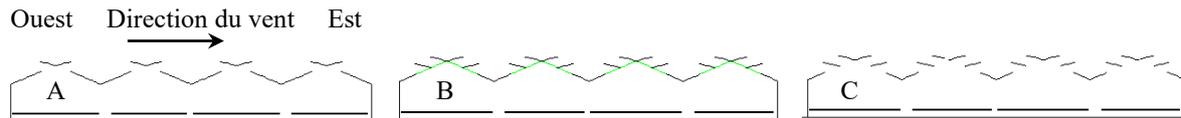


Figure 5.1. Configurations considérées pour étudier l'impact des filets *insect proof* sur l'aération naturelle ; A, Ouverture continue, 100%-100% ; B, Quadruple aération 100%-100% avec filets Insect Proof ; C, Quadruple aération 100%-100% sans filets

Caractéristiques du filet anti-insectes :

Les filets anti-insectes commerciaux professionnels sont généralement tissés en polyéthylène ou en polyamide. Ils ont une très bonne résistance à la déchirure. Ces filets sont caractérisés par le diamètre du filament utilisé et par leur ouverture de maille ($L \times l$) (Figure 5.2).

Il existe des filets à maille plus ou moins fine afin de lutter contre tels ou tels ravageurs. Ainsi, nous nous proposons d'étudier un seul type de filets avec deux ouvertures de maille différentes.

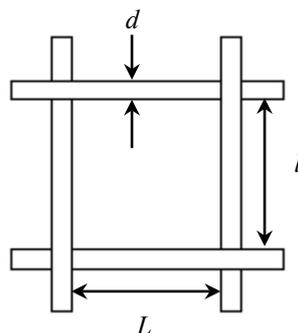


Figure 5.2. Représentation de la maille du filet anti-insectes

Les caractéristiques géométriques du filet anti-Bemisia (Mouche blanche) de DIATEX, PE 60.15 sont données dans le (Tableau 5.2).

filet anti-Bemisia	L , mm	l , mm	d , mm
300×300 μm	0.3	0.3	0.15
800×200 μm	0.8	0.2	0.11

L , Longueur de maille en mm ; l , Largeur de la maille en mm ; d , Diamètre filament en mm ; α , Porosité.

Tableau 5.2. Caractéristiques géométriques du filet anti-Bemisia

- Combinaison d'aération continue de toiture avec aération sur pied droit au vent :

Afin d'étudier l'impact de l'ouvrant latéral et de son emplacement (position sur le pied droit) sur l'aération et l'efficacité du refroidissement de la serre, neuf configurations ont été considérées (Figure 5.3). Il s'agit de trois combinaisons d'aération continue de toiture avec aération sur pied droit au vent. Pour chaque configuration d'ouvrants de toiture, trois positions de l'ouvrant latéral sur le pied droit ont été considérées. La nomenclature suivante a été adoptée :

- Cas A : Comporte des ouvertures de toiture de chaque côté de 100% ;
- Cas B : Comporte une unique ouverture de toiture de 100 % située au vent ;
- Cas C : Comporte une unique ouverture de toiture de 100 % située sous le vent ;

Pour chaque cas, les trois positions de l'ouvrant latéral sont respectivement :

- (1) : position basse (charnière de l'ouvrant à 1.805m) ;
- (2) position médiane (charnière de l'ouvrant à 2.86m) ;
- (3) position haute (charnière de l'ouvrant à 3.8m).

L'angle d'ouverture de l'ouvrant latéral est de 45° , ce qui donne une surface totale ouverte de 569 m^2 pour la configuration A et de 309 m^2 pour les configurations B et C.

Par convention, chacune des chapelles de la serre sera désignée comme 1^{ère}, 2^{ème}, 3^{ème} et 4^{ème} chapelle en allant du côté au vent à celui sous le vent (de l'Ouest vers l'Est).

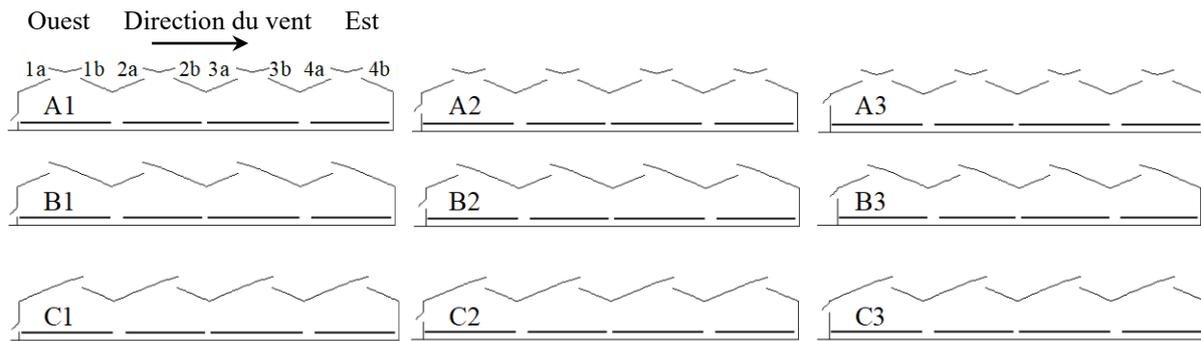


Figure 5.3. Combinaison d'aération continue de toiture avec une aération sur pied droit

5.2.1.b Prise en compte des filets anti-insectes dans le modèle numérique (approche milieu poreux) :

Le filet est assimilé dans le modèle mathématique à un milieu poreux puisque l'écoulement d'air à travers les mailles subit une perte d'énergie mécanique (perte de charge). On entend par milieu poreux un matériau constitué d'une matrice solide, parcouru par un réseau de trous interconnectés. On suppose également que la matrice solide est rigide (ou qu'elle subit des déformations négligeables).

Dans le cas des filets anti-insectes, la taille et la distribution des pores, assimilés aux ouvertures des mailles ($L \times l$) limités par les filaments, sont régulières. La porosité ϕ du milieu est définie comme le rapport entre le volume des vides et le volume total occupé par le milieu. La fraction solide est par conséquent égale au complément $1 - \phi$.

L'écoulement dans le milieu poreux est déterminé par résolution de l'équation de Darcy Forchheimer qui comprend un terme linéaire et un terme quadratique de la vitesse (Bejan, 1984) :

$$\nabla p = -\frac{\mu}{K} \vec{v} - \frac{c_F}{\sqrt{K}} \rho \|\vec{v}\| \vec{v} \quad (5.1)$$

avec :

- K : la perméabilité intrinsèque du milieu. Elle est indépendante de la nature du fluide et dépend uniquement du milieu poreux, $[m^2]$;

- μ : la viscosité dynamique du fluide, $[\text{Kg m}^{-1}\text{s}^{-1}]$;
- c_F : coefficient de perte de charge non linéaire. Il dépend de la nature du milieu poreux ;
- \vec{v} : vecteur du champ de vitesse, $f(x,u,z)$.

Cette équation connue sous le nom d'équation de Forshheimer, complète l'équation de conservation de la quantité de mouvement pour tenir compte des effets dynamiques engendrés sur l'écoulement par un milieu poreux. Ces deux paramètres sont liés à la porosité du filet (Miguel *et al.*, 1997) (cf. Tableau 5.3) :

$$\begin{cases} K = 3.44 \cdot 10^{-9} \alpha^{1.6} \\ c_F = 4.30 \cdot 10^{-2} \alpha^{-2.13} \end{cases} \quad (5.2)$$

filet anti-Bemisia	Porosité α	K, m^2	C_F
300×300 μm	0.44	0.92 10 ⁻⁰⁹	0.25
800×200 μm	0.57	1.36 10 ⁻⁰⁹	0.14

α , Porosité ; C_F , Coefficient de perte de charge ; K , Perméabilité en m^2 .

Tableau 5.3. Perméabilité et coefficient de perte de charge non linéaire du filet anti-Bemisia

5.2.1.c Conditions aux limites et paramètres d'entrée du modèle

Les valeurs retenues pour les conditions aux limites du modèle sont reportées dans le Tableau 4.21. On pourra également se reporter au § 4.2.4.c du chapitre 4 pour de plus amples informations sur les types de conditions aux limites utilisés.

Paramètres	Valeurs Numériques
Direction du vent	De l'Ouest vers l'Est
Vitesse du vent à 6m; U_h , m s^{-1}	0.5
Energie cinétique turbulente à l'entrée, $\text{m}^2 \text{s}^{-2}$	3.70 10 ⁻⁰³
Taux de dissipation à l'entrée, $\text{m}^2 \text{s}^{-3}$	2.3 10 ⁻⁰³
Température de l'air extérieur; T_o , °C	34.2
Température du sol extérieur, °C	35.5
Température du sol intérieur couvert par les tablettes, °C	26.4
Température du sol intérieur voyant le toit, °C	38.9
Température du toit, °C	43.8
Température des parois latérales, °C	37.5
Flux de chaleur imposé sur les tablettes, W m^{-2}	0

Tableau 5.4. Paramètres d'entrée utilisés pour les simulations

5.2.1.d Paramètres et procédure numériques

Rappelons qu'il s'agit ici de se focaliser davantage sur des questions de *design* des serres que sur des problématiques de conduite climatique des serres. Une approche bi_dimensionnelle (*i.e.* suivant la direction transversale à la serre) paraît acceptable (cf. §4.2.2, chapitre 4). Les simulations ont été effectuées en régime instationnaire et les calculs ont été poursuivis jusqu'à l'obtention d'un écoulement quasi-stationnaire, pour des cas correspondant à des conditions climatiques stables.

5.2.2 Impact des filets *insect proof* sur l'aération naturelle

Nous étudierons dans cette partie l'impact des filets *insect proof* sur l'aération naturelle en comparant une serre 9.60 m avec aération continue sur les deux côtés, à une serre 9.60 m dotée d'une quadruple aération équipée d'*insect proof*. Le but est de voir si la forte réduction de la ventilation peut être compensée par le doublement de la surface d'aération. Outre la comparaison des taux d'aération, l'analyse s'est focalisée sur la distribution du climat à l'intérieur de la serre ainsi que sur l'homogénéité de distribution des vitesses et des températures de l'air au voisinage des plantes.

5.2.2.a Impact des filets *insect proof* sur le renouvellement d'air

Afin d'étudier l'impact des filets anti-insectes sur la ventilation, nous avons comparé le taux d'aération pour les configurations décrites sur la Figure 4.31 en considérant deux types de filets pour la configuration B (cf. Tableau 5.2).

Les résultats sont reportés dans le Tableau 5.5. On constate ainsi que, le taux d'aération est réduit de 60 % quand on passe d'une quadruple aération sans filets *insect proof* (configuration C) à une double aération (configuration A). A surface d'aération (ouverte) inchangée, le taux d'aération diminue de 84 % lorsque l'on passe d'une quadruple aération sans filets à une quadruple aération avec filets *insect proof* d'une porosité de 44%. Il semble également qu'une augmentation de 30 % de la porosité du filet (lorsque l'on passe d'un filet de $300 \times 300 \mu\text{m}$ à un autre de $800 \times 200 \mu\text{m}$) ne semble pas entraîner une augmentation significative du taux d'aération.

Enfin, le taux d'aération est réduit de 62 % quand on passe d'une double aération (configuration A) à une quadruple aération avec filets *insect proof* (configuration B ou B') et ce malgré le doublement de la surface d'aération.

Configuration	A	B, $300 \times 300 \mu\text{m}$	B', $800 \times 200 \mu\text{m}$	C
Taux d'aération, h^{-1}	6.45	2.41	2.48	15.31

Tableau 5.5. Taux de renouvellement d'air de la serre pour les configurations A, B et C ;

$$(U_h = 0.5 \text{ m s}^{-1}, T_o = 34.2 \text{ }^\circ\text{C})$$

La forte réduction de la ventilation des serres par l'utilisation des filets *insect proof* a été également étudiée par d'autres auteurs ; Ainsi, Fatnassi et al. (2001, 2002) soulignent à partir d'observations expérimentales, que, à surface ouverte inchangée, le taux d'aération d'une serre canarienne¹ équipée de filets anti-Bemisia (600×600 µm, d'une porosité de 0.69), anti-aphids (400×400 µm, d'une porosité de 0.56) ou anti-thrips (180×180 µm, d'une porosité de 0.19), est réduit respectivement de 41 %, 47 % et 59 % par rapport à celui que l'on observe sans filet. Dans une étude récente Oechsner de Conink, (2004) a montré sur la base de résultats expérimentaux, que l'ajout de filet *insect proof* en accordéon (anti-Bemisia 800×220 µm) réduit en moyenne de moitié le taux d'aération d'une serre verre (C.M.F) de concombre.

A partir d'études basées sur une approche de modélisation de type CFD Chemel, (2001) a montré que la superposition d'un filet anti-thrips (220×220 µm, porosité de 0.25) aux ouvertures d'aération d'une serre multi-chapelle² réduit le taux d'aération de 74 %. Pour remédier à cette forte réduction, l'auteur propose d'étudier le cas où le même filet serait disposé horizontalement à l'intérieur de la serre et sur toute sa surface. Une telle disposition du filet engendre alors une réduction du taux d'aération de seulement 42 % par rapport à celui que l'on observe sans filet.

Pour une serre tunnel équipée d'ouvrants continus sur les cotés, Bartzanas *et al.*, (2002) montrent à partir des résultats de simulations numériques qu'une porosité de 50 % du filet *insect proof* conduira à une réduction de 50 % du taux d'aération. Campen & Bot (2003), ont montré, grâce à des mesures de renouvellement d'air dans une serre de type Parral équipée de filets *insect proof* (porosité de 0.34) disposés sur des ouvrants à tabatière, que les filets réduisent de 20 % la ventilation alors que les calculs CFD indiquent une réduction de 30 %. Molina-Aiz et al. (2004) rapportent pour le même type de serre, une réduction de l'aération de 50% (pour un filet de porosité 0.394).

Enfin, dans une étude récente Boulard & Fatnassi, (2006) ont étudié les performances d'aération dans une serre plastique comportant plusieurs chapelles équipée d'ouvrants

¹ Serre maraîchère d'une surface de plus ½ hectare utilisées au Maroc, Espagne, Iles Canaries.

² Serre plastique comportant 5 chapelles de 9.60 m chacune de forme gothique (le toit a une forme d'ogive).

continus en toiture. Ils montrent ainsi que le fait de protéger les ouvertures de ventilation en y plaçant des filets anti-Bimisia divise le taux d'aération de la serre par deux.

Dans le Tableau 4.7 sont récapitulées les valeurs de réductions du taux d'aération dues à l'ajout de filets anti-insectes citées dans littérature. Les porosités des filets utilisés y figurent également.

Bâtiment / position ouvrants	Porosité α	Réduction taux d'aération	Source
Serre canarienne en plastique / cotés & toiture	0.69	41%	Fatnassi et al.(2001, 2002)
"	0.56	47%	"
"	0.19	59%	"
Serre C.M.F en verre / toiture	0.56	50%	Oechsner de Conink, (2004)
Serre multi-chapelle / filets aux ouvertures de toiture	0.25	74%	Chemel, (2001)
Serre multi-chapelle / filets disposés horizontalement	"	42%	"
Serre tunnel / cotés	0.5	50%	Bartzanas <i>et al.</i> , (2002)
Serre Parral	0.34	20%	Campen & Bot (2003)
"	"	30%	"
"	0.39	50%	Molina-Aiz et al. (2004)
Serre plastique multi-chapelle / filets aux ouvertures de toiture	0.41	50%	Boulard & Fatnassi, (2006)
Serre C.M.F quadruple aération / toiture	0.44	84%	Notre étude
"	0.57	84%	Notre étude

Tableau 5.6. Récapitulatif des valeurs de réduction du taux d'aération citées dans littérature suite à la mise en place des filets anti-insectes

Ces travaux couvrant des études expérimentales (mesures *in situ* dans des serres réelles) ainsi que des études numériques (modélisation numérique), soulignent également que la porosité du filet *insect proof* n'est pas le seul facteur déterminant la réduction du taux d'aération. Néanmoins, le mode de pose de ces derniers sur les ouvertures, la géométrie de la serre et l'aménagement des aérations ainsi que les conditions climatiques extérieures (vitesse et direction du vent, température...) constituent tous des paramètres non négligeables.

Pour notre cas de figure, le fait de multiplier la surface d'aération par deux, ne compense pas la forte réduction de la ventilation induite par le filet *insect proof* (62% de réduction). Cependant, de nouvelles dispositions d'aérations peuvent pallier ce manque d'aération.

Comme nous le verrons plus loin, l'ajout d'ouvrants latéraux peut être une des solutions permettant de résoudre ce type de problème.

5.2.2.b Impact des filets *insect proof* sur l'écoulement d'air et sur la distribution des températures

Les simulations numériques permettent de déterminer la répartition du champ dynamique ainsi que la distribution des températures dans une section droite de la serre. Sur la Figure 5.4, sont représentées les répartitions des vecteurs vitesses normés par la vitesse moyenne du vent extérieur (V/U_h , $U_h = 0.5 \text{ m s}^{-1}$) ainsi que la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur de la serre ($T - T_0$) pour les configurations A B, B' et C.

Pour la configuration A, l'écoulement interne est caractérisé par une circulation en boucle avec des flux d'air importants dans la première chapelle. Les vitesses maximales sont de l'ordre de la moitié de la vitesse du vent ($1/2 U_h$) près de la toiture et au-dessus des tablettes. Les vitesses de l'air sont fortement réduites au-dessous des tablettes où la circulation d'air est faible (Figure 5.4, a, A). Dans les 3 dernières chapelles, la circulation d'air est complètement différente. On y observe en effet des boucles de faible vitesse et un brassage nettement moins important que dans la première chapelle.

A cause de la forte chute de pression à travers les filets anti-Bemisia (Figure 5.4, a, configurations B et B'), on n'observe pas de forte pénétration d'air par le premier ouvrant au vent car les vitesses maximales sont très faibles (de l'ordre de $1/10$ de $U_h = 0.5 \text{ m s}^{-1}$ à l'aval du filet). La circulation de l'air présente deux petites boucles contra-rotatives isolées avec des flux d'air accentués au niveau du toit situé au vent et au-dessus des tablettes de la première chapelle. Pour les deux types de filets, la circulation de l'air dans les 3 dernières chapelles est caractérisée par des vitesses très faibles et très peu d'échange avec l'air extérieur au niveau des ouvertures de la 2^{ème} et 3^{ème} chapelle. En revanche, l'air relativement chaud dans la 4^{ème} chapelle, créant des mouvements ascendants, ressort par les deux ouvertures de cette dernière chapelle.

La Figure 5.4, a, C, indique que le retrait des filets *insect proof* au niveau des ouvertures engendre une autre distribution de l'écoulement dans la serre que celle observée pour les configurations B et B'. Le jet d'air frais entrant par les deux ouvertures au vent est guidé par le toit de la 1^{ère} chapelle et est accéléré pour atteindre des vitesses d'air qui sont supérieures à la vitesse du vent extérieur (0.8 m s^{-1}). Cet aménagement permet aussi

d'accroître les vitesses horizontales de l'air dans les autres chapelles et occasionne donc un bon brassage d'air avec des vitesses qui sont maximales au niveau des chéneaux et au-dessus des tablettes. L'air chaud ressort principalement par les deux ouvertures de la 4^{ème} chapelle.

Les contours de température montrent que la première chapelle de la configuration A (Figure 5.4, b, A) qui est mieux ventilée, est aussi mieux refroidie, d'où des écarts de température avec l'extérieur plus faibles que dans les trois autres chapelles. Pour un vent faible ($U_h = 0.5 \text{ m s}^{-1}$), les termes de flottabilité deviennent prépondérants et les températures s'homogénéisent sur une même horizontale dans les chapelles à faible circulation d'air. En revanche, la température augmente en allant vers l'Est, et atteint 2 °C de différence avec celle de l'air extérieur à l'autre extrémité de la serre. Les filets anti-insectes (Figure 5.4, b, configurations B et B') abaissent l'intensité de la vitesse du vent, moteur de la convection forcée et rendent la circulation de l'air dépendante de l'effet cheminée. Les gradients thermiques s'étendent sur presque toute la hauteur de la serre. Ils sont plus forts au voisinage de la toiture et des ouvrants. Les différences de température ($T - T_0$) sont du même ordre de grandeur (1 °C) que celles de la configuration A. La Figure 5.4, b, C, montre que la configuration C contribue légèrement mieux au refroidissement de la serre que celle avec les filets *insect proof* (configurations B et B') vue la faible vitesse du vent extérieur ($U_h = 0.5 \text{ m s}^{-1}$). Par ailleurs les forces de flottabilité ont tendance à pousser l'air chaud vers la toiture de la serre et il s'évacue ensuite à travers les ouvertures de toiture.

D'une manière générale on constate aussi que l'air circulant dans l'espace confiné entre les tablettes et le sol est plus froid que l'air extérieur.

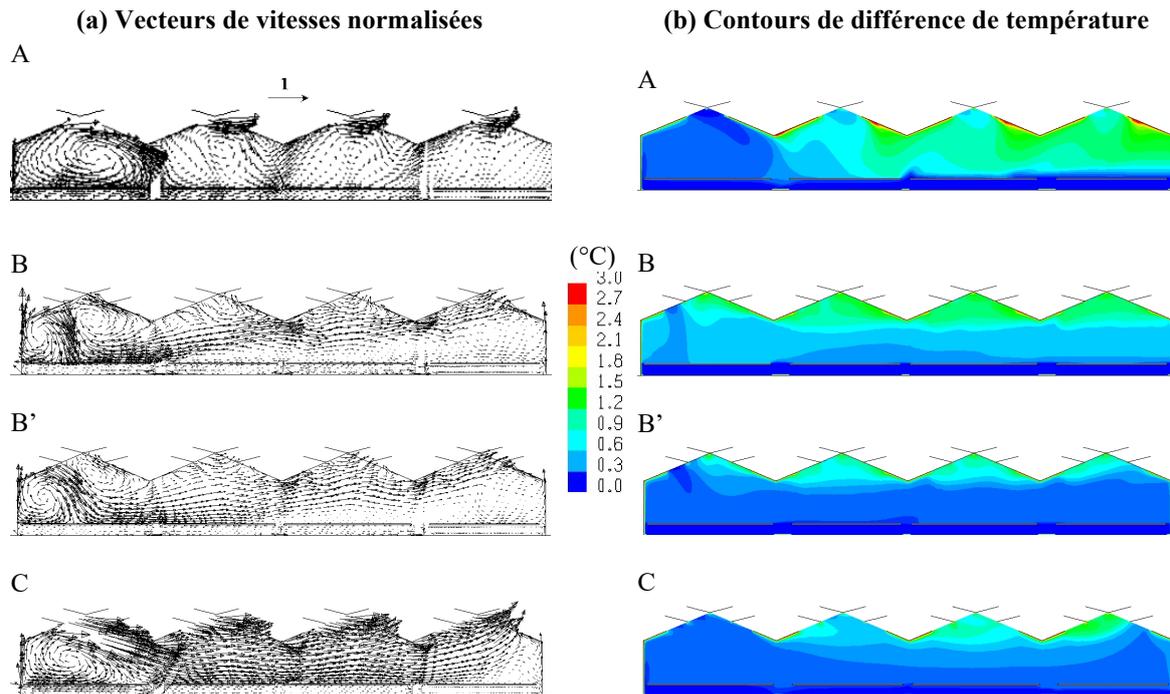


Figure 5.4. Iso-valeurs prédites par CFD ; (a) de la vitesse normalisée ($V/U_h \leq 1.0$), (b) de la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur ($T - T_o \leq 3 \text{ °C}$) pour les configurations : A, B, B' et C ; ($U_h = 0.5 \text{ m s}^{-1}$, $T_o = 34.2 \text{ °C}$)

5.2.2.c Impact des filets *insect proof* sur l'homogénéité des paramètres climatiques au voisinage des tablettes de culture

La Figure 5.5 représente la distribution de la vitesse de l'air intérieur normée par la vitesse moyenne du vent extérieur (V/U_h), sur un plan horizontal situé à 0.9 m au-dessus du sol (au niveau du couvert végétal, juste au dessus des tablettes). Pour la configuration A, la vitesse varie entre 0.025 et 0.2 m s^{-1} dans la première chapelle, elle devient ensuite très faible dans la 2^{ème} et la 3^{ème} chapelle et atteint son minimum dans la 4^{ème} chapelle (Figure 5.5). Pour la configuration B, les vitesses de l'air ne dépassent pas 10% de la vitesse du vent dans la 1^{ère} chapelle. La vitesse décroît par la suite et s'homogénéise sur le même plan horizontal. Cependant le type de filet n'a pas une incidence significative sur la vitesse de l'air près des plantes. La Figure 5.5 montre que la quadruple aération sans filet *insect proof* offre l'avantage d'une aération maximale d'une part et d'autre part, d'une distribution de vitesse de l'air au

niveau des cultures relativement uniforme (oscillation autour des 0.1 m s^{-1}) par rapport la double aération (configuration A).

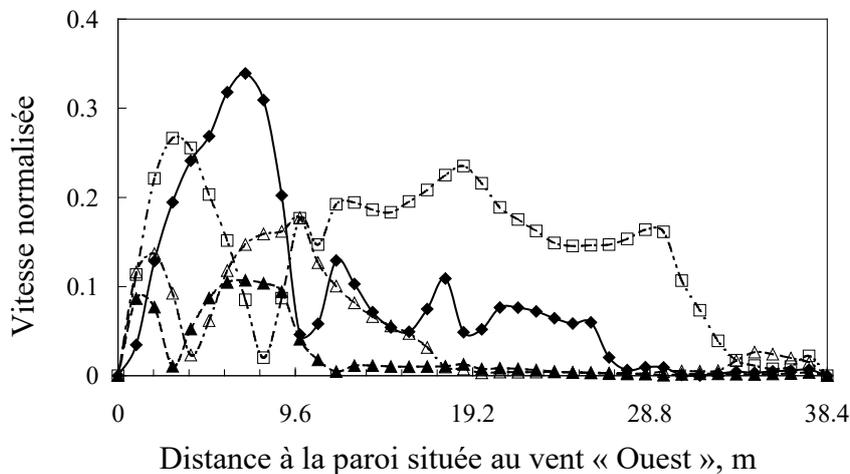


Figure 5.5. Distribution de la vitesse normalisée (V/U_h) sur la largeur de la serre à 0.9 m de hauteur pour : (—◆—) configuration A, (—▲—) configuration B, (—△—) configuration B', (—□—) configuration C ; ($U_h = 0.5 \text{ m s}^{-1}$, $T_o = 34.2 \text{ °C}$)

Nous nous focaliserons ensuite sur les températures simulées à 0.9 m au-dessus du sol. La Figure 5.6, indique que le filet anti-insectes affecte fortement la distribution des températures au niveau de la culture. La distribution de température à la hauteur des tablettes pour la configuration B est relativement homogène. Pour les conditions climatiques testées dans cette étude et pour un vent faible ($U_h = 0.5 \text{ m s}^{-1}$), la température au voisinage de la culture dans une serre avec un filet de porosité 0.57 (configuration B') diffère légèrement (de l'ordre de 0.3 °C) de celle obtenue avec une aération simple (configuration A). Il en est de même pour une quadruple aération équipée d'un filet de 0.44 de porosité. Il faut noter également que des gradients de température prononcés apparaissent à proximité des parois latérales et au niveau des interstices entre les tablettes.

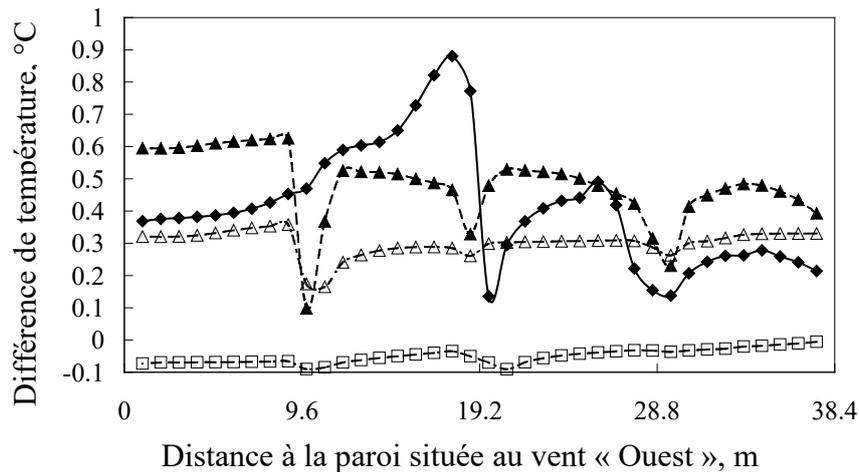


Figure 5.6. Distribution de la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur ($T - T_o$, °C) sur la largeur de la serre à 0.9 m de hauteur pour : (—◆—) configuration A, (—▲—) configuration B, (---△---) configuration B', (---□---) configuration C ;
 $(U_h = 0.5 \text{ m s}^{-1}, T_o = 34.2 \text{ °C})$

Nous verrons plus loin qu'un bon système d'aération naturelle est celui qui offre un compromis entre une valeur de taux d'aération supérieure à un seuil donné et une bonne homogénéité de la distribution des paramètres climatiques au voisinage des cultures. C'est pour cette raison que nous nous intéresserons également à la quantification de l'homogénéité¹ de la distribution des vitesses et des températures au-dessus des tablettes (*i.e.* au niveau des cultures) pour chacune des 3 configurations (A, B et C). Le Tableau 5.7 résume les valeurs normalisées de l'écart type de la vitesse (σ_v / U_h) et de la température (σ_{T-T_o} / T_o).

D'une manière plus générale, le Tableau 5.7 indique que c'est la configuration B qui donne la meilleure homogénéité de distribution des vitesses ($\sigma_v / U_h = 0.035$), tandis que c'est la configuration C qui offre la meilleure homogénéité de distribution des températures ($\sigma_{T-T_o} / T_o = 7 \cdot 10^{-5}$). La configuration A génère cependant la plus mauvaise homogénéité en termes de distribution de vitesse et même de température de l'air au voisinage des plantes.

¹ Cf. Définition de l'homogénéité de distribution des paramètres climatiques dans le chapitre 4.

Homogénéité	Configuration			
	A	B	B'	C
σ_V / U_h	0.096	0.035	0.056	0.074
$[\sigma_{T-T_0} / T_0] \times 10^2$	0.061	0.036	0.013	0.007

U_h , vitesse du vent extérieur en m s^{-1} ; σ_V , écart type de vitesse de l'air au-dessus des tablettes en m s^{-1} ; T , température de l'air au-dessus des tablettes en K; T_0 , température de l'air extérieur en K; σ_{T-T_0} , écart type de la différence de température entre l'air au-dessus des tablettes et l'air extérieur en K.

Tableau 5.7. Analyse de l'homogénéité de la distribution des vitesses et des températures à hauteur des plantes (0.9 m au-dessus du sol) pour les quatre configurations testées A, B, B' et C et une vitesse du vent de 0.5 m s^{-1}

5.2.3 Impact de la combinaison d'ouvrants de toiture avec un ouvrant latéral sur l'aération naturelle

L'objectif de cette étude est d'analyser l'impact de la position de l'ouvrant latéral au vent sur le pied droit et son effet sur l'aération naturelle, ainsi que sa combinaison avec des ouvrants de toiture. Il s'agit *in fine* de proposer des solutions d'aménagement appropriées pour améliorer l'aération. Outre la comparaison des taux d'aération, l'étude s'est focalisée également sur la distribution du climat à l'intérieur de la serre ainsi que sur l'homogénéité de distribution des vitesses et des températures de l'air au voisinage des plantes.

5.2.3.a Impact de la combinaison d'ouvrants de toiture et de côté sur le renouvellement d'air

L'histogramme de la Figure 5.7 présente le taux de renouvellement d'air correspondant aux neuf configurations d'ouvrants. Ces valeurs ont été déduites par résolution de l'équation de transport d'un gaz traceur virtuel dans la serre en régime instationnaire.

Nous constatons que pour un vent faible ($U_h = 0.5 \text{ m s}^{-1}$) et une configuration d'ouvrants de toiture donnée, le taux d'aération est faiblement affecté par la position de l'ouvrant latéral sur le pied droit. La variabilité des résultats est ainsi de l'ordre de 10 % d'une position à l'autre de l'ouvrant latéral pour une double aération de toiture. Cette constatation est corroborée par les conclusions de Lee & Short (1999) et Lee *et al.*, (2000a) pour une serre à double paroi en polyéthylène comportant 4 chapelles (cf. § 2.3.2, chapitre 2).

Si l'on compare les configurations A1-2-3 à la configuration témoin A (*i.e.* double aération sans ouvrant latéral, cf. Tableau 5.5), on relève un accroissement du taux d'aération occasionné par l'ajout de l'ouvrant latéral de l'ordre de 30%. Dans le cas d'une serre mono-chapelle, (Bartzanas *et al.*, 2004) ont également montré que si l'on s'en tient à l'aération *stricto sensu*, le taux d'aération pouvait être multiplié par 5 en ajoutant deux ouvertures latérales. Kacira *et al.*, (2004) indiquent que pour obtenir un taux d'aération satisfaisant, les serristes recommandent de prévoir un rapport entre la surface ouverte et la surface au sol compris entre 15 et 25 %. Ce rapport est de 22 % pour les configurations A1-2-3 et de 12 % pour les configurations B1-2-3 et C1-2-3.

La combinaison qui apparaît la plus performante en terme d'aération est celle qui associe des ouvrants de toiture ouverts au vent (B1-2-3) à un ouvrant latéral. En revanche, la configuration la moins performante est celle qui associe des ouvrants de toiture ouverts sous le vent (C1-2-3) à un ouvrant latéral. Si l'on compare la configuration B3 à la configuration C3, le rapport du taux d'aération est de l'ordre de 4.

Globalement, on relève que le taux d'aération est accru de 40 % lorsque l'on passe de la configuration C1-2-3 à la configuration A1-2-3 et de 60 % lorsque l'on passe de la configuration C1-2-3 à la configuration B1-2-3.

Le Tableau 5.8 récapitule les valeurs moyennes de la composante normale à l'ouverture de la vitesse de l'air prédites par le modèle CFD. L'air est majoritairement débitant à travers l'ouverture latérale et l'ouverture au vent de la première chapelle pour les configurations A et B. Pour la configuration C, l'ouverture latérale située au vent constitue la seule entrée d'air frais. Les ouvertures de toiture évacuent l'air chaud de la serre. Cette constatation est toujours vraie sous vent faible ($U_h = 0.5 \text{ m s}^{-1}$) pour les ouvertures au vent de la 2^{ème}, 3^{ème} et de la 4^{ème} chapelle (configurations B). Toutefois, l'air sort de la serre avec des vitesses beaucoup plus faibles qu'en entrant.

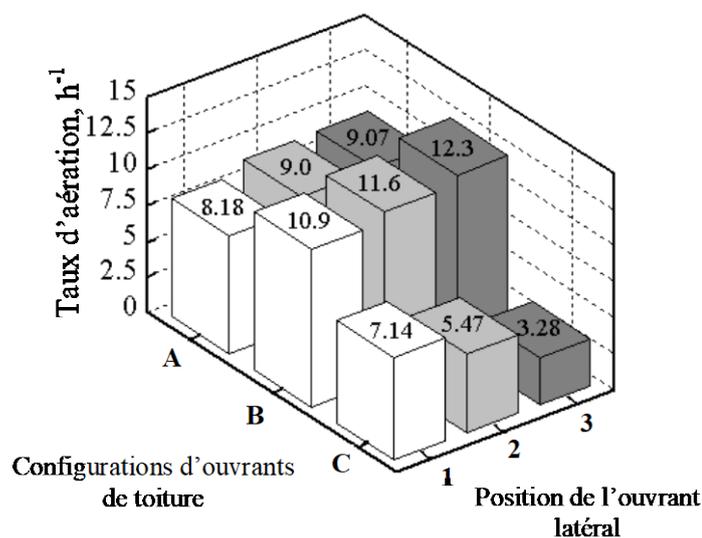


Figure 5.7. Histogramme du taux de renouvellement d'air de la serre pour les configurations A1, A2, A3, B1, B2, B3, C1, C2 et C3 ; ($U_h = 0.5 \text{ m s}^{-1}$, $T_o = 34.2 \text{ °C}$)

Ouvrant	A1	A2	A3	B1	B2	B3	C1	C2	C3
côté	0.460	0.518	0.537	0.355	0.402	0.423	0.525	0.603	0.626
toit 1a	0.522	0.524	0.554	0.369	0.369	0.399	-	-	-
toit 1b	-0.514	-0.530	-0.574	-	-	-	-0.102	-0.191	-0.299
toit 2a	0.275	0.272	0.287	-0.0943	-0.104	-0.109	-	-	-
toit 2b	-0.339	-0.346	-0.359	-	-	-	-0.0440	-0.0396	-0.0264
toit 3a	0.219	0.212	0.214	-0.205	-0.218	-0.236	-	-	-
toit 3b	-0.332	-0.335	-0.338	-	-	-	-0.0779	-0.0678	-0.0426
toit 4a	0.198	0.189	0.189	-0.335	-0.347	-0.371	-	-	-
toit 4b	-0.372	-0.374	-0.375	-	-	-	-0.168	-0.152	-0.100

Tableau 5.8. Vitesse moyenne de l'air en m s^{-1} à travers les ouvrants de la serre équipée d'ouvrants de toiture et d'un ouvrant sur le pied droit au vent, prédites par simulation numérique pour neuf configurations et pour une vitesse de vent de 0.5 m s^{-1} (les valeurs négatives indiquent que l'air sort de la serre)

5.2.3.b Impact de la combinaison d'ouvrants de toiture et d'un ouvrant latéral sur l'écoulement d'air et sur la distribution de la température

La Figure 5.8 présente les vecteurs vitesse normés par la vitesse moyenne du vent extérieur ($V/U_h \leq 1.0$, $U_h = 0.5 \text{ m s}^{-1}$) ainsi que la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur de la serre ($T - T_0 \leq 3 \text{ °C}$) pour les configurations A2, B2 et C2 (*i.e.* avec ouvrant latéral en position médiane). La distribution des vitesses montre un jet significatif d'air frais entrant par l'ouvrant latéral situé au vent ainsi qu'à travers les ouvrants de toiture de la 1^{ère} chapelle. L'air chaud de l'intérieur ressort ensuite par les autres ouvertures de toiture. Le parcours de l'air dans la première chapelle suit sensiblement une boucle avec des vitesses relativement élevées ($V/U_h \approx 1.0$) le long du toit et des ouvrants de toiture, ainsi qu'au niveau des tablettes ($V/U_h \approx 0.3$). Pour les configurations A et C, l'air frais entrant ressort presque aussitôt par les ouvrants de la première chapelle (*i.e.* 1a et 1b). La vitesse de l'air diminue en allant de l'Ouest vers l'Est. Pour l'ensemble des configurations, l'air demeure presque immobile au-dessous des tablettes.

Pour la configuration B2, la Figure 5.8, a, indique que la fermeture des ouvrants sous le vent engendre une autre distribution de l'écoulement dans la serre que celle observée pour

la configuration A2. Le jet d'air frais entrant par l'ouvrant latéral est guidé par le toit de la 1^{ère} chapelle (*i.e.* toit 1b de la Figure 5.3) puis renforcé par un autre jet d'air extérieur entrant par la première ouverture située au vent (1a). Les vitesses de l'air dans ce dernier cas sont même supérieures à la vitesse du vent extérieur (0.8 m s^{-1}). Cet aménagement permet aussi d'accroître les vitesses de l'air dans les autres chapelles et donc l'aération (augmentation de 30 % du taux d'aération) avec des vitesses maximales observées au niveau des chéneaux comprises entre 0.5 et 0.6 m.s^{-1} . Molina-Aiz *et al.*, (2006) ont également souligné que des circulations complexes et très distinctes se développent dans une serre de type Parral, lorsque l'on ouvre les ouvrants de toiture situés sous le vent ou au vent.

Il est clair que la distribution de température résulte largement de l'écoulement d'air dans la serre (cf. Figure 5.8, b). Ainsi, lorsqu'un écoulement significatif d'air frais entre par l'ouvrant latéral et par les ouvrants de toiture de la 1^{ère} chapelle, il brasse davantage l'air dans cette dernière et la distribution de température y est alors assez homogène. Néanmoins, dans les trois chapelles ouvertes sous le vent dans des conditions de vent faible ($U_h = 0.5 \text{ m s}^{-1}$), les effets de flottabilité prédominent sur les effets du vent et la température s'homogénéise sur une même horizontale. On constate ainsi sur la Figure 5.8, que pour l'ensemble des configurations, l'air froid localisé au niveau du sol de la serre réduit l'élévation de température au niveau des tablettes et pousse l'air chaud vers les ouvrants par lesquels il s'évacue (*i.e.* les ouvrants des 3 dernières chapelles).

Enfin la différence de température varie en moyenne entre 0.3 et $1 \text{ }^\circ\text{C}$ sur la hauteur de la serre. Cette augmentation est liée au fait que l'air situé à proximité de la toiture (relativement chaude ; $44 \text{ }^\circ\text{C}$) échange de la chaleur avec cette dernière par convection ce qui augmente davantage sa température. Mais cette augmentation de température reste faible comparée à celle qui est obtenue dans une serre double aération dépourvue d'ouvrant latéral (1.2 et $2 \text{ }^\circ\text{C}$), (cf. Figure 5.4, b, A).

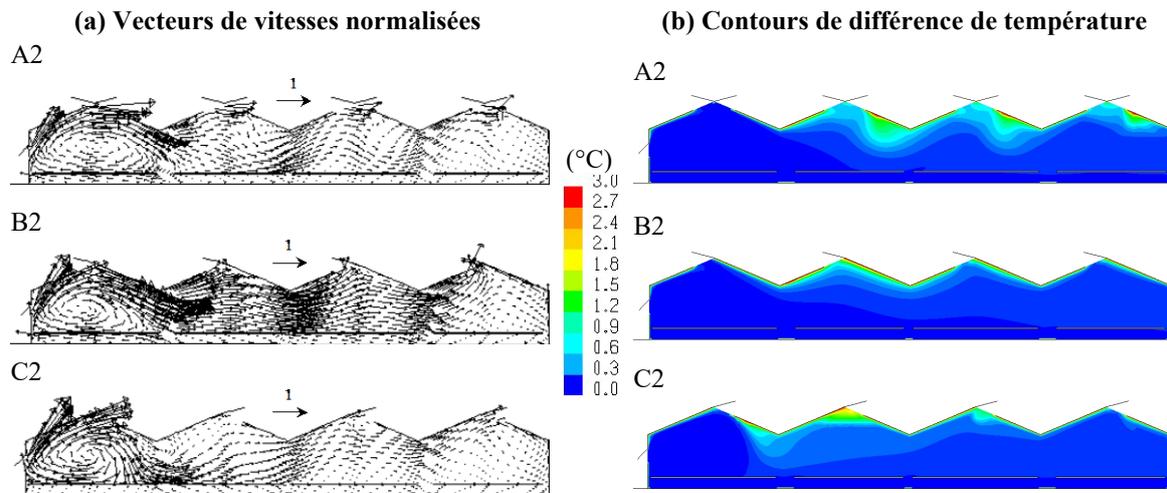


Figure 5.8. Iso-valeurs prédites par CFD ; (a) de la vitesse normalisée ($V/U_h \leq 1.0$), (b) de la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur ($T - T_o \leq 3 \text{ °C}$) pour les configurations : A2, B2 et C2 ; ($U_h = 0.5 \text{ m s}^{-1}$, $T_o = 34.2 \text{ °C}$)

Afin d'exploiter les possibilités de la CFD pour analyser l'impact de la combinaison d'ouvrants de toiture sur l'aération naturelle, nous proposons de visualiser la distribution des paramètres climatiques au voisinage des tablettes de culture. Les Figure 5.9 et Figure 5.10 représentent respectivement la distribution de la vitesse de l'air intérieur normée par la vitesse moyenne du vent extérieur (V/U_h) ainsi que la distribution de la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur ($T - T_o$, °C) sur la largeur de la serre sur un plan horizontal situé à 0.9 m au-dessus du sol (près des tablettes), pour les configurations A2, B2 et C2. Dans tous les cas de figures, la vitesse de l'air maximale (approximativement 0.15 à $0.35U_h$) est atteinte dans les deux premières chapelles situées au vent et soumises à un jet d'air pénétrant par l'ouverture latérale. La vitesse de l'air prend ensuite des valeurs très faibles dans la 3^{ème} et la 4^{ème} chapelle ($\approx 1/10$ de U_h) (Figure 5.9). Il apparaît clairement que la variation semi-harmonique de la vitesse traduit la circulation en boucle rotative de l'air dans la serre. Cependant, la configuration C2 produit les variations les plus accentuées et engendre donc une mauvaise homogénéité de la vitesse au voisinage des plantes.

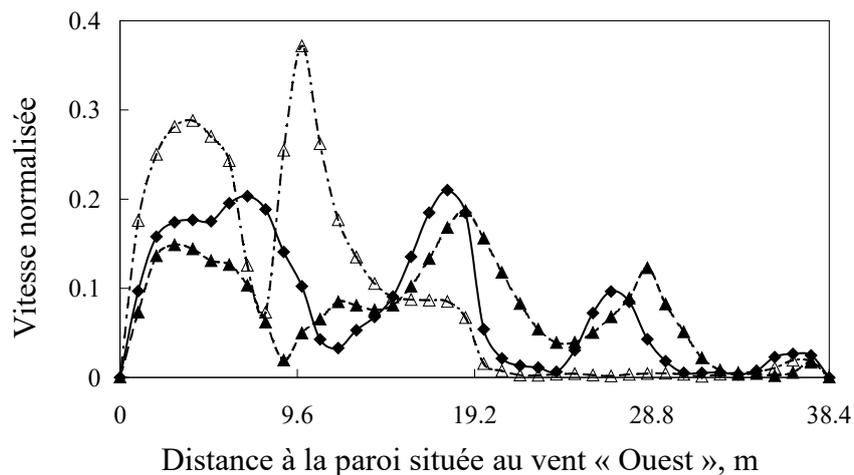


Figure 5.9. Distribution de la vitesse normalisée (V/U_h) sur la largeur de la serre à 0.9 m de hauteur pour : (—◆—) configuration A2, (—▲—) configuration B2, (—△—) configuration C2 ;
 ($U_h = 0.5 \text{ m s}^{-1}$, $T_o = 34.2 \text{ °C}$)

La distribution de la différence de température simulée à la hauteur des tablettes (Figure 5.10) est beaucoup plus homogène que celle de la vitesse sauf dans la 1^{ère} chapelle où les gradients thermiques sont importants. La configuration C2 donne les valeurs de température les plus élevées et correspond donc à la configuration qui brasse le moins bien l'air. Pour cette même configuration, la température au voisinage de la culture remonte légèrement dans 1^{ère} chapelle entre 0.1 et 0.2 °C. Les configurations A2 et B2 donnent les valeurs de température les plus basses et correspondent donc aux configurations qui brassent le mieux l'air. La différence de température d'une extrémité à l'autre de la serre est alors de 0.2°C. Les chutes de températures apparentes sur les trois graphiques correspondent aux espaces entre les tablettes au niveau desquels l'air au-dessus des tablettes est en contact direct avec l'air relativement frais situé au-dessous des tablettes.

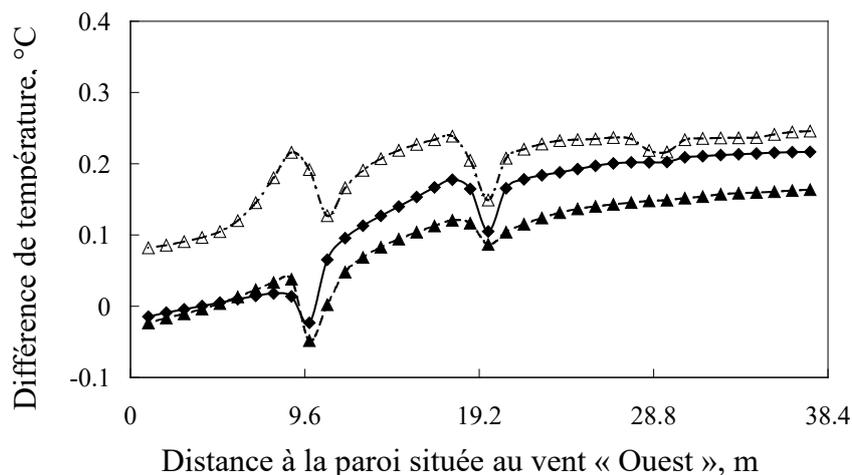


Figure 5.10. Distribution de la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur ($T - T_o$, °C) sur la largeur de la serre à 0.9 m de hauteur pour : (—◆—) configuration A2, (—▲—) configuration B2, (---△---) configuration C2 ; ($U_h = 0.5 \text{ m s}^{-1}$, $T_o = 34.2 \text{ °C}$)

5.2.3.c Impact de la position de l'ouvrant latéral sur l'écoulement de l'air et sur la distribution des températures

Il s'agit dans cette partie d'analyser l'impact de la position de l'ouvrant latéral sur la distribution du climat à l'intérieur de la serre. A titre d'exemple, la Figure 5.11 présente les répartitions des vitesses normées par la vitesse moyenne du vent extérieur ($V/U_h \leq 1.0$, $U_h = 0.5 \text{ m s}^{-1}$) ainsi que la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur de la serre ($T - T_o \leq 3 \text{ °C}$) pour les configurations A1 et A3. Le schéma de circulation de l'air est similaire à celui constaté pour la configuration A2.

L'ajout d'un ouvrant de côté à battant à une serre équipée qui comporte des ouvertures de toiture de chaque côté permet de guider le jet d'air entrant vers le haut suivant la pente de cet ouvrant puis vers les deux pentes du toit de la 1^{ère} chapelle (cf. Figure 5.8, a, A2 et Figure 5.11, a). L'air chaud ressort ensuite à travers les ouvrants situés sous le vent de la 2^{ème}, 3^{ème} et de la 4^{ème} chapelle. Ces constatations sont en accord avec d'autres issues de résultats de simulations numériques. Ainsi, Mistriotis *et al.*, (1997) soulignent que l'ouvrant de côté constitue l'entrée d'air frais principale de la serre tandis que les ouvrants de toiture se

comportent comme des sorties d'air chaud. Lee et Short, (2001) montrent que pour un vent relativement fort (2.5 m.s^{-1}), l'ouvrant latéral au vent constitue la seule entrée d'air, l'air sort ensuite par les ouvrants de toiture à hauteur de 14% pour le premier 8% pour le second, 19% pour le troisième et 59% pour le 4^{ème}. Kacira *et al.*, (2004b) montrent que pour la configuration avec des ouvrants latéraux à battants, l'air longe le battant situé au vent et se dirige directement vers les ouvrants de toiture pour ressortir par ces derniers ainsi que par l'ouvrant latéral situé sous le vent.

Il apparaît néanmoins, à partir de la Figure 5.11, a et de la Figure 5.8, a, A2 que la position de l'ouvrant latéral n'affecte pas significativement la circulation d'air ; cependant, plus l'ouverture latérale est basse, plus les gradients de vitesse s'étendent sur des zones importantes, ce qui favorise le brassage de l'air à l'intérieur de la serre. Short & Lee (2002) ont également montré que lorsque l'ouvrant latéral est en position basse, le brassage est meilleur et la distribution des températures est plus homogène au niveau des végétaux.

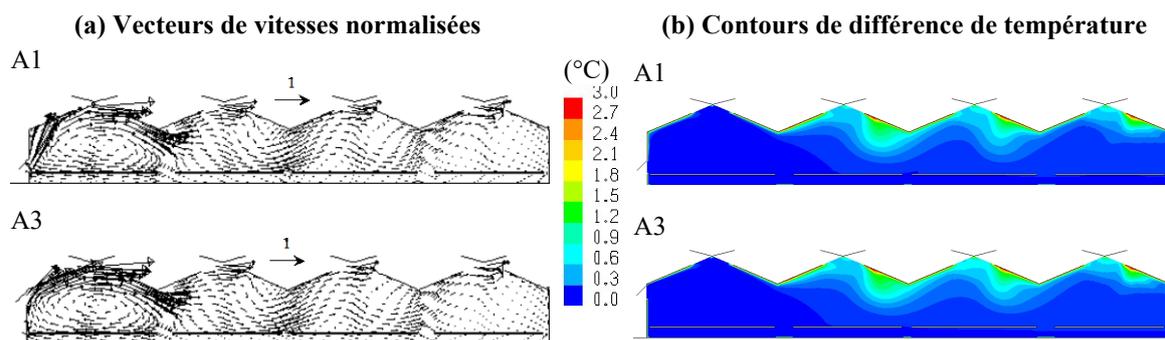


Figure 5.11. Iso-valeurs prédites par CFD ; (a) de la vitesse normalisée ($V/U_h \leq 1.0$), (b) de la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur ($T - T_o \leq 3 \text{ °C}$) pour les configurations : A1 et A3 ; ($U_h = 0.5 \text{ m s}^{-1}$, $T_o = 34.2 \text{ °C}$)

Les contours de températures pour les configurations A1, A2 et A3 (cf. Figure 5.8, b, A2 et Figure 5.11, b) montrent que comme pour le champ de vitesse, la position de l'ouvrant latéral n'influence pas la distribution de température autant que l'intensité du vent extérieur.

Encore une fois, la localisation de l'ouvrant latéral affecte très peu la distribution de vitesse (Figure 5.12) et de température (Figure 5.13) de l'air près des tablettes. Si on considère maintenant une double aération de toiture avec 3 positions d'aération de côté (configuration A1, A2 et A3), la vitesse de l'air atteint des valeurs plus importantes

(approximativement $0.25 U_h$) dans les deux premières chapelles alors qu'elle prend des valeurs très faibles dans la 3^{ème} et la 4^{ème} chapelle (Figure 5.12).

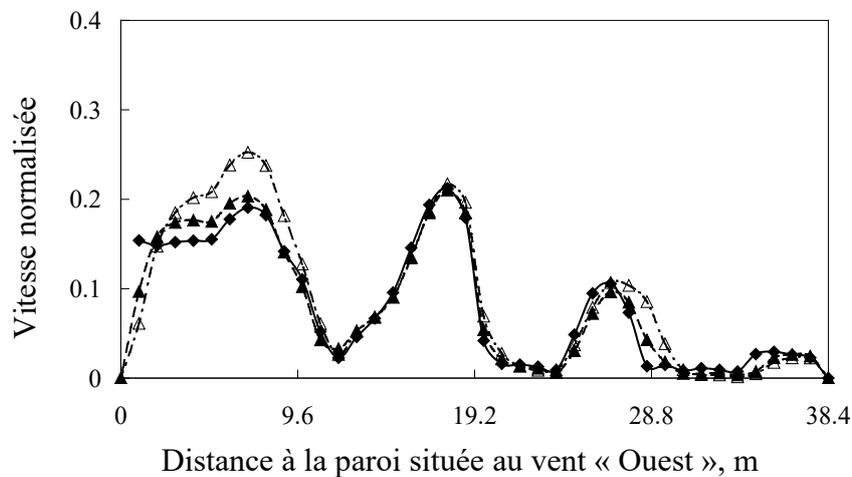


Figure 5.12. Distribution de la vitesse normalisée (V/U_h) sur la largeur de la serre à 0.9 m de hauteur pour : (—◆—) configuration A1, (—▲—) configuration A2, (—△—) configuration A3 ;
($U_h = 0.5 \text{ m s}^{-1}$, $T_o = 34.2 \text{ °C}$)

En ce qui concerne la distribution de différence de température simulée à la hauteur des tablettes, la Figure 5.13 indique que pour l'ensemble des configurations A, la température au voisinage de la culture remonte légèrement (de 0.2 °C par rapport à celle de l'air extérieur) en allant de la paroi Ouest au vent à la paroi Est sous le vent.

Il est important de noter que, pour le cas d'une ouverture de toiture sous le vent (configurations C), la distribution de température est similaire quand l'ouvrant latéral est en position médiane ou basse. Néanmoins, la température au voisinage des plantes est légèrement supérieure quand l'ouvrant latéral est en position haute (cf. Figure 5.14, Figure 5.15 et Figure 5.16). Pour cette configuration (C3), le jet d'air frais entrant par l'ouvrant latéral est court-circuité et redirigé vers l'extérieur à travers le premier ouvrant de toiture (1b). Par conséquent dans ce cas, la serre n'est pas fortement refroidie.

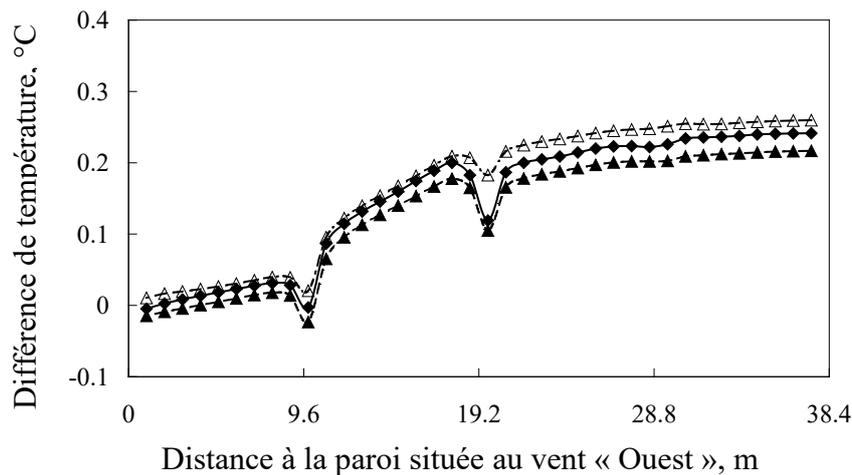


Figure 5.13. Distribution de la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur ($T - T_o$, °C) sur la largeur de la serre à 0.9 m de hauteur pour : (—◆—) configuration A1, (—▲—) configuration A2, (—△—) configuration A3 ; ($U_h = 0.5 \text{ m s}^{-1}$, $T_o = 34.2 \text{ °C}$)

5.2.4 Optimisation de l'aération naturelle

Bartzanas & Kittas (2001), ainsi que Bartzanas *et al.* (2004), indiquent que la valeur la plus élevée du taux d'aération (cf. Figure 5.7) n'est pas a priori le meilleur indicateur d'optimisation de l'aération et le seul à devoir être pris en considération. Des hétérogénéités de distribution des paramètres climatiques (champs de vitesse, de température et d'humidité, concentration des gaz...) peuvent en effet apparaître dans la serre ou même encore au voisinage des cultures, ce qui influe directement sur l'activité et le développement de ces dernières. Un bon système d'aération de serre doit assurer l'évacuation du surplus de chaleur dans la serre et maintenir en même temps des vitesses, des températures et des humidités acceptables avec des distributions suffisamment homogènes, notamment au voisinage des cultures. D'autres paramètres doivent donc être considérés :

- assurer un taux d'aération minimum ; comme par exemple, le taux d'aération minimum recommandé par ASAE¹ (2003), sous conditions d'été, par unité de surface du sol de la serre qui varie de 0.01 à $0.04 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} \text{ m}^{-2}$. Ainsi, pour notre serre (surface au sol de 68 par 38.4 m^2) il doit être compris entre 7 et 30 h^{-1} ;

¹ American Society of Agriculture Engineers.

- minimiser la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur de la serre durant les conditions estivales ;
- garantir une bonne homogénéité de la distribution des vitesses ainsi que des températures au voisinage immédiat des cultures afin d'assurer une production homogène.

Selon la Figure 5.7, les configurations B offrent les taux d'aération les plus élevés (12.3 h^{-1} pour la configuration 3). Néanmoins, la ventilation de la serre demeure insuffisante ($\leq 7 \text{ h}^{-1}$) sous un vent faible ($U_h = 0.5 \text{ m s}^{-1}$) pour les configurations C.

Tout comme pour la configuration B2, (Cf. § 5.2.3.2 et Figure 5.8) la Figure 5.14, a, B3 indique que la fermeture des ouvrants sous le vent engendre une autre distribution de l'écoulement dans la serre que celle observée pour la configuration A3 (une description détaillée a déjà été présentée plus haut (cf. § 5.2.3.3 et la Figure 5.11, a, A3). Le jet d'air frais entrant par l'ouvrant latéral est guidé par le toit de la 1^{ère} chapelle (*i.e.* toit 1b de la Figure 5.3) puis accentué par un autre jet d'air extérieur entrant par le premier ouvrant au vent. Cet aménagement permet ainsi d'accroître les vitesses de l'air dans les autres chapelles et donc l'aération (augmentation de 35 % du taux d'aération par rapport à la configuration A3) avec des vitesses qui sont maximales au niveau des chéneaux (entre 0.16 et 0.6 m s^{-1}). La circulation de l'air dans la serre présente une boucle dans la première chapelle, tandis que le mouvement de l'air suit sensiblement la géométrie de la toiture dans les trois autres chapelles. L'air chaud ressort ensuite par les trois ouvertures situées au milieu de la serre. Pour la configuration C3 (Figure 5.14, a, C3), il semble que l'air entrant par l'ouvrant latéral soit évacué directement par le premier ouvrant de toiture. La vitesse de l'air évacué par l'ouvrant de toiture (1^{ère} chapelle) est du même ordre de grandeur que celle observée pour la configuration B3 (0.8 m s^{-1}). La circulation de l'air dans la 1^{ère} chapelle est renforcée par le jet d'air qui se mélange rapidement dans cette chapelle. Comparées aux deux autres configurations, les vitesses de l'air sont bien plus faibles dans les trois dernières chapelles. Cet aménagement occasionne une forte diminution de l'aération puisque le renouvellement d'air diminue de 63 % environ par rapport à la configuration A3 et de 73 % environ par rapport à la configuration B3 (cf. Figure 5.7).

Pour ce qui est de la thermique, la Figure 5.14, b présente la distribution de la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur ($\Delta T = T - T_0$) de la serre, pour les configurations B3 et C3. La première contribue beaucoup mieux au refroidissement de la serre que la configuration A3 (cf. § 5.2.3.3 et Figure 5.11). L'air chaud ressort par les ouvrants situés au milieu de la serre ; de forts gradients thermiques apparaissent dans la zone située à ce niveau. Pour la configuration C3, la température moyenne dans la serre est beaucoup plus élevée que dans le cas B3. Comme le vent est faible, les forces de flottabilité ont tendance à pousser l'air chaud vers la toiture de la serre où il est évacué. Ce mouvement est plus lent que celui associé au vent et n'occasionne qu'un faible renouvellement de l'air dans la serre. L'ouvrant latéral dans cet aménagement ne joue pas un rôle essentiel dans le processus d'aération.

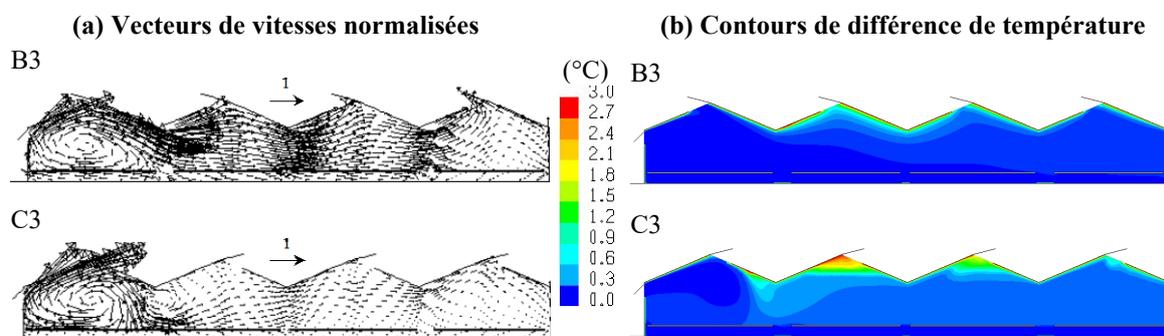


Figure 5.14. Iso-valeurs prédites par CFD ; (a) de la vitesse normalisée ($V/U_h \leq 1.0$), (b) de la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur ($T - T_o \leq 3 \text{ °C}$) pour les configurations : B3 et C3 ; ($U_h = 0.5 \text{ m s}^{-1}$, $T_o = 34.2 \text{ °C}$)

L'impact de chacun de ces trois aménagements (configurations A3, B3, C3) sur la distribution des paramètres climatiques au niveau des végétaux a également été étudié. Les résultats indiquent une forte hétérogénéité de la distribution des vitesses. Pour les configurations A3 et B3, les vitesses sont du même ordre de grandeur (0.13 m s^{-1}), tandis qu'elles passent de 0.18 m s^{-1} dans les deux premières chapelles au vent à des valeurs très faibles dans la partie avale de la serre pour la configuration C3 (Figure 5.15).

La distribution de la différence de température avec l'air extérieur au voisinage des plantes est beaucoup plus homogène que celle de la vitesse (Figure 5.16). La configuration B3 donne les valeurs de température les plus basses et correspond donc à la configuration qui

brasse le mieux l'air. La différence de température d'une extrémité à l'autre de la serre est de 0.4 °C dans ce cas. Conformément aux observations précédentes, la configuration C3 ne permet pas de refroidir autant la serre.

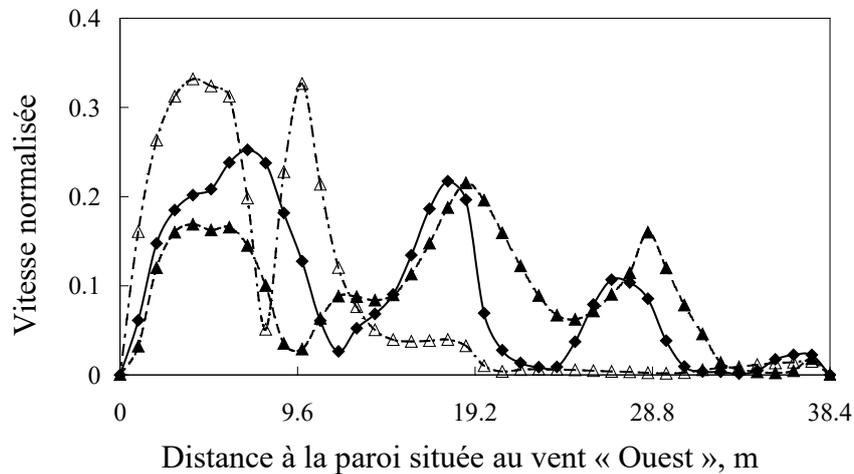


Figure 5.15. Distribution de la vitesse normalisée (V/U_h) sur la largeur de la serre à 0.9 m de hauteur pour : (—◆—) configuration A3, (—▲—) configuration B3, (---△---) configuration C3 ; ($U_h = 0.5\text{ m s}^{-1}$, $T_o = 34.2\text{ °C}$)

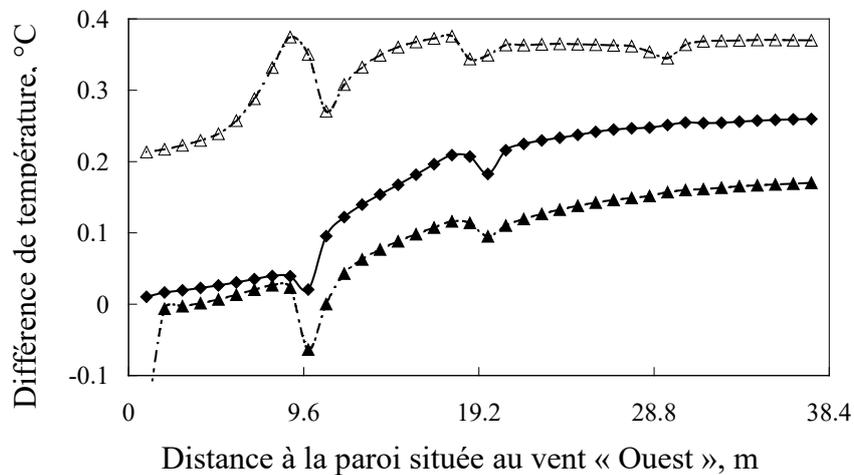


Figure 5.16. Distribution de la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur ($T - T_o$, °C) sur la largeur de la serre à 0.9 m de hauteur pour : (—◆—) configuration A3, (—▲—) configuration B3, (---△---) configuration C3 ; ($U_h = 0.5\text{ m s}^{-1}$, $T_o = 34.2\text{ °C}$)

L'homogénéité¹ de la distribution des vitesses et des températures au au-dessus des tablettes a également été évaluée pour chacune des 3 configurations (A3, B3 et C3). Le Tableau 5.9 résume les valeurs de l'écart type normalisé de la vitesse (σ_V / U_h) et de la température (σ_{T-T_0} / T_0). Pour la configuration B3, la distribution de la vitesse normalisée au-dessus des tablettes montre une oscillation ($\sigma_V / U_h = 0.06$) qui reflète l'écoulement d'air en boucle décrit plus haut. Ce mouvement convectif d'air génère une distribution de température relativement homogène ($\sigma_{T-T_0} / T_0 = 2.5 \cdot 10^{-4}$).

D'une manière plus générale, le Tableau 5.9 indique que ce sont les configurations B qui créent la meilleure homogénéité de distribution de vitesses et de températures, tandis que les configurations C génèrent la plus mauvaise homogénéité en terme de distribution de vitesse de l'air au voisinage des plantes. Néanmoins, comme ces combinaisons génèrent aussi le taux d'aération le plus élevé, elles risquent également de causer des dégâts à la structure en cas de vent fort.

Enfin, la combinaison d'ouvrant la plus appropriée est celle qui offre un compromis entre une bonne ventilation et une bonne homogénéisation de la distribution des paramètres climatiques au niveau des cultures. Ainsi, la configuration avec ouvrant de toiture au vent et sous le vent semble constituer dans ce cas un bon compromis, même si elle occasionne une réduction du taux d'aération comprise entre 25% et 45% selon la position de l'ouvrant latéral.

Homogénéité	Configuration								
	A1	A2	A3	B1	B2	B3	C1	C2	C3
σ_V / U_h	0.069	0.071	0.081	0.048	0.051	0.060	0.113	0.110	0.116
$[\sigma_{T-T_0} / T_0] \times 10^2$	0.029	0.028	0.031	0.021	0.021	0.025	0.023	0.017	0.017

U_h , vitesse du vent extérieur en $m s^{-1}$; σ_V , écart type de vitesse de l'air au-dessus des tablettes en $m s^{-1}$, T , température de l'air au-dessus des tablettes en K; T_0 , température de l'air extérieur en K; σ_{T-T_0} , écart type de la différence de température entre l'air au-dessus des tablettes et l'air extérieur en K.

Tableau 5.9. Analyse de l'homogénéité de la distribution des vitesses et des températures à hauteur des plantes (0.9 m au-dessus du sol) pour les neuf configurations testées ; A1, A2,

A3, B1, B2, B3, C1, C2 et C3 et une vitesse du vent de $0.5 m s^{-1}$

¹Cf. Définition de l'homogénéité de distribution des paramètres climatiques dans le chapitre 4.

5.3 Conclusions

Nous avons testé dans cette étude le comportement aérodynamique et thermique d'une serre avec l'outil de simulation numérique développé dans le chapitre 4. Le modèle mathématique utilisé résout les équations classiques de la mécanique des fluides et les simulations ont été menées en bi-dimensionnel. Nous nous sommes intéressés aux conditions climatiques les plus « extrêmes » *i.e.* correspondant à des vitesses faibles de vent et à un fort ensoleillement. Notons également que nous avons considéré un vent perpendiculaire aux ouvrants et soufflant de l'Ouest.

Deux cas de figure ont été analysés :

1. la comparaison de l'aération d'une serre munie de quadruples aérations de toiture et de filets anti-insectes avec une serre classique double aération de toiture,
2. La comparaison de plusieurs combinaisons d'aération de toiture et d'aération latérale.

Il en ressort que :

Pour la serre quadruples aérations avec filets *insect proof*

- L'utilisation d'un filet anti-insectes engendre une forte perte de charge de l'écoulement d'air traversant les ouvrants. Par conséquent, le filet réduit sensiblement les vitesses de circulation d'air dans la serre. Cet effet est beaucoup plus marqué pour des intensités du vent extérieur importantes que pour des vents faibles ;
- En présence de filets anti-insectes, l'effet cheminée devient prépondérant devant l'effet du vent, ce qui génère une meilleure homogénéisation du champ des températures dans la serre, notamment au voisinage des plantes ;
- La serre quadruples aérations, dépourvue de filets *insect proof*, permet d'évacuer le maximum de surplus de chaleur en maximisant la surface de la cheminée ; le taux d'aération est ainsi accru (par rapport à la configuration double aération). Cependant, lorsque l'on ajoute des filets *insect proof*, la perte de charge occasionnée par ce dispositif est telle, que le taux d'aération diminue sensiblement malgré un doublement de la surface des ouvrants.

Il importe néanmoins de moduler cette dernière conclusion compte tenu du fait que nous ne disposons pas encore de mesures *in-situ* permettant de vérifier ces résultats numériques.

Pour les combinaisons d'aération continue de toiture avec aération sur pied droit il en ressort que :

- La présence de l'ouvrant de côté accroît sensiblement l'aération dans la serre. Son rôle est particulièrement important dans les situations de vent faible où l'effet cheminée est prépondérant.
- Pour la configuration de toiture symétrique (100%-100%), l'ouverture de côté représente manifestement l'entrée principale d'air frais.
- Dans la plupart des cas testés, l'air pénètre dans la serre par l'ouvrant latéral et par l'ouvrant de toiture situé dans la 1^{ère} chapelle à l'amont de la serre. Il ressort par les ouvrants des trois autres chapelles.
- Pour une aération de toiture donnée, la position de l'ouvrant affecte peu la distribution des paramètres climatiques dans la serre et au voisinage des plantes.

A la lumière de ces conclusions, il apparaît que la configuration B3 (ouverture maximum de l'ouvrant de toiture du côté au vent combinée avec une ouverture latérale au vent en position haute) contribue à la ventilation la plus efficace de la serre en période estivale chaude et faiblement ventée. Cependant, c'est la configuration A (ouvrant de toiture au vent et sous le vent avec une ouverture latérale) qui semble constituer le meilleur compromis, même si elle s'accompagne d'une réduction du taux d'aération comprise entre 25% et 45% selon la position de l'ouvrant latéral.

Notons enfin que ce travail de modélisation est avant tout destiné à fournir des indications qualitatives plus que quantitatives sur les circulations d'air dans les serres et sur les répartitions de températures associées et que ces résultats ne sont pas forcément directement généralisables pour tous les autres types de serres.

Chapitre 6 Conclusion générale

Cette étude contribue à la compréhension et à l'analyse des phénomènes mis en jeu dans l'aération naturelle des serres en verre, de grande portée, habituellement utilisées en culture ornementale (plantes en pots), sous climat tempéré, tel qu'en Anjou. Ce climat est caractérisé par des étés souvent chauds avec des vitesses de vent extérieur faibles.

Deux approches ont été adoptées :

- Une approche expérimentale, basée sur des mesures *in situ*, à travers laquelle nous avons pu recueillir les jeux de données d'entrée, de calage et de vérification des modèles mathématiques. Cette approche nous a permis aussi d'appréhender l'aération naturelle dans l'agro-système serre et d'affiner la connaissance de plusieurs mécanismes qui y interviennent.
- Une approche de modélisation mathématique dans laquelle nous avons commencé à formaliser les principaux mécanismes gouvernant l'aération naturelle et qui a débouché sur des simulations du climat distribué dans les serres.

6.1 Résultats expérimentaux

L'étude expérimentale a été menée à l'intérieur d'une serre de production et dans son environnement immédiat sous conditions réelles de culture ornementale. Cette étude s'est elle-même décomposée en deux volets :

- Une approche globale :

Des mesures météorologiques classiques ont été recueillies à l'intérieur et à l'extérieur de la serre. L'ensemble de ces mesures constitue un jeu de données conséquent destiné à fournir les entrées du modèle numérique. Parallèlement à ces mesures, nous avons systématiquement procédé à des mesures du taux de renouvellement d'air qui pourront être utilisées pour valider ce modèle.

- Une approche fine :

Sur le plan purement cognitif, l'utilisation d'un moyen de mesure assez nouveau (anémomètre sonique tridimensionnel) nous a permis de caractériser et mesurer la distribution de flux d'air à travers les ouvrants de la toiture et d'estimer le niveau de turbulence. Les résultats de cette étude ont aussi permis de mettre en évidence le caractère tridimensionnel de l'écoulement d'air à travers les ouvertures de toiture. Une assez forte hétérogénéité de distribution des quantités turbulentes sur la hauteur de l'ouverture a été mise en évidence.

6.2 Résultats de la modélisation mathématique

La modélisation mathématique des processus physiques qui interviennent dans l'aération naturelle et dans le climat distribué a été menée en considérant la serre de référence retenue pour les mesures. Dans cette étude, deux niveaux de modélisation ont été abordés :

- Modèles d'échanges globaux de type "Bernoulli-Boussinesq" :

Dans le but de vérifier la qualité des mesures *in situ*, nous avons mis en œuvre des modèles globaux simples d'échanges d'air. Ces modèles s'appuient sur un bilan de quantité de mouvement pour caractériser les échanges d'air entre l'intérieur et l'extérieur de la serre et donc simuler le taux de renouvellement de la serre.

Nous avons distingué dans l'identification des paramètres de ces modèles, les deux principaux moteurs de l'aération naturelle : l'aération due aux forces de flottabilité "effet cheminée" et l'aération induite par la force du vent extérieur. Ces paramètres, propres à notre serre d'étude, sont confrontés dans la mesure du possible à d'autres issus de plusieurs travaux de recherche. Une bonne adéquation a été obtenue avec la plupart des résultats disponibles issus de la littérature.

- Modèles de climat distribué : "modèles thermo-aéraulique"

Cette approche de modélisation fine a constitué le cœur de notre travail de thèse. Elle résout explicitement l'aéraulique et la thermique dans la serre ainsi que dans la couche limite environnante. Nous avons mis en place un modèle numérique par le biais d'un code de mécanique des fluides numérique (Computational Fluid Dynamics). Ce code permet de prédire les champs de vitesse et de température à l'intérieur de la serre après résolution

numérique des équations de base qui régissent les mouvements d'air (équations de Navier-Stokes couplées à l'équation de l'énergie) dans le domaine de calcul considéré. La turbulence, dont l'effet est loin d'être négligeable sous serre, a été modélisée à l'aide du modèle de fermeture $k-\varepsilon$. Le taux d'aération a pu être déduit ensuite par résolution d'une équation de transport d'un gaz traceur virtuel.

Nous avons jugé utile de procéder pas à pas dans le développement et la validation du modèle numérique. Ainsi, nous avons procédé par étapes successives dans l'intégration des processus physiques intervenant dans l'aération et le climat des serres, notamment le rayonnement d'origine solaire et atmosphérique.

A la fin de chaque étape de modélisation de ces processus, nous avons pris soin de vérifier la crédibilité et la validité de notre modèle. Ainsi, nous avons confronté les résultats des simulations à ceux de l'expérience (données de validation issues de mesures) ou même à des données issues de la littérature. Enfin, dans les limites de précision des techniques de mesures, le modèle a pu être validé sur le plan global (renouvellement d'air et température moyenne dans la serre) et pour des conditions de température déduites de mesures *in-situ*. Pour ces premières simulations, les effets du rayonnement d'origine solaire et atmosphérique ont été pris en compte de façon indirecte en imposant des températures aux frontières solides.

Bien qu'utilisée dans la majorité des études de CFD, l'imposition directe des températures aux frontières solides introduit des forçages artificiels à l'intérieur même du domaine de calcul. Cette préoccupation nous a conduit à porter une attention particulière à l'intégration des rayonnements d'origine solaire et atmosphérique dans le modèle numérique. Ceci constitue l'aspect novateur et original de notre investigation. En réalité, il n'existe pas à notre connaissance d'étude dans le domaine des serres qui utilise des modèles de rayonnement et a fortiori qui distingue la contribution de ses deux composantes (solaire et atmosphérique).

Nous avons choisi dans un second temps de procéder à des simulations numériques pour des conditions nocturnes et diurnes. Dans cette deuxième série de simulations, les conditions aux limites ne sont plus imposées à l'intérieur du domaine (pas de forçage), mais sur les limites externes du domaine, en utilisant les données météorologiques relevées sur le terrain. Un module radiatif a été rajouté dans le modèle numérique. Ce dernier résout l'équation des Transferts Radiatifs en couplage avec l'équation d'énergie.

Ce modèle « complet » a pu être vérifié et validé pour différentes conditions climatiques. Il a été ensuite utilisé pour analyser l'impact de la configuration des aérations sur le climat de la serre. Cette analyse a porté non seulement sur la ventilation mais également sur l'homogénéité de la distribution des vitesses et des températures dans la serre et notamment au niveau des cultures.

Enfin, des indicateurs d'efficacité de l'aération de la serre sous climat estival ont pu être dégagés pour différentes configurations d'aération (ouverture) et différentes conditions climatiques.

Au delà des objectifs d'ordre **académique**, nous avons essayé de répondre aux **besoins spécifiques** de l'entreprise C.M.F (constructeur de serres). Ainsi, l'outil numérique développé auparavant a été appliqué pour étudier l'incidence de l'ajout de filets *insect proof* au niveau des ouvrants ou bien encore d'un ouvrant latéral sur le renouvellement d'air et sur la distribution du climat dans la serre. Des solutions en matière d'optimisation de gestion des ouvrants d'aérations ont été proposées. Sur le plan prospectif, les résultats de simulations montrent que l'outil mécanique des fluides développé pourrait à terme être considéré comme un outil d'aide à la réflexion et même à la conception de nouveaux modèles de serre.

6.3 Perspectives de recherche et développement

Dans cette thèse, les mesures météorologiques et les simulations numériques du microclimat et plus particulièrement de l'aérodynamique et du couplage radiatif-convectif ont mis en lumière plusieurs mécanismes physiques qui influencent manifestement le micro-climat qui s'établit dans la serre, notamment au voisinage des végétaux. Pourtant, plusieurs interrogations subsistent :

- **Sur le plan académique, i.e. en terme de recherche :**

- Les plantes ornementales interviennent-elles massivement dans le fonctionnement du microclimat de la serre ? Et à quelle (s) échelle (s) ?

La végétation intervient dans l'établissement du climat dans la serre par le biais d'une composante aérodynamique, d'une composante thermique et d'une composante hydrique. Ainsi, l'ensemble de ces effets devra être inclus dans le modèle numérique développé durant

cette thèse en y intégrant des paramètres physiques et écophysologiques issus de modèles cultureux.

- Quelles sont les limites de l'approche bi-dimensionnelle, particulièrement lorsqu'il s'agit de simuler des problèmes physiques qui interviennent principalement en trois dimensions (hétérogénéité spatiale des champs de vitesses, de température, d'humidité...)?
- Quel crédit doit-on accorder aux modèles de climat de serre déjà développés ou à développer? Quel type de validation peut-on envisager?

Autant de questions qui indiquent qu'un renforcement et de la stratégie de mesures et de la stratégie de simulation sera nécessaire avant d'aborder les prochaines étapes de modélisation du climat de serre en y intégrant les paramètres liés aux végétaux. Ainsi, pour les aspects de validation, une analyse des phénomènes de transfert couplés de chaleur et de masse au niveau du couvert végétal devra être approfondie tant sur le plan expérimental que sur le plan de la modélisation mathématique. Des simulations tridimensionnelles devront également être envisagées pour affiner les résultats.

- **Sur le plan technologique, *i.e.* en terme de développement :**

Sur le plan de l'exploitabilité des résultats de cette thèse :

- Peut-on optimiser le pilotage climatique (*i.e.* pilotage des aérations) par l'intégration d'algorithmes dans les systèmes de contrôle d'aération (ordinateurs de climat) de serre?

Ces lois de comportement (*i.e.* algorithmes) combinent les différentes connaissances, *i.e.* indicateurs d'efficacité de l'aération, que nous avons pu dégager à l'issue de notre travail d'expérimentation et de modélisation.

- Outre l'aide à la conception de nouveaux *designs* de serre, l'outil de modélisation pourra-t-il aider à l'amélioration des techniques de cultures en pots employées?

Il importe en effet de pouvoir informer et communiquer les conclusions de l'étude auprès des clients "horticulteurs". L'idéal serait aussi de pouvoir développer sur la base des travaux de simulation réalisés un outil opérationnel de dimensionnement. Les préoccupations

actuelles des constructeurs de serre concernent en effet la création de structures innovantes avec de nouvelles formes afin de répondre aux préoccupations de la branche horticole.

En terme d'extrapolation des résultats de cette thèse :

- Peut-on envisager de poursuivre l'étude menée dans cette thèse et d'en appliquer certains résultats pour résoudre d'autres types de préoccupations ?

Un très large éventail d'applications peut être envisagé : le chauffage et la déshumidification nocturne et hivernale, l'aération et le cooling évaporatif en période estivale, la fumure carbonée en période d'aération... Tous ces systèmes de climatisation sont susceptibles d'être étudiés et optimisés en s'appuyant sur les méthodes que nous avons développées et utilisées, notamment le code de mécanique des fluides numérique.

Bibliographie

Bibliographie du Chapitre 1

- Bartzanas T; Boulard T; Kittas C** (2004). Effect of vent arrangement on windward ventilation of a tunnel greenhouse. *Biosystems Engineering*, **88**(4), 479-490
- Bournet P E** (1996). Contribution à l'étude hydrodynamique et thermique du lac du Bourget. Courants de densité et ondes internes, Thèse de Doctorat. Ecole Nationale du Génie Rural des Eaux et des Forêts, 187 p
- Bournet P E; Ould Khaoua S A; Chassériaux G** (2006). Impact de différentes combinaisons d'ouvrants sur la climatique des serres. *Agricultural and Forest Meteorology*, submitted for publication October 2006, 30p

Bibliographie du Chapitre 2

- Bailey B J** (1977). The calculation of glasshouse fuel requirement using degree day data corrected for solar heat gain. Dept. Note, Nat. Inst. Agric. Eng. Silsoe. DN/67/798/04013. Bedfordshire, England
- Bailey B J** (2000). Constraints, limitations and achievements in greenhouse natural ventilation. *Acta Horticulturae*, **534**, 21-30
- Baille A** (1999). Energy cycle. In *Greenhouse ecosystems*, Vol. 20, pp. 423 [G Stanhill and H Z Enoch, editors]. Elsevier, The Netherlands
- Baille M; Baille A; Tchamitchian M** (1990). A simple model for the estimation of greenhouse transmission : influence of structures and internals equipment. *Acta Horticulturae*, **281**, 35-45
- Baptista F J; Bailey B J; Randall J M; Meneses J F** (1999). Greenhouse Ventilation Rate: Theory and Measurement with Tracer Gas Techniques. *Journal of Agricultural Engineering Research*, **72**, 363-374
- Bartzanas T; Boulard T; Kittas C** (2002). Numerical simulation of the airflow and temperature distribution in a tunnel greenhouse equipped with insect-proof screen in the openings. *Computers and electronics in agriculture*, **34**, 207-221
- Bartzanas T; Boulard T; Kittas C** (2004). Effect of vent arrangement on windward ventilation of a tunnel greenhouse. *Biosystems Engineering*, **88**(4), 479-490
- Bartzanas T; Kittas C** (2001). Optimisation of greenhouses ventilation performance with computational fluid dynamics. 2nd Southeastern Europe Fluent users group meeting, Bucharest Romania, Nov 2 2001
- Bejan A** (1984). *Convection Heat Transfer*. John Wiley & Sons, New York
- Bordes P** (1993). Serres. In *Traité Construction. Généralités. Ref CB-C 4 145 Techniques de l'ingénieur*, Vol. *Traité Construction. Généralités*, pp. 15. *Techniques de l'ingénieur*, Paris
- Bot G P A** (1983). Greenhouse climate: from physical processes to dynamic model. Ph. D. Dissertation, Agricultural University of Wageningen, The Netherlands, 240pp
- Bot G P A; Van de Braak N J** (1995). Physics of greenhouse climate. In *Greenhouse climate control. An integrated approach*, Vol. pp. 279 [J C Bakker, G P A Bot, H Challa and N J Van de Braak, editors]. Wageningen Pers, The Netherlands
- Boulard T** (1996). Caractérisation et modélisation du climat des serres: application a la climatisation estivale. Thèse de doctorat, Ecole nationale Agronomique de Montpellier, Montpellier, 1-157
- Boulard T; Baille A** (1995). Modeling of Air Exchange-Rate in a Greenhouse Equipped with Continuous Roof Vents. *Journal of Agricultural Engineering Research*, **61**(1), 37-47
- Boulard T; Draoui B** (1995). Natural ventilation of a greenhouse with continuous roof vents: measurements and data analysis. *Journal of Agricultural Engineering Research*, **61**, 27-36
- Boulard T; Haxaire R; Lamrani M A; Roy J C; Jaffrin A** (1999). Characterization and modelling of the air fluxes induced by natural ventilation in a greenhouse. *Journal of Agricultural Engineering Research*, **74**, 135-144
- Boulard T; Kittas C; Papadakis G; Mermier M** (1998). Pressure field and airflow at the opening of a naturally ventilated greenhouse. *Journal of Agricultural Engineering Research*, **71**, 93-102
- Boulard T; Kittas C; Roy J C; Wang S** (2002). Convective and ventilation transfers in greenhouses, part 2: Determination of the distributed greenhouse climate. *Biosystems Engineering*, **83**(2), 129-147

- Boulard T; Meneses J F; Mermier M; Papadakis G** (1996). The mechanisms involved in the natural ventilation of greenhouses. *Agricultural and Forest Meteorology*, **79**(1-2), 61-77
- Boulard T; Papadakis G; Kittas C; Mermier M** (1997). Air flow and associated sensible heat exchanges in a naturally ventilated greenhouse. *Agricultural and forest Meteorology*, **88**, 111-119
- Boulard T; Wang S** (2002a). Experimental and numerical studies on the heterogeneity of crop transpiration in a plastic tunnel. *Computers and electronics in agriculture*, **34**, 173-190
- Boulard T; Wang S** (2002b). Hétérogénéité des transferts convectifs et radiatifs dans un tunnel plastique: conséquences sur la transpiration des cultures. *Plasticulture*, **121**, 23-35
- Boulard T; Wang S; Haxaire R** (2000). Mean and turbulent air flows and microclimatic patterns in an empty greenhouse tunnel. *Agricultural and Forest Meteorology*, **100**, 169-181
- Breuer J J G; Short T H** (1985). Greenhouse energy demand comparisons for the Netherlands and Ohio U.S.A. *Acta Horticulturae*, **174**, 145-153
- Bruse M** (1998). Development of a numerical model for the simulation of exchange processes between small scale environmental design and microclimate in urban areas. Thèse de doctorat, University of Bochum, Germany
- Campen J B; Bot G P A** (2003). Determination of greenhouse-specific aspects of ventilation using three-dimensional computational fluid dynamics. *Biosystems Engineering*, **84**(1), 69-77
- Chiapale J P; Kittas C; de Villèle O** (1981). Estimation régionale des besoins de chauffage des serres. [Regional assessment of greenhouse heating requirements.]. *Acta Horticulturae*, **115**, 493-502
- Day E; Bailey B J** (1999). Physical Principles of microclimate modification. In *Greenhouse ecosystems*, Vol. 20, pp. 423 [G Stanhill and H Z Enoch, editors]. Elsevier, The Netherlands
- De Halleux D** (1989). Dynamic model of heat and mass transfer in greenhouses: theoretical and experimental study. PhD Thesis, Gembloux, Belgium
- De Halleux D; Nijkens J; Deltour J** (1991). Adjustment and validation of a greenhouse climate dynamic model. *Bulletin des Recherches Agronomiques de Gembloux*, **26**, 429-453
- de Jong T** (1990). Natural ventilation of large multi-span greenhouses. Thèse de doctorat, Agricultural University Wageningen.
- Deltour J** (1985). Dynamic modelling of heat and mass transfer in greenhouse. *Acta Horticulturae*, **1974**, 119-126
- Fatnassi H** (2001). Modélisation et caractérisation du microclimat et de l'hétérogénéité climatique dans une serre de grande surface équipée de filets anti-insectes. Thèse de Doctorat, Université IBN ZOHR. Maroc, Maroc
- Fatnassi H; Boulard T; Bouirden L** (2003). Simulation of climatic conditions in full-scale greenhouse fitted with insect-proof screens. *Agricultural and Forest Meteorology*, **118**, 97-111
- Fatnassi H; Boulard T; Bouirden L; Sappe G** (2002). Ventilation performances of a large canarian type greenhouse equipped with insect-proof nets. *Acta Horticulturae*, **578**, 79-88
- Fatnassi H; Boulard T; Poncet C; Chave M** (2006). Optimisation of Greenhouse Insect Screening with Computational Fluid Dynamics. *Biosystems Engineering*, **93**(3), 301-312
- Fernandez J E; Bailey B J** (1992). Measurement and prediction of greenhouse ventilation rates. *Agricultural and forest Meteorology*, **58**, 229-245

- Green S R** (1992). Modelling turbulent air flow in a stand of widely-spaced trees. *Phoenics Journal*, **3**, 294-295
- Guyot G** (1999). *Climatologie de l'environnement. De la plante aux écosystèmes*. Masson, Paris (F.).
- Haxaire R** (1999). Caractérisation et modélisation des écoulements d'air dans une serre. Thèse de doctorat, Université de Nice Sophia Antipolis, Nice, 1-148
- Haxaire R; Roy J C; Boulard T; Lamrani M A; Jaffrin A** (1998). Greenhouse natural ventilation by buoyancy forces. In 2nd European conference on Energy performance and indoor climate in buildings and 3rd International conference on indoor air quality, ventilation and energy conservation in buildings, 522-527, Ecole Nationale des Travaux Publics de l'Etat, Lyon, France, November 19-21
- Hoxey R P; Moran P** (1991). Full scale wind pressure and load experiments-Multispan 167 x 111 m glasshouse (venlo). Divisional note 1594, AFRC. Institute of Engineering Research, Wrest park, Sisloe, Bedford, January.,
- Hurd R G; Sheard G F** (1981). Fuel Saving in Greenhouses: the Biological Effects. In *Grower Books*, Vol. 22, pp. 1-53. London
- Issanchou G** (1991). 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.
- Jolliet O** (1988). Modélisation du comportement thermique d'une serre horticole. Thèse de doctorat, Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne
- Kacira M; Short T H; Stowell R** (1998). A CFD evaluation of naturally ventilated multi-span, sawtooth greenhouses. *Transaction of the ASAE*, **41**(3), 833-836
- Katsoulas N; Bartzanas T; Boulard T; Mermier M; Kittas C** (2006). Effect of Vent Openings and Insect Screens on Greenhouse Ventilation. *Biosystems Engineering*, **In Press, Corrected Proof**
- Kimball B A** (1986). A modular energy balance program including subroutines for greenhouses and other latent devices. Agricultural Research Service,
- Kindelan M** (1980). Dynamic modelling of greenhouse environment. *Transactions of the ASAE*, **23**, 1232-1239
- Kindellan M** (1980). Dynamic modelling of greenhouse environment. *Transactions of the ASAE*, **23**, 1232-1239
- Kittas C** (1980). Contribution théorique et expérimentale à l'étude du bilan d'énergie des serres : application à l'analyse du déterminisme des températures de la paroi et de l'air intérieur de la serre. Thèse Docteur-Ingénieur, Université de Perpignan, Montpellier, 161
- Kittas C** (1994). Détermination du coefficient global de transmission de chaleur à travers la paroi d'une serre. *Agricultural and forest Meteorology*, **69**, 205-221
- Kittas C; Boulard T; Bartzanas T; Katsoulas N; Mermier M** (2002). Influence of an insect screen on greenhouse ventilation. *Transaction of the ASAE*, **45**(4), 1083-1090
- Kittas C; Boulard T; Mermier M; Papadakis G** (1996). Wind induced air exchange rates in a greenhouse tunnel with continuous side openings. *Journal of Agricultural Engineering Research*, **65**(1), 37-49
- Kozai T; Sase S; Nara M** (1980). A modelling approach to greenhouse ventilation control. *Acta Horticulturae*, **106**, 125-136
- Lamrani M A; Boulard T; Roy J C; Jaffrin A** (2001). Airflows and temperature patterns induced in a confined greenhouse. *Journal of Agricultural Engineering Research*, **78**(1), 75-88

- Lee I B; Short T H** (1999). Computational fluid dynamic study for structural design of naturally ventilated multi-span greenhouses. 92nd Annual International Meeting of ASAE, Paper N° 995010, Toronto, Ontario, Canada, July 18-21
- Lee I-B; Short T H** (1998a). A CFD model of volumetric flow rates for a naturally ventilated, multi-span greenhouse. 92nd Annual International Meeting of ASAE, Paper No 987011, Orlando, Florida, USA, July 12-16
- Lee I-B; Short T H** (1998b). Predicted effects of internal horizontal screens on natural ventilation of a multi-span greenhouse. 91st Annu. Int. Meeting of ASAE, Paper No 987014, Orlando, Florida, USA, July 12-16.
- Lee I-B; Short T H** (2000). Two-dimensional numerical simulation of natural ventilation in a multi-span greenhouse. *Transaction of the ASAE*, **43**(3), 745-753
- Lee I-B; Short T H** (2001). Verification of computational fluid dynamic temperature simulations in a full-scale naturally ventilated greenhouse. *Transaction of the ASAE*, **44**(1), 119-127
- Lee I-B; Short T H; Sase S; Lee S K** (2000a). Evaluation of computational fluid dynamics for analysis of aerodynamics in naturally ventilated multi-span greenhouse. *Acta Horticulturae*, **1**(2), 73-80
- Lee I-B; Short T H; Sase S; Okushima L; Qiu G Y** (2000b). Evaluation of structural characteristics of naturally ventilated multi-span greenhouses using computer simulation. *Japan Agricultural Research Quarterly*, **34**(4), 247-256
- Meneses J F; Bailey B J** (1997). Modelling artificial leaf convective heat transfer. Unpublished.
- Miguel A F; van de Braak N J; Silva A M; Bot G P A** (1998). Physical Modelling of Natural ventilation Through screens and Windows in Greenhouses. *Journal of Agricultural Engineering Research*, **70**, 165-176
- Mistriotis A; Arcidiacono C; Picuno P; Bot G P A; Scarascia-Mugnozza G** (1997a). Computational analysis of ventilation in greenhouses at zero-and low-wind-speeds. *Agricultural and forest Meteorology*, **88**, 121-135
- Mistriotis A; Bot G P A; Picuno P; Scarascia-Mugnozza G** (1997b). Analysis of the efficiency of greenhouse ventilation using computational fluid dynamics. *Journal of Agricultural Engineering Research*, **85**, 217-228
- Molina-Aiz F D; Valera D L; Alvarez A J** (2004). Measurement and simulation of climate inside Almeria-type greenhouses using computational fluid dynamics. *Agricultural and forest Meteorology*, **125**(1-2), 33-51
- Monteith J L** (1973). *Principles of environmental physics*. Edward Arnold, New York
- Montero J I; Anton A; Kamaruddin R; Bailey B J** (2001). Analysis of thermally driven ventilation in tunnel greenhouses using small scale models. *Journal of Agricultural Engineering Research*, **79**(2), 213-222
- Montero J I; Munoz P; Anton A; Iglesias N** (2005). Computational fluid dynamic modelling of night-time energy fluxes in unheated greenhouses. *Acta Horticulturae*, **691**(1), 403-409
- Morris L G** (1964). *The Heating and Ventilation of Greenhouses*. Natl. Inst. Agric. Eng. Silsoe, Bedfordshire, England
- Nebali R; Makhlouf S; Boulard T; Roy J C** (2006). A Dynamic Model for the determination of Thermal Boundary Conditions in the Ground of a Greenhouse. *Acta Horticulturae*, **719**, 295-302
- Nijkskens J; Deltour J; Courtisse S; Nisen A** (1984). Heat transfer through covering materials of greenhouses. *Agricultural and forest Meteorology*, **33**, 193-214

- Nisen A; Dogniaux R** (1975). *Traité de l'éclairage naturel des serres et abris pour végétaux*, Bruxelles
- Ould Khaoua S A; Bournet P E; Migeon C; Chassériaux G** (2005). Measurement and numerical simulation of microclimate in a naturally-ventilated large multi-span glasshouse. *Acta Horticulturae*, **691**(2), 655-662
- Papadakis G; Frangoudakis A; Kyristis S** (1994). Experimental investigation and modelling of heat and mass transfer between a tomato crop and the greenhouse environment. *Journal of Agricultural Engineering Research*, **57**, 217-227
- Papadakis G; Mermier M; Meneses J F; Boulard T** (1996). Measurement and analysis of air exchange rates in a greenhouse with continuous roof and side openings. *Journal of Agricultural Engineering Research*, **63**, 219-228
- Patankar S V** (1980). *Numerical heat transfer and fluid flow*. Hemisphere Pub. Corp., Washinton
- Penman H L** (1948). Natural evaporation from open water, bare soil and grass. In *Proceedings of the Royal Society, London.*,
- Randall J M; Patal R** (1994). Thermally induced ventilation of livestock transporters. *Journal of Agricultural Engineering Research*, **57**, 99-107
- Reichrath S; Davies T W** (2002). Using CFD to model the internal climate of greenhouses: past, present and future. *Agronomie*, **22**, 3-19
- Roy J C; Bailly Y; Boulard T** (2000). Characterisation of the natural convection in a heated greenhouse. 9th International Symposium on Flow Visualisation, 254: 251-257, Edinburgh, UK,
- Roy J C; Boulard T; Kittas C; Wang S** (2002). Convective and ventilation transfers in greenhouses, Part 1: the greenhouse considered as a perfectly stirred tank. *Biosystems Engineering*, **83**(1), 1-20
- Sase S; Takakura T; Nara M** (1984). Wind tunnel testing on airflow and temperature distribution of a naturally ventilated greenhouse. *Acta Horticulturae*, **148**, 329-336
- Selcuk M K** (1971). Analysis design and performances evaluation of controlled greenhouses, In ASHRAE Meeting, Philadelphia.
- Shilo E; Teitel M; Mahrer Y; Boulard T** (2004). Air-flow patterns and heat fluxes in roof-ventilated multi-span greenhouse with insect-proof screens. *Agricultural and forest Meteorology*, **122**(1-2), 3-20
- Short T H** (1996). Selecting the greenhouse structure your crop needs. *Grower Talks*, July 8-9
- Soriano T; Montero J I; Sanchez-Guerrero M C; Medrano E; Anton A; Hernandez J; Morales M I; Castilla N** (2004). A Study of Direct Solar Radiation Transmission in Asymmetrical Multi-span Greenhouses using Scale Models and Simulation Models. *Biosystems Engineering*, **88**(2), 243-253
- Stanghellini C** (1987). *Transpiration of greenhouse crops. An aid to climate management*. Thèse de doctorat, Agricultural University, Wageningen
- Stanhill G; Fuchs M; Bakker J; Moreshet S** (1973). The radiation balance of a glasshouse rose crop. *Agricultural Meteorology*, **11**, 385-404
- Takakura T; Jordan K A; Boyd L L** (1971). Dynamic simulation of plant growth and environment in the greenhouse. *Transaction of the ASAE*, **14**(5), 964-971
- Teitel M; Tanny J** (1999). Natural ventilation of greenhouses: experiments and model. *Agricultural and forest Meteorology*, **96**(1-3), 59-70
- Urban L** (1997). *Introduction à la production sous serre. La gestion du climat*, **Tome 1**
- Vandaele L; Wouters P** (1994). Modeling ventilation: basic mechanisms. Documentation for BAG Meeting on Ventilation Related Aspects in Buildings, pp 1-25

- Von Elsner B; Briassoulis D; Waaijenberg D; Mistriotis A; Von Zabeltitz C; Grataud J; Russo G; Suay-Cortes R** (2000). Review of structural and functional characteristics of greenhouses in European Union Countries: Part I, design requirements. *Journal of Agricultural Engineering Research*, **75**, 1-16
- Waaijenberg D** (1995). Greenhouse construction and equipment. In *Greenhouse climate control. An integrated approach*, Vol. pp. 279 [J C Bakker, G P A Bot, H Challa and N J Van de Braak, editors]. Wageningen Pers, The Netherlands
- Wacquart C** (2000). La construction des serres et abris. Centre Technique Interprofessionnel des Fruits et Légumes, Paris
- Wang S** (1998). Measurement and modeling of natural ventilation in a large Venlo-type greenhouse. Thèse de Doctorat, Faculté universitaire des sciences agronomiques de Gembloux, Belgique
- Wang S; Boulard T** (2000). Measurement and prediction of solar radiation distribution in full-scale greenhouse tunnels. *Agronomie*, **20**, 41-50
- Wang S; Deltour J** (1996). An experimental ventilation function for large greenhouse based on a dynamic energy balance model. *Agricultural Engineering Journal*, **5**, 103-112
- Wang S; Deltour J** (1999). Lee-Side ventilation-induced air movement in a large-scale multi-span greenhouse. *Journal of Agricultural Engineering Research*, **74**, 103-110
- Wilson J D** (1985). Numerical studies of flow through a windbreak. *J. Wind Eng. Ind. Aerodynamics*, **21**, 119–154
- Woodruff V I** (1997). Analysis of vent designs for naturally ventilated gutter connected greenhouse. MS Thesis, Ohio State University, Columbus, OH.
- Yang X** (1995). Comments on 'thermal and aerodynamic conditions in greenhouses in relation to estimation of heat flux and evapotranspiration. *Agricultural and forest Meteorology*, **77**, 131-136
- Zhaio Y; Teitel M; Barak M** (2001). Vertical temperature and humidity gradients in a naturally ventilated greenhouse. *Journal of Agricultural Engineering Research*, **78**(4), 431-436

Bibliographie du Chapitre 3

- Bailey B J** (2000). Constraints, limitations and achievements in greenhouse natural ventilation. *Acta Horticulturae*, **534**, 21-30
- Baptista F J; Bailey B J; Randall J M; Meneses J F** (1999). Greenhouse Ventilation Rate: Theory and Measurement with Tracer Gas Techniques. *Journal of Agricultural Engineering Research*, **72**, 363-374
- Bardon J P** (2001). Phénomènes Fondamentaux de Transfert de la Chaleur. Cours de DEA; Thermique, Energétique et Génie des procédés. Ecole Polytechnique de l'Université de Nantes. 115 p
- Bot G P A** (1983). Greenhouse climate: from physical processes to dynamic model. Ph. D. Dissertation, Agricultural University of Wageningen, The Netherlands, 240pp
- Boulard T** (1996). Caractérisation et modélisation du climat des serres: application à la climatisation estivale. Thèse de doctorat, Ecole Nationale Supérieure Agronomique de Montpellier, Montpellier, 1-157
- Boulard T; Baille A** (1995). Modeling of Air Exchange-Rate in a Greenhouse Equipped with Continuous Roof Vents. *Journal of Agricultural Engineering Research*, **61**(1), 37-47
- Boulard T; Draoui B; Neirac F** (1993). Analyse de bilan thermohydrigue d'une serre horticole. Application à la maîtrise du microclimat. Colloque annuel de la Société Française des Thermiciens, Pau, Mai
- Boulard T; Kittas C; Papadakis G; Mermier M** (1998). Pressure field and airflow at the opening of a naturally ventilated greenhouse. *Journal of Agricultural Engineering Research*, **71**, 93-102
- Boulard T; Meneses J F; Mermier M; Papadakis G** (1996). The mechanisms involved in the natural ventilation of greenhouses. *Agricultural and Forest Meteorology*, **79**(1-2), 61-77
- Campbell Scientific INC** (1998). CSAT3 Three dimensional sonic anemometer. Instruction manual.
- Cha H; Song T H** (2000). Discrete Ordinates Interpolation Method Applied to Irregular Three-Dimensional Geometries. *ASME J. of Heat Transfer*, **122**(4), 823-827
- Chen Y S; Kim S W** (1987). Computation of turbulence flows using an extended k-ε turbulence closure model. NASA Contractor Report. n° CR-179204.
- Coelho P J** (2005). Fundamentals of a new method for the solution of the radiative transfer equation. *International Journal of Thermal Sciences*, **44**(9), 809-821
- Coelho P J; GonCalves J M; Carvalho M G; Trivic D N** (1998). Modelling of radiative heat transfer in enclosures with obstacles. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **41**(4-5), 745-756
- Coelho P J; Perez P; El Hafi M** (2003). Benchmark numerical solutions for radiative heat transfer in two-dimensional nongray sooting media. *Numerical Heat Transfer Part B*, **43**, 425-444
- de Jong T** (1990). Natural ventilation of large multi-span greenhouses. Thèse de doctorat, Agricultural University Wageningen.
- Fatnassi H** (2001). Modélisation et caractérisation du microclimat et de l'hétérogénéité climatique dans une serre de grande surface équipée de filets anti-insectes. Thèse de Doctorat, Université IBN ZOHR. Maroc, Maroc
- Fatnassi H; Boulard T; Bouirden L; Sappe G** (2002). Ventilation performances of a large canarian type greenhouse equipped with insect-proof nets. *Acta Horticulturae*, **578**, 79-88

- Guyot G** (1999). Climatologie de l'environnement. De la plante aux écosystèmes. Masson, Paris (F.).
- Ha-Minh H** (1991). Physique et modélisation de la turbulence en écoulement de fluides. Ecole de printemps de mécanique des fluides numérique.
- Haxaire R; Roy J C; Boulard T; Lamrani M A; Jaffrin A** (1998). Greenhouse natural ventilation by buoyancy forces. In 2nd European conference on Energy performance and indoor climate in buildings and 3rd International conference on indoor air quality, ventilation and energy conservation in buildings, 522-527, Ecole Nationale des Travaux Publics de l'Etat, Lyon, France, November 19-21
- Henkes R A W M; Van der Vlugt F F; Hoogendoorn C J** (1991). Natural-convection flow in a square cavity calculated with low-Reynolds-number turbulence models. International Journal of Heat and Mass Transfer, **34**(2), 377-388
- Howell J R; Mengüç M P** (1998). Chapter 7 Radiation. In *Handbook of Heat Transfer*, Vol. pp. 7.1-7.100 [W M Rohsenow, J P Hartnett and Y I Cho, editors]. McGraw-Hill, New York
- Joseph D** (2004). Modélisation des transferts radiatifs en combustion par la méthode aux ordonnées discrètes sur des maillages non structurés tridimensionnels. Thèse de doctorat, Centre Energétique-Environnement de l'Ecole des Mines d'Albi-Carmaux, Albi-Carmaux, 1-230
- Joseph D; El Hafi M; Fournier R; Cuenot B** (2005). Comparison of three spatial differencing schemes in discrete ordinates method using three-dimensional unstructured meshes. International Journal of Thermal Sciences, **44**(9), 851-864
- Kittas C; Boulard T; Mermier M; Papadakis G** (1996). Wind induced air exchange rates in a greenhouse tunnel with continuous side openings. Journal of Agricultural Engineering Research, **65**(1), 37-49
- Kittas C; Boulard T; Papadakis G** (1997). Natural ventilation of a greenhouse with ridge and side openings: sensitivity to temperature and wind effects. Transaction of the ASAE, **40**(2), 415-425
- Lauder B E; Spalding D B** (1974). The numerical computation of turbulent flows. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, **3**, 269-289
- Lee I-B; Short T H** (1998a). A CFD model of volumetric flow rates for a naturally ventilated, multi-span greenhouse. 92nd Annual International Meeting of ASAE, Paper No 987011, Orlando, Florida, USA, July 12-16
- Lee I-B; Short T H** (1998b). Predicted effects of internal horizontal screens on natural ventilation of a multi-span greenhouse. 91st Annu. Int. Meeting of ASAE, Paper No 987014, Orlando, Florida, USA, July 12-16.
- Lee I-B; Short T H** (2000). Two-dimensional numerical simulation of natural ventilation in a multi-span greenhouse. Transaction of the ASAE, **43**(3), 745-753
- Lesieur M** (1997). Turbulence in fluids. Third edition, Kluwer Academic Publishers, Dordrecht
- Liu J; Shang H M; Chen Y S** (2000). Development of an unstructured radiation model applicable for two-dimensional planar, axisymmetric, and three-dimensional geometries. Journal of Quantitative Spectroscopy and Radiative Transfer, **66**(1), 17-33
- Mistriotis A; Arcidiacono C; Picuno P; Bot G P A; Scarascia-Mugnozza G** (1997a). Computational analysis of ventilation in greenhouses at zero-and low-wind-speeds. Agricultural and Forest Meteorology, **88**, 121-135
- Mistriotis A; Bot G P A; Picuno P; Scarascia-Mugnozza G** (1997b). Analysis of the efficiency of greenhouse ventilation using computational fluid dynamics. Journal of Agricultural Engineering Research, **85**, 217-228

- Modest M F** (2003). Radiative heat transfer. Academic Press, 2nd ed, Amsterdam&Boston
- Montero J I; Munoz P; Anton A; Iglesias N** (2005). Computational fluid dynamic modelling of night-time energy fluxes in unheated greenhouses. *Acta Horticulturae*, **691**(1), 403-409
- Murthy J Y; Mathur S R** (1998). Finite volume method for radiative heat transfer using unstructured meshes. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, **12**(3), p 313-321
- Ozisik M N** (1973). Radiative transfer and interactions with conduction and convection. A Wiley-Interscience publication, New York
- Papadakis G; Mermier M; Meneses J F; Boulard T** (1996). Measurement and analysis of air exchange rates in a greenhouse with continuous roof and side openings. *Journal of Agricultural Engineering Research*, **63**, 219-228
- Richards P J; Hoxey R P** (1993). Appropriate Boundary-Conditions for Computational Wind Engineering Models Using the Kappa-Epsilon Turbulence Model. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, **46-7**, 145-153
- Roy J C; Boulard T; Kittas C; Wang S** (2002). Convective and ventilation transfers in greenhouses, Part 1: the greenhouse considered as a perfectly stirred tank. *Biosystems Engineering*, **83**(1), 1-20
- Schlichting H** (1979). Boundary Layer Theory, 7th ed. Mc Graw-Hill, New York, USA.
- Selcuk N; Kayakol N** (1997). Evaluation of discrete ordinates method for radiative transfer in rectangular furnaces. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **40**(2), 213-222
- Siegel R; Howell J R** (2002). Thermal Radiation Heat Transfer. Taylor & Francis, 4th ed, New York
- Siegel R; Spuckler C M** (1994). Effects of Refractive-Index and Diffuse or Specular Boundaries on a Radiating Isothermal Layer. *Journal of Heat Transfer-Transactions of the ASME*, **116**(3), 787-790
- Tennekes H; Lumley J L** (1997). A first course in turbulence. 16th printing, Massachusetts institute of technology, Cambridge
- Wang L; Haworth D C; Turns S R; Modest M F** (2005). Interactions among soot, thermal radiation, and NO_x emissions in oxygen-enriched turbulent nonpremixed flames: a computational fluid dynamics modeling study. *Combustion and Flame*, **141**(1-2), 170-179
- Wang S; Deltour J** (1999). Lee-Side ventilation-induced air movement in a large-scale multi-span greenhouse. *Journal of Agricultural Engineering Research*, **74**, 103-110
- Wu Y; Haworth D C; Modest M F; Cuenot B** (2005). Direct numerical simulation of turbulence/radiation interaction in premixed combustion systems. *Proceedings of the Combustion Institute*, **30**(1), 639-646

Bibliographie du Chapitre 4

- Bailey B J** (2000). Constraints, limitations and achievements in greenhouse natural ventilation. *Acta Horticulturae*, **534**, 21-30
- Baptista F J; Bailey B J; Randall J M; Meneses J F** (1999). Greenhouse Ventilation Rate: Theory and Measurement with Tracer Gas Techniques. *Journal of Agricultural Engineering Research*, **72**, 363-374
- Bartzanas T; Boulard T; Kittas C** (2004). Effect of vent arrangement on windward ventilation of a tunnel greenhouse. *Biosystems Engineering*, **88**(4), 479-490
- Bauer T; Forbes I; Penlington R; Pearsall N** (2005). Heat transfer modelling in thermophotovoltaic cavities using glass media. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, **88**(3), 257-268
- Bernard M** (2006). Modélisation du climat à l'intérieur d'une serre: Influence des végétaux sur le microclimat interne à la serre. Stage d'ingénieur de thermique, Ecole Supérieure d'Ingénieurs de Poitiers
- Bot G P A** (1983). Greenhouse climate: from physical processes to dynamic model. Ph. D. Dissertation, Agricultural University of Wageningen, The Netherlands, 240pp
- Boulard T; Baille A** (1995). Modeling of Air Exchange-Rate in a Greenhouse Equipped with Continuous Roof Vents. *Journal of Agricultural Engineering Research*, **61**(1), 37-47
- Boulard T; Draoui B** (1995). Natural ventilation of a greenhouse with continuous roof vents: measurements and data analysis. *Journal of Agricultural Engineering Research*, **61**, 27-36
- Boulard T; Feuilloley P; Kittas C** (1997). Natural ventilation performance of six greenhouse and tunnel types. *Journal of Agricultural Engineering Research*, **67**(4), 249-266
- Boulard T; Haxaire R; Lamrani M A; Roy J C; Jaffrin A** (1999). Characterization and modelling of the air fluxes induced by natural ventilation in a greenhouse. *Journal of Agricultural Engineering Research*, **74**, 135-144
- Boulard T; Wang S; Haxaire R** (2000). Mean and turbulent air flows and microclimatic patterns in an empty greenhouse tunnel. *Agricultural and forest Meteorology*, **100**, 169-181
- Bournet P E; Ould Khaoua S A; Boulard T; Migeon C; Chassériaux G** (2006a). Effect of roof and side opening combinations on the ventilation of a glasshouse using computer simulation. *Transactions of the ASABE*, in press.,
- Bournet P E; Ould khaoua S A; Migeon C; Chassériaux G** (2004). Analyse de la distribution du climat au voisinage des cultures sous serre de production ornementale. *Rencontres du végétal*, 3, INH, Angers, 18-19 novembre
- Bournet P E; Winiarek V; Chassériaux G** (2006b). Coupled energy-radiation balance in a closed partitioned glasshouse during night using Computational Fluid Dynamics modelling. *Poster presentation*. International Symposium on Greenhouse Cooling, 26-27 April, Almeria, Spain
- Bournet P E; Winiarek V; Chassériaux G** (2006c). Simulation of energy transfers in a partitioned glasshouse during daytime using a bi-band radiation model. International Symposium on Greenhouse Cooling, 26-27 April, Almeria, Spain
- Brutsaert W** (1984). *Evaporation into the atmosphere : theory, history, and applications*. D. Reidel Publishing company, Dordrecht / Boston / Lancaster
- Campbell G S** (1977). *An introduction to environmental biophysics*. Springer-Verlag, New York

- Campen J B; Bot G P A** (2003). Determination of greenhouse-specific aspects of ventilation using three-dimensional computational fluid dynamics. *Biosystems Engineering*, **84**(1), 69-77
- De Halleux D** (1989). Dynamic model of heat and mass transfer in greenhouses: theoretical and experimental study. PhD Thesis, Gembloux, Belgium
- de Jong T** (1990). Natural ventilation of large multi-span greenhouses. Thèse de doctorat, Agricultural University Wageningen.
- Dogniaux R; Nisen A** (1975). *Traité de l'éclairage naturel des serres et abris pour végétaux*. Institut Royal Météorologique de Belgique, Bruxelles
- Dubus N** (2004). L'analyse du champ des vitesses dans une serre par anémométrie sonique. stage d'ingénieur/DEA de thermique, Ecole Supérieure d'Ingénieurs de Poitiers
- Fatnassi H** (2001). Modélisation et caractérisation du microclimat et de l'hétérogénéité climatique dans une serre de grande surface équipée de filets anti-insectes. Thèse de Doctorat, Université IBN ZOHR. Maroc, Maroc
- Fatnassi H; Boulard T; Bouirden L** (2003a). Simulation of climatic conditions in full-scale greenhouse fitted with insect-proof screens. *Agricultural and Forest Meteorology*, **118**, 97-111
- Fatnassi H; Boulard T; Bouirden L** (2003b). Simulation of climatic conditions in full-scale greenhouse fitted with insect-proof screens. *Agricultural and forest Meteorology*, **118**(1-2), 97-111
- Fatnassi H; Boulard T; Demrati H; Bouirden L; Sappe G** (2002). Ventilation Performance of a Large Canarian-Type Greenhouse equipped with Insect-proof Nets. *Biosystems Engineering*, **82**(1), 97-105
- Fatnassi H; Boulard T; Poncet C; Chave M** (2006). Optimisation of Greenhouse Insect Screening with Computational Fluid Dynamics. *Biosystems Engineering*, **93**(3), 301-312
- Fernandez J E; Bailey B J** (1992). Measurement and prediction of greenhouse ventilation rates. *Agricultural and forest Meteorology*, **58**, 229-245
- Haxaire R** (1999). Caractérisation et modélisation des écoulements d'air dans une serre. Thèse de doctorat, Université de Nice Sophia Antipolis, Nice, 1-148
- Heber A. J.; Boon C. R.; Peugh M. W.** (1996). Air Patterns and Turbulence in an Experimental Livestock Building. *Journal of Agricultural Engineering Research*, **64**(3), 209-226
- Heber A J; Boon C R; Peugh M W** (1996). Air patterns and turbulence in an experimental livestock building. *Journal of Agricultural Engineering Research*, **64**, 209-226
- Jones P J; Whittle G E** (1992). Computational fluids dynamics for building air flow prediction - current capabilities. *Building and Environment*, **27**(3), 321-338
- Kittas C; Boulard T; Mermier M; Papadakis G** (1996). Wind Induced Air Exchange Rates in a Greenhouse Tunnel with Continuous Side Openings. *Journal of Agricultural Engineering Research*, **65**(1), 37-49
- Kittas C; Draoui B; Boulard T** (1995). Quantification du taux d'aération d'une serre à ouvrant continu en toiture. *Agricultural and Forest Meteorology*, **77**, 95-111
- Lauder B E; Spalding D B** (1974). The numerical computation of turbulent flows. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, **3**, 269-289
- Lee I-B; Short T H** (1998). Predicted effects of internal horizontal screens on natural ventilation of a multi-span greenhouse. 91st Annu. Int. Meeting of ASAE, Paper No 987014, Orlando, Florida, USA, July 12-16.
- Lee I-B; Short T H** (2000). Two-dimensional numerical simulation of natural ventilation in a multi-span greenhouse. *Transaction of the ASAE*, **43**(3), 745-753

- Lee I-B; Short T H** (2001). Verification of computational fluid dynamic temperature simulations in a full-scale naturally ventilated greenhouse. *Transaction of the ASAE*, **44**(1), 119-127
- Lee I-B; Short T H; Sase S; Lee S K** (2000). Evaluation of computational fluid dynamics for analysis of aerodynamics in naturally ventilated multi-span greenhouse. *Acta Horticulturae*, **1**(2), 73-80
- Manneville P** (2004). *Instabilités, chaos et turbulence*. Ed. de l'Ecole Polytechnique, Palaiseau
- Mistriotis A; Arcidiacono C; Picuno P; Bot G P A; Scarascia-Mugnozza G** (1997a). Computational analysis of ventilation in greenhouses at zero- and low-wind-speeds. *Agricultural and forest Meteorology*, **88**, 121-135
- Mistriotis A; Bot G P A; Picuno P; Scarascia-Mugnozza G** (1997b). Analysis of the efficiency of greenhouse ventilation using computational fluid dynamics. *Journal of Agricultural Engineering Research*, **85**, 217-228
- Mohammadi B; Pironneau O** (1994). *Analysis of k -epsilon Turbulence Model*. Research in Applied Mathematics. Wiley, Masson, Paris, New York
- Molina-Aiz F D; Valera D L; Alvarez A J** (2004). Measurement and simulation of climate inside Almeria-type greenhouses using computational fluid dynamics. *Agricultural and forest Meteorology*, **125**(1-2), 33-51
- Monteith J L** (1973). *Principles of environmental physics*. Edward Arnold, New York
- Montero J I; Munoz P; Anton A; Iglesias N** (2005). Computational fluid dynamic modelling of night-time energy fluxes in unheated greenhouses. *Acta Horticulturae*, **691**(1), 403-409
- Nijskens J; Deltour J; Courtisse S; Nisen A** (1985). Radiation transfer through covering materials, solar and thermal screens of greenhouses. *Agricultural and forest Meteorology*, **35**, 229-242
- Okushima L; Sase S; Nara M** (1989). A support system for natural ventilation design of greenhouse based on computational aerodynamics. *Acta Horticulturae*, **248**, 129-136
- Ould Khaoua S A; Bournet P E; Chassériaux G** (2006a). Mathematical modelling of the climate inside a glasshouse during daytime including radiative and convective heat transfers. *Acta Horticulturae*, **718**, 255-262
- Ould Khaoua S A; Bournet P E; Migeon C; Boulard T; Chassériaux G** (2006b). Analysis of greenhouse ventilation efficiency based on CFD studies. *Biosystems Engineering*, **95**(1), 83-98
- Ould Khaoua S A; Bournet P E; Migeon C; Chassériaux G** (2004). Mesure et modélisation du taux d'aération naturelle d'une serre de production. *Rencontres du végétal*, **3**, INH, Angers, 18-19 novembre
- Ould Khaoua S A; Bournet P E; Migeon C; Chassériaux G** (2005). Measurement and numerical simulation of microclimate in a naturally-ventilated large multi-span glasshouse. *Acta Horticulturae*, **691**(2), 655-662
- Papadakis G; Mermier M; Meneses J F; Boulard T** (1996). Measurement and analysis of air exchange rates in a greenhouse with continuous roof and side openings. *Journal of Agricultural Engineering Research*, **63**, 219-228
- Pérez Parra J; Baeza E; Montero J I; Bailey B J** (2004). Natural ventilation of parral greenhouses. *Biosystems Engineering*, **87**(3), 355-366
- Reichrath S; Davies T W** (2002). Using CFD to model the internal climate of greenhouses: past, present and future. *Agronomie*, **22**, 3-19

- Richards P J; Hoxey R P** (1993). Appropriate Boundary-Conditions for Computational Wind Engineering Models Using the Kappa-Epsilon Turbulence Model. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, **46-7**, 145-153
- Roy J C; Boulard T; Kittas C; Wang S** (2002). Convective and ventilation transfers in greenhouses, Part 1: the greenhouse considered as a perfectly stirred tank. *Biosystems Engineering*, **83**(1), 1-20
- Shklyar A; Arbel A** (1996). Air flow and heat transfer prediction in a greenhouse ($k-\varepsilon$ turbulence model). *Proceeding of the International conference on Agricultural Engineering*, 409-410, Madrid, Spain
- Wang S** (1998). Measurement and modeling of natural ventilation in a large Venlo-type greenhouse. *Thèse de Doctorat, Faculté universitaire des sciences agronomiques de Gembloux, Belgique*
- Wang S; Deltour J** (1999). Lee-Side ventilation-induced air movement in a large-scale multi-span greenhouse. *Journal of Agricultural Engineering Research*, **74**, 103-110
- Wang S; Yernaux M; Deltour J** (1999). A networked two-dimensional sonic anemometer system for the measurement of air velocity in greenhouses. *Journal of Agricultural Engineering Research*, **73**, 189-197

Bibliographie du Chapitre 5

- ASAE** (2003). Standards. Heating, ventilating and cooling greenhouses. American Society of Agriculture Engineers. St Joseph, Mich.
- Bartzanas T; Boulard T; Kittas C** (2002). Numerical simulation of the airflow and temperature distribution in a tunnel greenhouse equipped with insect-proof screen in the openings. *Computers and electronics in agriculture*, **34**, 207-221
- Bartzanas T; Boulard T; Kittas C** (2004). Effect of vent arrangement on windward ventilation of a tunnel greenhouse. *Biosystems Engineering*, **88**(4), 479-490
- Bartzanas T; Kittas C** (2001). Optimisation of greenhouses ventilation performance with computational fluid dynamics. 2nd Southeastern Europe Fluent users group meeting, Bucharest Romania, Nov 2 2001
- Bejan A** (1984). *Convection Heat Transfer*. John Wiley & Sons, New York
- Boulard T; Fatnassi H** (2006). Greenhouse aeration and climate optimization based on CFD studies. *Plasticulture*, N° **124**, 38-57
- Campen J B; Bot G P A** (2003). Determination of greenhouse-specific aspects of ventilation using three-dimensional computational fluid dynamics. *Biosystems Engineering*, **84**(1), 69-77
- Chemel C** (2001). Modélisation et simulation des écoulements d'air dans les serres. Rapport de stage de Maîtrise en mécanique. INRA. Avignon
- Fatnassi H** (2001). Modélisation et caractérisation du microclimat et de l'hétérogénéité climatique dans une serre de grande surface équipée de filets anti-insectes. Thèse de Doctorat, Université IBN ZOHR. Maroc, Maroc
- Fatnassi H; Boulard T; Demrati H; Bouirden L; Sappe G** (2002). Ventilation Performance of a Large Canarian-Type Greenhouse equipped with Insect-proof Nets. *Biosystems Engineering*, **82**(1), 97-105
- Kacira M; Sase S; Okushima L** (2004a). Effects of side vents and span numbers on wind-induced natural ventilation of a gothic multi-span greenhouse. *Japan Agricultural Research Quarterly*, **38**(4), 227-233
- Kacira M; Sase S; Okushima L** (2004b). Optimization of vent configuration by evaluating greenhouse and plant canopy ventilation rates under wind-induced ventilation. *Transaction of the ASAE*, **47**(6), 2059-2067
- Lee I B; Short T H** (1999). Computational fluid dynamic study for structural design of naturally ventilated multi-span greenhouses. 92nd Annual International Meeting of ASAE, Paper N° 995010, Toronto, Ontario, Canada, July 18-21
- Lee I-B; Short T H** (2001). Verification of computational fluid dynamic temperature simulations in a full-scale naturally ventilated greenhouse. *Transaction of the ASAE*, **44**(1), 119-127
- Lee I-B; Short T H; Sase S; Okushima L; Qiu G Y** (2000). Evaluation of structural characteristics of naturally ventilated multi-span greenhouses using computer simulation. *Japan Agricultural Research Quarterly*, **34**(4), 247-256
- Miguel A F; Van de Braak N J; Bot G P A** (1997). Analysis of the airflow characteristics of greenhouse screening materials. *Journal of Agricultural Engineering Research*, **67**, 105-112
- Mistriotis A; Arcidiacono C; Picuno P; Bot G P A; Scarascia-Mugnozza G** (1997). Computational analysis of ventilation in greenhouses at zero- and low-wind-speeds. *Agricultural and Forest Meteorology*, **88**, 121-135

- Molina-Aiz F D; Valera D L; Alvarez A J** (2004). Measurement and simulation of climate inside Almeria-type greenhouses using computational fluid dynamics. *Agricultural and Forest Meteorology*, **125**(1-2), 33-51
- Molina-Aiz F D; Valera D L; Gil J A; Pena A A** (2006). Optimisation of Almeria-type greenhouse ventilation performance with computational fluid dynamics. *International Symposium on Greenhouse Cooling: methods, technologies and plant response*, Almería, Spain, 24-27 April, 8p
- Oechsner de Conink M** (2004). Le climat estival sous serre de concombre hors sol : Etude de l'impact des filets anti-insectes sur le climat et le contrôle des ravageurs. Mémoire de fin d'études. Ecole Nationale d'ingénieurs de l'Horticulture et du paysage, I.N.H. Angers, 44 p
- Short T H; Lee I** (2002). Temperature and airflow predictions for multi-span naturally ventilated greenhouse. *Acta Horticulturae*, **578**, 141-152

Travaux et publications

Publications dans des revues avec comité de lecture

1. **Ould Khaoua S.A.**; Bournet P.E.; Migeon C.; Boulard T.; Chassériaux G. (2006). Analysis of greenhouse ventilation efficiency based on CFD studies. *Biosystems Engineering*, 95(1), 83-98
2. Bournet P.E., **Ould Khaoua S.A.**; Boulard T.; Migeon C.; Chassériaux G. (2006). Effect of roof and side opening combinations on the ventilation of a glasshouse using computer simulations. *The American Society of Agricultural and Biological Engineers*, in press
3. Bournet P.E. ; **Ould Khaoua S.A.**; Migeon C.; Boulard T.; Chassériaux G. (2006). Predicted effects of vents arrangements on the ventilation and energy transfers in a multi-span glasshouse using a bi-band radiation model. *Biosystems Engineering*, submitted for publication September 2006, 30p
4. Bournet P.E.; **Ould Khaoua S.A.**; Chassériaux G. (2006). Effects of ventilator configuration on the distributed climate of greenhouses. *Agricultural and Forest Meteorology*, submitted for publication October 2006, 30p

Congrès internationaux avec comité de lecture

1. **Ould Khaoua S.A.**; Bournet P.E.; Migeon C.; Chassériaux G. (2005). Measurement and numerical simulation of microclimate in a naturally-ventilated large multi-span glasshouse. *Acta Horticulturae*, 691(2), 655-662
2. **Ould Khaoua S.A.**; Bournet P.E.; Chassériaux G. (2006). Mathematical modelling of the climate inside a glasshouse during daytime including radiative and convective heat transfers. *Acta Horticulturae*, 718, 252-262

Congrès nationaux avec comité de lecture

1. **Ould Khaoua S.A.**; Bournet P.E.; Migeon C.; Chassériaux G. (2004). Mesure et modélisation du taux d'aération naturelle d'une serre de production. *Rencontres du végétal*, INH, Angers, 18-19 novembre, 3p
2. Bournet P.E.; **Ould Khaoua S.A.**; Migeon C. Chassériaux G. (2004). Analyse de la distribution du climat au voisinage des cultures sous serre de production ornementale. *Rencontres du végétal*, INH, Angers, 18-19 novembre, 3p
3. **Ould Khaoua S.A.**; Bournet P.E.; Migeon C.; Chassériaux G. (2004). Modélisation et optimisation de l'aération naturelle des serres de production ornementale. *Forum Fluent France*, Paris, 19 octobre, 4p
4. Bournet P.E.; **Ould Khaoua S.A.**; Migeon C.; Chassériaux G. (2006). Modélisation mathématique de l'impact de filets anti-insectes sur le climat dans une serre. *Rencontres du végétal*, INH, Angers, 16-17 janvier 2007, soumis pour publication, 4p

Posters

1. **Ould Khaoua S.A.**; Bournet P.E.; Chassériaux G. (2005). Modélisation de l'aération naturelle des serres de grande portée (culture ornementale), 5^{ème} forum des doctorants, Le docteur et l'entreprise, Chambre de Commerce et d'Industrie, Angers, 16 juin
2. **Ould Khaoua S.A.**; Bournet P.E.; Chassériaux G. (2006). Application of a bi-band radiation model to predict the effects of roof and side vents combination on the ventilation of a multi-span glasshouse. *HortiModel 2006*, Wageningen, The Netherlands, october 29-november 2

Publication dans des revues horticoles de professionnels

1. Chassériaux G; Bournet P.E.; **Ould Khaoua S.A.**; Travers A.; Migeon C. (2006). Impact d'écran d'ombrage sur la ventilation naturelle et le climat en serres verre de grandes portées. *PHM-Revue horticole*, 483, 11-14

Rapports de recherche

1. **Ould Khaoua S.A.** (2003). Synthèse bibliographique, Modélisation de l'aération naturelle des serres, *Rapport pour le premier comité de thèse INH-CMF UMR SAGAH A_462 RECLISRR1*, 25p.
2. **Ould Khaoua S.A.** (2003). Modélisation de l'aération naturelle des serres en verre de grande portée sous climat tempéré océanique, 11 décembre, *Rapport pour le premier comité technique INH-CMF UMR SAGAH A_462 RECLISRR4*, 28p.
3. **Ould Khaoua S.A.** (2004). Modélisation de l'aération naturelle des serres en verre de grande portée (cultures ornementales) 3 mars, *Rapport pour le second comité de thèse INH-CMF UMR SAGAH A_462 RECLISRR5*, 80p.
4. **Ould Khaoua S.A.** (2004) Modélisation de l'aération naturelle des serres en verre de grande portée sous climat tempéré océanique, 16 décembre, *Rapport pour le second comité technique INH-CMF UMR SAGAH A_462 RECLISRR6*, 30p

Annexes

Annexe A

Caractéristiques du matériel utilisé pour les mesures sur site

Capteur	Marque	Gamme de mesure	Précision	Sensibilité	Seuil de démarrage	Température de fonctionnement
Girouette	W 200 P Campbell	0–357.7°	±2 °	-	0.6 m s ⁻¹ à 45° du flux	-50 à +70 °C
Anémomètre à coupelles	HA 430A GENEQ INC	0–77 m s ⁻¹	± 0.11 m s ⁻¹ ou 2%	0.626 Hz/m s ⁻¹	0.45 m s ⁻¹	-40 à +70 °C
Sonde platine	Pt100 CORREGE	0–200 °C	nc	nc	nc	nc
Sonde platine plate	Pt100 TC ONLINE	-50–150 °C	nc	nc	nc	nc
Thermocouple	Type T TC ONLINE	-10–300 °C	nc	nc	nc	nc
Pyranomètre	2 CM3 Kipp&Zonen 1 Ce180 CIMEL	305–2800 nm 300–2500 nm	±10% ±1%	10–35 μv/W m ⁻² 120±20 μv/mW cm ⁻²	-	-40 à +80 °C
Pyrradiomètre	REBS THRDS	nc	nc	nc	nc	nc
Fluxmètre	HFP01SC HUKSEFLU X	-2 à +2 kW m ⁻²	±3%	50 μv/W m ⁻²	-	-30 à +70 °C
Analyseur infra-rouge de N ₂ O	ADC	0–50 ppm	± 1 ppm	-	-	-

Tableau A 1. Caractéristiques du matériel utilisé pour les mesures sur site

Annexe B

Détermination de l'humidité relative de l'air (équation du Psychromètre)

Pour établir la relation liant les deux températures indiquées par le psychromètre et l'humidité relative de l'air, il faut analyser les échanges thermiques à l'équilibre.

Un volume d'air V_A , de température T_a et de pression P_a , se sature en vapeur d'eau en passant sur la mousseline (Figure B.1). La masse de la vapeur d'eau qu'il contient (m_w) s'accroît alors jusqu'à la saturation $m_{w,s}$. La quantité d'énergie consommée pour cette évaporation se traduit par une température du thermomètre humide plus basse que celle de l'air, cet écart étant d'autant plus grand que l'air ambiant est plus sec. On peut écrire à l'équilibre :

$$Q = L_w (m_{w,s} - m_w) = (m_a C_{p,a} + m_w C_{p,w}) (T_a - T_H) \quad (\text{B.1})$$

avec :

- T_H : température du thermomètre humide, [K] ;
- $C_{p,a}$: chaleur massique de l'air à pression constante, [J kg⁻¹ K⁻¹] ;
- $C_{p,w}$: chaleur massique de la vapeur d'eau à pression constante, [J kg⁻¹ K⁻¹] ;
- L_w : chaleur latente de vaporisation de l'eau, [J kg⁻¹] ;
- m_a : masse d'air sec, [kg].

En divisant les deux membres de l'équation par m_a :

$$L_w (r_s - r) = (C_{p,a} + r C_{p,w}) (T_a - T_H) \quad (\text{B.2})$$

avec : $r = \frac{m_w}{m_a}$ le rapport de mélange défini comme le quotient de la masse de vapeur

d'eau par la masse de l'air sec, ainsi que r_s le rapport de mélange pour l'air saturé.

D'après l'équation d'état des gaz parfaits on peut écrire :

$$\begin{cases} P_a V_a = \frac{m_a}{M_a} RT \\ e V_a = \frac{m_w}{M_w} RT \end{cases} \Rightarrow r = \frac{M_w}{M_a} \frac{e}{P_a - e} = \varepsilon \frac{e}{P_a - e} \text{ avec } \varepsilon = 0.622 \quad (\text{B.3})$$

avec : P_a et e sont respectivement les pressions partielles de l'air sec et humide à l'équilibre ; cette dernière ne dépassant généralement pas 50 hPa environ, on peut la négliger devant P_a , l'équation (B.2) prend alors la forme :

$$L_w \left(\varepsilon \frac{e(T_H)}{P_a} - \varepsilon \frac{e(T_a)}{P_a} \right) = \left(C_{p,a} + \varepsilon \frac{e(T_a)}{P_a} C_{p,w} \right) (T_a - T_H) \quad (\text{B.4})$$

ainsi le terme $\varepsilon \frac{e(T_a)}{P_a} C_{p,w}$ est négligeable devant le terme $C_{p,a}$, et à partir de l'équation (B.4) on détermine la tension de la vapeur d'eau e_a en fonction de la température T_a comme suit :

$$e(T_a) = e_a = e(T_H) - \frac{P_a C_{p,a}}{\varepsilon L_w} (T_a - T_H) = e(T_H) - \gamma (T_a - T_H) \quad (\text{B.5})$$

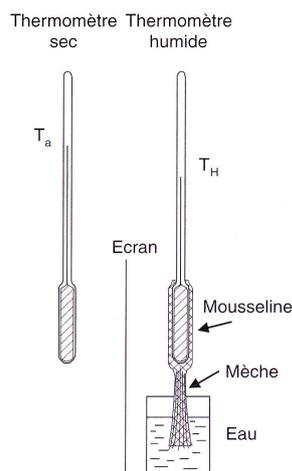


Figure B.1. Schéma de principe d'un psychromètre

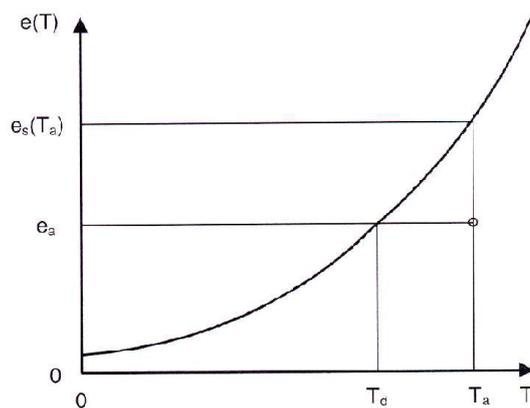


Figure B.2. Grandeurs caractéristiques de l'humidité de l'air

Avec $\gamma = 0.66$ hPa : constante psychrométrique.

L'équation (B.5) est souvent appelée, équation du psychromètre.

L'humidité relative est définie comme le quotient de la tension de vapeur d'eau e_a à la température T_a et de la tension de vapeur saturante $e_s(T_a)$ en % :

$$\boxed{Hr = \frac{e(T_a)}{e_s(T_a)} \times 100} \quad (\text{B.6})$$

Les valeurs de $e(T_H)$ et de $e_s(T_a)$ sont données par des formules empirique simples, comme celle mise au point par Alt (1978) (cité par Guyot), qui est valable pour l'ensemble de la gamme de températures observées en météorologie :

$$e(T) = 6.1070 \left[1 + \sqrt{2} \sin\left(\frac{T}{3}\right) \right]^{8.827} \quad (\text{B.7})$$

T est exprimée en $^{\circ}\text{C}$ et e en hPa.

Annexe C

Quantité de gaz N₂O nécessaire à introduire dans la serre pour mesurer le taux d'aération

Le principe de la méthode consiste à introduire une certaine quantité de gaz traceur N₂O dans la serre (60ppm dans notre cas), puis de suivre la décroissance de la concentration de ce gaz après ouverture des ouvrants.

La quantité de N₂O industriel (98 %de composition, 2% N₂ & CO₂) nécessaire à introduire dans la serre bi-chapelle pour avoir une concentration de 60 ppm (valeur recommandée dans la littérature (Fatnassi, 2001)), est donnée par :

$$m_{N_2O} = 60 \cdot 10^{-06} \times \frac{44.013}{22.4} V_{serre} \quad (C.1)$$

Avec V_{serre} ; le volume de la serre exprimé en [l], $V_{serre} = 6407 \cdot 10^3$ l ;

La quantité (masse) de gaz liquide à introduire dans la serre est donc : $m_{N_2O} = 0.76$ kg .

Et à partir des caractéristique du N₂O ;

Phase gazeuse :

- Poids moléculaire : 44.013 kg/kmol ;
- Masse volumique de la phase gazeuse (1.013 bar et 15 °C) : 1.872 kg m⁻³.

Phase liquide :

- Point d'ébullition (1.013 bar) : -88.5 °C.

Nous transformons cette masse de gaz liquide dans les conditions de 1 atmosphère (1.013 bar) et une température de -88.5 °C (point d'ébullition), en un volume de gaz à une pression de 1 atm et à une température de 21 °C :

$$\boxed{V_{N_2O} = m_{N_2O} v_{N_2O}} \quad (C.2)$$

avec v_{N_2O} le volume spécifique à (1.013 bar et 21 °C) : 0.543 kg m^{-3} .

d'où le volume du gaz (phase gazeuse) nécessaire à introduire dans les sacs à (1.013 bar et 21 °C) :

$$V_{N_2O} = 0.755 \times 0.543 = 0.41 \quad (C.3)$$

$$V_{N_2O} = 0.41 \text{ m}^3 \quad (C.4)$$

Compte tenu du fait que le protocole expérimental requiert l'utilisation de 8 sacs en plastique, nous remplirons chaque sac d'une quantité égale à $5.13 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3$, soit 51.3 l.

Annexe D

Calcul du taux d'aération

Le taux d'aération est déterminé à partir d'un bilan massique du gaz N₂O à l'intérieur de la serre ; ce bilan est donné sous forme différentielle par l'équation (Wang, 1998; Roy *et al.*, 2002) :

$$\boxed{V \frac{d\bar{C}_i}{dt} = -G (\bar{C}_i(t) - C_e(t)) \pm \phi_{in}(t)} \quad (D.1)$$

avec :

- V : volume de la serre, [m³] ;
- $\bar{C}_i(t)$: concentration du gaz à l'intérieur de la serre, [kg m⁻³] ;
- $C_e(t)$: concentration du gaz à l'extérieur de la serre, [kg m⁻³] ;
- $G(t)$: flux de ventilation, [m³ s⁻¹] ;
- $\phi_{in}(t)$: flux du gaz initial dans la serre, [m⁻³ s⁻¹] ;
- t : temps [s].

Dans le cas d'une injection rapide de gaz (méthode à impulsion), l'équation bilan devient après intégration :

$$\bar{C}_i(t) = \bar{C}_i(t_0) e^{-\frac{G(t)}{V}(t-t_0)} \quad (D.2)$$

En effet le gaz n'existe qu'à l'état de trace à l'extérieur (≈ 0.3 ppm), si bien que le terme $\phi_{in}(t)$ peut être négligé.

On en déduit :

$$G(t) = V \frac{\ln[\bar{C}_i(t_0)/\bar{C}_i(t)]}{(t-t_0)} \quad (\text{D.3})$$

En pratique la ventilation des serres est quantifiée par le pourcentage du volume de la serre renouvelé en une heure, et son unité est donc $[\text{h}^{-1}]$. Pour simplifier, en posant $\bar{C}_i(t) = \bar{C}(t)$ et $\bar{C}_i(t_0) = \bar{C}_0(t_0)$, on peut écrire :

$$N = \frac{[\ln \bar{C}(t_0)/\bar{C}(t)]}{(t-t_0)/3600} \quad (\text{D.4})$$

et si $(t-t_0)$ est exprimé en $[\text{h}]$, finalement :

$$\boxed{N = \frac{\ln[\bar{C}(t_0)/\bar{C}(t)]}{(t-t_0)}} \quad (\text{D.5})$$

N peut ainsi être déterminé en calculant la pente de la droite de régression des couples de points $(\ln \bar{C}(t_0)/\bar{C}(t), (t-t_0))$.

Enfin, nous rappelons la relation entre le taux d'aération N en $[\text{h}^{-1}]$ et le flux volumique G :

$$N = \frac{G}{V} \times 3600 \quad (\text{D.6})$$

Annexe E

Principe de fonctionnement de l'anémomètre sonique

Tous les anémomètres soniques obéissent au même principe de fonctionnement : ils mesurent le temps mis par un ultrason pour aller d'un capteur à un autre. En effet, l'air étant le support de l'ultrason, la vitesse de propagation de ce dernier se trouve corrélée à celle de l'air.

Chaque transducteur joue alternativement le rôle de transmetteur et de récepteur, échangeant une impulsion acoustique avec le transducteur qui lui fait face (cf. Figure 3.10, chapitre 3). Le transducteur jouant le rôle de transmetteur envoie un ultrason qui se propage dans l'air jusqu'au récepteur. Les temps de parcours dans chaque direction appelés t_1 et t_2 , sont alors proportionnels à la distance d qui sépare les deux transducteurs, et inversement proportionnels à la vitesse de propagation du son. Les temps de parcours de l'impulsion acoustique entre les deux capteurs sont ainsi donnés par :

$$t_1 = \frac{d}{c + v_a} \quad (\text{E.1})$$

$$t_2 = \frac{d}{c - v_a} \quad (\text{E.2})$$

Avec : t_1 , le temps de parcours aller dans l'axe des transducteurs ; t_2 , le temps de parcours retour (même direction mais sens contraire) ; v_a , la vitesse du vent dans l'axe des transducteurs ; d , la distance entre les transducteurs et c , la vitesse du son.

La vitesse du vent v_a peut être déterminée en inversant les relations précédentes et en soustrayant (E.2) à (E.1), on obtient alors :

$$v_a = \frac{d}{2} \left(\frac{1}{t_1} - \frac{1}{t_2} \right) \quad (\text{E.3})$$

La vitesse du vent est ainsi mesurée sur chacun des trois axes non orthogonaux afin d'obtenir v_a , v_b et v_c , les indices renvoyant aux axes non orthogonaux.

Les trois composantes d'axes non orthogonaux de la vitesse du vent sont ensuite transformées en composantes d'axes orthogonaux v_x , v_y , v_z par une matrice de changement de repère :

$$\begin{bmatrix} v_x \\ v_y \\ v_z \end{bmatrix} = A \cdot \begin{bmatrix} v_a \\ v_b \\ v_c \end{bmatrix} \quad (\text{E.4})$$

Où A est une matrice 3×3 de transformation des coordonnées qui est spécifique à chaque anémomètre sonique.

Annexe F

Traitement des résultats issus de mesures par l'anémomètre sonique

F.1 Estimation du taux d'aération

On suppose que l'écoulement au niveau des ouvrants est bidimensionnel. On obtient alors le taux d'aération en appliquant la formule suivante :

$$N = \frac{L \int_{v>0} v dh}{V} \quad (\text{F.1})$$

Où v représente la composante débitante ou sortante de la vitesse (*i.e.* normale à la surface de l'ouvrant) donnée par la composante v_x de l'anémomètre (cf. Figure 3.13 du chapitre 3) ; dh est l'élément de hauteur suivant la verticale ; L est la longueur de la serre et V , son volume.

Les profils sont tracés en moyennant les vitesses acquises pendant 5min en chaque point. Les flux entrants donnent accès aux taux d'aération.

F.2 Traitement statistique de la turbulence

L'objet de cette partie est de présenter l'étude statistique de la turbulence, qui sera appliquée pour traiter les données acquises par l'anémomètre sonique.

F.2.1 Vitesse moyenne

On définit la vitesse comme une fonction aléatoire de l'espace et du temps dont on décompose les valeurs instantanées en une composante moyenne et une composante fluctuante :

$$v(t) = \bar{v}(t) + v'(t) \quad (\text{F.2})$$

Avec : \bar{v} , la vitesse moyenne dans le temps de l'air (Heber *et al.*, 1996) :

$$\bar{v} = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} v dt \quad (\text{F.3})$$

et v' , la composante fluctuante de la vitesse à moyenne nulle, soit : $\overline{v'(t)} = 0$.

F.2.2 La turbulence

La turbulence est le résultat des superpositions des mouvements aléatoires des masses individuelles de fluides. Elle est déduite de la variance.

La variance de la composante suivant l'axe des x de la vitesse de l'air sur un intervalle de temps Δt est définie par :

$$\sigma_x^2 = \overline{v'^2} = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} (v - \bar{v})^2 dt \quad (\text{F.4})$$

Où $\overline{v'^2}$ désigne la moyenne du carré de v' .

L'intensité turbulente est égale à l'écart type de la vitesse divisé par la vitesse moyenne :

$$\psi = \frac{\sigma_v}{\bar{v}} \quad (\text{F.5})$$

Ce ratio permet de distinguer les champs turbulents faibles $\psi \sim 1\%$, moyens $\psi \sim 10\%$ et forts $\psi \sim 20\%$ et au-delà (Chassaing, 2000).

F.2.3 L'énergie cinétique turbulente k et dissipation ε

En un point donné, l'énergie cinétique turbulente k se déduit aisément des mesures de vitesse effectuées en trois dimensions en fonction du temps :

$$k = \frac{1}{2} (\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2) \quad (\text{F.6})$$

Où σ_x , σ_y et σ_z désignent respectivement les écarts types des composantes de la vitesse ; v_x , v_y et v_z .

Le calcul du taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente ε n'est pas aussi direct que le calcul de k . La structure de la turbulence peut être déduite d'une analyse spectrale des caractéristiques temporelles de la vitesse. Une séquence de vitesse mesurée pendant un intervalle de temps donné peut alors être réduite à un spectre d'énergie $E(f)$ en $\text{m}^2 \text{s}^{-1}$. Ce spectre correspond au spectre des fluctuations de vitesses (appelé également spectre d'énergie discrète) exprimé en fonction de la fréquence spectrale de la turbulence. A l'intérieur d'un bâtiment, cette densité spectrale d'énergie donne une bonne description quantitative du flux turbulent (Haxaire, 1999; Boulard *et al.*, 2000).

En intégrant $E(f)$ sur tout le spectre (*i.e.* sur toutes les fréquences f), on obtient la variance totale σ^2 :

$$\sigma^2 = \int_0^{\infty} E(f)df \quad (\text{F.7})$$

L'établissement d'un tel spectre requiert des séries chronologiques de plusieurs milliers de points. L'énergie est déterminée par transformée de Fourier rapide pour un nombre de points égal à une puissance de 2. On obtient un spectre pour chacune des composantes de la vitesse.

F.2.4 Echelle de temps et de longueur de la turbulence

On introduit la fonction normalisée d'autocorrélation $R(t)$ qui est définie comme la corrélation entre la vitesse de l'air, à une position fixe, entre deux instants t' et $t'+t$. Elle s'écrit comme :

$$R(t) = \frac{\overline{v'(t')v'(t'+t)}}{\overline{v'^2(t')}} = \frac{\overline{v'(t')v'(t'+t)}}{\sigma_v^2} \quad (\text{F.8})$$

On définit ensuite l'échelle de temps Eulérienne T_e caractéristique de la turbulence par la relation :

$$T_e = \int_0^{\infty} R(t)dt \quad (\text{F.9})$$

Si on intègre uniquement jusqu'à t_0 , qui correspond au premier instant pour lequel $R(t_0) = 0$, on obtient l'échelle de temps « intégrale » caractéristique de la turbulence T_i :

$$T_i = \int_0^{t_0} R(t) dt \quad (\text{F.10})$$

On définit également l'échelle de longueur Eulérienne caractéristique de la turbulence ainsi que l'échelle de longueur « intégrale » de la turbulence appelée aussi macro échelle ou taille moyenne des plus gros tourbillons, respectivement comme :

$$L_e = |\bar{v}| T_e \quad (\text{F.11})$$

$$L_i = |\bar{v}| T_i \quad (\text{F.12})$$

Les échelles de longueur « intégrale » sont une mesure des masses d'air qui se déplacent ensemble. Les tourbillons afférents transportent l'essentiel de l'énergie et sont responsables de l'essentiel des fluctuations de vitesse.

Les mouvements à l'échelle microscopique correspondent à la partie turbulente de l'écoulement lorsque les trois composantes de la vitesse sont du même ordre de grandeur. L'échelle microscopique λ de la turbulence est ainsi une mesure de la dimension des tourbillons qui sont responsables de la dissipation de l'énergie turbulente en chaleur.

Cette micro échelle est définie comme la taille moyenne des plus petits tourbillons responsables de la dissipation :

$$\lambda = \sqrt{\frac{\bar{u}^2 \sigma^2}{2\pi^2 \int_0^\infty f^2 E(f) df}} \quad (\text{F.13})$$

On déduit le taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente ε , connaissant la micro échelle de turbulence λ et la mesure de l'énergie cinétique turbulente k , en utilisant la relation suivante :

$$\varepsilon = \frac{k}{\lambda} \sqrt{k} \quad (\text{F.14})$$

Annexe G

Echanges conductifs et convectifs

Cette Annexe présente les notions essentielles à la compréhension des phénomènes de transfert de chaleur par conduction et convection dans la serre. Elle présente également les critères déterminant le mode d'échange convectif et le type d'écoulement en fonction des nombres adimensionnels.

G.1 Conduction de la chaleur à travers un mur simple à faces isothermes

La densité de flux thermique mono-dimensionnel à travers un mur à faces isothermes respectivement aux températures T_1 et T_2 ($T_2 \geq T_1$) et d'épaisseur dx , est directement donnée par la loi phénoménologique de Fourier :

$$\dot{q}_{cd} = -k \frac{T_2 - T_1}{dx} \quad (\text{G.1})$$

Avec :

- k : conductivité thermique locale de l'air, [$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$] ;
- \dot{q}_{cd} : densité de Flux de chaleur conductif, [W m^{-2}].

Le flux thermique est dirigé de la température la plus élevée vers la température la plus basse (Figure G.1).

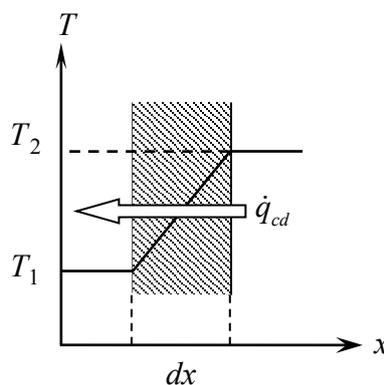


Figure G.1. La conduction

G.2 Echanges convectifs

G.2.1 Flux de chaleur sensible (sans transfert de masse)

Le flux de chaleur échangé par convection par unité de surface, \dot{q}_{cv} , entre la surface de la paroi solide et le film laminaire (Figure F.2) s'écrit :

$$\dot{q}_{cv} = K/\delta_l (T_{\text{paroi}} - T_{\text{film}}) \quad (\text{G.2})$$

Avec :

- K : conductivité thermique locale de l'air, [$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$] ; Pour l'air à 20°C , la conductivité thermique K est égale à $25.9 \cdot 10^{-3} \text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$;
- δ_l : épaisseur du film laminaire, [m] ;
- T_{paroi} : température de surface de la paroi solide, [K] ;
- T_{film} : température du fluide à la limite supérieure de la couche laminaire, [K].

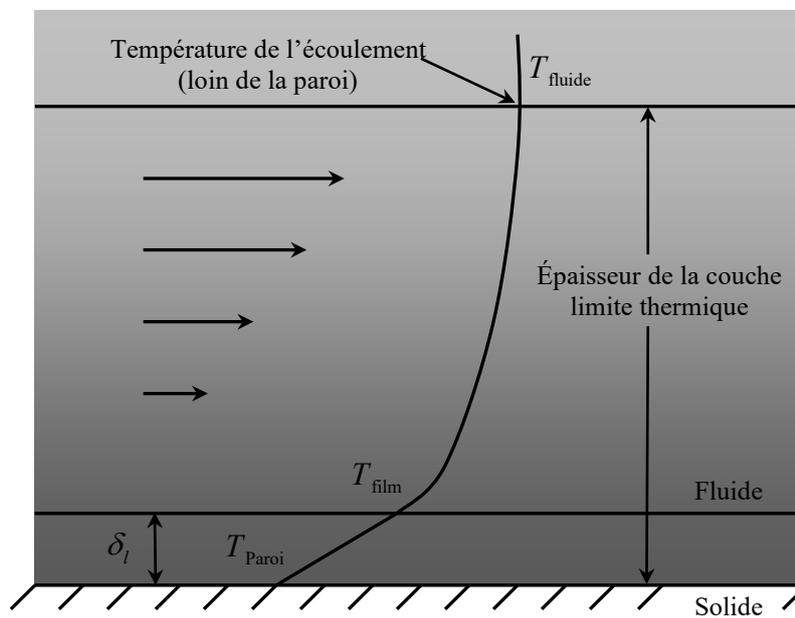


Figure G.2. Couche limite dynamique

Dans le cas d'un régime thermique bien établi, on suppose que la masse fluide au-delà du film laminaire est à une température moyenne T_{fluide} , en raison du brassage provoqué par les courants de convection. On peut donc écrire :

$$\dot{q}_{cv} = K/\delta_l (T_{\text{paroi}} - T_{\text{fluide}}) \quad (\text{G.3})$$

Estimation du coefficient d'échange convectif « h »

L'équation (G.3) est difficile à utiliser car on ne connaît pas, en général, l'épaisseur δ_l du film laminaire. Cette dernière équation sera réécrite en introduisant le nombre adimensionnel de **Nusselt** Nu :

$$\dot{q}_{cv} = Nu K (T_{\text{paroi}} - T_{\text{fluide}}) / L \quad (\text{G.4})$$

Avec L : la longueur caractéristique de la surface d'échange, [m].

$Nu = L/\delta_l$, donne le rapport entre la résistance interne thermique (*i.e.* la résistance aux transferts conductifs dans la couche limite laminaire) et la résistance de surface de film.

Sachant que la densité de flux de chaleur \dot{q}_{cv} entre la surface de la paroi solide et le film laminaire (fluide) est proportionnelle à la différence de température entre ces deux éléments (Holman, 1990), on utilise donc un coefficient h s'exprimant en [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$], et on écrit :

$$\dot{Q}_{cv} = S h (T_{\text{paroi}} - T_{\text{fluide}}) \quad (\text{G.5})$$

Avec S représentant la surface traversée par le flux de chaleur, [m^2].

Par comparaison des équations (G.4) et (G.5), le coefficient de transfert convectif h est donné par l'intermédiaire du nombre adimensionnel de Nusselt (Holman, 1990) :

$$h = \frac{K Nu}{L} \quad (\text{G.6})$$

Dans les serres, les échanges convectifs ont lieu entre l'air et les surfaces du système (vitrage, sol, tablettes, tuyaux de chauffage...) d'une part et d'autre part entre l'air intérieur et

les feuilles de la végétation. On note T_w , la température de l'une des surfaces et T_f , la température des feuilles.

Plusieurs auteurs proposent une longueur caractéristique L de quelques centimètres pour la surface du sol, quelques mètres pour un sol couvert par un film plastique et 10 cm pour la surface d'une feuille de tomate. Pour la couverture de la serre, la largeur de la vitre (en verre) est généralement utilisée (Wang, 1998; Roy *et al.*, 2002).

Vu le grand nombre de variables intervenant dans les phénomènes physiques (transfert ; de masse, de quantité de mouvement et d'énergie...) il faudrait en toute rigueur multiplier exagérément les expériences pour établir l'influence de chacun des paramètres en cause. L'analyse dimensionnelle montre que ces variables n'interviennent pas directement et isolément, mais plutôt par le biais d'un nombre limité de groupements auxquels est donné le nom de « nombres adimensionnels » car leur valeur numérique est indépendante du système d'unité retenu (Kittas, 1980). Ainsi, le nombre de Nusselt peut être exprimé en fonction d'autres nombres adimensionnels ; **Grashof**, **Prandlt** et **Reynolds**, (Monteith, 1973) de la manière suivante :

$$\text{Nu} = f(\text{Gr}, \text{Pr}, \text{Re}) \quad (\text{G.7})$$

Le nombre de Grashof (Gr) est donné par :

$$\text{Gr} = \frac{g\beta\Delta TL^3}{\nu^2} \quad (\text{G.8})$$

Ce qui représente le rapport : $\text{Gr} = \text{Reynolds} \cdot \frac{\text{Forces de flottabilité}}{\text{Forces visqueuses}}$

Avec :

- β : le coefficient d'expansion thermique de l'air, ($3.676 \cdot 10^{-3} \text{K}^{-1}$ à 20°C) ;
- ν : la viscosité cinématique de l'air, ($15.1 \cdot 10^{-6} \text{m}^2 \text{s}^{-1}$ à 20°C).

Le nombre de Prandlt (Pr) est donné par :

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha} \quad (\text{G.9})$$

Ce nombre exprime en convection naturelle et forcée, le rapport entre la vitesse de diffusion de quantité de mouvement et la vitesse de diffusion thermique.

Avec : α , la diffusivité thermique de l'air ($21.5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$ à 20°C).

Le nombre de Reynolds (Re), qui correspond au rapport des forces d'inertie sur les forces visqueuses, est donné par :

$$Re = \frac{UL}{\nu} \quad (\text{G.10})$$

Avec U : la vitesse caractéristique de l'écoulement [m s^{-1}]. Dans une serre, cette vitesse est de l'ordre de 10 m s^{-1} (Roy *et al.*, 2002).

En divisant les deux membres de l'équation (G.8) par Re^2 , on obtient :

$$Ri = Gr/Re^2 = \frac{g\beta\Delta TL}{U^2} \quad (\text{G.111})$$

Le nombre de **Richardson** (Ri) représente le rapport $\frac{\text{Forces de flottabilité}}{\text{Forces d'inertie}}$ et est en général pris comme critère pour la convection mixte.

Le régime d'écoulement dépend de la valeur du nombre de Reynolds ou du nombre de Grashof, Re ou Gr . Ainsi pour des valeurs de Re au-dessous de la limite de transition (laminaire/turbulent, $Re < Re_{tr} \approx 5 \times 10^4$) ou pour des valeurs de $Gr < 10^8$, l'écoulement est laminaire, il demeure turbulent pour des valeurs supérieures à celles indiquées. Sur la Figure G.3, sont présentés les critères utilisés pour identifier le mode d'échange convectif et le type d'écoulement en fonction des valeurs respectives des nombres de Reynolds et de Grashof selon Monteith (1973) et Campbell (1977).

En convection naturelle, l'expression générale du nombre de **Nusselt** est donnée par la relation (Monteith, 1973; Holman, 1990; Oosthuizen & Naylor, 1999)

$$Nu = A(Gr Pr)^n \quad (\text{G.12})$$

tandis qu'en convection forcée :

$$\text{Nu} = B \text{Re}^p \text{Pr}^q \quad (\text{G.13})$$

avec $q = 1/3$

A , B , n , p , q sont des constantes qui dépendent de la géométrie et de la nature de l'écoulement (Monteith, 1973; Holman, 1990; Oosthuizen & Naylor, 1999). Les expressions du nombre de Nusselt en fonction du type de convection et du régime d'écoulement sont indiquées dans le Tableau G.1. Le coefficient de transfert convectif h est alors déduit pour chaque cas (régime d'écoulement, mode de convection) en remplaçant le nombre de Nusselt correspondant (Tableau F.1) dans l'équation (G.6).

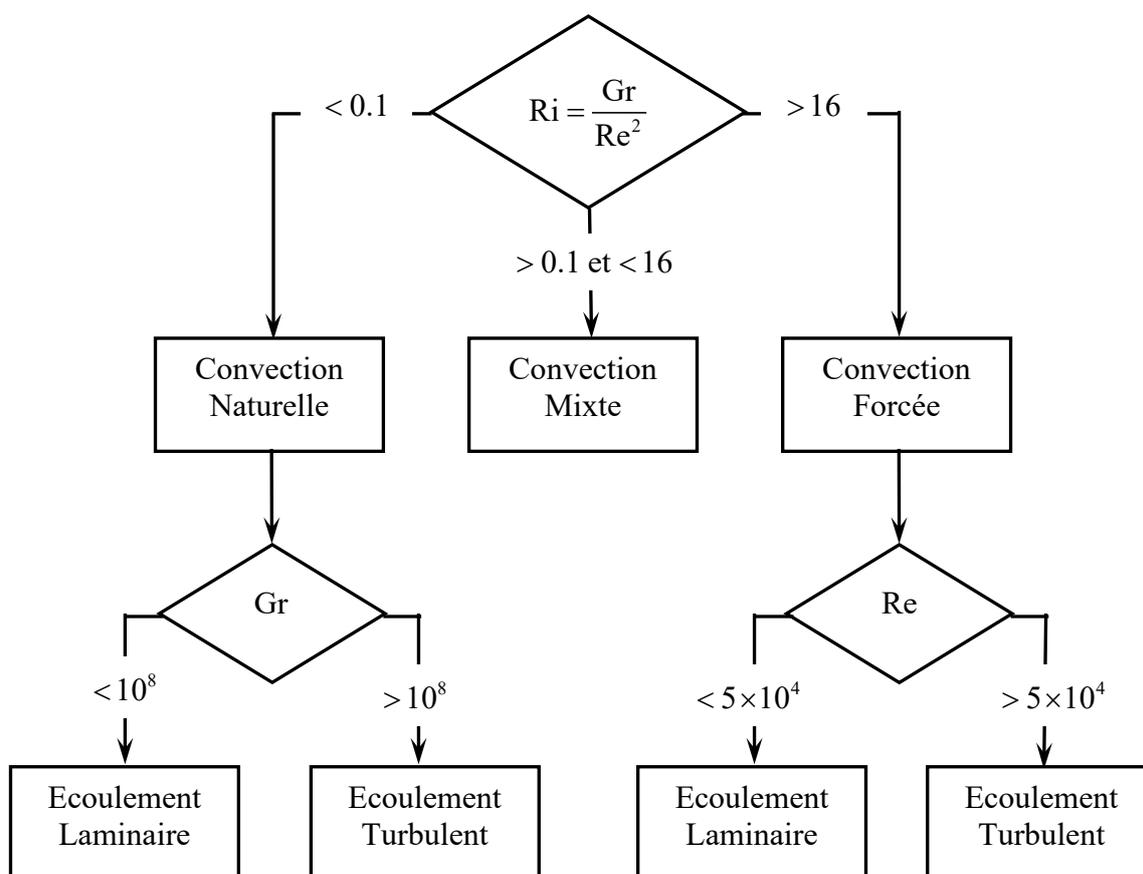


Figure G.3. Critères pour la détermination du mode d'échange convectif et du type d'écoulement en fonction des valeurs respectives de Reynolds et de Grashof selon Monteith (1973) et Campbell (1977)

Mode de convection	Écoulement laminaire	Écoulement turbulent
Convection Naturelle	$Nu = 0.54 \cdot (Gr \cdot Pr)^{1/4}$	$Nu = 0.14 \cdot (Gr \cdot Pr)^{1/3}$
Convection forcée	$Nu = 0.67 \cdot Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3}$	$Nu = 0.036 \cdot Re^{4/5} \cdot Pr^{1/3}$

Tableau G 1. Nombre de **Nusselt** pour un écoulement le long d'une plaque plane selon Monteith (1973) et Campbell (1977)

G.2.1 Flux de chaleur latente (avec transfert de masse)

L'importance des quantités d'énergie qui peuvent être transférées sous forme de chaleur latente amène à exposer les principes de calculs des transferts de masse correspondant à la vaporisation de l'eau.

Pour une surface d'eau libre, **Lewis** estime que le flux d'évaporation peut s'exprimer sous la forme très simple :

$$E = \frac{h}{C_{p,a}} (c_a^* - c_a) \quad (\text{G.14})$$

avec :

- E : le flux de vapeur d'eau, $[\text{kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}]$;
- h : le coefficient de transfert convectif, $[\text{W m}^{-2} \text{ K}^{-1}]$;
- $C_{p,a}$: chaleur massique de l'air à pression constante, $[\text{J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}]$;
- ρ : la masse volumique de l'air, $(1.29 \text{ kg m}^{-3} \text{ à } 20^\circ\text{C})$;
- c_a^* : humidité spécifique de l'air saturé à la température de l'eau, $[\text{kg}_{\text{eau}} \text{ kg}_{\text{air}}^{-1} \text{ sec}]$;
- c_a : humidité spécifique réelle de l'air au-dessus de la surface de l'eau considérée, $[\text{kg}_{\text{eau}} \text{ kg}_{\text{air}}^{-1} \text{ sec}]$.

$\frac{h}{C_{p,a}}$ n'est autre que le rapport $\frac{\rho}{r_a}$;

Avec :

- ρ : la masse volumique de l'air, (1.29 kg m^{-3} à 20°C) ;
- r_a : est la résistance aérodynamique à la diffusion de la vapeur d'eau dans l'air, [s m^{-1}]. Cette résistance est liée au coefficient de transfert convectif h et est donc une fonction du nombre de Nusselt.

Si l'on considère l'évapotranspiration d'un couvert végétal, on doit prendre en compte la plus ou moins grande « résistance stomatique » susceptible de s'opposer au transfert de la vapeur d'eau selon le degré d'ouverture ou de fermeture de ces voies d'échanges privilégiées que sont les stomates.

Le flux de chaleur latente devient donc :

$$L_w E = \frac{\rho L_w}{r_a + r_s} (c_v^* - c_a) \quad (\text{G.15})$$

- L_w : chaleur latente de vaporisation ou de condensation de l'eau, [J kg^{-1}] ;
- r_s : résistance stomatique, [s m^{-1}] ;
- c_v^* : humidité spécifique de l'air saturé à la température des feuilles (température d'une grande feuille), [$\text{kg}_{\text{eau}} \text{ kg}_{\text{air sec}}^{-1}$] ;
- c_a : humidité spécifique réelle de l'air à l'intérieur de la serre, [$\text{kg}_{\text{eau}} \text{ kg}_{\text{air sec}}^{-1}$].

Annexe H

Modélisation de la turbulence

Cette Annexe présente les modèles approchés qui prennent en compte le mouvement turbulent.

H.1 Propriétés usuelles de la moyenne

$$\left\{ \begin{array}{l} \overline{v_i + v_j} = \bar{v}_i + \bar{v}_j \\ \overline{\lambda \cdot v} = \lambda \cdot \bar{v} \\ \overline{v_i \cdot v_j} = \bar{v}_i \cdot \bar{v}_j + \overline{v'_i \cdot v'_j} \\ \overline{\frac{\partial v}{\partial t}} = \frac{\partial \bar{v}}{\partial t} \end{array} \right. \quad (\text{H.1})$$

Application

Par application des propriétés (H.1), on aura également :

$$\left\{ \begin{array}{l} \overline{v_i \cdot v_j} = \overline{(\bar{v}_i + v'_i) \cdot (\bar{v}_j + v'_j)} = \bar{v}_i \cdot \bar{v}_j + \overline{v'_i \cdot v'_j} \\ \overline{v_i \cdot T} = \overline{(\bar{v}_i + v'_i) \cdot (\bar{T} + T')} = \bar{v}_i \cdot \bar{T} + \overline{v'_i \cdot T'} \\ \overline{v_i \cdot y_w} = \overline{(\bar{v}_i + v'_i) \cdot (\bar{y}_w + y'_w)} = \bar{v}_i \cdot \bar{y}_w + \overline{v'_i \cdot y'_w} \end{array} \right. \quad (\text{H.2})$$

H.2 Modélisation de la turbulence

H.2.1 Viscosité turbulente

Le système d'équation (3.33) comporte plus d'inconnues que d'équations. Le problème posé par le traitement de la turbulence est donc la fermeture de ce système. Une première façon d'envisager la fermeture de ce système d'équations consiste à exprimer directement les corrélations turbulentes (issues de la décomposition de Reynolds) en fonction d'un champ de vitesse moyen que nous décrivons ci-après.

Dans la gamme des vitesses qui concerne cette étude, on utilise en général le concept de viscosité turbulente introduit par Boussinesq (Chassaing, 2000). La viscosité turbulente est décrite par analogie avec la viscosité laminaire. Les équations sont établies de la même manière que les équations générales de conservation (3.49), en s'appuyant sur les relations de Boussinesq suivantes :

$$\left\{ \begin{array}{l} \overline{v'_i \cdot v'_j} = -\nu_t \left(\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} \left(k + \nu_t \frac{\partial \bar{v}_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \\ \overline{v'_j \cdot T'} = -a_t \cdot \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} = -\frac{\nu_t}{\text{Pr}_t} \cdot \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} \\ \overline{v'_j \cdot y'_w} = -D_t \cdot \frac{\partial \bar{y}_w}{\partial x_j} = -\frac{\mu_t}{\rho S c_t} \cdot \frac{\partial \bar{y}_w}{\partial x_j} = -\frac{\nu_t}{S c_t} \cdot \frac{\partial \bar{y}_w}{\partial x_j} \end{array} \right. \quad (\text{H.3})$$

Avec :

$$k = \frac{1}{2} \overline{v_i'^2} = \frac{1}{2} \left(\overline{v_x'^2} + \overline{v_y'^2} + \overline{v_z'^2} \right) \quad (\text{H.4})$$

k étant l'énergie cinétique turbulente, ν_t , a_t et D_t respectivement la viscosité turbulente, la diffusivité thermique turbulente et le coefficient de diffusion massique de la vapeur d'eau due à la turbulence. δ_{ij} est le symbole de Kronecker¹. En règle générale, on admet que le nombre de Prandtl turbulent de l'énergie vaut $\text{Pr}_t = 1$.

Le terme $\frac{2}{3} \left(\nu_t \frac{\partial \bar{v}_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij}$ tient compte de la dilatation volumique du fluide, il est nul pour un écoulement incompressible.

Si la viscosité moléculaire ν est une propriété intrinsèque du fluide, il faut cependant noter que la viscosité turbulente ν_t est une propriété de l'écoulement. Le problème se résume alors à la détermination de la viscosité turbulente.

On recense dans la littérature plusieurs modèles qui déterminent la viscosité turbulente ν_t ; Modèle à Zéro équation, Modèle à une équation et à deux équations de transport (k - ε).

¹ $\delta_{ij} = 1$ si $i = j$ et $\delta_{ij} = 0$ si $i \neq j$.

Seuls les deux premiers sont décrits ici, le troisième étant celui qui a été adopté, il est décrit dans le chapitre 3.

H.2.2 Modèle à Zéro Equation

C'est le modèle le plus simple dans la mesure où aucune équation complémentaire n'est introduite. C'est un schéma à zéro équation de transport, très connu sous le nom de longueur de mélange, dont la première formulation a été introduite par Prandtl (1925). Il calcule le Tenseur de Reynolds en introduisant une seule échelle de longueur de la turbulence l_m déterminée à partir de considérations géométriques. Près des parois, Prandtl suggère que la longueur de mélange varie de façon linéaire avec la distance à la paroi, soit $l_m = \kappa \cdot z$. Avec $\kappa \approx 0.42$, la constante de Von Karmann.

La longueur de mélange joue dans le mécanisme de transport un rôle analogue à celui du libre parcours moyen introduit dans la théorie cinétique des gaz. Par conséquent, l'échelle de vitesse turbulente est reliée à l_m par la relation suivante :

$$v' = l_m \left| \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_i} \right| \quad (\text{H.5})$$

Une analyse dimensionnelle simple montre que la viscosité turbulente ν_t est reliée à une échelle de vitesse v' , et à une échelle de longueur l_m par la relation $\nu_t \approx v' \cdot l_m$, qui s'écrit alors sous la forme :

$$\nu_t = v' \cdot l_m = l_m^2 \left| \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_i} \right| \quad (\text{H.6})$$

Plusieurs expressions empiriques de l_m ont été développées pour divers écoulements. Elles ont été et restent encore employées avec succès, dans des configurations classiques de l'aérodynamique, de profils simples en l'absence de décollement. Elles souffrent cependant d'un manque d'universalité, car le recours à un empirisme élevé implique en fait des connaissances préalables à l'écoulement. De plus l'expression de v' impose une dépendance trop importante vis-à-vis de l'écoulement moyen alors que les effets de transport de la turbulence ne sont pas pris en compte.

H.2.3 Modèle de fermeture à une équation de transport (Prandtl-Kolmogorov, $k-l$)

Une façon de progresser vers des schémas offrant plus de généralité consiste à déduire la valeur de la viscosité turbulente à partir d'une autre équation de transport. Le modèle $k-l$ utilise la résolution d'une équation de transport de l'énergie cinétique turbulente k définie par la relation (H.4). On conserve encore le concept de la viscosité turbulente pour exprimer les composantes du tenseur de Reynolds et, en se basant sur l'hypothèse de Prandtl-Kolmogorov, on peut exprimer l'échelle de vitesse caractéristique de la turbulence, en fonction de l'énergie cinétique moyenne du mouvement turbulent k :

$$v' = \sqrt{k} \quad (\text{H.7})$$

la viscosité turbulente est ainsi donnée par :

$$\nu_t = C_\mu l \sqrt{k} \quad (\text{H.8})$$

Avec C_μ , une constante déterminée empiriquement. Dans ce cas ν_t dépend de l'énergie cinétique d'agitation turbulente k , dont la racine carrée est considérée comme une échelle de vitesse significative.

On applique la décomposition de Reynolds et on moyenne l'équation de conservation de quantité de mouvement du système d'équations (3.57), on obtient alors l'équation de transport de l'énergie cinétique turbulente k :

$$\underbrace{\frac{\partial k}{\partial t} + \bar{v}_j \frac{\partial k}{\partial x_j}}_A = \underbrace{\nu \cdot \frac{\partial^2 k}{\partial x_j^2}}_B - \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\overline{v'_j \cdot \frac{v'_i \cdot v'_i}{2}} \right)}_C - \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\overline{v'_j \cdot \frac{P'}{\rho}} \right)}_D - \underbrace{\overline{v'_i \cdot v'_i} \cdot \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}}_E - \underbrace{\nu \cdot \left(\frac{\partial v'_i}{\partial x_j} \cdot \frac{\partial v'_i}{\partial x_j} \right)}_F + \underbrace{\overline{\rho' v'_z g} \delta_{i3} / \rho}_G \quad (\text{H.9})$$

Avec :

- A : Variation totale de k dans le mouvement moyen (variation temporelle et transport convectif) ; elle est équilibrée par :
- B : diffusion moléculaire de k ;

- C : diffusion turbulente de k due aux corrélations triples entre l'énergie cinétique turbulente et les fluctuations des composantes du champ de vitesse ;
- D : diffusion turbulente de k due aux fluctuations de la pression ;
- E : taux de production cinétique (ou par cisaillement) du mouvement turbulent. Il traduit une transformation de l'énergie cinétique du mouvement moyen au profit du mouvement turbulent :

$$G_k / \rho = -\overline{v'_i \cdot v'_i} \cdot \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \quad (\text{H.10})$$

- F : le taux de dissipation de l'énergie cinétique du mouvement turbulent $\varepsilon = \nu \cdot \left(\frac{\partial v'_i}{\partial x_j} \cdot \frac{\partial v'_i}{\partial x_j} \right)$ (processus irréversible). Plusieurs approches ont été élaborées pour

le calcul de ε dont la plus célèbre est sans aucun doute la théorie de Kolmogorov (1941) (Ha-Minh, 1991). La turbulence est créée et alimentée en énergie à grande échelle à travers son taux de production, énergie qui va se dissiper au même taux, en chaleur par effet de frottement visqueux. Ce flux d'énergie est égal, à une constante près, au rapport de l'énergie produite par les gros tourbillons $\tau = l'/u'$ (τ étant le temps de recouvrement des gros tourbillons). Ce flux d'énergie n'est autre que ε , soit :

$$\varepsilon = C_d \frac{v'^2}{\tau} = C_d \frac{v'^3}{l'} \quad (\text{H.11})$$

En considérant l'équation (H.7), k et ε sont liées par la relation de Kolmogorov :

$$\varepsilon = C_d \frac{k^{3/2}}{l} \quad (\text{H.12})$$

Où C_d est une constante empirique. Pour que le modèle soit opérationnel, on adopte pour l'échelle l – longueur caractéristique de la turbulence – la même expression que celle de la longueur de mélange.

- G : production d'origine thermique de l'énergie cinétique turbulente :

$$G_b = \overline{\rho' v'_z g} \delta_{i3} \quad (\text{H.13})$$

La variation de masse volumique affecte les équations de conservation introduites pour la turbulence seulement si les fluctuations de la masse volumique ρ' sont corrélées aux fluctuations de la composante verticale du champ de vitesse v'_z . En pratique, il est difficile de mesurer ces fluctuations dans l'atmosphère. Ainsi, nous utiliserons les fluctuations de la température qui sont accessibles par des mesures directes. Pour calculer G_b , on utilise l'approximation de Boussinesq, soit :

$$\rho' = -\beta\rho\overline{T'} \quad (\text{H.14})$$

que l'on reporte dans l'équation (H.13), on obtient alors :

$$G_b = -\beta\rho\overline{v'_z T'} g\delta_{i3} \quad (\text{H.15})$$

la production d'origine thermique de k , par unité de volume est ainsi :

$$G_b/\rho = -\beta\overline{v'_z T'} g\delta_{i3} \quad (\text{H.16})$$

Nous regroupons les termes de diffusion de k sous l'action de la turbulence (terme C) et de la pression (terme D), en un seul terme de transport turbulent exprimé avec un gradient et une viscosité isotrope. La prise en compte du transport par la pression fluctuante se fait d'une manière artificielle, en introduisant le nombre de Prandtl-Schmidt σ_k (Ha-Minh, 1991). Les termes de diffusion turbulente C et D s'expriment avec une relation de type flux-gradient, par analogie avec l'expression de la diffusion visqueuse :

$$-\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\overline{v'_j \cdot \frac{v'_i \cdot v'_i}{2}} \right) - \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\overline{v'_j \cdot \frac{P'}{\rho}} \right) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{v_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (\text{H.17})$$

Où σ_k est le nombre de Prandtl-Schmidt turbulent de k , supposé en général constant et égal à 1.

On obtient finalement l'équation exacte de transport de l'énergie cinétique turbulente :

$$\boxed{\frac{\partial k}{\partial t} + \overline{v}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\overline{v} + \frac{v_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k/\rho + G_b/\rho - \varepsilon} \quad (\text{H.18})$$

Pour ce qui est des coefficients, les valeurs couramment utilisées sont les suivantes :

C_μ	C_d	σ_k
1	0.07-0.09	1.0

Tableau H.1. Constantes usuelles du modèle à une équation ($k-l$)

Si le modèle de Prandtl-Kolmogorov ($k-l$) présente l'intérêt d'être simple avec un degré de complexité réduit et prend en compte partiellement l'histoire de la turbulence, sa principale difficulté n'en réside pas moins d'être dans la détermination d'une loi pour l'échelle l ; longueur caractéristique de la turbulence. Il souffre ainsi du même manque d'universalité que le modèle à zéro équation de transport et est mal adapté aux écoulements complexes.

Annexe I

Quelques Définitions et Concepts en rayonnement

Il s'agit dans cette partie de rappeler les différentes notions de base concernant le phénomène de transfert de chaleur par rayonnement, en se basant sur les références suivantes : (Sacadura, 1993; Bardon, 2001; Joseph, 2004).

I.1 La luminance du rayonnement

Pour intégrer l'énergie liée au rayonnement dans un bilan thermique, on introduit la notion de flux d'énergie rayonnée sous la forme d'une grandeur intensive que l'on appellera « luminance ». La luminance rayonnée en un point $P(\vec{r})$ de l'espace dans la direction \vec{s} et pour la longueur d'onde λ , notée $I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}, t)$, est la densité de flux d'énergie *monochromatique* $d\phi_\lambda(\vec{r}, t)$ rayonnée à travers une surface dS orientée selon la normale \vec{n} dans un angle solide $d\Omega$ autour de cette direction \vec{s} (cf. Figure I.1) pendant un intervalle de temps dt autour de cet instant t tel que :

$$I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}, t) = \frac{d^3\phi_\lambda(\vec{r}, t)}{(\vec{s} \cdot \vec{n}) d\Omega dt dS} \quad (\text{I.1})$$

Dans l'équation (I.1), la puissance d'énergie radiative est exprimée en [W], la luminance en $[\text{W m}^{-3}\text{s}^{-1} \text{sr}^{-1}]$. La direction \vec{s} est repérée par son angle θ tel que $(\vec{s} \cdot \vec{n}) = \cos \theta$.

Comme tel est le cas pour toute forme de rayonnement électromagnétique, la vitesse de propagation du rayonnement thermique est la vitesse de la lumière c_0 . Ceci en fait un mode de transport d'énergie thermique qui atteint l'équilibre thermodynamique local beaucoup plus vite que les autres modes que l'on peut rencontrer en aération (*i.e.* conduction, convection). On suppose donc un état stationnaire du rayonnement à l'échelle des temps

considérés en aération et on occulte la dépendance temporelle de la luminance en l'écrivant simplement $I_\lambda(\vec{r}, \vec{s})$ en $[\text{W m}^{-3} \text{sr}^{-1}]$.

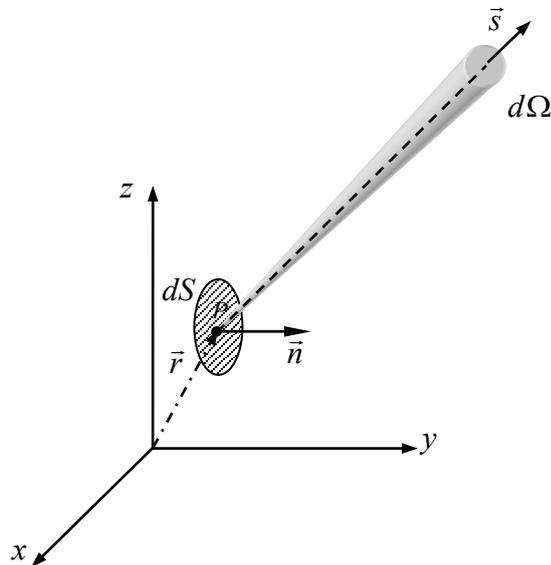


Figure I.1. La Luminance

I.2 Luminance du corps noir

On appelle « corps noir » un corps qui absorbe la totalité du rayonnement qui lui parvient de toutes les directions de l'espace et à toutes les fréquences, et qui, en fonction de sa température $T(\vec{r})$, émet une puissance radiative totale $I_0(\vec{r})$ (par unité de surface), dans toutes les directions et de façon isotrope :

$$I_0(\vec{r}) = \frac{\sigma T^4}{\pi} \quad (\text{I.2})$$

Avec :

- $\sigma = 5.672 \cdot 10^{-8} \text{ W m}^{-2} \text{ K}^4$: est la constante de Stefan-Boltzmann ;

On obtient cette quantité d'énergie radiative totale $I_0(\vec{r})$ en intégrant l'équation de la luminance noire monochromatique sur l'espace des fréquences (ou nombres d'onde) :

$$I_0(\vec{r}) = \int_0^{\infty} I_{\lambda,0}(\vec{r}) d\lambda \quad (\text{I.3})$$

Cette quantité d'énergie radiative totale se répartit fréquemment selon la loi de Planck qui relie la luminance monochromatique du corps noir, à la longueur d'onde λ , [μm], et à sa température absolue T , [K] de la façon suivante :

$$I_{\lambda,0}(\vec{r}) = \frac{2hc^2}{\lambda^5 \left[\exp\left(\frac{hc}{k_B \lambda T(\vec{r})}\right) - 1 \right]} \quad (\text{I.4})$$

Avec :

- $I_{\lambda,0}$: la luminance monochromatique du corps noir, [$\text{Wm}^{-2}\mu\text{m}^{-1}\text{sr}^{-1}$] ;
- $h = 6.626 \cdot 10^{-34} \text{ J s}^{-1}$: la constante de Planck ;
- $k_B = 1.3805 \cdot 10^{-23} \text{ J K}^{-1}$: la constante de Boltzmann ;
- c : la vitesse des ondes électromagnétiques dans le milieu où se propage le rayonnement. $c = c_0/n$ avec n , l'indice de réfraction du milieu et $c_0 = 2.998 \cdot 10^8 \text{ m s}^{-1}$, la vitesse de la lumière.
- On note que la fréquence d'une onde et la longueur d'onde associée sont liées par la relation suivante :

$$\nu \cdot \lambda = c = c_0/n \quad (\text{I.5})$$

où ν est la fréquence exprimée en [s^{-1}].

I.3 Absorption et Emission

Nous considérons un milieu semi-transparent, c'est-à-dire un milieu absorbant et émissif du rayonnement. Il est caractérisé par sa capacité à absorber une certaine quantité d'énergie $dI_{\lambda,a}$ provenant d'une luminance $I_{\lambda}(\vec{r}, \vec{s})$ sur un trajet ds en établissant que :

$$dI_{\lambda,a}(\vec{r}, \vec{s}) = -\kappa_{\lambda,a} I_{\lambda}(\vec{r}, \vec{s}) ds \quad (\text{I.6})$$

Puisque le terme $dI_{\lambda,a}$ correspond à une diminution de la luminance incidente, il est retranscrit avec un signe « - ». $\kappa_{\lambda,a}$ est appelé coefficient d'absorption du milieu à la longueur d'onde λ , exprimé en $[\text{m}^{-1}]$. D'un point de vue corpusculaire, on peut associer cette luminance $I_{\lambda}(\vec{r},\vec{s})$, à un flux de N_p photons incidents à la longueur d'onde traversant une épaisseur de molécules absorbantes ds et la variation de luminance $dI_{\lambda,a}(\vec{r},\vec{s})$, au nombre de photons absorbés dN sur l'intervalle ds (Figure I.2). Le coefficient $\kappa_{\lambda,a}$ est déterminé par :

$$\kappa_{\lambda,a} = \frac{1}{ds} \frac{dN_p}{N_p} \quad (\text{I.7})$$

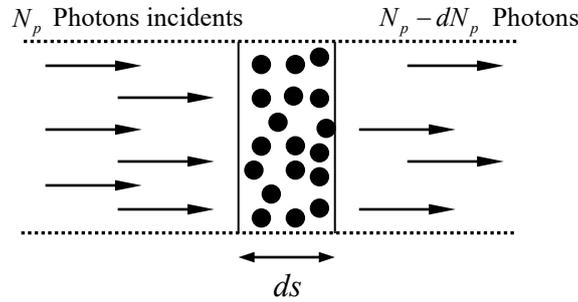


Figure I.2. Absorption d'un flux de photons incidents

La quantité de luminance absorbée dans l'épaisseur ds est donnée donc par :

$$dI_{\lambda,a}(\vec{r},\vec{s}) = -\frac{1}{ds} \frac{dN_p}{N_p} I_{\lambda}(\vec{r},\vec{s}) ds \quad (\text{I.8})$$

Une même épaisseur ds de ce milieu aura la capacité d'émettre une certaine quantité d'énergie $dI_{\lambda,e}$ (cf. Figure I.3) telle que :

$$dI_{\lambda,e}(\vec{r},\vec{s}) = \kappa_{\lambda,e} I_{\lambda,0}(\vec{r},\vec{s}) ds \quad (\text{I.9})$$

Ce terme correspond à un gain pour la luminance à la traversée d'un élément d'épaisseur ds , d'où le signe « + ». $\kappa_{\lambda,e}$ est appelé coefficient d'émission du milieu à la longueur d'onde λ , exprimé en $[\text{m}^{-1}]$.

A l'Equilibre Thermodynamique Local, tout milieu est capable d'absorber et d'émettre dans les mêmes proportions (loi de Kirchoff). On considère donc que :

$$\kappa_{\lambda,a} = \kappa_{\lambda,e} = \kappa_{\lambda} \quad (\text{I.10})$$

κ_{λ} est alors utilisé pour caractériser les deux phénomènes et est aussi appelé «coefficient d'absorption monochromatique».

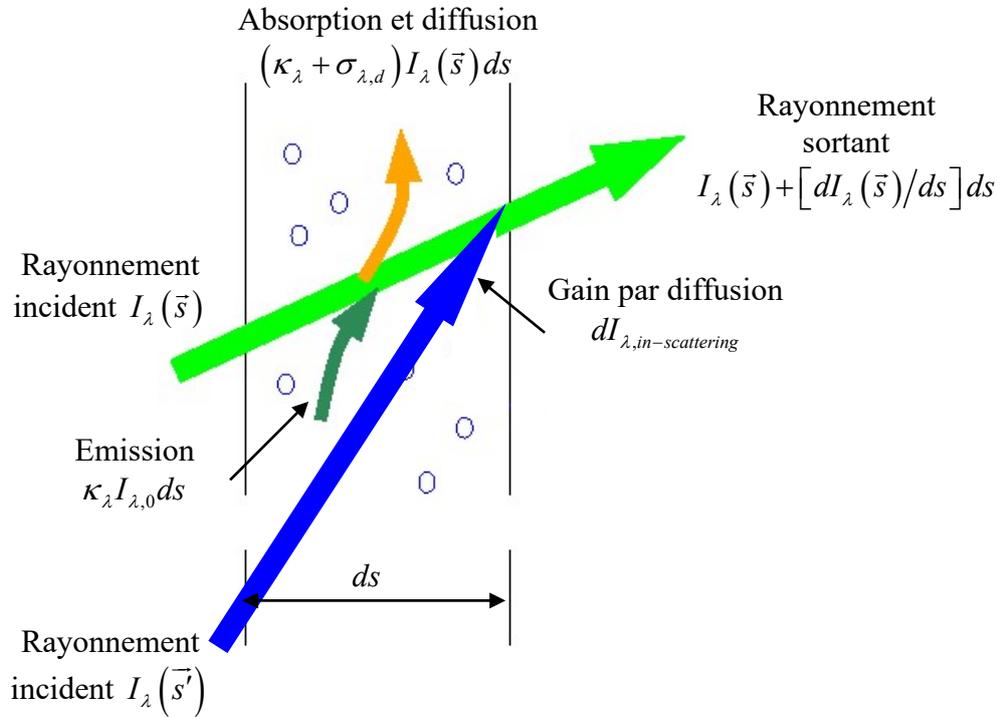


Figure I.3. Différentes contributions du phénomène radiatif local

I.4 Diffusion

Le troisième phénomène caractéristique du rayonnement thermique est le phénomène de diffusion des photons (représentant la luminance dans une approche corpusculaire). Elle se traduit par la déviation de la trajectoire de ceux-ci, à la suite de chocs, à la traversée d'une épaisseur ds d'un milieu semi-transparent « diffusant ». Ceci se traduit par une variation $dI_{\lambda,d}(\vec{r}, \vec{s})$ de la luminance se propageant selon la direction \vec{s} . On peut discerner deux types de variations liées au phénomène de diffusion : le gain de luminance par diffusion entrante ou « in-scattering » et la perte par diffusion sortante ou « out-scattering » (cf. Figure I.2). On notera $dI_{\lambda,out-scattering}$ la diffusion sortante représentant une perte de luminance proportionnelle à la luminance à l'entrée d'une épaisseur de milieu ds , sans aucune discrétisation pour les directions dans lesquelles le rayonnement est diffusé :

$$dI_{\lambda, out-scattering}(\vec{r}, \vec{s}) = -\sigma_{\lambda, d} I_{\lambda}(\vec{r}, \vec{s}) ds \quad (I.11)$$

$\sigma_{\lambda, d}$ est appelé coefficient de diffusion du milieu à la longueur d'onde λ , exprimé en $[m^{-1}]$.

On notera $dI_{\lambda, in-scattering}$ la diffusion entrante représentant un gain de luminance, en intégrant les contributions de toutes les luminances provenant des directions \vec{s}' qui sont déviées dans la direction \vec{s} , soit :

$$dI_{\lambda, in-scattering}(\vec{r}, \vec{s}) = +\sigma_{\lambda, d} \left[\frac{1}{4\pi} \int_0^{\infty} \int_0^{4\pi} \Phi(\vec{s}', \vec{s}, \lambda', \lambda) I_{\nu}(\vec{s}') d\Omega' d\lambda' \right] ds \quad (I.12)$$

où $d\Omega'$ définit un élément d'angle solide d'où peut provenir la luminance obtenue par diffusion entrante et $\Phi(\vec{s}', \vec{s}, \lambda', \lambda)$ représente la fonction de phase de diffusion.

Cette fonction de phase de diffusion représente la densité de probabilité qu'un rayonnement provenant d'une direction \vec{s}' avec une longueur d'onde λ' soit dévié dans la direction \vec{s} à la longueur d'onde λ . La plupart des chocs rencontrés en diffusion étant élastiques (la fréquence des photons ne varie pas au cours du choc et par conséquent la longueur d'onde associée), le terme $\Phi(\vec{s}', \vec{s}, \lambda', \lambda)$ devient simplement $\Phi_{\nu}(\vec{s}', \vec{s})$.

$$dI_{\lambda, in-scattering}(\vec{r}, \vec{s}) = +\sigma_{\lambda, d} \left[\frac{1}{4\pi} \int_0^{4\pi} \Phi_{\lambda}(\vec{s}', \vec{s}) I_{\lambda}(\vec{s}') d\Omega' \right] ds \quad (I.13)$$

La fonction de phase étant une densité de probabilité qu'un rayon provenant d'une direction \vec{s}' soit dévié dans la direction \vec{s} , elle obéit à la relation de normalisation suivante :

$$\frac{1}{4\pi} \int_0^{4\pi} \Phi_{\lambda}(\vec{s}', \vec{s}) d\Omega' = 1 \quad (I.14)$$

La variation globale de la luminance liée au phénomène de diffusion s'écrit :

$$dI_{\lambda, d}(\vec{r}, \vec{s}) = dI_{\lambda, in-scattering}(\vec{r}, \vec{s}) + dI_{\lambda, out-scattering}(\vec{r}, \vec{s}) \quad (I.15)$$

I.5 Paramètre caractérisant les propriétés des surfaces « Emissivité, absorptivité, réflectivité »

En rayonnement, les conditions aux limites d'un problème sont toujours représentées par un élément de surface ds d'une paroi solide localement plane à la température T_w , *opaque* et participant aux transferts radiatifs.

L'émissivité ε_λ - ou le coefficient d'émission *monochromatique* - est le rapport entre la quantité d'énergie émise par un élément de surface de manière intrinsèque et la luminance noire émise dans ces mêmes conditions. Ce coefficient peut prendre une valeur comprise entre 0 et 1. Lorsque l'émissivité est maximale et égale à 1, la surface est dite noire. Si ε_λ est nul, la surface se comporte comme un miroir parfait. Pour toute autre valeur de ε_λ , on parlera d'une surface grise.

L'émissivité ou le coefficient d'émission *monochromatique* de l'élément de surface ds d'une paroi solide peut être liée au coefficient d'absorption (κ_λ) selon la relation (Modest, 2003) :

$$\varepsilon_\lambda = (1 - e^{-\kappa_\lambda l}) \quad (\text{I.16})$$

Lorsqu'un flux radiatif dQ_i arrive sur un élément de surface ds *opaque*, une partie dQ_a est absorbée, l'autre partie dQ_r est réfléchi (cf. Figure I.4). On définit ainsi l'absorptivité ou le coefficient d'absorption *monochromatique* α_λ par le rapport dQ_a/dQ_i .

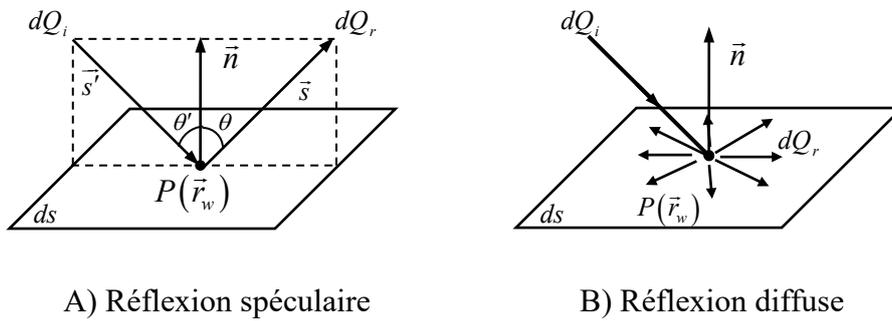
De même pour caractériser le rayonnement réfléchi on définit la réflectivité ou le coefficient de réflexion *monochromatique* ρ_λ par le rapport dQ_r/dQ_i .

Nous distinguons deux types de réflexion (cf. Chapitre 2, §2.2.2.1) :

1. les surfaces parfaitement lisses ont une réflexion spéculaire (Figure I.4, a) :

Le flux radiatif incident dQ_i à la surface provenant de la direction \vec{s}' , et le flux radiatif réfléchi dQ_r dans la direction \vec{s} se trouvent dans un même plan et l'angle d'incidence est égal à celui de réflexion ($\theta' = \theta$).

2. Les surfaces rugueuses, parfaitement dépolies, ont une réflexion diffuse (Figure I.4, b) : La partie réfléchi est fonction de flux radiatif incident total provenant de toutes les directions \vec{s}' du demi-espace (au dessus de la surface) orienté selon la normale \vec{n} .



A) Réflexion spéculaire

B) Réflexion diffuse

Figure I.4. Schématisation des deux types extrêmes de réflexion pouvant avoir lieu sur une surface

Pour les surfaces (non métalliques) à émission et réflexion diffuse isotrope : les grandeurs directionnelles et hémisphériques se confondent. Si de plus ces surfaces sont grises, elles cumulent les deux propriétés et sont caractérisées par un seul paramètre $\varepsilon = \alpha$ pour l'émission et pour l'absorption. La réflexion s'écrit dans ce cas :

$$\rho = 1 - \varepsilon \quad (\text{I.17})$$

Annexe J

Méthodes de résolution de l'ETR

Il s'agit de présenter dans cette Annexe les méthodes numériques de résolution de l'Equation des Transferts Radiatifs.

J.1 Les méthodes différentielles

Elles ont pour objectif de résoudre la forme différentielle de l'équation des transferts radiatifs [Equation (3.93)] en utilisant une forme approchée de l'intensité de la luminance incidente $I_\lambda(\vec{r}, \vec{s})$. Les plus utilisées sont :

Les méthodes aux Harmoniques sphériques (approximation P_N) : la luminance est décrite par une série de *Fourier* généralisée séparant la dépendance spatiale et la dépendance directionnelle par le biais d'un polynôme de *Legendre*. Ainsi pour une troncature d'ordre N , on obtient un jeu de $N + 1$ équations différentielles du 1^{er} ordre nécessitant $N + 1$ conditions aux limites. La méthode P_1 demeure la plus utilisée pour sa simplicité. Elle permet de décrire avec une seule équation le flux radiatif \bar{q}_r [Equation (3.107)] sous une forme similaire à la loi de Fourier.

L'hypothèse principale de cette méthode consiste à considérer que les surfaces sont diffuses (*i.e.* émission et réflexion isotropes) et que le milieu est optiquement épais, (*i.e.* $\zeta = (\kappa + \sigma_a)l > 1$). Elle est bien adaptée pour les problèmes où l'épaisseur optique est importante (ex. ; combustion dans les moteurs, four verrier...). Néanmoins, elle donne des résultats erronés, pour les milieux optiquement minces et plus particulièrement près des parois.

La méthode de Rosseland quant à elle, utilise un développement en série de *Taylor* de la luminance autour d'un point local où la série est tronquée. Elle est valable dans l'hypothèse d'un milieu optiquement très épais ($\zeta > 3$). Le milieu étant considéré comme suffisamment épais, le rayonnement traversant ce milieu est traité comme un phénomène local et les parois ne peuvent donc pas interagir entre elles (Bauer *et al.*, 2005). Cette méthode

donne le flux radiatif en moins de temps CPU¹ que la méthode P_1 , mais avec moins de précision (Documentation Fluent Inc, 2003).

La méthode aux Ordonnées Discrètes (DO) est basée sur une représentation discrète (sous la forme d'une quadrature angulaire) des variations directionnelles de toute fonction de la luminance par une approximation de l'intégration sur un angle solide donné (Cha & Song, 2000; Siegel & Howell, 2002; Ismail & Salinas, 2004). Nous présentons de façon plus détaillée la formulation ainsi que la méthode de résolution liées à cette méthode dans la partie 3.1.2 du chapitre 3.

A l'opposé des méthodes P_N et Rosseland, la méthode **DO** permet la modélisation des transferts radiatifs entre surfaces pour des milieux transparents ($\zeta \gg 1$) ainsi que pour les milieux semi-transparentes $1 < \zeta < 5$ (*ex* : verre, gaz de combustion...) en passant par les milieux optiquement minces $\zeta < 1$. Le temps CPU requis reste raisonnable pour une discrétisation angulaire typique (Documentation Fluent Inc, 2003).

On trouve dans la littérature plusieurs applications de la méthode DO pour modéliser les transferts radiatifs ; en combustion (Selcuk & Kayakol, 1997; Joseph *et al.*, 2005) ou encore en cavité chauffée différentiellement (Colomer *et al.*, 2004; Bauer *et al.*, 2005).

Les Méthodes aux Ordonnées Discrètes sont parfois classées parmi les **méthodes des flux**. Ces méthodes reposent sur une grossière simplification de la variation angulaire de la luminance, basée sur des directions orientées arbitrairement selon les axes d'un repère cartésien. On trouve dans la littérature des méthodes appelées aussi méthode de 4 à 6 flux où méthodes de *Schuster-Schwarschild* (Sasse *et al.*, 1995; Siegel & Howell, 2002). Cette méthode consiste à diviser l'angle solide qui entoure un point de l'espace en plusieurs angles solides orientés autour des axes du repère et à l'intérieur desquels la luminance est considérée comme constante. Par conséquent, elle ne s'applique que pour le cas où la diffusion est isotrope. Cette approche peut être développée pour tenir compte de la diffusion anisotrope, c'est ce qu'on appelle la méthode à deux flux.

¹ pour Central Processing Unit, temps CPU : donne le nombre d'instructions exécutées par seconde.

Nous rangerons aussi dans cette catégorie la Méthode des Volumes Finis (**FVM** pour Finite Volume Method), cette dernière ne présentant pas de différences fondamentales avec la méthode DO, et les méthodes de flux. En revanche, le couplage entre les transferts radiatifs et d'autres phénomènes physiques, tels que la convection, requiert le même maillage que celui employé pour la résolution et de l'ETR, et des autres équations de transport (*i.e.* équation de Navier-Stokes...) (Joseph *et al.*, 2005).

J.2 Les méthodes intégrales

Elles ont pour objectif de résoudre la forme intégrale de l'équation de transferts radiatifs [Equation (3.101)]. Nous rangeons dans cette catégorie la méthode des **zones** de *Hottel* et la méthode de **tracé de rayon (Ray Tracing)** :

La **méthode des zones** a été introduite en 1967 par *Hottel & Sarofim* pour des applications dans le domaine de l'ingénierie. Elle considère des propriétés radiatives (luminance noire (I.4) et coefficient d'absorption (I.7)) uniformes sur chaque élément de volume et de surface. L'évaluation des transferts radiatifs se fait à l'aide des facteurs d'échanges appelés « aires ou volumes d'échanges de *Hottel* », prenant en compte le phénomène d'absorption du rayonnement par le milieu séparant deux éléments. Cette méthode pose une hypothèse simplificatrice, selon laquelle l'échange se fait uniquement à travers l'angle solide sous lequel un élément voit l'autre de façon directe. Le phénomène de réflexion aux parois n'est pas intégré dans les aires et volumes d'échanges de *Hottel*. La méthode des zones demande un calcul préalable des aires d'échange direct (Siegel & Howell, 2002), ce qui présente de nombreux inconvénients. En particulier, si l'épaisseur optique (ζ de l'équation 3.56) varie, sous l'influence de la température par exemple, il est nécessaire de recalculer les nouvelles aires d'échange direct en fonction des nouvelles épaisseurs optiques. Pour augmenter la précision, il faut raffiner le maillage, ce qui rend rapidement cette méthode coûteuse en temps de calcul.

La méthode des zones a été la méthode la plus couramment utilisée pour prédire les transferts radiatifs dans les chambres de combustion (Joseph, 2004). Olsommer *et al.*, (1997) (Olsommer *et al.*, 1997) ont même utilisé cette méthode pour modéliser les transferts de chaleur dans un four d'incinération d'ordures ménagères.

Une autre méthode pouvant être classée parmi les méthodes intégrales est la méthode du **Ray Tracing**. Cette méthode repose sur une discrétisation angulaire de l'espace en un très grand nombre d'angles solides suffisamment nombreux et petits pour pouvoir considérer une distribution uniforme du rayonnement à l'intérieur de chacun d'eux. Pour chaque direction ou « rayon » associé à chacun des angles solides, on suit le chemin optique en découpant le trajet en segments de longueur l , supposés isothermes et homogènes, et pour lesquels on peut calculer une transmittance moyenne $e^{-\epsilon_{\lambda}(l)}$ (Siegel & Howell, 2002). L'équation de transfert radiatif est alors intégrée analytiquement à partir des surfaces jusqu'au point $P(\vec{r})$ où la luminance incidente est recherchée. Ainsi, l'intégration sur tout le chemin optique peut être faite par partie, en divisant le trajet en N segments homogènes.

La précision du calcul dépend du nombre de rayons choisis ainsi que du nombre de segments permettant de représenter les hétérogénéités sur le trajet. De plus le temps de calcul est accru de façon considérable lorsque l'on intègre les phénomènes de réflexion aux parois. Coelho *et al.*, (2003) ont produit un *Benchmark* comparant des résultats obtenus par la méthode Ray Tracing et par la méthode de Monte Carlo. Tant que l'on ne considère pas la réflexion aux parois, le Ray Tracing affiche une précision équivalente à celle de Monte Carlo pour des temps de calculs légèrement inférieurs.

J.3 Les méthodes statistiques

Quand on parle de méthodes statistiques, on fait allusion à la méthode de **Monte Carlo**. Cette méthode consiste à reconstruire les transferts radiatifs en générant un grand nombre d'évènements aléatoires à l'issue desquels les variables d'état du système sont calculées en moyennant les valeurs obtenues. On modélise un phénomène physique, notamment la trajectoire d'un photon ou « rayon » de son point d'émission jusqu'à son point d'absorption, par une suite de processus aléatoires. La simulation de ces évènements durant le transfert de l'énergie radiative a été réalisée par le mathématicien Markov en 1902, en introduisant ce qu'on appelle les chaînes de Markov (Siegel & Howell, 2002).

Les phénomènes tels que l'émission, l'absorption ou la diffusion sont représentés par des lois probabilistes qui régissent alors le comportement de chaque photon émis par un élément du système. La réflexion du rayon aux parois, en fonction de leur émissivité ϵ est

aussi représentée. Chaque rayon possède une fréquence d'émission propre qu'il conserve sur son trajet. Dans la méthode de Monte Carlo, chaque élément émet un nombre de quanta d'énergie proportionnellement à son émittance.

La méthode de Monte Carlo permet, par une formulation appropriée du problème, de résoudre l'ETR sous sa **forme intégrale**. Elle présente ainsi la particularité intéressante de permettre une modélisation simultanée des dépendances spatiale, angulaire mais aussi spectrale du rayonnement thermique (Siegel & Howell, 2002).

L'avantage de la méthode de Monte Carlo est d'incorporer tous les effets possibles sans approximation, si ce n'est la modélisation des lois statistiques. De ce fait, la solution exacte peut être approchée si un nombre suffisant de tirages aléatoires est réalisé. Cependant, elle est très coûteuse en temps calcul, et son utilisation peut difficilement être envisagée dans des problèmes à géométries et / ou propriétés radiatives complexes (Coelho, 2005).

Au-delà de son utilisation pour des applications pratiques, tels que les calculs de transferts radiatifs au sein des flammes (ex : combustion) (Tesse *et al.*, 2004), la méthode de Monte Carlo permet d'obtenir des solutions de référence pour un certain nombre de cas de figure. Howell et Mengüç, (1998) ont comparé la méthode de Monte Carlo à d'autres méthodes pour modéliser les transferts radiatifs dans des géométries complexes. Ils ont montré que la méthode de Monte Carlo et celle des ordonnées discrètes sont celles qui donnent les meilleurs résultats (cf. Tableau J.1).

Méthode	Résolution angulaire	Résolution spatiale	Résolution spectrale
Harmoniques sphériques (P_N)	acceptable	bonne	très bonne
Zone	acceptable	(très) bonne	très bonne
Ordonnées discrètes	bonne	très bonne	bonne
Monte Carlo	très bonne	bonne	bonne

Tableau J.1. Comparaison des méthodes d'approximation de résolution de l'ETR

(Bauer *et al.*, 2005)

J.4 Les méthodes Hybrides

On entend par méthode hybride, une technique basée sur une combinaison de plusieurs méthodes citées précédemment (différentielles, intégrales ou même statistiques), permettant de corriger les défauts que présente chacune d'elles individuellement. Face au grand nombre de méthodes hybrides proposées dans la littérature, nous ne présentons ici que la plus connue d'entre elles : La **Méthode des Transferts Radiatifs Discrets** ou **DTRM**. Elle a été spécialement développée pour la combustion, en combinant les méthodes des zones, de Monte Carlo et des flux. La méthode DTRM est basée sur la résolution de l'équation de transferts radiatifs sous sa forme différentielle pour un nombre limité de rayons (*i.e.* la luminance), et ne cherche par conséquent pas à couvrir l'ensemble du champ de luminance dans le domaine (Documentation Fluent Inc, 2003 ; Joseph, 2004).

L'espace des angles solides autour d'un point P est découpé en un grand nombre de petits angles solides autour des rayons représentatifs choisis. Le domaine physique quant à lui est découpé en volumes de contrôle élémentaires (correspondant au maillage) ; la température et le coefficient d'absorption étant supposés uniformes dans chaque cellule (Coelho *et al.*, 1998). Le point d'intersection de chaque rayon partant de P avec la limite physique du système considéré est déterminé et noté Q (cf. Figure J.1). Connaissant le rayonnement émis de la paroi en P , l'ETR est résolue par parties en passant par les volumes de contrôle qui se trouvent sur la trajectoire $\Gamma(P \rightarrow Q)$ (c'est une méthode de tracé de rayon). On détermine ainsi la luminance incidente en Q pour le rayon considéré. Cette opération est effectuée pour chacun des rayons qui auront été définis au point P .

La méthode suppose que la diffusion est isotrope. Elle suppose également que toutes les surfaces sont diffuses.

Comme pour les méthodes aux ordonnées discrètes (DO), la méthode DTRM est une méthode appropriée pour modéliser les transferts radiatifs dans les milieux transparents ($\zeta \ll 1$) ainsi que dans les milieux semi-transparentes ($1 < \zeta < 5$). Cependant, cette méthode est plus précise que la méthode aux ordonnées discrètes, elle est également relativement flexible, et économique du point de vue du temps de calcul (même si celui-ci demeure plus élevé que par la méthode DO (Coelho *et al.*, 1998) (Tableau 3.7). La faiblesse de cette méthode réside cependant dans la détermination du terme source de l'équation d'énergie (*i.e.* divergence du

vecteur flux radiatif), qui requiert une discrétisation angulaire très fine avant d'atteindre des résultats précis (Coelho, 2005).

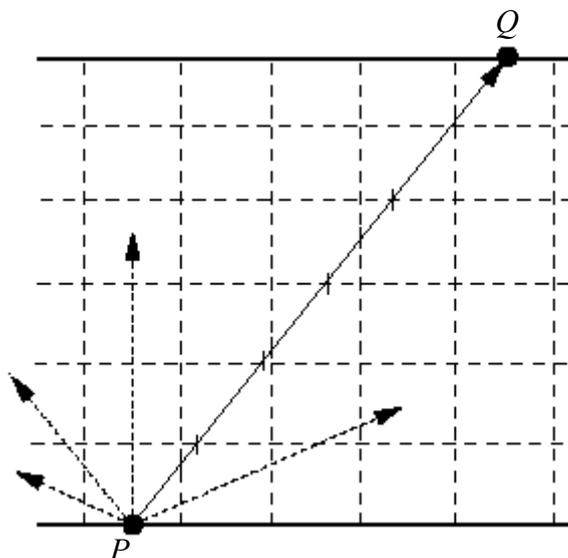


Figure J.1. Tracé de rayons par la Méthode des Transferts Radiatifs Discrets (DTRM)

Outre les méthodes citées plus haut, la méthode des **radiosités** ou méthode des flux radiatifs nets est aussi disponible dans Fluent 6.1. Cette méthode est typiquement employée pour quantifier les échanges radiatifs entre surfaces formant un système fermé contenant un milieu transparent (*ex* : capteur solaire à air sec...). Cette méthode suppose que toutes les surfaces sont grises et diffusantes. L'énergie échangée entre deux surfaces dépend d'un facteur de forme qui tient compte, d'une part de leur taille, et d'autre part de leur orientation et de la distance les séparant (Documentation Fluent Inc, 2003 ; Bauer *et al.*, 2005). Comparée à la méthode DTRM ou à la méthode DO (cf. Tableau 3.7), la méthode des radiosités est plus rapide à chaque itération. Il faut noter cependant que le calcul préalable des facteurs de forme est assez gourmand en temps CPU et en mémoire de stockage, notamment pour des géométries complexes.

Annexe K

Méthodologie numérique du code de calcul

Nous avons présenté les mécanismes à considérer pour modéliser le climat dans la serre et dans la couche limite atmosphérique à l'aide de formalismes mathématiques (§3.2.2). Cependant, ces équations n'ont pas de solutions analytiques connues. Pour résoudre notre problème physique, nous utiliserons l'outil de calcul numérique Fluent 6.1. Ce code de champ (CFD) est apte à traiter les équations générales de la mécanique des fluides ainsi que l'équation de conservation de l'énergie. Ce code est également en mesure de décrire les transferts radiatifs au sein de notre domaine de calcul.

L'objet de cette partie est d'exposer les concepts et les méthodes numériques disponibles dans le code de calcul. En particulier, nous pouvons citer les points suivants :

- Les équations de transports sont mises sous une forme commune ;
- Les équations sont discrétisées en utilisant la méthode des volumes finis ;
- L'algorithme SIMPLE permet de découpler les champs de vitesse et de pression ;
- Les conditions aux limites nécessaires pour la résolution du système d'équations algébrique

K.1 Equation générale de convection-diffusion

Toutes les équations de transport que nous avons établies dans la partie 3.2.2 de la thèse peuvent s'écrire sous une forme commune. Ainsi, si on note ϕ la variable scalaire¹ étudiée, chacune des équations du système (3.64) peut être réduite à une seule équation de la forme générale (Patankar, 1980; Saad, 1998) :

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi)}_A + \underbrace{\nabla \cdot (\rho\vec{v}\phi)}_B = \underbrace{\nabla \cdot (\Gamma_\phi \nabla \phi)}_C + \underbrace{S_\phi}_D \quad (\text{K.1})$$

¹ Dans la suite, nous ne ferons pas la distinction entre les scalaires et les vecteurs.

Avec :

- A : le terme d'accumulation dans le volume de contrôle ;
- B : le terme d'advection ou de convection ;
- C : le terme de diffusion avec Γ_ϕ , le coefficient de diffusion de ϕ ;
- D : le terme source volumique de ϕ .

Les différents termes de l'équation (K.1) sont donnés dans le tableau suivant :

Equation	ϕ	Γ_ϕ	S_ϕ
continuité	1	0	0
quantité de mouvement suivant x	\bar{v}_x	$\mu + \mu_t$	$-\frac{\partial}{\partial x} \left(\bar{p} + \frac{2}{3} k \delta_{ij} \right) + \rho \bar{f}_x$
quantité de mouvement suivant y	\bar{v}_y	$\mu + \mu_t$	$-\frac{\partial}{\partial y} \left(\bar{p} + \frac{2}{3} k \delta_{ij} \right) + \rho \bar{f}_y$
quantité de mouvement suivant z	\bar{v}_z		$-\frac{\partial}{\partial z} \left(\bar{p} + \frac{2}{3} k \delta_{ij} \right) + \rho \bar{f}_z$
d'énergie	\bar{T}	$\rho a + \frac{\mu_t}{Pr_t}$	$\frac{S_h}{C_p}$
énergie cinétique turbulente	k	$\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}$	$G_k + G_b - \varepsilon$
taux de dissipation visqueuse	ε	$\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon}$	$C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - \rho C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k}$
transport d'espèce dans l'air	\bar{y}_w	$\rho D_{w,a} + \frac{\mu_t}{Sc_t}$	S_w

Tableau K.1. Description des termes de l'équation de convection-diffusion

Les équations (K.1) sont, dans le cas le plus général, non linéaires. Par conséquent elles ne peuvent pas être résolues analytiquement.

K.1.1 Discrétisation temporelle

Pour les simulations transitoires, les équations précédemment définies sont tout d'abord discrétisées en temps avant d'en effectuer une résolution spatiale. Néanmoins, la discrétisation spatiale des équations dépendantes du temps est la même que celle correspondante au cas stationnaire. La discrétisation temporelle implique l'intégration des équations différentielles (K.1) sur le pas de temps Δt (Versteeg & Malalasekera, 1998) :

$$\int_{\Delta t} \frac{\partial}{\partial t} \left(\int_V (\rho\phi) dV \right) dt + \int_{\Delta t} \oint_A (\rho\phi\vec{v}) \cdot d\vec{A} dt = \int_{\Delta t} \oint_A (\Gamma_\phi \nabla \phi) \cdot d\vec{A} dt + \int_{\Delta t} \int_V S_\phi dV dt \quad (\text{K.2})$$

Un traitement implicite¹ est effectué pour les termes formant le système d'équations à résoudre. Ces termes (*i.e.* convectif, diffusif et source) sont tous évalués à l'instant $n+1$, à l'exception de ceux issus de la discrétisation temporelle et des termes faisant apparaître une non linéarité :

$$\int_V \frac{\partial}{\partial t} (\rho\phi) dV + \oint_A (\rho^{n+1} \phi^{n+1} \vec{v}^{n+1}) \cdot d\vec{A} = \oint_A (\Gamma_\phi^{n+1} \nabla \phi^{n+1}) \cdot d\vec{A} + \int_V S_\phi^{n+1} dV \quad (\text{K.3})$$

L'intervalle de temps, sur lequel nous observons les phénomènes, est discrétisé en un nombre fini d'intervalles $[t_n, t_{n+1}]$. L'approximation de la variable ϕ à l'instant n est notée ϕ^n . Pour atteindre la solution stationnaire du problème, il est nécessaire d'effectuer plusieurs itérations. A chacune de ces itérations, la solution réelle est avancée temporellement de la quantité $\Delta t = t_{n+1} - t_n$ appelée pas de temps.

Lors de la phase de discrétisation en temps, la dérivée temporelle $\frac{\partial \phi}{\partial t}$ à l'instant t_{n+1} est alors obtenue à partir d'un développement en série de *Taylor* tronqué à un ordre N . Le calcul de cette dérivée à l'itération t_{n+1} à partir des valeurs aux temps précédents peut se faire de différentes façons :

- En utilisant les résultats de l'itération n . C'est le schéma *d'Euler* (*i.e.* schéma de 1^{er} ordre), basé sur un développement décentré de *Taylor* à l'ordre $N = 1$:

¹ Le Code Fluent emploie une discrétisation implicite, qui à l'avantage d'être inconditionnellement stable.

$$\left(\frac{\partial\phi}{\partial t}\right)^{n+1} = \frac{\phi^{n+1} - \phi^n}{\Delta t} \quad (\text{K.4})$$

- En utilisant les résultats des itérations n et $n-1$, suivant le schéma de *Gear* (*i.e.* schéma du 2^{ème} ordre), basé sur un développement décentré de *Taylor* à l'ordre $N = 2$:

$$\left(\frac{\partial\phi}{\partial t}\right)^{n+1} = \frac{3\phi^{n+1} - 4\phi^n + \phi^{n-1}}{2\Delta t} \quad (\text{K.5})$$

A partir des conditions initiales, à chaque pas de temps, le processus de résolution décrit pour le régime permanent est mis en œuvre.

Enfin, contrairement aux schémas explicites, qui de plus sont moins robustes, le choix du pas de temps pour les schémas implicites doit être lié et adapté à la physique des phénomènes, sans tenir compte de considérations d'ordre numérique (*i.e.* stabilité numérique). Pour nos simulations, un critère d'appréciation est qu'à chaque pas de temps la convergence doit se faire en 10 à 20 itérations.

K.1.2 Discrétisation spatiale : méthode des volumes finis

La discrétisation spatiale des équations sur le maillage se fait par la méthode des volumes finis (Patankar, 1980). La méthode des volumes finis est basée sur la recherche des valeurs des inconnues du problème sur un nombre fini de points du domaine de calcul. Les équations, écrites sous forme conservative (K.1), sont discrétisées de façon à ce que le flux soit conservé lors du passage d'un volume de contrôle à l'autre. Cette manière de procéder fait des volumes finis une méthode naturelle pour résoudre les équations de la mécanique des fluides.

Le domaine de calcul est découpé en volumes de contrôle, dont la formulation (K.6) est appliquée sur chaque volume de contrôle (*i.e.* maille). Le maillage constitué en 2 ou 3 dimensions, peut être cartésien, mais aussi curviligne, triangulaire (*cf. ex* : Figure K.1), carré, tétraédrique ou en encore hexaédrique.

Les équations (K.1) sont d'abord intégrées sur chacun des volumes de contrôle – intégrale volumique – centrés en chacune des mailles. Les équations sont ensuite transformées

en terme de flux physiques à travers les interfaces des volumes de contrôle en utilisant le théorème de *Green-Ostrogradski*. Ainsi pour le régime stationnaire, l'équation (K.1) devient (Versteeg & Malalasekera, 1998; Ferziger & Peric, 2002) :

$$\oint_A (\rho \phi \vec{v}) \cdot d\vec{A} = \oint_A (\Gamma_\phi \nabla \phi) \cdot d\vec{A} + \int_V S_\phi dV \quad (\text{K.6})$$

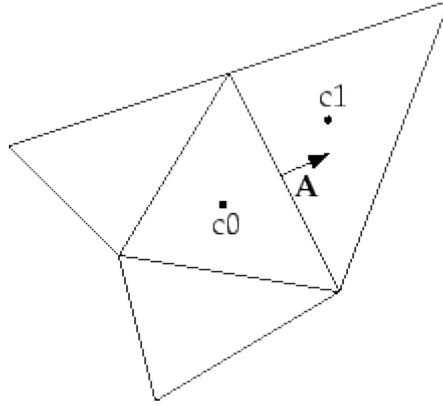


Figure K.1. Volume de contrôle : notations utilisées pour la discrétisation des équations

Par discrétisation des termes successifs de l'équation (K.6), nous obtenons le système d'équations algébriques pour les inconnues discrètes, soit :

$$\sum_f^{N_{\text{faces}}} \rho_f \vec{v}_f \phi_f \cdot \vec{A}_f = \sum_f^{N_{\text{faces}}} \Gamma_\phi (\nabla \phi)_n \cdot \vec{A}_f + S_\phi V \quad (\text{K.7})$$

Avec :

- N_{faces} : nombre de surfaces formant le volume de contrôle (*i.e.* maille) ;
- ϕ_f : la valeur de ϕ traversant la surface f par convection ;
- $\rho_f \vec{v}_f \cdot \vec{A}_f$: le flux massique à travers la face f d'une surface \vec{A}_f ;
- $(\nabla \phi)_n$: magnitude du gradient $\nabla \phi$ dans la direction normale à la face f ;
- V : volume de la maille.

Il est à noter que la formulation (K.7) permet également d'assurer les propriétés de conservation. Au niveau des interfaces des volumes de contrôle, les variables ne sont pas définies. Le problème consiste à reconstruire leur valeur aux interfaces. Pour cela, il est

nécessaire de disposer d'un schéma d'interpolation, qui peut être différent selon les termes considérés (termes diffusifs ou convectifs).

Les termes de diffusion sont discrétisés avec un schéma centré d'ordre 2. En ce qui concerne la discrétisation spatiale des termes de convection, la précision de l'ordre des schémas et leur stabilité jouent un rôle essentiel à grand nombre de Reynolds. Nous disposons de plusieurs schémas d'interpolation dans le logiciel Fluent.

Pour la clarté de l'exposé, nous considérerons l'équation de convection-diffusion monodimensionnelle (Figure K.2).

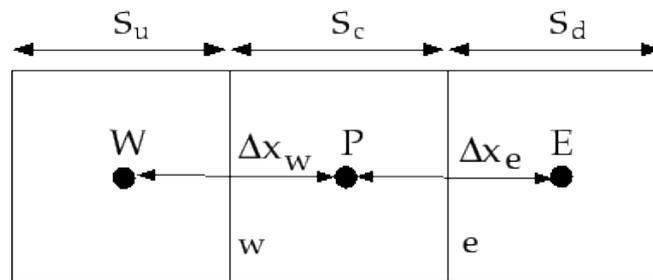


Figure K.2. Notation pour la grille de discrétisation monodimensionnelle

- Schéma Upwind ou simple amont : Ce schéma tient compte du sens de l'écoulement, l'interpolation consiste à remplacer la valeur inconnue ϕ_p par celle située au nœud en amont de l'écoulement (Figure K.2). Si on note respectivement F_e et F_w les produits $(\rho v)_e$ et $(\rho v)_w$ au niveau des interfaces e et w , alors on a :

$$\phi_e = \begin{cases} \phi_p & \text{si } F_e > 0 \\ \phi_E & \text{si } F_e < 0 \end{cases} \text{ et } \phi_w = \begin{cases} \phi_w & \text{si } F_w > 0 \\ \phi_p & \text{si } F_w < 0 \end{cases} \quad (\text{K.8})$$

Ce schéma d'ordre 1 génère une diffusion numérique importante, mais reste adapté aux écoulements dans lesquels les termes convectifs sont prépondérants.

- Schéma Power law : Ce schéma permet d'avoir une meilleure approximation de la solution exacte de l'équation de convection-diffusion mono-dimensionnelle :

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho v \phi) = \frac{\partial}{\partial x} \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \quad (\text{K.9})$$

Où Γ_ϕ et $\rho\nu$ sont constantes sur l'intervalle ∂x . La solution exacte de cette équation est donnée sur le domaine $[0, L]$ par :

$$\frac{\phi(x) - \phi(0)}{\phi(L) - \phi(0)} = \frac{\exp(\text{Pe} x / L) - 1}{\exp(\text{Pe}) - 1} \quad (\text{K.10})$$

Avec P_e , le nombre de **Peclet**, donné par : $\text{Pe} = \rho\nu L / \Gamma_\phi$.

Le résultat de cette interpolation dépend donc de la nature de l'écoulement caractérisé par le nombre de **Peclet**, qui indique l'importance relative de la convection par rapport à la diffusion (cf. Figure K.3) :

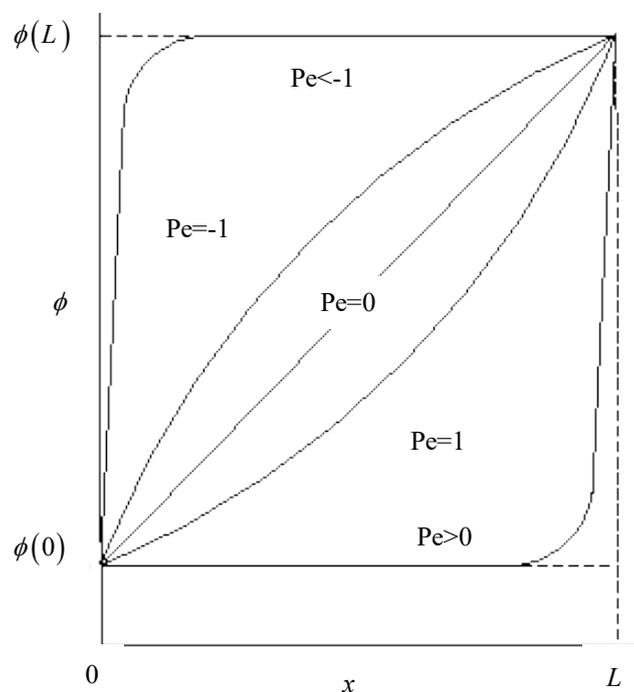


Figure K.3. Interpolation de ϕ sur $[0, L]$ selon la valeur du nombre de Peclet

- Si la convection est fortement dominante ($P_e > 1$), l'interpolation se fait en adoptant la valeur de la cellule amont ;
- Si la diffusion est fortement dominante ($P_e < 1$), c'est la valeur de la cellule aval qui est prise ;

- Si on applique la solution exacte de l'équation de convection-diffusion (K.9) entre les points E et P d'une part et entre les points W et P d'autre part, on obtient :

$$a_P \phi_P = a_E \phi_E + a_W \phi_W \quad (\text{K.11})$$

$$\text{Avec : } \begin{cases} a_E = \frac{F_E}{\exp(F_e/D_e) - 1} \\ a_W = \frac{F_W \exp(F_w/D_w)}{\exp(F_w/D_w) - 1} \\ a_P = a_E + a_W + (F_E - F_W) \\ D_e = \frac{\Gamma_{\phi,e}}{\Delta x_e}, D_w = \frac{\Gamma_{\phi,w}}{\Delta x_w} \end{cases}$$

- Schéma Upwind d'ordre supérieur : Dans le but de réduire la diffusion numérique associée au schéma d'ordre un, plusieurs schémas upwind d'ordre supérieur ont été développés. Quel que soit l'ordre du schéma proposé, les différences centrées sont utilisées pour le traitement de la convection. Contrairement au schéma d'ordre 1, qui utilise uniquement les valeurs de la maille amont, les schémas d'ordre supérieur utilisent plus de points pour décrire le flux de convection. Ce traitement, qui nécessite l'ajout de points et alourdit le mode de résolution numérique. Si ce schéma permet un gain en précision, il peut parfois conduire à des instabilités numériques. Une alternative est de construire de nouveaux schémas par combinaison linéaire des schémas simples. Fluent propose alors d'utiliser alors le schéma Quick.
- Schéma Quick Quadratic Upstream Interpolation for Convective Kinematics : basé sur une moyenne pondérée du schéma Upwind d'ordre 2 et sur l'interpolation des variables. Ce type de Schéma ne peut être utilisé qu'avec un maillage à base de quadrilatères ou d'hexaèdres.

Le code fluent propose différentes techniques supposées accélérer le processus de convergence. Bien sûr, la rapidité de convergence est augmentée si une première estimation de la solution est donnée comme point de départ. Outre la sous-relaxation des variables, nous avons recours au contrôle du processus de résolution décrit ci-dessous.

K.1.3 Contrôle du processus de résolution

Nous avons vu qu'une fois discrétisées, toutes les équations algébriques à résoudre sont de la forme :

$$a_p \phi_p = \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + S_\phi \quad (\text{K.12})$$

Avec : a_p et a_{nb} , des coefficients correspondants aux termes de convection et de diffusion dans les équations de convection-diffusion, l'indice nb désignant les points voisins du point P .

A chaque étape de l'algorithme de résolution, on appelle résidu pour une équation la valeur absolue de la différence entre les deux membres de l'équation (K.12) sommée sur l'ensemble des cellules :

$$\mathfrak{R} = \sum_{noeudP} \left| \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + S_\phi - a_p \phi_p \right| \quad (\text{K.13})$$

Les résidus peuvent être normalisés de la manière suivante :

$$\mathfrak{R} = \frac{\sum_{noeudP} \left| \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + S_\phi - a_p \phi_p \right|}{\sum_P a_p \phi_p} \quad (\text{K.14})$$

On définit ainsi un résidu pour les équations de conservation de la quantité de mouvement et de l'énergie, de transport d'espèce ainsi que pour les équations de transport de l'énergie cinétique turbulente et de son taux de dissipation.

Pour la pression, le résidu apparaissant porte sur la conservation de la masse :

$$\mathfrak{R} = \sum_{noeudP} \left| (\rho v A)_e - (\rho v A)_w + (\rho v A)_n - (\rho v A)_s \right| \quad (\text{K.15})$$

Ce résidu est normalisé de façon différente puisqu'il l'est par rapport au résidu calculé à la 2^{ème} itération.

Plus les différents résidus diminuent, plus on s'approche de la solution convergée. Le critère pour la vérification de la convergence porte sur la somme des résidus des équations de conservation de la masse, de conservation de quantité de mouvement, ainsi que les équations

de transports de k et de ε , somme qui doit être inférieure à une valeur seuil définie au préalable. Le résidu de l'équation de conservation de l'énergie fait l'objet d'un traitement à part, avec un critère de convergence spécifique.

Dans la suite, nous appellerons seuil de convergence la valeur atteinte par la somme des résidus des équations (hors l'équation d'énergie) au stade où la solution numérique est examinée.

K.1.4 Notion de sous relaxation

Pour atténuer les fluctuations de la solution approchée, on introduit une sous relaxation pour la variable ϕ au point P . D'une itération à l'autre, seule une partie de la correction $\Delta\phi_P$ déduite de l'application de l'algorithme de résolution est prise pour la nouvelle valeur ϕ_P qui est donnée par :

$$\phi_P = \phi_{P,old} + \alpha_\phi \Delta\phi_P \quad (\text{K.16})$$

α_ϕ représente le coefficient de sous relaxation pour la variable ϕ . Ces coefficients sont à définir pour chacune des différentes variables du problème.

K.1.5 Couplage vitesse-pression : Algorithme SIMPLE

Comme mentionné plus haut, les équations gouvernant l'écoulement fluide (*i.e.* Naviers-Stokes) n'ont pas de solutions analytiques connues du fait qu'elles sont non linéaires et couplées. Les équations sont alors résolues séquentiellement et plusieurs itérations dans la boucle de résolution doivent être effectuées avant l'obtention d'une solution qui converge au fur et à mesure vers la solution physique (*i.e.* réelle).

Un des problèmes rencontrés lors de la résolution des équations de Naviers-Stokes concerne le traitement du couplage entre la vitesse et la pression. En effet, il n'existe pas d'équations explicites permettant le calcul de la pression. Toute la difficulté réside dans la détermination de la pression qui doit être déterminée en vérifiant la conservation de la masse.

Nous utiliserons l'algorithme SIMPLE (Semi Implicit Method for Pressure-Linked Equations) pour découpler les champs de vitesse et de pression. L'algorithme SIMPLE utilise deux types de maillages. Les champs scalaires (*i.e.* pression, température, énergie cinétique

turbulente...) sont calculés au centre des mailles, tandis que les composantes du champ de vitesse sont calculées au centre des faces entre les mailles.

Le principe de cet algorithme est de partir d'un champ de pression arbitraire p^* , qui par le biais des équations de Naviers-Stokes, conduit à un champ de vitesse approché v^* . Des corrections successives sont ensuite apportées à l'un et l'autre de façon à se rapprocher petit à petit d'une solution qui satisfasse de mieux en mieux l'équation de continuité. La procédure itérative de résolution est décrite dans Patankar, (1980). Les différentes étapes sont répétées jusqu'à ce que l'erreur (résidu) sur chaque équation de conservation, sur chaque volume de contrôle, et sur le domaine tout entier, soit inférieure à une valeur définie au préalable. La Figure K.4 ci-dessous présente l'organigramme d'une itération de résolution des équations gouvernant l'écoulement fluide.

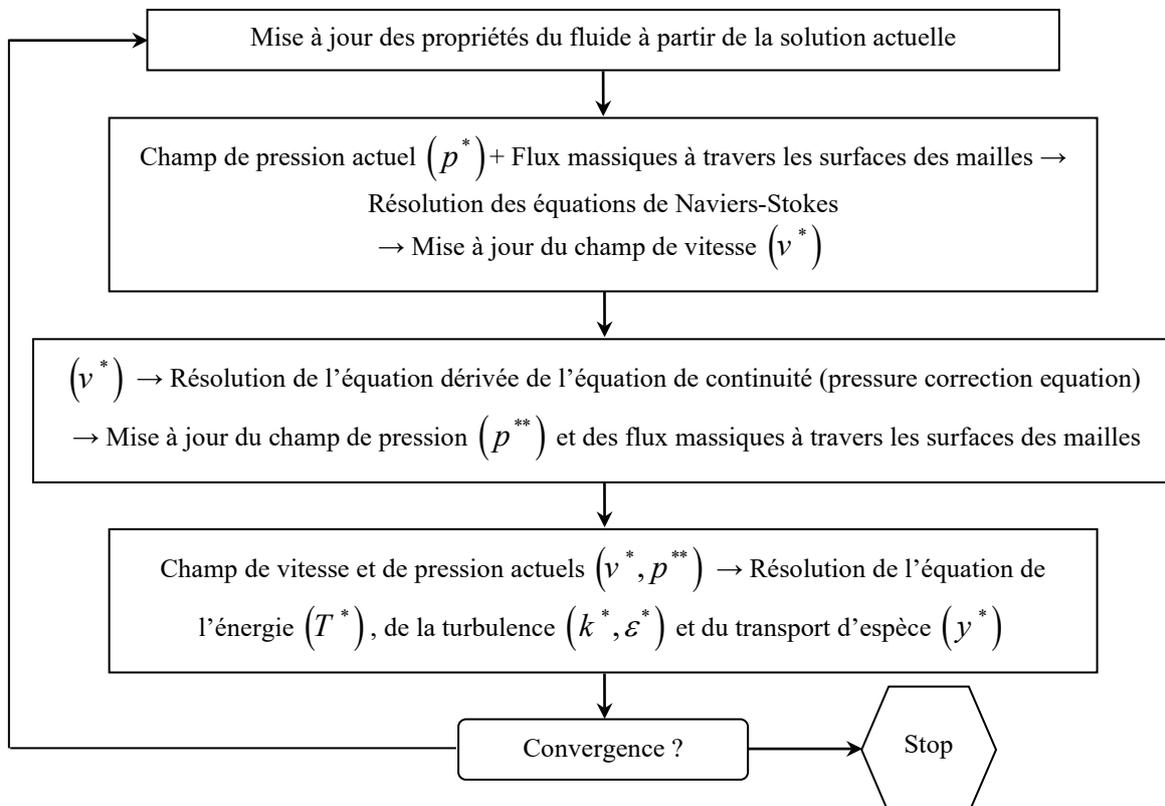


Figure K.4. Organigramme d'une itération de résolution des équations gouvernant l'écoulement fluide

K.2 Conditions aux limites

La résolution du système d'équations discrétisées nécessite la connaissance des conditions aux limites. Dans cette partie, nous ne recensons que les types de conditions aux limites qui seront spécifiées pour délimiter notre domaine de calcul autour de la serre proprement dite.

K.2.1 Conditions aux limites au voisinage des parois solides

L'hypothèse d'isotropie de la turbulence n'est plus valable au voisinage des parois solides. L'observation expérimentale montre l'existence au voisinage de la paroi d'une couche dans laquelle l'effet de la viscosité moléculaire devient prépondérant devant celui de la turbulence ; c'est la sous-couche visqueuse (Figure K.5). Dans cette sous-couche, la contrainte de cisaillement totale se limite à la contrainte due à la viscosité.

A mesure que la distance à la paroi augmente, les contraintes dues à la viscosité moléculaire deviennent négligeables devant celles liées à la turbulence. Les équations (3.64) ne sont donc plus valables au voisinage des parois.

Une solution de remplacement est adoptée, qui consiste à faire l'hypothèse que la mince couche de fluide en contact avec la surface est une zone d'équilibre local, et à recourir à des lois dites lois de parois. Pour le modèle de turbulence $k - \varepsilon$ standard, nous avons adopté le concept de lois de parois logarithmiques (dynamique et thermique) classiques (Launder & Spalding, 1974). Une condition du type – Wall – a ainsi été introduite. L'écoulement n'est pas résolu explicitement dans la région proche de la paroi, les effets de surface étant reproduits globalement par le biais de lois semi-empiriques. Il est toutefois possible d'adapter le modèle de turbulence ($k - \varepsilon$ standard) pour résoudre explicitement l'écoulement dans la sous-couche visqueuse. Bien que cette démarche permette d'accéder à de plus amples informations, elle nécessite des maillages particulièrement fins (Figure K.6). Compte tenu de nos objectifs de modéliser des flux turbulents dans la couche de surface des parois (sol extérieur, sol intérieur, tablettes et vitrage...), l'utilisation des lois de parois paraît la plus adaptée.

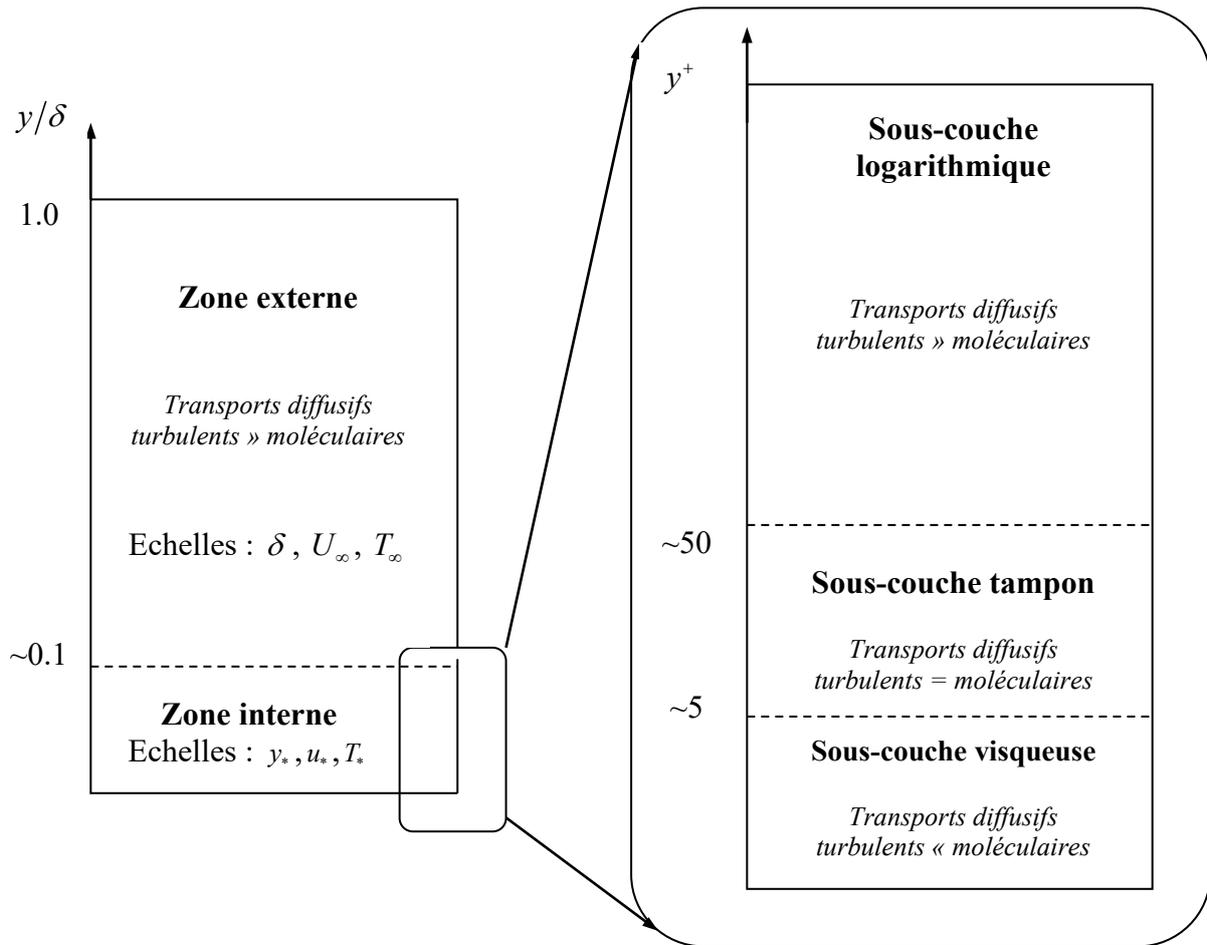
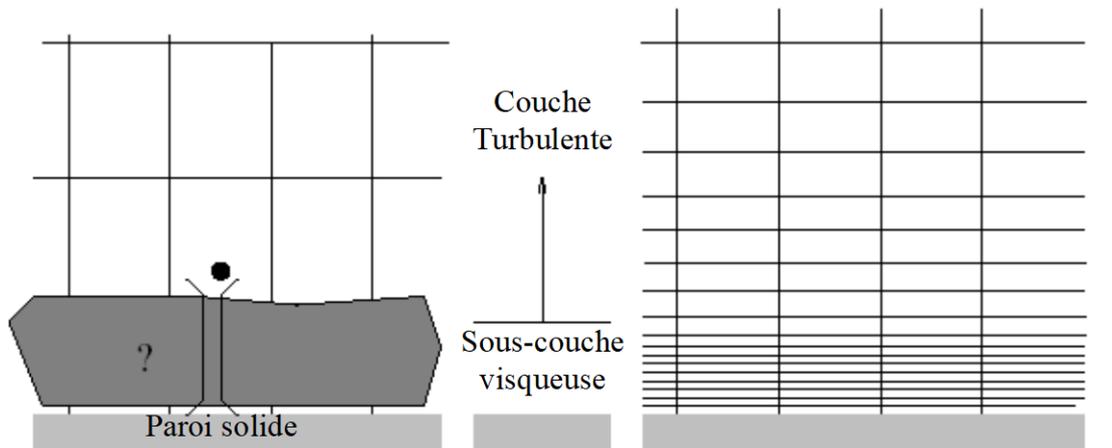


Figure K.5. Structure d'une couche limite pariétale turbulente



Substitution du modèle $k-\epsilon$ par des lois de parois.

Le modèle $k-\epsilon$ est valable dans la région proche de la paroi.

Figure K.6. Traitement de la turbulence au voisinage immédiat de la paroi

- **Loi de paroi dynamique**

La condition limite à la paroi est construite à partir des relations d'équilibre pour une couche à flux constant. Sur une surface homogène infinie, chaque cellule proche de la paroi est donc affectée de paramètres physiques tels que la longueur de frottement et la hauteur de frottement. Le profil de vitesse est déduit de l'observation expérimentale des écoulements turbulents sur une plaque plane. Ainsi, la vitesse longitudinale du fluide au premier nœud p (avec les notations de la Figure K.7) est donnée par :

$$\boxed{u^+ = \frac{u}{u_*} = \frac{1}{\kappa} \ln(Ey^+)} \quad (\text{K.17})$$

Avec :

- κ : constante de von Kármán (0.42) ;
- E : constante empirique de la loi de paroi (9.793) ;
- u_* : vitesse de frottement, [m s^{-1}] ;

$$u_* = \sqrt{\tau_w / \rho} \quad (\text{K.18})$$

- τ_w : contrainte de cisaillement à la surface de la paroi solide, [$\text{Kg m}^{-1} \text{s}^{-2}$], soit :

$$\tau_w = \mu \left. \frac{\partial u}{\partial y} \right|_{y=0} \quad (\text{K.19})$$

- y^+ : distance adimensionnelle du premier nœud p à la paroi solide, [m] ;

$$y^+ = \frac{\rho u_* y_p}{\mu} \quad (\text{K.17})$$

- ρ : masse volumique de l'air, [Kg m^{-3}] ;
- y_p : distance du premier nœud p à la paroi solide, [m] ;
- μ : viscosité dynamique du fluide, [$\text{Kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$] ;

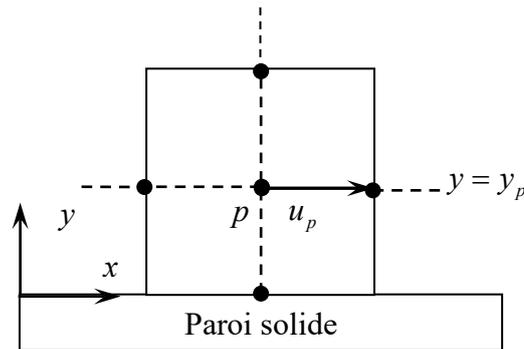


Figure K.7. Voisinage immédiat de la paroi

La loi de paroi (K.17) n'est valable qu'à condition que le nœud voisin de la surface ne se trouve pas dans la sous-couche visqueuse. Dans le cas contraire le calcul se fait comme en régime laminaire, ainsi pour une épaisseur $y^+ < 11.225$, le frottement est uniforme et la vitesse varie linéairement suivant la verticale, soit :

$$u^+ = y^+ \quad (\text{K.21})$$

N.B. Le code de calcul, Fluent, emploie plutôt la longueur de frottement y_* au lieu de la distance adimensionnelle à la surface y^+ . Ces deux quantités sont approximativement comparables quand le premier nœud p se trouve dans la sous-couche logarithmique.

Expérimentalement, la valeur $y_* = 11.225$ correspond à la distance prise par rapport à la paroi à laquelle les effets de viscosité moléculaire et de turbulence sont approximativement égaux.

Enfin, la validité de cette loi de paroi dynamique, demeure valable tant que le premier nœud se trouve à l'intérieur de la couche turbulente ($30 < y_* < 60$). Ceci peut être vérifié a posteriori par examen des valeurs de y_* ; des valeurs excessives (*i.e.* à titre indicatif, très supérieures à 100) indiquent une mauvaise résolution de la couche limite turbulente.

- **Loi de paroi thermique**

Pour modéliser les échanges de chaleur à la paroi, il est possible de procéder de différentes façons. Le choix se fait en fonction des données du problème. En effet, si la

densité de flux de chaleur sensible est connue, il suffit d'imposer une condition de flux surfacique, soit :

$$\dot{q}_{cv} = -k_f \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0} \quad (\text{K.22})$$

Avec :

- k_f : conductivité thermique locale de l'air, [$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$] ;
- \dot{q}_{cv} : densité de Flux de chaleur convectif au niveau de la paroi solide, [W m^{-2}].

En revanche, lorsque seule la température pariétale est connue, il est nécessaire d'explicitier les échanges en région de proche paroi. Pour cela, chaque maille de calcul est affectée d'une température de surface et d'une rugosité thermique.

Pour un écoulement turbulent, la loi de paroi thermique se construit en s'appuyant sur l'analogie de Reynolds entre le transport de quantité de mouvement et le transport d'énergie. Avec l'hypothèse d'équilibre local, on peut exprimer la température de frottement (température moyenne du fluide au premier nœud p) par :

$$T_* = \frac{(T_w - T_p) \rho C_p C_\mu^{1/4} k_p^{1/2}}{\dot{q}_{cv}} \quad (\text{K.23})$$

Avec :

- T_* : température de frottement, [K] ;
- T_w : température de surface de la paroi solide, [K] ;
- T_p : température locale de l'air au premier nœud p , [K] ;
- C_p : chaleur massique à pression constante de l'air, [$\text{J Kg}^{-1} \text{K}^{-1}$] ;
- C_μ : constante empirique (0.09) ;
- k_p : énergie cinétique moyenne du mouvement turbulent au point p , [$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$] ;
- \dot{q}_{cv} : densité de flux de chaleur convectif au niveau de la surface en [W m^{-2}].

$$\dot{q}_{cv} = h_f (T_w - T_f) \quad (\text{K.24})$$

on distingue deux types de loi de paroi pour la température :

- Loi linéaire dans la sous-couche thermique quand la conduction est prédominante ;
- Loi de paroi logarithmique dans la région logarithmique ou turbulente quand la turbulence prévaut devant la conduction.

Ainsi, l'équation (K.23) prend la forme suivante :

$$T_* = \begin{cases} \text{Pr } y_* + \frac{1}{2} \rho \text{Pr} \frac{C_\mu^{1/4} k_P^{1/2}}{\dot{q}_{cv}} u_p^2 & (y_* < y_{*T}) \\ \text{Pr}_t \left[\frac{1}{\kappa} \ln(Ey_*) + P \right] + \frac{1}{2} \rho \frac{C_\mu^{1/4} k_P^{1/2}}{\dot{q}_{cv}} \{ \text{Pr}_t u_p^2 + (\text{Pr} - \text{Pr}_t) u_c^2 \} & (y_* > y_{*T}) \end{cases} \quad (\text{K.25})$$

Avec :

- Pr : nombre de Prandtl de l'air $\mu C_p / k_f \approx 0.71$;
- k_f : conductivité thermique locale de l'air, $[\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}]$;
- y_* : longueur de frottement dynamique, $[\text{m}]$;
- y_{*T} : longueur de frottement thermique, $[\text{m}]$;
- Pr_t : nombre de Prandtl turbulent (0.85 au niveau de la paroi solide) ;
- U_c : amplitude de la vitesse moyenne à $y^* = y_{*T}$.
- u_p : amplitude de la vitesse moyenne de l'air au premier nœud p , $[\text{m s}^{-1}]$;
- P : constante due à la résistance thermique introduite par la sous-couche visqueuse au transfert de chaleur.

Jayatilleke (1969) cité par (Schiestel, 1993) estime cette constante P dans le cas d'une paroi dynamiquement lisse à partir de la relation :

$$P = 9.24 \left[\left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_t} \right)^{3/4} - 1 \right] \left[1 + 0.28 e^{-0.007 \text{Pr} / \text{Pr}_t} \right] \quad (\text{K.26})$$

Dans le cas d'un écoulement incompressible (l'air), les termes $\frac{1}{2} \rho \text{Pr} \frac{C_\mu^{1/4} k_p^{1/2}}{\dot{q}_{cv}} u_p^2$ et $\frac{1}{2} \rho \frac{C_\mu^{1/4} k_p^{1/2}}{\dot{q}_{cv}} \{ \text{Pr}_t u_p^2 + (\text{Pr} - \text{Pr}_t) u_c^2 \}$ sont négligés dans l'équation (K.25). Cette dernière prend alors la forme suivante :

$$T^* = \frac{(T_w - T_p) \rho c_p C_\mu^{1/4} k_p^{1/2}}{\dot{q}_{cv}} = \begin{cases} \text{Pr} y^* & (y^* < y_T^*) \\ \text{Pr}_t \left[\frac{1}{\kappa} \ln(Ey^*) + P \right] & (y^* > y_T^*) \end{cases} \quad (\text{K.27})$$

L'épaisseur adimensionnelle de la sous-couche thermique y_{*T} dans l'équation (K.27) est la solution de l'égalité entre la loi linéaire et la loi logarithmique donnant le nombre de Prandtl moléculaire du fluide, soit :

$$\text{Pr} y_T^* = \text{Pr}_t \left[\frac{1}{\kappa} \ln(Ey_T^*) + P \right] \quad (\text{K.28})$$

Généralement, l'épaisseur de la sous-couche thermique est différente de celle de la sous-couche visqueuse et n'est pas constante d'un fluide à l'autre. Par exemple, l'épaisseur de la sous-couche thermique pour un fluide avec un nombre de Prandtl élevé (*i.e.* huile) est très faible par rapport à l'épaisseur de la sous-couche visqueuse et inversement pour un fluide avec un nombre de Prandtl faible (*i.e.* liquides métalliques).

La mise en œuvre de la loi de paroi pour la température dans le code de calcul Fluent, est la suivante :

- Spécification des propriétés physiques du fluide (l'air) en question ;
- Calcul du nombre de Prandtl moléculaire Pr du fluide à partir de ses propriétés physiques ;
- Calcul de l'épaisseur adimensionnelle de la sous-couche thermique y_{*T} par l'équation (K.28) ;
- Sauvegarde de la valeur de y_{*T} .
- Durant les itérations et selon la valeur y_* de la maille pariétale, une loi linéaire ou logarithmique de l'équation (K.27) est appliquée pour calculer la température de surface

de la paroi solide T_w ou la densité de flux de chaleur \dot{q}_{cv} reçue par la paroi, selon le type de condition aux limites thermique imposée au départ.

Outre la spécification des lois de parois dynamique et thermique sur chacune des surfaces, les conditions thermiques sont à préciser, soit en imposant la température de surface qui correspond à celle qui a été enregistrée *in-situ* lors des campagnes de mesures, soit en précisant le flux thermique quittant la paroi.

K.2.2 Conditions aux limites d'entrée ou de sortie

• A l'entrée

A l'endroit où le fluide – l'air – entre dans le domaine de calcul, une condition de type vitesse – Velocity Inlet – est introduite. Nous avons spécifié à cet endroit les conditions d'entrée aérodynamiques qui portent sur les profils de vitesse du vent et de turbulence (k et ε). En adaptant les formulations suggérées par Richards & Hoxey, (1993)(cf. § 3.2.2) :

$$\left\{ \begin{array}{l} u_{inl}(z) = \frac{u_*}{\kappa} \ln\left(\frac{z+z_0}{z_0}\right) \\ k_{inl} = \frac{u_*^2}{\sqrt{C_\mu}} \\ \varepsilon_{inl}(z) = \frac{u_*^3}{\kappa(z+z_0)} \end{array} \right. \quad (K.29)$$

Avec :

$$u_* = \frac{\kappa u_h}{\ln((h+z_0)/z_0)} \quad (K.30)$$

et

- $u_{inl}(z)$: profil de vitesse à l'entrée du domaine de calcul, $[m\ s^{-1}]$;
- u_* : vitesse de frottement, $[m\ s^{-1}]$;
- κ : constante de von Karman, $\kappa = 0.42$;

- z : hauteur en [m] ;
- z_0 : rugosité de la surface du sol en [m] ;
- $h = 6$ m : hauteur de référence où était mesurée la vitesse du vent ;
- u_h : vitesse du vent à la hauteur de référence h ;
- k_{inl} : distribution de l'énergie cinétique turbulente en [m² s⁻²] ;
- ε_{inl} : taux de dissipation d'énergie cinétique turbulente en [m² s⁻³] ;
- $C_\mu = 0.09$ est une constante empirique.

La rugosité du sol z_0 , peut être identifiée par une régression non linéaire entre les valeurs de la vitesse du vent mesurées et la hauteur de prise de mesure en lissant la courbe $u_{inl}(z) = f^{ct}(z)$ par une méthode de type moindre carré.

Pour le profil logarithmique de température, on utilise une expression semblable à celle du profil de vitesse (Guyot, 1999) :

$$\boxed{T_{inl}(z) = \frac{T_*}{\kappa} \ln\left(\frac{z}{z_{0,T}}\right) + T_0} \quad (\text{K.31})$$

Avec :

- $T_{inl}(z)$: profil de température à l'entrée du domaine de calcul température, [K] ;
- $z_{0,T}$: longueur de rugosité thermique, [m] ;
- T_0 : température au niveau de la surface du sol, [K] ;
- T_* : température de frottement, [K].

De la même manière on détermine, T_* et $z_{0,T}$ par régression non linéaire en lissant la courbe $T_{inl}(z) = f^{ct}(z)$ par la méthode des moindres carrés.

Ces conditions aux limites particulières requièrent des développements spécifiques – routines programmées en C -. Le code de calcul autorise en effet l'adjonction de formulations adaptées pour certaines conditions qui ne sont pas pré-programmées dans la version commercialisée.

- **A la sortie**

A l'endroit où le fluide sort du domaine du calcul, nous avons supposé que tous les flux diffusifs de toutes les variables, excepté la pression, sont nuls dans la direction perpendiculaire à la frontière – condition du type Outlet -. Ces conditions étant déduites en écrivant un équilibre massique global à l'échelle du domaine de calcul, aucune autre condition n'est à préciser.

K.2.3 Condition imposée à la limite supérieure du domaine de calcul

A la frontière supérieure du domaine de calcul, la condition à la limite retenue est une condition de symétrie – Symmetry –, qui revient à imposer des gradients normaux nuls pour toutes les variables résolues (*i.e.* flux nuls).

Bibliographie des Annexes

- Bardon J P** (2001). Phénomènes Fondamentaux de Transfert de la Chaleur. Cours de DEA; Thermique, Energétique et Génie des procédés. Ecole Polytechnique de l'Université de Nantes. 115 pages.
- Bauer T; Forbes I; Penlington R; Pearsall N** (2005). Heat transfer modelling in thermophotovoltaic cavities using glass media. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, **88**(3), 257-268
- Boulard T; Wang S; Haxaire R** (2000). Mean and turbulent air flows and microclimatic patterns in an empty greenhouse tunnel. *Agricultural and forest Meteorology*, **100**, 169-181
- Campbell G S** (1977). An introduction to environmental biophysics. Springer-Verlag, New York
- Cha H; Song T H** (2000). Discrete Ordinates Interpolation Method Applied to Irregular Three-Dimensional Geometries. *ASME J. of Heat Transfer*, **122**(4), 823-827
- Chassaing P** (2000). Turbulence en mécanique des Fluides. Analyse du phénomène en vue de sa modélisation à l'usage de l'ingénieur, Institut National Polytechnique de Toulouse.
- Coelho P J** (2005). Fundamentals of a new method for the solution of the radiative transfer equation. *International Journal of Thermal Sciences*, **44**(9), 809-821
- Coelho P J; GonCalves J M; Carvalho M G; Trivic D N** (1998). Modelling of radiative heat transfer in enclosures with obstacles. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **41**(4-5), 745-756
- Coelho P J; Perez P; El Hafi M** (2003). Benchmark numerical solutions for radiative heat transfer in two-dimensional nongray sooting media. *Numerical Heat Transfer Part B*, **43**, 425-444
- Colomer G; Costa M; Consul R; Oliva A** (2004). Three-dimensional numerical simulation of convection and radiation in a differentially heated cavity using the discrete ordinates method. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **47**(2), 257-269
- Fatnassi H** (2001). Modélisation et caractérisation du microclimat et de l'hétérogénéité climatique dans une serre de grande surface équipée de filets anti-insectes. Thèse de Doctorat, Université IBN ZOHR. Maroc, Maroc
- Ferziger J H; Peric M** (2002). Computational methods for fluid dynamics. Springer, Berlin ; Paris
- Guyot G** (1999). Climatologie de l'environnement. De la plante aux écosystèmes. Masson, Paris (F.).
- Ha-Minh H** (1991). Physique et modélisation de la turbulence en écoulement de fluides. Ecole de printemps de mécanique des fluides numérique.
- Haxaire R** (1999). Caractérisation et modélisation des écoulements d'air dans une serre. Thèse de doctorat, Université de Nice Sophia Antipolis, Nice, 1-148
- Heber A J; Boon C R; Peugh M W** (1996). Air patterns and turbulence in an experimental livestock building. *Journal of Agricultural Engineering Research*, **64**, 209-226
- Holman J G** (1990). Heat transfer. McGraw-Hill, 8th ed, Singapore
- Ismail K A R; Salinas C S** (2004). Application of multidimensional scheme and the discrete ordinate method to radiative heat transfer in a two-dimensional enclosure with diffusely emitting and reflecting boundary walls. *Journal of Quantitative Spectroscopy and Radiative Transfer*, **88**(4), 407-422
- Joseph D** (2004). Modélisation des transferts radiatifs en combustion par la méthode aux ordonnées discrètes sur des maillages non structurés tridimensionnels. Thèse de doctorat,

- Centre Energétique-Environnement de l'Ecole des Mines d'Albi-Carmaux, Albi-Carmaux, 1-230
- Joseph D; El Hafi M; Fournier R; Cuenot B** (2005). Comparison of three spatial differencing schemes in discrete ordinates method using three-dimensional unstructured meshes. *International Journal of Thermal Sciences*, **44**(9), 851-864
- Kittas C** (1980). Contribution théorique et expérimentale à l'étude du bilan d'énergie des serres : application à l'analyse du déterminisme des températures de la paroi et de l'air intérieur de la serre. Thèse Docteur-Ingénieur, Université de Perpignan, Montpellier, 161
- Launder B E; Spalding D B** (1974). The numerical computation of turbulent flows. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, **3**, 269-289
- Modest M F** (2003). Radiative heat transfer. Academic Press, 2nd ed, Amsterdam&Boston
- Monteith J L** (1973). Principles of environmental physics. Edward Arnold, New York
- Olsommer B; von Spakovsky M; Favrat D** (1997). Transfert de chaleur par rayonnement dans un four d'incinération industriel: application de la methode des zones: Radiative heat transfer in an industrial waste incinerator : application of the zone method. *Revue Generale de Thermique*, **36**(2), 125-134
- Oosthuizen P H; Naylor D** (1999). An introduction to convective heat transfer analysis. McGraw-Hill, New York
- Ould Khaoua S A; Bournet P E; Migeon C; Chassériaux G** (2004). Modélisation et optimisation de l'aération naturelle des serres de production ornementale. Forum Fluent France, Paris, 19 octobre
- Patankar S V** (1980). Numerical heat transfer and fluid flow. Hemisphere Pub. Corp., Washinton
- Richards P J; Hoxey R P** (1993). Appropriate Boundary-Conditions for Computational Wind Engineering Models Using the Kappa-Epsilon Turbulence Model. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, **46-7**, 145-153
- Roy J C; Boulard T; Kittas C; Wang S** (2002). Convective and ventilation tranfers in greenhouses, Part 1: the greenhouse considered as a perfectly stirred tank. *Biosystems Engineering*, **83**(1), 1-20
- Saadjian E** (1998). Phénomènes de transport et leurs résolutions numériques. Polytechnica, 2^{ème} ed, Paris
- Sacadura J F** (1993). Initiation aux transferts thermiques. Technique et documentation, Paris
- Sasse C; Koenigsdorff R; Frank S** (1995). Evaluation of an improved hybrid six-flux/zone model for radiative transfer in rectangular enclosures. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **38**(18), 3423-3431
- Schiestel** (1993). Modélisation et simulation des écoulement turbulent. Traité des nouvelles technologies, série Mécanique, Hermès, Paris
- Selcuk N; Kayakol N** (1997). Evaluation of discrete ordinates method for radiative transfer in rectangular furnaces. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **40**(2), 213-222
- Siegel R; Howell J R** (2002). Thermal Radiation Heat Transfer. Taylor & Francis, 4th ed, New York
- Tesse L; Dupoirieux F; Taine J** (2004). Monte Carlo modeling of radiative transfer in a turbulent sooty flame. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **47**(3), 555-572
- Versteeg H K; Malalasekera W** (1998). An introduction to computational Fluid Dynamics : The finite volume method. Longman, Harlow
- Wang S** (1998). Measurement and modeling of natural ventilation in a large Venlo-type greenhouse. Thèse de Doctorat, Faculté universitaire des sciences agronomiques de Gembloux, Belgique

Annexe L

Publications dans des revues avec comité de lecture

1. **Ould Khaoua S.A.**; Bournet P.E.; Migeon C.; Boulard T.; Chassériaux G. (2006). Analysis of greenhouse ventilation efficiency based on CFD studies. *Biosystems Engineering*, 95(1), 83-98 [[PDF](#)]
2. Bournet P.E., **Ould Khaoua S.A.**; Boulard T.; Migeon C.; Chassériaux G. (2006). Effect of roof and side opening combinations on the ventilation of a glasshouse using computer simulations. *The American Society of Agricultural and Biological Engineers*, sous presse [[PDF](#)]

Annexe M

Congrès internationaux avec comité de lecture

1. **Ould Khaoua S A**; Bournet P E; Migeon C; Chassériaux G (2005). Measurement and numerical simulation of microclimate in a naturally-ventilated large multi-span glasshouse. International Symposium on Sustainable Greenhouse Systems : GREENSYS 2004, September, 12-16 Leuven, Belgium. Acta Horticulturae, 691(2), 655-662 [[PDF](#)]
2. **Ould Khaoua S A**; Bournet P E; Chassériaux G (2006). Mathematical modelling of the climate inside a glasshouse during daytime including radiative and convective heat transfers. International Symposium on Models in Protected Cultivation : HortiModel 2006, October, 29 – November 2 Wageningen, The Netherlands. Acta Horticulturae, 718, 255-262 [[PDF](#)]

Annexe N

Congrès national avec comité de lecture

1. **Ould Khaoua S.A.**; Bournet P.E.; Migeon C.; Chassériaux G. (2004). Mesure et modélisation du taux d'aération naturelle d'une serre de production. Rencontres du végétal, 18-19 novembre, INH, Angers, France [[PDF](#)]
2. Bournet P.E.; **Ould Khaoua S.A.**; Migeon C. Chassériaux G. (2004). Analyse de la distribution du climat au voisinage des cultures sous serre de production ornementale. Rencontres du végétal, 18-19 novembre, INH, Angers, France [[PDF](#)]

