

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

Université El-Hadj Lakhdar – Batna

Mémoire

Présenté à

La Faculté des Sciences – Département de Physique

Pour obtenir

LE DIPLOME DE MAGISTERE EN PHYSIQUE

Option : Physique Energétique

Par

LEBBAL CHIRINE

Thème

*ETUDE DE LA CONVECTION SOUS SERRES
FERMÉES ET OUVERTES EN PRÉSENCE DE
LA PLANTE*

Soutenu le 28 Juin 2008, devant le jury composé de :

Dr. SOUDANI AZEDDINE

Prof. U. Batna

Président

Dr. BOUGOUL SAADI

Prof. U. Batna

Rapporteur

Dr. HECINI MABROUK

M.C. U. Biskra

Examineur

Dr. RAHAL SAMIR

M.C. U. Batna

Examineur

Remerciements

*A Monsieur le Professeur A. Soudani,
Professeur à l'université de Batna,
Qui nous a fait l'honneur d'accepter la présidence de jury
Hommages respectueux.*

*A Monsieur le Professeur S. Bougoul
Professeur à l'université de Batna,
Qui a accepté d'encadrer et de diriger ce travail
Pour l'intérêt porté à mon travail, sa disponibilité, ses conseils précieux
et surtout sa grande patience
Qu'il veuille bien trouver ici mes vifs remerciements, l'expression de ma profonde
reconnaissance et de ma sincère considération.*

*A Monsieur le Dr M. Hecini
Maître de Conférence à l'université de Biskra,
Qui a accepté de juger ce travail et de faire partie de jury de notre thèse.
En témoignage de notre respect,
Sincères remerciements.*

*A Monsieur le Dr S. Rahal
Maître de Conférence à l'université de Batna,
Qui a accepté d'apprécier notre travail et de participer au jury de thèse.
En témoignage de notre reconnaissance,
Sincères remerciements.*

*Sincères remerciements
A mes parents.
Qui mon toujours accompagné et soutenu dans mes études principalement,
Ma mère qui je leur dédie cette thèse.
A mes sœurs, mes frères et beaux-frères.*

Table des matières

Introduction générale.....	5
Chapitre I. Généralités et synthèse bibliographique.....	8
I.1. Modélisation du système serre.....	8
I.1.1. Les échanges radiatifs.....	8
I.1.1.1. Les échanges radiatifs de courtes longueurs d'ondes.....	9
I.1.1.2. Les échanges radiatifs de grandes longueur d'ondes.....	9
I.1.2. Les échanges conductifs.....	10
I.1.3. Les échanges convectifs.....	10
I.1.4. Les échanges de vapeur d'eau.....	11
I.1.4.1. Transpiration.....	11
I.1.5. Aération naturelle des serres.....	12
I.1.5.1. Techniques de mesure du taux de ventilation.....	14
a) Taux de ventilation.....	14
b) Méthode du bilan d'énergie.....	15
c) Méthode du gaz traceur.....	15
d) Méthode du pic d'injection (utilisant N ₂ O).....	16
e) Méthode d'enrichissement en continu.....	17
I.1.5.2. Modélisation de l'aération naturelle.....	17
a) Effet cheminée.....	18
b) Effet du vent.....	20
c) Combinaison de l'effet cheminée et l'effet du vent.....	20
I.2. Simulation numérique du climat sous serre.....	22
I.2.1. Principes de la simulation par l'approche CFD.....	22
I.2.1.1. Simulation des écoulements d'air dans les couverts végétaux.....	23
I.3. Circulation générale de l'air dans les serres tunnels.....	23
I.4. Conclusion.....	25

Chapitre II. Modèle physique.....	26
II.1. Equations de base.....	27
II.1.1. Equation de continuité.....	27
II.1.2. Equation de quantité de mouvement.....	27
II.1.3. Equation d'énergie.....	27
II.1.4. Simplification du système d'équation.....	28
II.1.4.1. Système d'équations retenu.....	28
II.2. Equation de diffusion de masse.....	28
II.2.1. Synthèse du système d'équations.....	30
II.3. Ecoulements laminaire et turbulent sous serre.....	30
II.3.1. Modélisation de la turbulence.....	31
II.3.2. Modélisation RANS.....	31
II.3.2.1. Approche statistique.....	31
II.3.2.2. Equations de Reynolds.....	32
II.3.2.3. Le concept de viscosité turbulente.....	33
II.3.3. Modèles RANS au premier ordre.....	34
II.3.3.1. Modèles algébriques (à zéro équation).....	34
II.3.3.2. Modèle à une équation de transport (Prandtl- Kolmogorov).....	35
II.3.3.3. Modèle à deux équations de transport (Modèle $k - \epsilon$).....	36
II.3.3.4. Bilan d'équations à résoudre pour le modèle $k - \epsilon$	36
II.4. Mécanismes de mouvement d'air dans les serres.....	37
II.4.1. La convection naturelle (Approximation de Boussinesq).....	37
II.4.2. La convection forcée par le vent.....	38
II.4.2.1. Profil logarithmique de Prandtl.....	38
II.5. Prise en compte des effets de la végétation sous serre.....	40
II.5.1. Effet dynamique (approche milieu poreux).....	40
II.5.2. Effets thermique et hydrique.....	41
II.5.2.1. Bilan d'énergie dans la végétation.....	41
II.5.2.2. Résistance aérodynamique.....	42
II.5.2.3. Résistance stomatique.....	43
Chapitre III. Modèle numérique.....	46
III.1. Discrétisation des équations décrivant les écoulements.....	47

III.1.1. Méthodes de discrétisation.....	47
III.1.1.1. Méthode des différences finies.....	47
III.1.1.2. Méthode des éléments finis.....	47
III.1.1.3. Méthode des volumes finis.....	47
III.1.2. Forme générale des équations de conservation.....	48
III.1.3. Discrétisation de l'équation générale de conservation.....	49
III.1.4. Flux des interfaces.....	51
III.1.4.1. Flux de convection.....	51
III.1.4.2. Flux de diffusion.....	53
III.2. Algorithme PISO.....	54
III.3. Méthodes de résolution.....	56
Chapitre IV. Simulation de la convection sous serres tunnels.....	58
IV.1. Simulation de la convection sous tunnels de forme classique.....	59
IV.1.1. Description de la serre.....	59
IV.1.2. Modélisation du problème par un logiciel CFD.....	59
a) Etat d'écoulement.....	60
b) Propriétés du fluide.....	60
c) Domaine d'écoulement.....	60
d) Définition du maillage.....	61
e) Conditions aux limites.....	61
f) Modélisation de la culture.....	62
g) Conditions initiales.....	62
h) Temps de simulation de l'écoulement.....	62
IV.1.2.1. Cas des tunnels fermés.....	63
a) Tunnel fermé vide.....	63
i) Champ de vitesse et circulation d'air.....	64
ii) Champ de température d'air.....	65
b) Tunnel fermé cultivé.....	66
i) Champ de vitesse et circulation d'air.....	67
ii) Champ de température d'air.....	68
IV.1.2.2. Cas des tunnels ouverts.....	69
a) Tunnel ouvert vide.....	69

i) Champ de vitesse et circulation d'air.....	70
ii) Champ de température d'air.....	72
b) Tunnel ouvert cultivé.....	76
i) Champ de vitesse et circulation d'air.....	76
ii) Champ de température d'air.....	78
IV.2. Simulation de la convection sous tunnels de côtés verticaux.....	81
IV.2.1. Description de la serre.....	81
IV.2.2. Modélisation mathématique du problème.....	82
IV.2.2.1. Cas des serres fermées.....	82
a) Serre fermée vide.....	82
i) Champ de vitesse et circulation d'air.....	83
ii) Champ de température d'air.....	84
b) Serre fermée cultivée.....	85
i) Champ de vitesse et circulation d'air.....	86
ii) Champ de température d'air.....	87
IV.2.2.2. Cas des serres ouvertes.....	87
a) Serre ouverte vide.....	88
i) Champ de vitesse et circulation d'air.....	88
ii) Champ de température d'air.....	90
b) Serre ouverte cultivée.....	92
i) Champ de vitesse et circulation d'air.....	92
ii) Champ de température d'air.....	93
IV.3. Résumé des résultats obtenus.....	94
Conclusion générale.....	96
Perspectives.....	98
Bibliographie.....	99
Annexe A : Définition de la géométrie d'un tunnel ouvert.....	103
Annexe B : Lignes de courant et les profils de vitesse.....	118

Nomenclature

A	: Surface d'une facette d'un volume de contrôle	m^2
C	: Concentration du gaz traceur	kg/m^3
C_d	: Coefficient de perte de charge	sans dimension
C_f	: Coefficient de perte de charge non linéaire	sans dimension
\bar{C}	: Coefficient de pression moyen du vent	sans dimension
C'	: Coefficient de pression turbulent	sans dimension
C_v	: Coefficient global d'effet du vent	sans dimension
C_μ	: Constante empirique de la turbulence	sans dimension
C_D	: Constante empirique de la turbulence	sans dimension
C_l	: Constante empirique de la turbulence	sans dimension
C_2	: Constante empirique de la turbulence	sans dimension
c_p	: Capacité thermique de l'air	$J/kg.K$
dA	: Surface élémentaire d'une facette d'un volume de contrôle	m^2
D	: Coefficient de diffusion massique	m^2/s
D_a	: Déficit de saturation d'air	$mbar$
e	: Tension de la vapeur d'eau	Pa
Δe	: Différence de la tension de la vapeur d'eau entre l'intérieur et l'extérieur	Pa
E	: Flux de vapeur d'eau (transpiration)	$kg/m^2.s$
F	: Débit du gaz traceur	kg/s
\ddot{f}	: Force extérieure	N
G	: Flux volumique d'air	m^3/s
g	: Accélération de la pesanteur	m/s^2
h	: Coefficient de transfert de chaleur	$W/m^2.K$
H	: Hauteur de l'ouvrant	m
	: Enthalpie	$kg.m^2/s^2$
k	: Energie cinétique turbulente	m^2/s^2
K	: Perméabilité intrinsèque d'un milieu poreux	m^2

K_c : Coefficient d'échange de chaleur par convection	$W/m^2.K$
K_L : Coefficient d'échange de chaleur latente par ventilation	$W/m^2.Pa$
K_S : Coefficient d'échange de chaleur sensible par ventilation	$W/m^2.K$
l : Longueur	m
L_v : Chaleur latente de vaporisation de l'eau	J/kg
LAI : Indice foliaire	$m^2_{\text{feuilles}}/m^2_{\text{sol}}$
N : Taux de renouvellement d'air	h^{-1}
Nu : Nombre de Nusselt	sans dimension
P : Pression	Pa
ΔP : Différence de pression	Pa
$\overline{\Delta P}$: Ecart de pression moyen	Pa
$\Delta P'$: Ecart de pression turbulent	Pa
q : Production de chaleur interne	W/m^2
Pr : Nombre de Prandtl	sans dimension
Pr_t : Nombre de Prandtl turbulent	sans dimension
Pr_k : Constante empirique de la turbulence	sans dimension
Pr_ε : Constante empirique de la turbulence	sans dimension
Q_l : Flux de chaleur latente	W/m^2
Q_s : Flux de chaleur sensible	W/m^2
R : Rayonnement solaire	W/m^2
R_{g_e} : Rayonnement global extérieur	W/m^2
R_n : Rayonnement net	W/m^2
Re : Nombre de Reynolds	sans dimension
r_a : Résistance aérodynamique (externe)	s/m
r_s : Résistance stomatique (interne) des feuilles	s/m
r_t : Résistance totale	s/m
S : Surface	m^2
S_g : Surface au sol de la serre	m^2
S_ϕ : Terme source pour l'équation de conservation de la variable	$[\phi]/s$
Sc_t : Nombre de Schmidt turbulent	sans dimension
T : Température	K
ΔT : Différence de température entre l'intérieur et l'extérieur	K

t	: Temps	s
\vec{u}	: Vecteur vitesse	m/s
u_i	: Composante du vecteur vitesse	m/s
u^*	: Vitesse de frottement	m/s
V	: Volume	m^3
z_0	: Paramètre de rugosité	m

Symboles grecs :

ρ	: Masse volumique de l'air	kg/m^3
γ	: Facteur de conversion entre la teneur en eau d'air et la pression de la vapeur d'eau	$kg_v/kg_a \cdot Pa$
τ_s	: Coefficient de transmission du rayonnement solaire	sans dimension
$\vec{\tau}$: Vecteur contrainte	$kg/m \cdot s^2$
ξ	: Nombre d'Euler	sans dimension
μ	: Viscosité dynamique de l'air	$kg/s \cdot m$
ν	: Viscosité cinématique de l'air	m^2/s
λ	: Conductivité thermique de l'air	$W/m \cdot K$
β	: Coefficient de dilatation à pression constante	K^{-1}
α	: Diffusivité thermique de l'air	m^2/s
ω	: Humidité spécifique de l'air	$kg_{eau}/kg_{air \cdot sec}$
ϕ	: Porosité	sans dimension
	: Variable physique	
ψ	: Variable physique	
ε	: Taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente	m^2/s^3
κ	: Constante de Von Karman	sans dimension
$\overline{\Phi}$: Flux moyen de quantité de mouvement	$kg/m \cdot s^2$
δ_{ij}	: Symbole de Kronecker	
Γ_ϕ	: Coefficient de diffusion moléculaire de la variable ϕ	m^2/s

Indices :

a : air

c : couverture

ext : extérieur

f : feuille

in : intérieur

L : latente

ol : ouvrant latéral

ot : ouvrant en toiture

s : saturante

S : sensible

v : vent

g : global

Introduction générale

Dans son sens le plus simple, la *serre* est un outil de production permettant de créer artificiellement un microclimat destiné à favoriser la croissance et le développement de culture. Par sa présence, elle protège la végétation des coups dus aux variations des facteurs du climat.

Les principaux facteurs climatiques du milieu interne à une serre, qui sont différents par rapport à l'extérieur, sont : *la température, la lumière et l'humidité*. Chacun de ces facteurs est conditionné dans la serre, par son niveau à l'extérieur de l'enceinte, par les propriétés du matériau de couverture et par les caractéristiques propres à cette serre.

Les serres plastiques du *type tunnel* sont largement utilisées dans le monde entier, surtout dans les pays du bassin méditerranéen, du fait de leur faible coût d'investissement. Celles-ci sont performantes en hiver et au printemps où, l'énergie solaire est utile et suffisante à la production sous serre. Par contre, ces serres perdent leur efficacité en été où, le climat est très chaud ce qui provoque des surchauffes excessives et des fortes hygrométries à l'intérieur. Ces conditions climatiques extrêmes influent sur la qualité et la quantité du produit et favorise le développement de certaines maladies.

L'aération des serres par l'intermédiaire d'ouvrants est le moyen le plus répandu pour résoudre le problème de surchauffe en période estivale. Elle permet de réguler la température sous serre, de limiter l'humidité de l'air et d'assurer l'alimentation des plantes en dioxyde de carbone.

Sur le plan physique, la serre est un *système énergétique* complexe dans lequel tous les différents modes d'échange thermique et massique interviennent. S'ils sont relativement simples et bien connus, leur couplage entraîne des difficultés dans la modélisation du système.

Dans ce système, c'est le mode de convection qui régit les échanges de chaleur entre l'air intérieur et toutes les autres surfaces solides (sol, parois, toit, culture, systèmes de climatisation et de chauffage) ainsi que les échanges carbonés (CO_2). L'interaction entre ces échanges convectifs et le rayonnement incident donne naissance au climat sous serres.

La compréhension du phénomène de la convection dans les serres agricoles est indispensable pour maîtriser le climat à l'intérieur et assurer une bonne gestion des moyens de contrôle climatique.

De nombreux modèles physiques destinés à appréhender les phénomènes énergétiques du système serre, ont été élaborés. Le développement de ces modèles a été rapide, poussée à la fois par le développement de nouveaux moyens informatiques et par une conjonction où la compréhension et le contrôle des phénomènes énergétiques devenaient nécessaires.

La majorité de ces modèles, s'articulent autour de la formulation des bilans d'énergie instantanés des différentes composantes de la serre (air intérieur, sol, plante, couverture et systèmes de chauffage). Un tel modèle, permet globalement d'optimiser le climat des serres à partir de la prévision quantitative des échanges entre l'intérieur et l'extérieur, mais il ne renseigne pas sur le détail des échanges internes de température, d'humidité et de CO_2 dans la serre.

L'étude de ces champs internes nécessite la mise en œuvre de caractérisation et de simulation fine du transfert de chaleur et de masse à l'intérieur de la serre.

Les modèles dynamiques basés sur la résolution numérique des équations de transport permettent d'approfondir la connaissance des variables climatique en tout point de la serre.

Avec les progrès récents des puissances de calcul et des codes de champ commercial résolvant les équations de la mécanique des fluides (*Codes CFD*), ces modèles sont devenus des compléments indispensables du travail expérimental et des outils puissants dans l'étude du climat interne des serres agricoles.

La simulation numérique à l'aide des logiciels de la mécanique des fluides (*CFD*) a été largement utilisée dans l'analyse de l'hétérogénéité climatique sous serres fermées et dans les serres aérées. Une bonne correspondance entre les résultats expérimentaux et numériques a été trouvé.

La plupart des travaux portant sur l'étude de la convection et la circulation générale de l'air à l'intérieur des serres disponibles dans la littérature, ont surtout concerné les serres cathédrales (mono chapelle ou multi chapelles), généralisées dans le Nord d'Europe. Alors que, sont beaucoup moins nombreuses les études traitant les transferts convectifs sous serres tunnels.

Notre étude visera donc à caractériser la circulation générale de l'air due aux transferts convectifs et à modéliser au moyen d'un logiciel de dynamique des fluides (*CFD*), les champs dynamiques et thermiques dans des serres plastiques, du type tunnel. On procède à l'étude de la convection dans deux géométries différentes de la serre tunnel dans le but, d'optimiser la forme de serre permettant d'avoir un microclimat adéquat pour la plante. Le phénomène de la convection sera traité en différentes situations, serres fermées avec et en présence de la plante et serres aérées cultivées et vides. En ce qui concerne l'influence de la végétation sur les écoulements d'air, on prendra en compte que leur effet dynamique.

Donc, l'arrangement du travail sera comme suit :

Le premier chapitre sera consacré à une synthèse bibliographique sur les travaux de modélisation des écoulements d'air dans les serres.

Dans le deuxième chapitre, on exposera le modèle physique complet qui décrit les phénomènes de convection-diffusion sous serre et les modèles qui prennent en compte les transferts turbulents ainsi que les approches utilisées dans la simulation des effets de la végétation sur l'écoulement d'air.

Le troisième chapitre abordera le traitement numérique des équations par un logiciel de la mécanique des fluides (*CFD 2000*). On exposera la procédure de résolution utilisée par le logiciel (méthode numérique de discrétisation, algorithme de résolution,..).

Dans le quatrième chapitre, on exposera les résultats de la simulation sous forme de champs dynamiques et thermiques pour la visualisation de la structure de l'écoulement et la compréhension du comportement thermique du système serre. Pour valider les modèles utilisés, on comparera les résultats obtenus avec certains résultats expérimentaux ou de simulation (déjà validés) qui existent dans la littérature.

Enfin, on résumera en conclusion les principaux résultats obtenus et en perspectives, on va proposer certaines études prospectives qui peuvent être réalisées.

Chapitre I

Généralités et synthèse bibliographique

1.1. Modélisation du système serre :

La serre forme un système biologique et énergétique complexe dans lequel la plupart des modes d'échange thermique et de masse sont mis en jeu [11] :

- ∅ les échanges radiatifs de courtes et grandes longueurs d'onde.
- ∅ les échanges par conduction au travers du sol et des parois.
- ∅ les échanges par convection à la surface de la couverture, des plantes et du sol.
- ∅ les échanges de vapeur d'eau au niveau du sol et des plantes (évapotranspiration).
- ∅ le renouvellement d'air dû à la perméabilité de la serre ou à une ventilation.

Les différents modes d'échanges définis ci-dessus n'ont pas la même importance et certains peuvent être simplifiés ou négligés suivant la précision recherchée et l'objectif de la simulation.

Cette approche "système serre" qui considère la serre comme étant un système de production, constitué de différents composants physiques et ainsi biologiques qui échangent entre eux des flux d'énergie sensible et latent, était la base d'un grand nombre de travaux de modélisation destinés à appréhender les phénomènes du transfert de chaleur et de vapeur d'eau qui régissent le climat intérieur des serres agricoles ([11] et [25]).

1.1.1. Les échanges radiatifs :

Le rayonnement solaire constitue une source d'énergie naturelle faisant chauffer le système terrestre. La partie qui nous parvient se situe dans une bande spectrale grossièrement comprise entre 0.3 et $2.5\mu\text{m}$ de longueur d'onde où, sa répartition par régions spectrales est [41] :

- S proche de l'ultra violet, caractérisé par une longueur d'onde comprise entre 0.3 et $0.4\mu\text{m}$. Cette partie du rayonnement ne représente que quelque % de l'énergie totale.
- S le visible caractérisé par un domaine de longueur d'onde allant de 0.4 à $0.8\mu\text{m}$. Il représente environ 45% de l'énergie totale.

S l'infra rouge qui se caractérise par une longueur d'onde limitée entre 0.8 et $2.5\mu\text{m}$. Cette dernière représente la grande partie du rayonnement solaire arrivant à la terre (environ 55% de l'énergie totale).

Par conséquent, le bilan radiatif sous n'importe quel élément terrestre est la somme des échanges radiatifs de courtes (le rayonnement proche de l'ultra violet et le visible) et de grandes longueurs d'ondes (le rayonnement infra rouge).

1.1.1.1. Les échanges radiatifs de courtes longueurs d'ondes :

La propriété de transparence de la couverture des serres vis-à-vis de certains rayonnements, permet de pénétrer une grande partie du rayonnement solaire et plus précisément celui qui est compris entre 0.4 et $0.7\mu\text{m}$ (rayonnement visible) et qui contribue au processus de la photosynthèse [11]. Sur un plan quantitatif, la portion du rayonnement extérieur transmis dans la serre a été estimée d'environ 60%, le reste étant absorbé ou réfléchi par les parois et les différentes structures. La grande partie du rayonnement pénétrant est interceptée ou absorbée par la culture surtout lorsque la culture est bien développée. La partie qui contribue à la photosynthèse peut être négligée car elle ne représente que 1 à 2% du rayonnement global incident au sommet de la culture, mais la part du rayonnement réfléchi vers l'extérieur n'est pas négligeable dans certains cas, notamment le cas de cultures hors sol [11].

1.1.1.2. Les échanges radiatifs de grandes longueurs d'ondes :

Les échanges radiatifs de grandes longueurs d'ondes se font entre les éléments de la serre (sol, plante et parois) et l'extérieur. La paroi est l'élément le plus important dans ces échanges car ses propriétés de transmission dans l'infra rouge qui varient suivant la nature du matériau de couverture caractérise la quantité du rayonnement (infra rouge) intercepté sous serre [11]. Donc, les matériaux utilisés pour la couverture doivent être le plus transparent possible dans le domaine du visible afin de ne pas pénaliser la photosynthèse et être opaques dans le domaine des infra rouge thermiques qui n'ont que peu d'action sur la physiologie des plantes.

Du fait de son importance, les échanges radiatifs entre les différents constituants de la serre ont été profondément étudiés par nombreux auteurs (*Nisen, 1969 ; Nisen et Dognioux, 1975 ; Kozai et al., 1978 ;...*), où la simulation du rayonnement était l'objectif principal de ces études. Par conséquent, ces travaux ont conduits à élaborer des modèles très détaillés qui prennent en compte l'ensemble des échanges radiatifs en fonction de facteurs caractéristiques (*Monteil, 1985 ; Kimball, 1986 ; Issanchou, 1991*) [11].

Ils ont démontré ainsi que :

- S La proportion du rayonnement diffus sous serre est beaucoup plus forte qu'en plein air.
- S La disposition des cultures en rang complique le traitement du problème (*Stanhill et al, 1973 ; Tchamitchian, 1990*).

1.1.2. Les échanges conductifs :

Les échanges de chaleur par conduction s'effectuent au sein du sol et à travers les parois de la serre. Dans le cas des parois, on peut considérer que ces échanges sont stationnaires du fait de leur faible épaisseur et donc de les intégrer dans un coefficient global de transfert (*Kimball, 1986 ; Issanchou, 1991 ; Kittas, 1994 ;...*). Le traitement du flux conductif dans le sol se fait d'une façon transitoire ou stationnaire suivant le pas du temps d'observation.

Les transferts conductifs dans le sol ont été simulés à l'aide de l'équation de chaleur le plus souvent, de façon monodimensionnelle selon les couches successives du sol (*Deltour et al., 1985 ; Kimball, 1986*). Les travaux sur le chauffage du sol et le stockage de chaleur par tuyaux enterrés (*Boulard et Baille, 1986*) ont utilisé les mêmes méthodes mais en bidimensionnel. Ces simulations n'ont pas pris en compte les transferts couplés de chaleur et de vapeur d'eau dans le sol et ainsi l'hétérogénéité de ce dernier [11].

1.1.3. Les échanges convectifs :

La convection est le mécanisme le plus important dans le transfert de chaleur sous serres. Il est évident que les transferts convectifs dans ce système s'effectuent entre leurs composantes solides (sol, plantes et parois) et l'air.

Ce processus d'échange se caractérise par trois formes de convection : libre, forcée ou mixte. La présence de ces modes sous serre dépend du climat extérieur, des conditions de ventilation (ventilation naturelle ou mécanique) et du type de serre [38]. Dans les situations de bonne ventilation, la convection forcée due au vent extérieur est dominante par contre, si la serre est complètement fermée, c'est la convection libre due aux forces de flottabilité qui domine [38].

D'après les études de la convection illustrées dans la littérature, le flux convectif est proportionnel à la différence de température entre les surfaces solides sous serre et l'air ambiant. La proportionnalité est souvent exprimée par le coefficient d'échange [38].

L'estimation expérimentale de ce flux est extrêmement compliquée et parfois impossible de l'effectuer pour certaines formes de surfaces, telles que les feuilles. De ce fait, la plupart des auteurs ont utilisé des approches empiriques qui assimilent les surfaces d'échanges à des formes géométriques simples pour lesquelles les coefficients d'échange sont connus, par exemple les plaques planes dans des positions bien définies (horizontale, verticale ou oblique) où leurs coefficients d'échange ont été estimés en fonction des nombres adimensionnels.

En situation de convection libre sous serres, les valeurs des coefficients d'échange ont été déduits à l'aide du nombre de Grashoff (*Kindelan, 1980; Kittas, 1980; Kimball, 1986;...*). Alors que, les coefficients d'échange dans le cas de convection forcée sont liés à la vitesse du vent selon des lois de type linéaire (*Takakura, 1971; Bot, 1983*) ou exponentiel (*Bailey, 1983; Papadakis et al., 1992*) et pour décrire ce coefficient en situation de convection mixte caractérisée par une faible vitesse d'air, de nombreux auteurs ont additionné les deux coefficients d'échanges de la convection libre et celui de convection forcée [11].

1.1.4. Les échanges de vapeur d'eau :

1.1.4.1. Transpiration :

Du point de vu physique, la transpiration est une évaporation qui correspond au passage de l'eau de l'état liquide à l'état gazeux dans les conditions naturelles. Elle permet de tirer de l'eau extraite du sol à travers toute la plante et la jeter à l'air comme vapeur au niveau des stomates. Cette transformation de l'eau de l'état liquide à l'état gazeux s'accompagne de la consommation d'une importante quantité d'énergie (chaleur latente de vaporisation de l'eau, $L_v = 2,45.10^6 \text{ J/kg}$ à 20° C).

En situation de serres, la transpiration forme la voie la plus importante des échanges de vapeur d'eau (déperditions hydriques) [11]. Ces échanges dépendent en particulier, de la température et de l'humidité de l'air.

De nombreuses études traitant la transpiration du couvert de tomate de serre (*Stanghellini, 1987 ; Jolli et al., 1988 ; Boulard et al., 1991 ; Papadakis et al., 1994*) et de la rose de serre (*Baille et al., 1991 et 1994*) ont été mises en œuvre et, afin de mettre au point des modèles opérationnels qui peuvent être utilisés dans le contrôle de l'irrigation, certains auteurs ont développé pour ces espèces des modèles statistiques liés la transpiration du couvert au paramètre climatique le plus influant, le rayonnement solaire (*de Villèle, 1972 ; Stanhill et al. 1973*).

Cependant, les modèles physiques utilisés actuellement supposent que le transfert de vapeur d'eau entre la plante et l'atmosphère est régi par une loi classique de diffusion analogue à celle de la chaleur. Le flux de vapeur d'eau dans ce cas, est proportionnel au gradient de concentration de vapeur d'eau entre la surface des feuilles et l'air ambiant où la résistance totale au transfert est considérée comme la somme de deux résistances en série :

- S La résistance aérodynamique externe, r_a .
- S La résistance stomatique foliaire (interne), r_i .

Cette approche requiert la connaissance de la température à la surface des feuilles qui est difficile à mesurer.

La méthode combinatoire proposée par *Penman* (1948), puis modifiée par *Monteith* (1973) permet de s'affranchir de cette mesure délicate et de calculer la transpiration en fonction des grandeurs physiques plus facilement accessibles, telles que le rayonnement absorbé par le couvert et le déficit de saturation de l'air. Cette méthode s'appuie sur le concept de *big leaf*, grande feuille virtuelle possédant les propriétés moyennes des feuilles du couvert, tant du point de vue de ses résistances (stomatique et aérodynamique) que du point de vue climatique. Bien que simplifié, ce concept de grande feuille virtuelle a aidé les chercheurs d'élaborer un grand nombre de modèles de transpiration pour une large gamme de cultures sous serre : une série d'espèces ornementales (*Baille et al.*, 1990), le concombre (*Yang*, 1995), la tomate (*Haxaire*, 1999) [11].

1.1.5. Aération naturelle des serres :

La ventilation naturelle (aération statique) est un processus important dans le contrôle du climat sous serre. Elle affecte significativement les bilans d'énergie, de vapeur d'eau et du CO₂ sous serre et influe sur le fonctionnement physiologique de la plante par l'intervention indirecte dans la photosynthèse et la transpiration des cultures [10].

En effet, la ventilation explique l'essentiel de la distribution des flux d'air et de l'hétérogénéité du climat sous serres. Donc, une connaissance exacte de l'aération est indispensable pour comprendre le mécanisme de formation du climat et pour aider les serristes à maîtriser bien la gestion du système.

Sont nombreux les travaux dans lesquels l'aération statique des serres a été plus particulièrement étudiée. Les premiers travaux traitant ce sujet, ont été publiés par *Businger* (1954) et par *Morris et Neale* (1954) qui ont effectué les premières mesures avec des gaz

traceurs. Cette technique a été utilisée plus tard par *Whittle et Lawrence* (1960) pour exprimer la relation entre le flux de ventilation et la vitesse du vent extérieur.

Par la suite, *Okada et Takakura* (1973) ont proposé une relation liant le flux d'aération à deux termes l'un étant proportionnel à la vitesse du vent extérieur et l'autre à la racine carrée de la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur de la serre où les coefficients de proportionnalité ont été déterminés expérimentalement dans une petite serre en mesurant les taux de décroissance de gaz traceurs pour différentes vitesses du vent et écarts de température. De son côté, *Kittas* (1980) a mesuré le taux des fuites d'une serre tunnel par la méthode du gaz traceur et a trouvé une dépendance linéaire de ce taux à la vitesse du vent extérieur.

Pour les serres multi chapelles de grande surface, notamment les serres hollandaises type Venlo, *Bot* (1983) a mis au point plusieurs formules empiriques, identifiées à partir de mesures in-situ avec la technique du gaz traceur, décrivant le taux de ventilation en fonction de l'angle ou du pourcentage d'ouverture des ouvrants. Dans le même type de serre, *De Jong* (1990) a étudié l'influence de l'effet cheminée sur l'aération statique pour de faibles vitesses du vent ainsi que l'effet du vent sur le flux d'air. Une étude similaire a été faite par *Fernandez et Bailey* (1992) et ils ont trouvé que la direction du vent n'influence pas le taux de renouvellement d'air.

Quant aux serres plastiques généralisées dans le bassin méditerranéen, il a fallu attendre les années 1990 pour voir apparaître les premières études sur ces serres. *Feuilloley et al.* (1994b) ont étudié l'influence du climat méditerranéen sur la ventilation d'une serre tunnel. *Boulard et Draoui* (1995) ont analysé l'aération naturelle dans une serre plastique en vraie grandeur à double chapelle équipée d'ouvrants continus en toiture utilisant différentes approches de mesure, les techniques du gaz traceur et la méthode du bilan de vapeur d'eau sous serre. Ils ont trouvé que l'effet du vent est la force motrice principale de l'aération naturelle et que le flux d'air échangé dépend linéairement de la vitesse du vent extérieur et de l'ouverture des ouvrants [7]. Ces données expérimentales ont été ultérieurement utilisées par *Boulard et Baille* (1995) afin de modéliser le flux d'aération en se basant sur l'approche de Bernoulli et d'évaluer les contributions de l'effet du vent et de la température [9]. De leur côté, *Sbita et al.* (1995) ont étudié l'aération naturelle dans un tunnel plastique équipé d'ouvrants discontinus en toiture [40]. L'évaluation du renouvellement d'air a été effectuée à l'aide de deux méthodes différentes, la méthode du gaz traceur et la modélisation physique basée sur l'approche de Bernoulli.

Ils ont trouvé que l'effet du vent est la cause principale de l'échange d'air entre l'intérieur et l'extérieur du tunnel en considérant seulement les ouvrants en toiture. Tandis que, l'effet cheminée lié à la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur est important seulement si la vitesse d'air est inférieure à 2 m/s, dans le cas d'ouvrir les ouvrants et l'entrée en même temps.

1.1.5.1. Techniques de mesure du taux de ventilation :

a) Taux de ventilation :

Les échanges d'air entre l'intérieur et l'extérieur de la serre sont en général exprimés par l'intermédiaire du taux de renouvellement d'air N défini par [1] :

$$N = \frac{\text{volume d'air échangé/unité de temps}}{\text{volume de la serre}} \quad (1.1)$$

Où : N est exprimé en h^{-1} (nombre de volume d'air renouvelés par heure).

Ce paramètre pourra être utilisé indifféremment pour une serre fermée (taux de fuite) et pour une serre ouverte (taux de ventilation). Le flux volumique d'air G est relié à N par la relation suivante [1] :

$$G = \frac{N \times V}{3600} \quad (1.2)$$

Où : V est le volume de la serre (m^3).

Selon *Businger* (1963), N ou G dépendent de plusieurs facteurs [1] :

➤ Climatiques :

↳ Vitesse et direction du vent (u).

↳ Ecart de température entre l'intérieur et l'extérieur de la serre.

➤ structureaux :

↳ dimensions (hauteur notamment) de la serre.

↳ Disposition et % d'ouverture des ouvrants.

Pour mesurer le taux du renouvellement d'air dans les serres équipées d'ouvrants d'aération, les auteurs ont développé plusieurs techniques expérimentales. Parmi ces méthodes on peut citer :

b) Méthode du bilan d'énergie :

Cette méthode se base sur la détermination du bilan d'énergie de l'air sous serre et suppose que la serre est un volume délimité recevant de l'énergie solaire et échangeant avec l'extérieur de la chaleur sensible et latente par aération [6], [25]. L'équation de bilan d'énergie de l'air de la serre peut s'écrire:

$$\tau_{sc} Rg_e - K_S \Delta T - K_L \Delta e - K_c \Delta T = 0 \quad (1.3)$$

Les termes de cette équation représentent respectivement :

- S Le gain solaire, où τ_{sc} est le coefficient de transmission de la couverture au rayonnement solaire.
- S Le flux des échanges de chaleur sensible par aération.
- S Le flux des échanges de chaleur latente par aération.
- S Le flux des échanges de chaleur à travers la couverture des parois.

Les coefficients d'échange de chaleur sensible K_S et latente K_L sont proportionnels au débit volumique de ventilation G :

$$K_S = \frac{\rho c_p G}{S_g} \quad (1.4)$$

$$K_L = \frac{\rho \gamma L_v G}{S_g} \quad (1.5)$$

Avec : S_g la surface au sol de la serre, c_p la capacité thermique de l'air, L_v la chaleur latente de vaporisation et γ le facteur de conversion entre la teneur en eau de l'air et la pression de la vapeur d'eau: $\gamma = 6.25 \times 10^{-6} (kg_w/kg_a.Pa)$.

De l'équation (1.3), (1.4) et (1.5), on peut déduire le flux du renouvellement d'air G , connaissant les conditions climatiques du système (le rayonnement global extérieur, les températures et les tensions de vapeur d'eau de l'air intérieur et extérieur de la serre).

c) Méthodes du gaz traceurs :

Les techniques du gaz traceurs utilisées pour mesurer les taux du renouvellement d'air sont basés sur le bilan de masse d'un constituant naturel ou artificiel de l'air sous serre. Supposant un gaz uniformément distribué et parfaitement mélangé avec l'air intérieur d'une serre, on peut écrire la relation suivante [7], [25] et [38] :

$$V \frac{dC_{in}(t)}{dt} = -G(t)(C_{in}(t) - C_{ext}(t)) \pm F_{in}(t) \quad (1.6)$$

Où : $C_{in}(t)$ et $C_{ext}(t)$ sont respectivement les concentrations du gaz à l'instant t à l'intérieur et à l'extérieur de la serre, $F_{in}(t)$ le débit du gaz à l'intérieur (+ s'il s'agit d'une source et - s'il s'agit d'un puit) et V est le volume de la serre.

Généralement, l'équation (1.6) est difficile à résoudre analytiquement mais dans le cas où $F_{in}(t)$ est égal à zéro ou à une constante, la solution peut être trouvée.

La sélection du gaz traceur est importante, il doit satisfaire aux critères suivants [25]:

- S Etre inerte.
- S Non toxique.
- S Ne pas être inflammable.
- S Le poids de ses molécules est proche au poids moyen des constituants d'air.
- S Etre facile à mesurer à des faibles concentrations.

Plusieurs gaz tels que : SF_6 , CH_4 , CO_2 , H_2 , N_2O , Argon 41 et Krypton 85 ont été utilisés comme gaz traceurs dans les mesures du renouvellement d'air sous serre.

d) Méthode du pic d'injection (utilisant N_2O) :

La méthode du pic d'injection avec N_2O est certainement la plus utilisée dans les serres abritant des cultures car le N_2O est un gaz inerte vis-à-vis des cultures, le poids de sa molécule est celui du dioxyde de carbone et sa concentration naturelle dans l'atmosphère est presque nulle ($\approx 0.3 ppm$).

Le principe de cette méthode est d'injecter une grande quantité du gaz (N_2O) et d'observer la décroissance de sa concentration après avoir un contenu stable et homogène à l'intérieur.

Dans ce cas l'équation du bilan se simplifie car les termes $F_{in}(t)$ et $C_{ext}(t)$ sont nuls et en intégrant l'équation (1.6), on obtient :

$$C_{in}(t) = C_{in}(t_0) e^{-\frac{G}{V}(t-t_0)} \quad (1.7)$$

On aura donc :

$$G = V \times \frac{\ln\left(\frac{C_{in}(t_0)}{C_{in}(t)}\right)}{t - t_0} \quad (1.8)$$

Où, G représente la pente de la droite de régression entre $\ln\left(\frac{C_{in}(t_0)}{C_{in}(t)}\right)$ et $(t-t_0)$. Pour déterminer G , on mesure l'évolution temporelle de la concentration du N_2O de l'air $C_{in}(t)$ à l'aide d'un analyseur de N_2O .

e) Méthode d'enrichissement en continu :

Dans cette méthode, on peut utiliser, soit le dioxyde de carbone comme gaz traceur dans les serres sans cultures afin de s'affranchir de l'influence de la photosynthèse et la respiration des plantes sur la concentration interne du CO_2 , soit la vapeur d'eau où $F_{in}(t)$ est le taux de transpiration de la culture mesuré à l'aide d'un lysimètre et les concentrations du gaz à l'intérieur et à l'extérieur représentent respectivement le contenu en eau de l'air intérieur et extérieur de la serre. Le phénomène d'évaporation du sol et la condensation de la serre sont négligeables. Dans ce cas, en présence d'une source ou d'un puits du gaz traceur tous les termes de l'équation différentielle (1.6) doivent être utilisés. Pour faciliter son intégration, elle est résolue numériquement après discrétisation entre deux temps successifs [7].

D'après les études effectuées sur l'aération naturelle sous serre, la méthode du pic d'injection avec N_2O est la plus précise malgré qu'elle soit la plus difficilement automatisable [11].

Ces techniques permettant de mesurer les flux échangés par aération ne caractérisent pas les mécanismes d'échanges ce qui a conduit les auteurs à développer des modèles physiques qui peuvent exprimer les mécanismes d'aération.

1.1.5.2. Modélisation de l'aération naturelle :

Sous les conditions d'aération naturelle (statique), il existe un flux d'air échangé qui traverse les ouvrants d'aération. Ce flux est dû à la différence de pression qui pose entre les deux cotés de ces ouvrants [38].

Plusieurs modèles linéaires et non linéaires utilisant des relations mathématiques ont été mis au point, afin de décrire le transfert d'air dans les serres. Dans ces modèles, le flux d'air a été relié aux excitateurs extérieurs tels que la vitesse du vent et l'écart de température entre l'intérieur et l'extérieur de la serre. Parmi ces modèles, on distingue celui qui s'appuie sur l'approche de Bernoulli [9], [11], [38]. Ce modèle exprime la relation entre la différence de pression et la vitesse du flux d'air comme suit :

$$\Delta P(z) = \frac{1}{2} \rho \xi_p u^2(z) \quad (1.9)$$

Où : $\Delta P(z)$ et $u(z)$ sont respectivement les profils verticaux de perte de charge et de vitesse de l'air à travers l'ouvrant, ρ la densité de l'air et ξ est le nombre d'Euler. ξ est relié au coefficient de perte de charge C_d par la relation :

$$C_d = \frac{1}{\sqrt{\xi}} \quad (1.10)$$

De l'équation (1.9) et (1.10), on peut déduire le profil vertical de la vitesse à travers l'ouvrant :

$$u(z) = \frac{|\Delta P(z)|}{\Delta P(z)} C_d \left(\frac{2}{\rho} |\Delta P(z)| \right)^{0.5} \quad (1.11)$$

Où : C_d est le coefficient de perte de charge de l'ouvrant et le signe du rapport $\frac{|\Delta P(z)|}{\Delta P(z)}$ donne la

direction du flux d'air.

Le flux d'air G (m^3/s) peut être déduit de l'intégration de l'équation (1.11) sur la hauteur verticale de l'ouverture H et si L sa longueur, alors :

$$G = L \int_0^H u(z) dz \quad (1.12)$$

On considère que la serre est équipée d'un seul ouvrant continu en toiture. La surface totale ($S=HL$) de l'ouverture sera divisée en deux zones égales : la zone d'entrée d'air et la zone de sortie d'air [7] :

$$G = L \int_0^{H/2} u(z) dz \quad (1.13)$$

Si on connaît la répartition des écarts de pression entre l'intérieur et l'extérieur, ainsi que le coefficient de perte de charge C_d , on peut calculer le flux d'air à partir des équations (1.11) et (1.13).

Cependant, les différences de pression provoquant les flux d'air sont souvent dues [38] :

- Soit aux gradients de densité de l'air dus aux différences de température entre l'intérieur et l'extérieur de la serre (appelé effet cheminée).
- Soit aux forces du vent qui provoquent un champ de pression sur la surface des obstacles (serres, bâtiments).

a) Effet cheminée :

Il décrit les échanges d'air de part et d'autre de l'ouverture. Ces échanges sont générés par le gradient de densité de l'air induite par la différence de température. La variation spatiale de la masse volumique de l'air a été approchée par l'approximation de *Boussinesq* [38] :

$$\rho(T(z)) = \rho(T_0) \left(1 - \frac{T(z) - T_0}{T_0} \right) \quad (1.14)$$

Avec : T_0 est la température au niveau du sol ($z=0$).

On considère un profil vertical de température $T(z)$, la différence de pression pour chaque position verticale z peut être déterminée par la formule hydrostatique [38] :

$$\Delta P(z) = \Delta P_0 - \int_0^z \rho(T_0) \frac{T(z) - T_0}{T_0} g dz \quad (1.15)$$

Où : ΔP_0 est la différence de pression au niveau du sol et g est l'accélération de la pesanteur.

Dans le cas d'un seul ouvrant et afin de simplifier le problème, on suppose que le champ de température est homogène à l'intérieur et à l'extérieur [38], alors :

$$\Delta P(z) = \Delta P_0 - \rho_0 g \frac{\Delta T}{T} z \quad (1.16)$$

Où : ΔT est la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur et T est la température à l'intérieur de la serre. L'équation (1.11) devient donc :

$$u(z) = \frac{|\Delta P(z)|}{\Delta P(z)} C_d \left(\frac{2}{\rho} \left(\Delta P_0 - \rho g \frac{\Delta T}{T} z \right) \right)^{0.5} \quad (1.17)$$

L'intégration de l'équation (1.17) permet de déduire le flux d'air dû à l'effet cheminée. Afin de déterminer ce flux, deux hypothèses importantes peuvent être utilisées [11], [38] :

- Les vitesses d'air moyennes sont supposées constantes dans les zones d'entrée et de sortie d'air ($u(z) = \text{constante}$).
- L'expression de la vitesse dans l'équation (1.17) est intégrée selon z sur les surfaces respectives d'entrée et de sortie de l'air.

Ces deux approches sont connues respectivement dans la littérature par, l'approche du premier et du second ordre [38].

Dans le cas d'une serre équipée d'un seul ouvrant en tenant compte de l'approche du premier ordre, le flux d'air dû à l'effet cheminée est donné par [38] :

$$G_{ch} = \frac{S}{2} C_d \left(2g \frac{\Delta T}{T_0} \cdot \frac{H}{4} \right)^{0.5} \quad (1.18)$$

b) Effet du vent :

L'action du vent sur la surface des obstacles (serre, bâtiments) produit un champ de pression autour de ces derniers. Ces effets sont habituellement divisés en deux composantes [11], [38] :

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

$$\overline{\Delta P} = \frac{1}{2} \rho \bar{C} u^2 \quad (1.19)$$

- Une composante turbulente liée aux fluctuations de vitesse du vent, caractérisée par le coefficient de pression turbulent C' :

$$\Delta P' = \frac{1}{2} \rho C' u^2 \quad (1.20)$$

Comme les mesures ne peuvent pas déterminer les contributions respectives des composantes moyenne et turbulente, la plupart des auteurs ont proposé la notion C_v pour représenter la contribution globale de ces deux composantes.

$$\Delta P_v = \frac{1}{2} \rho C_v u^2 \quad (1.21)$$

La substitution de cette expression dans l'équation (1.11) et l'intégration du flux sur la zone d'entrée ou de sortie ($S/2$) donne une relation simplifiée du flux d'air (G_v) dû aux effets du vent [38].

$$G_v = \frac{S}{2} C_d \cdot C_v^{0.5} \cdot u \quad (1.22)$$

c) Combinaison de l'effet cheminée et l'effet du vent :

Pour évaluer le flux total d'échange d'air, deux hypothèses différentes ont été mises au point [11], [38], [9] :

- Le flux résultant G est la somme du flux lié à l'effet du vent et de celui qui est lié à l'effet cheminée.
- L'addition des champs de pression, la pression résultante est alors la somme de deux champs de pression, le champ de pression dû au vent et celui qui est lié à l'effet de température.

Selon *Wilson et Walker* (1993), l'hypothèse de l'addition des flux au lieu des différences de pression conduit à des erreurs de l'ordre de 10% dans l'estimation du flux total de l'aération [38].

A partir de la 2^{ème} hypothèse et en intégrant l'équation (1.13), *Boulard et Baille* (1995) ont abouti à l'équation (1.23) donnant le flux d'air aéré d'une serre équipée soit d'ouvrant en toiture, soit d'ouvrant latéral :

$$G = \frac{S}{2} C_d \left(2g \frac{\Delta T}{T} \frac{H}{4} + C_v u^2 \right)^{0.5} \quad (1.23)$$

L'équation dernière est la formule la plus simple et la plus performante dans les formules décrivant la combinaison des deux forces motrices de la ventilation. Cependant, pour calculer cette combinaison dans le cas d'une serre équipée, en même temps, des ouvrants latéraux et en toiture, *Kittas et al.*, (1997) ont dérivé l'équation suivante :

$$G = C_d \left(2g \frac{\Delta T}{T} \left(\frac{(S_{ol} \cdot S_{ot})^2}{S_{ol}^2 + S_{ot}^2} \right) + \left(\frac{S_{ot} + S_{ol}}{2} \right)^2 C_v u^2 \right)^{0.5} \quad (1.24)$$

Où : S_{ol} et S_{ot} sont respectivement la surface de l'ouvrant latéral et de l'ouvrant en toiture.

Dans la relation (1.23) ou (1.24), le premier terme de la somme entre parenthèses représente la contribution de l'effet cheminée au renouvellement d'air de la serre, alors que le second traduit la contribution de l'effet du vent extérieur. La contribution de l'effet cheminée dans la ventilation est considérable seulement si la vitesse du vent est inférieure à 1 m/s, dans les serres équipées des ouvrants en toiture (*Boulard, 1993 ; Papadakis et al., 1994*). Dans l'autre cas (serre équipée d'ouvrant en toiture et ouvrant latéral), *Kittas et al.*, (1997) ont considéré que l'effet cheminée est important seulement si $u / \Delta T^{0.5} \leq 1$ [38].

A partir de l'équation (1.23) ou (1.24) et l'équation (1.2), on peut calculer le taux de ventilation N :

$$N = (3600/V)(S/2).C_d \left(2g \left(\frac{\Delta T}{T} \right) \left(\frac{H}{4} \right) + C_v u^2 \right)^{0.5} \quad (1.25)$$

Dans le cas de négliger l'effet cheminée ($u \geq 1-1.5 \text{ m/s}$), N devient :

$$N = (3600/V)(S/2).C_d C_v^{0.5} u \quad (1.26)$$

Pour tenir en compte le renouvellement d'air par infiltration dans les serres, *Boulard et al.*, (1993b) ont proposé d'ajouter un terme N_0 décrivant le taux de ventilation par fuite, quand $S=0$:

$$N = (3600/V)(S/2).C_d \left(2g \left(\frac{\Delta T}{T} \right) \left(\frac{H}{4} \right) + C_v u^2 \right)^{0.5} + N_0 \quad (1.27)$$

Ou :

$$N = (3600/V)(S/2).C_d C_v^{0.5} u + N_0 \quad (1.28)$$

Tous les modèles élaborés dans les travaux précédents se sont appuyés sur l'hypothèse d'une parfaite homogénéité du climat sous serre, formulée par *Udink ten Cate* (1980). Ils permettent d'optimiser le climat à partir de la prévision quantitative des échanges entre l'intérieur et l'extérieur sans qu'ils renseignent sur l'hétérogénéité des variables climatiques.

1.2. Simulation numérique du climat sous serre :

Le développement actuel des méthodes numériques et des puissances de calculateurs a conduit à mettre en œuvre des codes de calcul de la dynamique des fluides (*CFD*) qui facilitent l'étude et l'analyse de l'hétérogénéité du climat sous serres par la résolution numérique des équations de Navier- Stokes et de l'équation de chaleur dans le domaine de calcul considéré. Cette approche *CFD* permet de réaliser des simulations réelles pour une large gamme de conditions géométriques et aux limites qui peuvent aider les ingénieurs et les agriculteurs à améliorer le design et le contrôle des serres [14].

Les premiers travaux de simulation par l'approche *CFD* s'intéressaient au comportement des petites serres avec de simples conditions aux limites. Les travaux publiés par la suite se sont intéressés à des situations plus complexes et plus proches de la réalité et, actuellement, les auteurs se sont engagés dans la construction des modèles tridimensionnels globaux à l'échelle réelle de serres commerciales de grande surface.

1.2.1. Principes de la simulation par l'approche CFD :

La simulation du climat sous les serres par l'approche *CFD* choisit comme domaine de calcul la serre et son environnement. Ce domaine est divisé en un nombre de cellules dites volumes de contrôle formant le maillage. Dans chacun de ces volumes, les principes de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et d'énergie régis par les équations de

Navier- Stokes et l'équation de chaleur, sont appliqués afin de calculer les valeurs des variables simulées (la vitesse d'air et sa direction, la température, l'humidité,...) dans ces cellules.

En présence de la plante, l'écoulement dans les volumes de contrôle qui coïncident avec le couvert prend en compte la résistance présentée par ce dernier. Dans ce cas, le bilan de chaleur inclut en plus de la convection et le rayonnement solaire les effets de la transpiration. Tandis que, l'effet de la photosynthèse sur les niveaux du CO_2 est intégré dans le bilan de masse. Les valeurs des variables dans chaque cellule sont calculées suivant une méthode itérative après la spécification des conditions aux limites qui caractérisent l'influence des facteurs climatiques à l'extérieur du domaine sur les variables calculées [37].

Le temps de calcul nécessaire à la simulation du climat des serres peut être prohibitif dans certains cas. Il dépend en particulier du nombre de cellules (densité du maillage), du nombre de variables simulées et du type d'écoulement (turbulent ou laminaire, bidimensionnel ou tridimensionnel,..). Tandis que, la précision des résultats dépend uniquement de la densité du maillage. Les maillages utilisés sont souvent des maillages uniformes : raffinés dans les zones où les gradients de vitesse et de température sont importants, comme par exemple la zone des ouvrants et au voisinage du sol et, larges dans les régions de faibles changement.

1.2.1.1. Simulation des écoulements d'air dans les couverts végétaux :

Le modèle milieu poreux, développé par *Darcy* et complété par *Forcheimer* introduit dans les logiciels de la dynamique des fluides a été utilisé par nombreux auteurs pour modéliser la présence de la végétation dans les serres (*Bruse, 1998*).

1.3. Circulation générale de l'air dans les tunnels :

Sont très peu les travaux portés sur l'étude des mouvements d'air et les champs de température dans les serres plastiques de type tunnel généralisées dans les régions méditerranéennes.

Parmi ces travaux, on cite celui de *Draoui et al.*, (1999) où, ils ont étudié la convection naturelle en régime laminaire et transitoire à l'intérieur d'une serre tunnel chauffée par le bas (flux) non cultivée. La résolution des équations régissant le mouvement d'air à l'intérieur a été réalisée par la méthode numérique des volumes finis et l'algorithme *SIMPLER*. Ils ont trouvé que, pour des écarts faibles de température maintenues entre le sol et le toit, la circulation de l'air est caractérisée par deux cellules de recirculation tournant en sens opposé

et que la pression de l'air à l'intérieur de la serre est importante près du sol, cela permet une bonne circulation d'air dans la serre et appuie l'idée de mettre les ouvrants en haut (au niveau du toit), ce qui a pour effet d'évacuer ou bien de renouveler l'air de la serre [24]. De leur côté, *Boulard et al.*, (1999) ont effectué une étude expérimentale sur les écoulements turbulents, générés par un vent perpendiculaire à l'axe d'un tunnel vide équipé des ouvertures latérales. Les mesures des champs turbulents ont été effectuées à l'aide des anémométries soniques tridimensionnelles et des hygromètres sensibles. Les résultats ont montré, le passage d'un fort courant d'air le tunnel entre les ouvertures exposées au vent et celles situées sous le vent, la présence des gradients thermiques, vertical au dessus du sol dû à l'absorption du rayonnement solaire par ce dernier et horizontal dû à l'air froid pénétré dans le tunnel par les ouvrants et enfin la position des surfaces humides le long du sol près de la source du vapeur d'eau [12].

Du fait de son effet important dans la variabilité de l'activité du couvert végétal, l'hétérogénéité radiative sous serre a été étudiée par *Wang et Boulard* (1999). Ils ont développé un modèle informatique de transfert radiatif dans les serres tunnels qui tient en compte de la position du soleil dans le ciel, de la géométrie du couvert et 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. La distribution du rayonnement solaire à la surface du sol a été mesurée à l'aide de 32 cellules solaires. La comparaison entre les valeurs mesurées et calculées a montré que le modèle fonctionne convenablement, à la fois les jours couverts et ensoleillés. Cette étude a 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 [44].

Ce modèle a été utilisé plus tard avec un logiciel de mécanique des fluides (*CFD2000*) par *Boulard et Wang* (2002) pour étudier l'hétérogénéité de la transpiration d'un couvert de laitue dans une serre tunnel en forme classique. Le couvert végétal a été assimilé à un milieu poreux qui échange de la chaleur sensible et latente avec son environnement. Ils ont trouvé que la variabilité de la transpiration dépend de la variation du rayonnement solaire au dessus de la surface du sol et de la vitesse d'air à l'intérieur du tunnel. La comparaison des résultats a montré un accord acceptable entre les mesures expérimentales et les champs simulés [15]. Par conséquent, les logiciels de la mécanique des fluides *CFD* sont des outils pratiques et très utiles dans l'étude de l'hétérogénéité du climat et de la transpiration de la culture sous serres.

1.4. Conclusion :

Cette étude bibliographique montre que les modèles du bilan d'énergie et de masse déduits de l'approche "système serre" et les modèles dynamiques fondés sur l'approche de Bernoulli permettent de quantifier avec une bonne précision les transferts de chaleur et de vapeur d'eau à l'intérieur de la serre et ainsi les échanges d'air entre l'intérieur et l'extérieur. Ces modèles ne prennent pas en compte l'hétérogénéité du climat qui affecte l'activité des cultures. Le développement des logiciels de la mécanique des fluides et les puissances de calcul autorise une connaissance profonde des variables du climat en tout point de la serre et de suivre leurs changements en temps.

Chapitre II

Modèle Physique

Pour étudier le phénomène de la convection sous serres, on utilise souvent des modèles physiques qui consistent à la résolution numérique des équations de transport (équations de la mécanique des fluides). Ces modèles nous permettent de caractériser le climat interne avec une connaissance fine des champs de ces paramètres, comme : la température, la pression, l'humidité et la vitesse d'air.

La modélisation numérique des écoulements de fluide, qui est en réalité une représentation mathématique du phénomène étudié, consiste à déterminer en tout point et à chaque instant les variables d'état représentatives de l'écoulement (vitesse, pression, température,...), par la résolution d'un système d'équations aux dérivées partielles, avec un ensemble de conditions aux limites et initiales tirées du problème. Ce système d'équations gouvernant le phénomène est déduit en général, de l'application des principes de conservation de la mécanique et de la thermodynamique, pour arriver à la fin et après l'introduction d'un nombre d'hypothèses simplificatrices, au système d'équations de base : ***équation de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et d'énergie***. Ce système général est valable pour tous les régimes d'écoulement.

Dans ce chapitre, on a exposé le modèle physique complet qui simule les mouvements d'air sous serre et qui s'appuie sur les équations de base ou ce qu'on appelle : ***équations de Navier-Stokes*** et on a ajouté au système une équation relative à la vapeur d'eau traduisant le transfert de masse dans l'écoulement. En vue de caractériser les transferts turbulents sous serre, nous avons présenté les différents modèles de turbulence, en particulier le modèle standard $k-\varepsilon$ utilisé au cours de cette étude ainsi que, les approches utilisées dans la modélisation des effets dynamique et thermiques de la végétation sous serres.

II.1. Equations de base :

II.1.1. Equation de continuité :

Elle traduit le principe de conservation de la masse dans tous les points d'un fluide continu. Dans le cas d'un milieu dépourvu de source ou de puits de matière, l'équation de continuité prend la forme suivante :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \rho \ddot{u} = 0$$

(2.1) Où : ρ est la masse volumique de l'air et \ddot{u} le vecteur vitesse.

II.1.2. Equation de quantité de mouvement :

Elle est déduite de la deuxième loi de la mécanique classique (le principe fondamental de la dynamique), soit :

$$\rho \frac{d\ddot{u}}{dt} = \rho \ddot{f} - \ddot{\nabla} P + \ddot{\nabla} \tau$$

(2.2) Cette équation exprime l'équilibre entre le taux de variation de quantité de mouvement par unité de volume et les forces extérieures appliquées à l'unité de volume : les forces de volume $\rho \ddot{f}$, la force de pression $\ddot{\nabla} P$ et la force de viscosité $\ddot{\nabla} \tau$.

Dans le cas des fluides newtoniens, l'équation (2.2) prend la forme simplifiée des équations de *Navier-Stokes* :

$$\rho \frac{d\ddot{u}}{dt} = \rho \ddot{f} - \ddot{\nabla} P + \mu \ddot{\nabla}^2 \ddot{u} + \frac{\mu}{3} \ddot{\nabla} (\ddot{\nabla} \cdot \ddot{u})$$

(2.3) Où : μ est la viscosité dynamique de l'air. Elle caractérise ses propriétés visqueuses.

II.1.3. Equation d'énergie :

Pour établir l'équation d'énergie, on applique le premier principe de la thermodynamique sur un élément de volume et on obtient à la fin, le bilan énergétique du système considéré, soit:

$$\frac{d}{dt} (\rho c_p T) = \underbrace{\ddot{\nabla} (\lambda \ddot{\nabla} T)}_a + \underbrace{T \beta \frac{dP}{dt}}_b + \underbrace{\mu \Phi}_c + \underbrace{q}_d \quad (2.4)$$

Les quatre termes du membre de droite équilibrent la variation totale d'énergie du système $\rho c_p T$. Il s'agit de la variation due à la conduction (a), de la variation d'énergie due à la compressibilité (b), de l'énergie de dissipation visqueuse (c) et de la production interne de chaleur (d).

II.1.4. Simplification du système d'équations :

On a abouti à un système d'équations aux dérivées partielles, couplées et non linéaires. La résolution d'un tel système avec un ensemble de conditions initiales et aux limites est très complexe. En vue de réduire ce système et faciliter sa résolution, nous posons certaines approximations et hypothèses simplificatrices :

- ∅ Le fluide (ici, l'air) est visqueux et newtonien.
- ∅ Le fluide est supposé incompressible.
- ∅ Les propriétés thermophysiques du fluide sont supposées constantes.
- ∅ La dissipation visqueuse est négligeable en raison des faibles vitesses mises en jeu.
- ∅ La puissance d'échauffement par compression $\beta_T \frac{dp}{dt}$ est négligeable devant les autres termes d'énergie.
- ∅ Les forces volumiques sont limitées aux forces de gravitation.

II.1.4.1. Système d'équations retenu :

En tenant compte de ces hypothèses, nous obtenons un système d'équations moins compliquées décrivant l'écoulement d'air sous serres :

Equation de continuité :

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{u} = 0 \quad (2.5)$$

Equation de quantité de mouvement :

$$\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\vec{u})\vec{u} = -\frac{1}{\rho} \vec{\nabla} p + \nu \Delta \vec{u} + \vec{f} \quad (2.6)$$

Equation d'énergie :

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (T\vec{u}) = \alpha \Delta T + \frac{q}{\rho \cdot c_p} \quad (2.7)$$

Avec : $\alpha = \frac{\lambda}{\rho c_p}$ est la diffusivité thermique du fluide et $\nu = \frac{\mu}{\rho}$ est la viscosité cinématique.

II.2. Equation de diffusion de masse :

Les fluides sont souvent des mélanges de plusieurs constituants, ce qui conduit à insérer les transferts de masse sur la mécanique des fluides. Les principes de conservation du fluide à un seul constituant restent valables aux mélanges où, prennent leurs équations la forme habituelle.

Pour simuler l'écoulement du mélange air/vapeur d'eau (mélange binaire) sous serres, nous adjoignons une équation de diffusion de masse relative à la vapeur d'eau (équation de conservation) au système d'équations posé au dessus (2.5, 6, 7). Cette équation prend la forme générale suivante:

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + \nabla \cdot (\omega \vec{u}) = -\nabla \cdot \vec{J}_\omega + S_\omega$$

(2.8)

Où : \vec{J}_ω est le flux de diffusion et S_ω est le terme de production ou de destruction de la vapeur d'eau.

L'équation fondamentale de la diffusion de matière est constituée de la loi de *Fick*, qui définit la densité du flux de particules, noté \vec{J}_c . D'après cette loi, le flux de diffusion est proportionnel au gradient de la concentration c des particules :

$$\vec{J}_c = -D_c \nabla c$$

(2.9)

Où : D_c étant le coefficient de diffusion. Il a pour dimension L^2T^{-1} et s'exprime en m^2/s (même dimension de la diffusivité thermique α), et peut être calculé au moyen de la théorie cinétique des gaz, ou déterminé expérimentalement.

D_c dépend de la pression, de la température, ainsi que des constituants en présence. Il faudrait théoriquement définir un coefficient $D_{c\ 1-2}$ de diffusion du gaz 1 dans le gaz 2 et un coefficient $D_{c\ 2-1}$ du gaz 2 dans le gaz 1. Mais, lorsque la température est constante, ces deux coefficients sont égaux pour un mélange de gaz parfaits au repos.

Des phénomènes de couplage peuvent intervenir entre les transferts de masse et de chaleur (*effet Dufour et Soret*), mais ils restent souvent secondaires par rapport aux phénomènes principaux représentés par la loi de *Fick* et la loi de *Fourier*.

Puisque le flux de diffusion \vec{J}_ω dans l'équation (2.8) ne représente que la loi de *Fick* (effet prépondérant), on peut écrire :

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + \nabla \cdot (\omega \vec{u}) = D_\omega \nabla^2 \omega + S_\omega$$

(2.10)

Le coefficient de diffusion de la vapeur d'eau dans l'air D_ω est donné par la formule suivante :

$$D_\omega = 2.302 \times 10^{-5} \frac{P_0}{P} \left(\frac{T}{T_0} \right)^{1.81}$$

(2.11)

Avec : $P_0 = 0.98 \times 10^5 \text{ N/m}^2$ et $T_0 = 256 \text{ K}$

II.2.1. Synthèse du système d'équations :

Le système d'équations obtenu est :

$$\left. \begin{aligned} \nabla \cdot \ddot{u} &= 0 \\ \frac{\partial \ddot{u}}{\partial t} + \nabla \cdot (\ddot{u} \ddot{u}) &= \nu \Delta \ddot{u} - \frac{1}{\rho} \nabla \cdot P + \ddot{f} \\ \frac{\partial T}{\partial t} + \nabla \cdot (T \ddot{u}) &= \alpha \Delta T + \frac{q}{\rho \cdot c_p} \\ \frac{\partial \omega}{\partial t} + \nabla \cdot (\omega \ddot{u}) &= D_\omega \Delta \omega + S_\omega \end{aligned} \right\} \quad (2.12)$$

Le système d'équations à résoudre est fermé car, le nombre des variables ($u_1, u_2, u_3, P, T, \omega$) à déterminer est égal au nombre des équations.

II.3. Écoulements laminaire et turbulent sous serre:

Les écoulements turbulents se caractérisent par une apparence très désordonnée, un comportement tridimensionnel, non prévisible et l'existence de nombreuses échelles spatiales et temporelles. Ils apparaissent lorsque la source d'énergie cinétique qui met le fluide en mouvement est relativement intense devant les forces de viscosité que le fluide oppose pour se déplacer. L'inverse de cette situation est le régime laminaire, pour lequel l'écoulement est régulier et prévisible [22].

La source d'énergie dans un écoulement peut prendre plusieurs formes : gradients de pression, ainsi le cas des écoulements en conduite, impulsion initiale pour les jets, ou bien application d'une différence de température, comme dans la célèbre expérience de *Rayleigh-Benard* pour la convection naturelle entre deux plaques horizontales [22].

Dans le cas des serres, les échanges convectifs à l'intérieur de la végétation ont été supposés laminaire par quelques auteurs (*Stanghellini, 1987 ; Zhang et Lemeur, 1992*). Ceci peut être justifié par le fait que, la structure complexe de la végétation influe plus ou moins sur l'écoulement d'air en formant une multitude de couches limites minces qui empêchent la transition vers la turbulence [31].

La convection forcée induit par l'effet du vent, sous serres ouvertes, est souvent turbulente car le nombre de Reynolds qui est le paramètre de contrôle caractérisant la transition vers la turbulence, dépasse souvent la valeur critique ($Re_w > 2.5 \times 10^4$), [31].

Tandis que, la convection naturelle à l'intérieur des cavités chauffées par le bas, comme le cas des serres fermées, devient turbulente pour des valeurs du nombre de Rayleigh (le paramètre de contrôle de la turbulence dans le cas de la convection libre) supérieures à 10^7 . Cette valeur est facilement obtenue dans les grandes surfaces libres comme celles des serres agricoles [31].

II.3.1. Modélisation de la turbulence :

Afin de simuler les écoulements turbulents sous serre, on effectue une modélisation numérique de la turbulence car, la résolution numérique directe du système d'équations générales décrivant les écoulements de fluide en régime turbulent ne peut faire que pour des nombres de Reynolds relativement faibles (quelques milliers) et dans des configurations géométriques simples (écoulement dans un conduit plan ou circulaire, jet plan ou 3-D,...), comme elle nécessite une puissance de calcul considérable [17].

Donc, la complexité et les limites de la simulation numérique directe, *DNS* (*Direct Numerical Simulation*), même sur les ordinateurs les plus puissants soulèvent le problème de la modélisation de la turbulence. En effet, il existe une grande variété de méthodes de modélisation de la turbulence mais actuellement, les méthodes les plus courantes restent fondés sur une approche statistique [17]. Ces méthodes, appelées souvent les modèles statistiques ou encore les modèles *RANS* (*Reynolds Average Navier Stokes*) qui cherchent d'une part à décrire l'évolution des champs moyens et turbulents et, d'autre part à mettre en évidence les termes de transfert entre ces deux champs. Ils sont très utilisés pour les problèmes industriels du fait du coût de calcul réduit et ainsi, dans les codes de calculs de mécanique des fluides utilisant les éléments finis ou les volumes finis comme schéma de discrétisation. Ils donnent de bons résultats loin des parois. Près des parois, ils sont couplés avec des modèles de lois de parois, comme la loi logarithmique [19].

II.3.2. Modélisation RANS :

II.3.2.1. Approche statistique:

Cette approche s'appuie sur une description statistique des écoulements turbulents par l'utilisation d'une moyenne statistique, ou d'une moyenne d'ensemble, justifiée par le caractère aléatoire de la turbulence où, tout variable ϕ décrivant l'écoulement est décomposée en une partie moyenne $\bar{\phi}$ et une partie fluctuante ϕ' :

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

(2.13)

Avec : $\overline{\phi'} = 0$

La partie moyenne représente ce qui est raisonnablement calculable, ou bien encore la partie déterministe, au contraire des fluctuations aléatoires ou incohérentes qui seront modélisées ou mesurées. Cette décomposition, dite décomposition de Reynolds, n'est pas la seule possible, ni même nécessairement la plus satisfaisante. Néanmoins, elle reste à l'heure actuelle la seule permettant d'effectuer un bilan statistique plus simple des équations de la mécanique des fluides [22].

Dans le cas d'une turbulence stationnaire (permanent en moyenne), c'est-à-dire lorsque les propriétés statistiques sont indépendantes du temps, la moyenne statistique se réduit à la moyenne temporelle [17] :

$$\overline{\phi}(x_j) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_t^{t+T} \phi(x_j, t) dt$$

(1.14)

Pour deux variables aléatoires $\phi = \phi(x_j, t)$, $\psi = \psi(x_j, t)$ et α une constante, on a les propriétés suivantes, souvent appelées règles de Reynolds :

$$\left. \begin{aligned} \overline{\phi + \psi} &= \overline{\phi} + \overline{\psi} \\ \overline{\alpha\phi} &= \alpha\overline{\phi} \\ \overline{\overline{\phi}} &= \overline{\phi} \\ \overline{\phi\psi} &= \overline{\phi}\overline{\psi} + \overline{\phi'\psi'} \\ \frac{\partial\overline{\phi}}{\partial t} &= \frac{\partial\overline{\phi}}{\partial t} \text{ et } \frac{\partial\overline{\phi}}{\partial x_j} = \frac{\partial\overline{\phi}}{\partial x_j} \\ \int\overline{\phi}dt &= \int\overline{\phi}dt, \int\overline{\phi}dx_j = \int\overline{\phi}dx_j \end{aligned} \right\}$$

(2.15)

II.3.2.2. Equations de Reynolds :

On introduit la *décomposition de Reynolds* en grandeur moyenne et grandeurs fluctuantes pour la vitesse $u_i = \overline{u}_i + u'_i$, la pression $P = \overline{P} + P'$, la température $T = \overline{T} + T'$ et la teneur en vapeur d'eau $\omega = \overline{\omega} + \omega'$ et par application de l'opérateur moyenne aux équations de conservation de la masse (2.5), de la quantité de mouvement (2.6), de l'énergie (2.7) et de la vapeur d'eau (2.10), on obtient respectivement [17] :

$$\frac{\partial\overline{u}_i}{\partial x_i} = 0$$

(2.16)

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \overline{u'_j u'_i} \right) + f_i$$

(2.17)

$$\frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} - \overline{u'_j T'} \right) + \frac{q}{\rho c_p}$$

(2.18)

$$\frac{\partial \bar{\omega}}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{\omega}}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(D_\omega \frac{\partial \bar{\omega}}{\partial x_j} - \overline{u'_j \omega'} \right) + S_\omega$$

(2.19)

Ce sont les équations du mouvement moyen, désignées par *équations de Reynolds*. Elles font apparaître de nouveaux termes qui mettent en jeu des corrélations doubles de fluctuations et qui traduisent l'effet du champ fluctuant sur le champ moyen. Ces termes $\overline{u'_j u'_i}$, $\overline{u'_j T'}$ et $\overline{u'_j \omega'}$, appelés respectivement les contraintes de Reynolds, le flux turbulent thermique et le flux turbulent de masse, proviennent de la non linéarité des équations de bilans. L'apparition des tensions de Reynolds et les flux turbulents dans les équations du mouvement comme des inconnues pose un problème de *fermeture*. On dit alors que l'on a un système d'équations *ouvert* (plus d'inconnus que d'équations).

Pour fermer le système d'*équations de Reynolds*, la modélisation *RANS* propose différentes façons, suivant leurs types [19] :

- Sans introduire de nouvelles équations de transport, on parlera dans ce cas de modèles *algébriques* ou à *zéro équation*,
- en adjoignant au système initial certaines équations aux dérivées partielles supplémentaires. Selon leur nombre, on distinguera alors, des modèles à *une* ou *deux équations*.

Cette catégorie s'appelle, la modélisation *RANS au premier ordre* où, l'ensemble des inconnues est limité aux valeurs moyennes des grandeurs.

Tandis que, dans l'autre catégorie, la fermeture du système s'effectue à l'aide des équations de transport des tensions de Reynolds, ce qu'il fait intervenir des moments d'ordre trois qui représentent à nouveau des inconnues. On parle donc de modélisation *RANS au second ordre* où, sa mise en œuvre est plus délicate mais les résultats sont de meilleure qualité. Dans cette étude on n'intéresse que à la modélisation au premier ordre.

II.3.2.3. Le concept de viscosité turbulente :

L'objectif général de la modélisation *RANS au premier ordre* est d'établir des relations ou des équations permettant le calcul des contraintes de Reynolds à partir des caractéristiques de l'écoulement moyen. Donc, par simple analogie avec la *loi de Newton* pour les contraintes d'agitation moléculaire, *Boussinesq* (1877) a exprimé directement les corrélations à partir du champ de vitesse moyen [17]:

$$\overline{u'_j u'_i} = -\nu_t \left[\left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \right] + \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij}$$

(2.20)

Où : ν_t est la viscosité turbulente. Elle n'est pas une propriété du fluide, mais elle dépend de l'écoulement envisagé et k étant l'énergie cinétique turbulente, donnée par :

$$k = \frac{1}{2} \overline{u'_j u'_j} = \frac{1}{2} (\overline{u_1'^2} + \overline{u_2'^2} + \overline{u_3'^2})$$

(2.21)

De même, pour les diffusivités turbulentes. Elles sont liées à la viscosité turbulente par l'intermédiaire des nombres adimensionnels :

$$\overline{u'_j T'} = -\alpha_t \cdot \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} = -\frac{\nu_t}{Pr_t} \cdot \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j}$$

(2.22)

$$\overline{u'_j \omega'} = -D_{\omega t} \cdot \frac{\partial \bar{\omega}}{\partial x_j} = -\frac{\nu_t}{Sc_t} \cdot \frac{\partial \bar{\omega}}{\partial x_j}$$

(2.23)

Où : α_t et $D_{\omega t}$ sont respectivement les diffusivités turbulentes de chaleur et de masse. En général, on admet que $Pr_t = 1$ et $Sc_t = 1$.

Donc, le problème dans cette catégorie de modélisation se résume dans la détermination de la viscosité turbulente.

II.3.3. Modèles *RANS au premier ordre* :

II.3.3.1. Modèles algébriques (à zéro équation):

Ces modèles utilisent, pour spécifier les contraintes de Reynolds, des relations purement algébriques, où aucune équation complémentaire n'est introduite. La détermination de la viscosité turbulente est effectuée à l'aide de formules empiriques simples et suivant une analyse dimensionnelle. Le modèle de ce type le plus simple à envisager est celui de *Prandtl*

(1925), qui a construit cette viscosité turbulente à partir d'une longueur caractéristique de la turbulence, appelé par *Prandtl* longueur de mélange l_m et du cisaillement de l'écoulement moyen. La viscosité turbulente est représentée sous la forme [17] :

$$\nu_t = C_\mu \cdot l_m^2 \cdot \frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{n}}$$

(2.24) Où : C_μ est une constante empirique et \bar{n} le vecteur unitaire normal à la paroi.

Ces modèles sont précis mais très spécialisés du fait du choix de la longueur de mélange, qui dépend du type d'écoulement envisagé.

II.3.3.2 Modèle à une équation de transport (*Prandtl- Kolmogorov*) :

Parmi les limitations intrinsèques des fermetures algébriques, le manque d'adaptabilité aux applications pratiques. Le recours à un empirisme élevé implique en fait des connaissances préalables sur l'écoulement à calculer.

Pour définir une modélisation à caractère plus général, un nombre de modélisateurs ont déterminé la valeur de la viscosité turbulente à l'aide d'une ou plusieurs fonctions transportables (comme l'énergie cinétique turbulente k , par exemple) plus la longueur caractéristique l . L'introduction de nouvelles inconnues exige d'ajouter de nouvelles équations de transport au système d'équations [17].

Dans ce cas, la viscosité turbulente peut s'exprimer en fonction de l et k par:

$$\nu_t = f(k, l)$$

Et par une analyse dimensionnelle, ν_t s'écrit :

$$\nu_t = C_\mu \cdot l \cdot k^{1/2}$$

(2.25)

L'énergie cinétique qui apparaît dans cette expression a été déterminée à l'aide d'une équation de transport. Cette équation s'écrit sous la forme suivante :

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\nu + \frac{\nu_t}{Pr_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) - \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \varepsilon$$

(2.26) Avec : $\varepsilon = C_D \cdot \frac{k^{3/2}}{l}$ est le taux de dissipation visqueuse. C_μ , C_D et Pr_k sont des constantes empiriques.

L'utilisation de cette équation en association avec l'expression des contraintes (2.21) permet de déterminer ν_t . Les constantes empiriques usagées couramment sont [17] :

$$C_\mu = 1, \quad C_D = 0.08 \quad \text{et} \quad Pr_k = 1.$$

La longueur l , qui présente dans l'équation (2.25), peut être déterminée algébriquement. Cette classe de modèles est appelée modèle à une équation de transport et souffre une nouvelle fois de la restriction engendrée par la prescription d'une longueur caractéristique.

II.3.3.3. Modèle à deux équations de transport :

Afin de s'affranchir de la difficulté de spécifier la longueur caractéristique l , on ajoute une nouvelle équation de transport pour une variable composite contenant l . La forme la plus simple de cette variable composite, retenue de l'équation (2.26), est $\phi = k^m l^n$, où les composantes m et n sont arbitraires. Le choix le plus courant à ce jour consiste à prendre $m = 3/2$ et $n = -1$. La variable ϕ représente, dans ce cas, la dissipation visqueuse ε .

Donc, suivant l'expression (2.26) de Prandtl- Kolmogorov, la viscosité turbulente est déduite en fonction de l'énergie cinétique turbulente et de la dissipation visqueuse comme suit [19]:

$$v_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.27)$$

Ce modèle, qui a été établi par *Lauder* et *Spalding* en 1974, fait intervenir deux équations supplémentaires pour fermer le système, une pour l'énergie cinétique turbulente (2.26) et l'autre pour la dissipation visqueuse donnée par :

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = C_1 v_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \frac{\varepsilon}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\nu + \frac{v_t}{Pr_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) - C_2 \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2.28)$$

Où : Pr_k et Pr_ε sont respectivement les nombres de *Prandtl* de l'énergie cinétique turbulente et de sa dissipation. Les cinq constantes empiriques du modèle prennent les valeurs suivantes (*Jones et Lauder*, 1972) [17] : $C_\mu = 0.09$; $C_1 = 1.44$; $C_2 = 1.92$; $Pr_k = 1$ et $Pr_\varepsilon = 1.3$

Généralement, le modèle $k-\varepsilon$ est plus adapté aux géométries complexes tridimensionnelles et à des nombres de Reynolds plus élevés, outre que la plupart des codes de calcul utilisent ce modèle.

II.3.3.4. Bilan d'équations à résoudre pour le modèle $k-\varepsilon$:

Au final, on obtient un système de 9 équations avec 9 inconnues à déterminer

$$(\bar{u}_{1,2,3}, \bar{P}, \bar{T}, \bar{\omega}, k, \varepsilon, v_t) :$$

$$\begin{aligned}
\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} &= 0 \\
\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left((v + v_t) \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + f_i \\
v_t &= C_\mu \cdot \frac{k^2}{\varepsilon} \\
\frac{\partial k}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(v + \frac{v_t}{Pr_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + v_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \varepsilon \\
(2.29) \\
\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(v + \frac{v_t}{Pr_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_1 v_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \frac{\varepsilon}{k} - C_2 \frac{\varepsilon^2}{k} \\
\frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\alpha + \frac{v_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} \right) + \frac{q}{\rho c_p} \\
\frac{\partial \bar{\omega}}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{\omega}}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(D_\omega + \frac{v_t}{Sc_t} \right) \frac{\partial \bar{\omega}}{\partial x_j} \right) + S_\omega
\end{aligned}$$

II.4. Mécanismes de mouvement d'air dans les serres :

II.4.1 La convection naturelle (Approximation de Boussinesq) :

Les écoulements du fluide dans les cavités fermées chauffées par le bas, comme le cas des serres agricoles, sont la résultante des variations de masse volumique dues aux gradients de température au sein du fluide. Il existe donc un couplage entre la température et la vitesse du fluide, apparaît dans les deux équations décrivant ce type de problème : l'équation de la chaleur (2.7) et celle de la quantité de mouvement (2.6). Dans la première, les termes de transport de chaleur par convection sont à l'origine de variations de température induites par l'écoulement. Dans la deuxième, ce sont les variations de masse volumique avec la température qui influent sur l'écoulement du fluide. Ces variations de la masse volumique interviennent, en effet, dans le terme $-\frac{1}{\rho} \cdot \nabla P$ de l'équation de quantité de mouvement. La dépendance de la masse volumique à la température dans l'équation (2.6) introduit des difficultés dans la résolution du système d'équations.

L'approximation de *Boussinesq* est suffisamment utilisée pour simplifier le problème. Elle consiste à négliger les variations de la masse volumique dans toutes les équations de conservation, sauf son implication dans le terme \ddot{f} de l'équation (2.6). Si en prenant un état d'équilibre de référence (ρ_0, T_0) , l'équation d'état pour la masse volumique s'écrit, en faisant un développement en série de Taylor et en se limitant à un développement du premier ordre :

$$\rho = \rho_0 (1 - \beta (T - T_0)) \quad (2.30)$$

Avec : $\beta = -\frac{1}{\rho_0} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p$ est le coefficient volumique de l'air à pression constante.

On peut exprimer le terme \ddot{f} (force volumique), en utilisant l'équation (2.30) :

$$\ddot{f} = g \beta (T - T_0) \quad (2.31)$$

Où \ddot{f} représente dans ce cas le moteur de la convection naturelle.

II.4.2. La convection forcée par le vent :

Dans le cas des serres ouvertes, la convection forcée générée par le vent est la convection prédominante.

En plein air, de nombreuses études ont été réalisées pour déterminer ou exprimer mathématiquement le profil de vitesse moyenne du vent dans la couche limite turbulente, développée au voisinage du sol. Parmi ces expressions, se trouve la *loi logarithmique de Prandtl*.

II.4.2.1. Profil logarithmique de Prandtl :

Prandtl a remarqué une analogie entre les mouvements turbulents et les mouvements moléculaires, ce qui l'a permis d'introduire une longueur de mélange l_m analogue au libre parcours moyen de la théorie cinétique des gaz. Il a considéré que la fluctuation temporelle de la vitesse u' à un niveau z correspond à l'arrivée à ce niveau d'une particule du niveau inférieur $z - l_m$, où la vitesse du vent était $u(z - l_m)$. On a alors :

$$u'(z) = u(z - l_m) - u(z) = -l_m \left(\frac{\partial u}{\partial z} \right) \quad (2.32)$$

Cette fluctuation de vitesse est associée à la fluctuation de vitesse verticale v' qui a transporté la particule au niveau z . Si on considère un grand nombre de particules d'air échangées au niveau z et si l'on prend la valeur moyenne, on obtient une expression du flux moyen de quantité de mouvement :

$$\overline{\Phi} = \rho \overline{u'v'} = -\rho \overline{l_m v'} \frac{\partial u}{\partial z}$$

(2.33) On suppose que les fluctuations de vitesse sont du même ordre de grandeur dans toutes les directions et sont corrélées entre elles, on obtient alors :

$$u' = v' = l_m \frac{\partial u}{\partial z}$$

(2.34)

Ce qui conduit à l'expression de *Prandtl* dans laquelle, il a introduit la longueur moyenne de mélange l_{mo} [19] :

$$\rho \overline{u'v'} = -\rho l_{mo}^2 \left(\frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 \quad (2.35)$$

Pour caractériser l_{mo} , *Prandtl* a supposé que les fluctuations de vitesse sont proportionnelles à la distance du sol, ce qui implique :

$$l_{mo} = \kappa.z$$

(2.36)

Avec : $\kappa = 0.4$ qui est la constante de *Von Karman*.

Comme il a supposé que la densité du flux de quantité de mouvement est constante dans tout l'écoulement. Celle-ci est équivalente à la contrainte de cisaillement τ . Si on appelle τ_0 cette contrainte au niveau du sol, on obtient :

$$\tau = \tau_0 = \rho \overline{u'v'} \quad (2.37)$$

On peut déduire la vitesse de frottement u^* :

$$u^* = \sqrt{\frac{\tau_0}{\rho}}$$

(2.38) En combinant les équations (2.35), (2.36), (2.37) et (2.38), on obtient finalement l'équation différentielle du profil vertical de vitesse du vent :

$$\frac{\partial u}{\partial z} = \frac{u^*}{\kappa.z}$$

(2.39)

Qui, après intégration, donne l'équation du profil logarithmique de vitesse du vent dans une couche limite turbulente :

$$u(z) = \frac{u^*}{\kappa} \ln \left(\frac{z}{z_0} \right)$$

(2.40) La constante d'intégration z_0 est appelée le paramètre de rugosité. Il traduit d'une façon

II.5. Prise en compte des effets de la végétation sous serre:

II.5.1. Effet dynamique (approche milieu poreux) :

Du fait, de la complexité de la description d'un couvert végétal (un ensemble des corps solides et fluide), on se propose de l'assimiler à un milieu poreux. Généralement, ce milieu peut être défini comme une matrice solide et rigide, parcourue par un réseau des trous (pores) interconnectés dans lesquels s'écoule le fluide [14]. Ces pores assimilent les vides entre les feuilles et les branches dans le couvert végétal.

Une propriété structurelle caractéristique de ce type de milieu, est la porosité ϕ . Elle est définie comme le rapport entre le volume des pores et le volume total occupé par le milieu.

La présence d'une matrice solide dans l'écoulement conduit à une perte considérable dans la quantité de mouvement. Cependant, pour déterminer les effets dynamiques apportés sur l'écoulement par le couvert végétal, on peut utiliser l'équation dite de *Darcy- Forsheimer* [14]:

$$\nabla p = -\frac{\mu}{K} \ddot{u} - \frac{C_f}{\sqrt{K}} \rho \|\ddot{u}\| \cdot \ddot{u}$$

(2.41)

Où : K est la perméabilité intrinsèque du milieu, elle est indépendante de la nature du fluide et dépend seulement de la géométrie des pores. C_f est le coefficient de perte de charge non linéaire (facteur inertiel). Ce coefficient n'est pas constant et varie avec la porosité du milieu.

L'équation (2.41) qui est développé d'abord par *Darcy* et complété par *Forsheimer*, est valable pour des écoulements à plus grandes vitesses. En d'autre terme, le nombre de Reynolds Re_p de l'écoulement, basé sur la taille typique d'un pore, doit être supérieur à l'unité [14].

$$Re_p = \frac{u \cdot K^{0.5}}{\nu}$$

(2.42)

En situation d'une végétation sous serre le terme visqueux, le premier terme du membre droit dans l'équation (2.41), est négligeable car, la valeur de la perméabilité du couvert végétal est plus grande que celle de la viscosité dynamique (l'ordre de grandeur de μ de l'air est 10^{-5}). Donc, le gradient de pression dans cette équation dépend uniquement du terme quadratique [14] :

$$\ddot{\nabla} p = - \frac{C_f}{\sqrt{K}} \rho \|\ddot{u}\| \|\ddot{u}\|$$

(2.43)

Cette force qui correspond au terme $-\ddot{\nabla} p$ dans l'équation de conservation de la quantité de mouvement, représente la force de résistance du couvert végétal à l'écoulement d'air. Elle peut être ainsi exprimée par la formule déduite de l'approche de *Bernoulli* :

$$\ddot{\nabla} p = -LAI_s . C_d \rho \|\ddot{u}\| \|\ddot{u}\|$$

(2.44)

Où : C_d est le coefficient de perte de charge (facteur de traînée) et LAI_s (Leaf Area Index) est l'indice foliaire surfacique, défini par :

$$LAI_s = \frac{S_{feuilles}}{S_{sol}}$$

(2.45) Afin de calculer le coefficient de perte de charge non linéaire C_f et la perméabilité K de la végétation, on utilise la méthode de combinaison des équations (2.42) et (2.43), où C_f et K sont déduits en fonction de LAI_s et C_d de la relation suivante [14] :

$$\frac{C_f}{\sqrt{K}} = LAI_s . C_d$$

(2.46)

Pour un couvert végétal de tomate, *Haxaire* (1999) a obtenu $C_d = 0.32$, à $27^\circ C$, dans une soufflerie. Pour la même valeur de C_d et pour un indice foliaire égal à $3 m^2/m^2$ (des tomates adultes), il a trouvé que $C_f = 1$ et $K = 1.021$ [27].

II.5.2. Effets thermique et hydrique :

Outre de son influence sur la dynamique de l'écoulement, la végétation influe également et très sensiblement les bilans d'énergie et hydrique de la serre, ce qui nous permet de la considérer comme une source ou un puit de chaleur sensible et de vapeur d'eau.

II.5.2.1. Bilan d'énergie dans la végétation :

La surface d'un élément du couvert végétal reçoit de l'énergie radiative, de courte longueur d'onde solaire et de grande longueur d'onde (thermique ou infrarouge). Elle renvoie (par réflexion) et transmet une partie de cette énergie incidente. L'autre partie est absorbée par la

surface. Cette quantité absorbée (désignée souvent par Rn , le rayonnement net) est ensuite dissipée dans l'environnement par trois types de mécanismes de transfert [1] :

- Ü Des pertes de chaleur sensible, par convection avec le milieu proche.
- Ü Des pertes de chaleur latente, par transpiration.
- Ü Un flux de conduction à la surface. Ce flux est en général faible, notamment dans le cas de cultures couvrantes.

De plus, une faible partie, que nous négligeons par la suite, est utilisée :

- Ü Pour la photosynthèse. Elle ne représente que quelques pourcent du Rn (2 à 7% au maximum).
- Ü Pour l'augmentation de température des organes (les fruits, les feuilles,...). Ce terme de stockage est généralement faible.

En vue de simplifier le problème, on étudie le régime permanent pour lequel il n'y a pas d'énergie stockée ni déstockée dans la végétation. Donc, le bilan énergétique pour une feuille de surface S_f en régime permanent, s'écrit :

$$Rn - Q_S - Q_L = 0$$

(2.47)

Où : Rn est le rayonnement net reçu par la surface S_f , Q_L est la chaleur latente abandonnée par la feuille comme vapeur d'eau et Q_S la chaleur sensible échangée avec l'air entourant.

Par analogie avec les lois de l'électricité et en fonction de la résistance au transfert, le flux de chaleur sensible Q_S entre la feuille et l'air peut s'écrire sous la forme suivante :

$$Q_S = \rho \cdot c_p \frac{T_f - T_a}{r_a}$$

(2.48) Où : T_f est la température de la feuille, T_a est celle de l'air et r_a la résistance aérodynamique.

Le même principe de l'analogie a été utilisé par *Penman* pour modéliser le flux de chaleur latente Q_L . Dans ce modèle Q_L est proportionnel au gradient de concentration de la vapeur d'eau entre la surface de la feuille et l'air et proportionnellement inverse à la résistance au transfert :

$$Q_l = L_v E = L_v \cdot \rho \frac{\omega_f - \omega_a}{r_t}$$

(2.49) Où : $L_v E$ est le flux de chaleur latente, L_v est la chaleur de vaporisation de l'eau et E le

flux de vapeur d'eau (transpiration). ω_f représente la concentration en vapeur d'eau ou l'humidité absolue saturante de la feuille et ω_a l'humidité absolue de l'air. r_t est la résistance totale au transfert. Cette résistance est la somme de deux résistances différentes, r_a la résistance aérodynamique et r_s la résistance stomatique.

II.5.2.2. Résistance aérodynamique :

La résistance aérodynamique (externe) r_a , peut être déduite à partir du coefficient de transfert thermique h et par l'intermédiaire des nombres adimensionnels. En fonction du coefficient h , la chaleur sensible Q_s s'écrit :

$$Q_s = h(T_f - T_a)$$

(2.50) Par égalisation des équations (2.50) et (2.48), et en fonction du nombre de Nusselt (Nu), h s'écrit [27]:

$$h = \frac{\rho \cdot c_p}{r_a} = \frac{Nu \lambda}{l_f}$$

(2.51) Avec : l_f est la longueur caractéristique des feuilles et λ la conductivité thermique de l'air ($\lambda = 0.0262 \text{ W/m}^\circ\text{K}$ à 20°C).

De l'équation (2.51), on résulte donc à :

$$r_a = \frac{\rho \cdot c_p l_f}{\lambda Nu}$$

(2.52)

Les expressions du nombre de Nusselt varient suivant le régime d'écoulement et le type de convection en fonction des nombres adimensionnels tels que Gr , Pr et Re [39]. La résistance aérodynamique r_a dépend donc du type de convection et du type d'écoulement, elle est fonction de la différence de température ($T_f - T_a$) pour une convection naturelle et fonction de la vitesse d'écoulement de l'air en cas d'une convection forcée [39].

A l'intérieur d'une serre équipée d'ouvrants d'aération ouverts, la convection prédominante est la convection forcée et l'écoulement à l'intérieur de la végétation reste laminaire même si l'écoulement est turbulent dans la serre. Dans ce cas, l'expression du nombre de Nusselt (Nu) s'écrit [25] :

$$Nu = 0.67 Re^{1/2} Pr^{1/3} \quad (2.53)$$

Où : Pr est le nombre de Prandtl (pour l'air, $Pr = 0.7$) et Re est le nombre de Reynolds.

Ce dernier défini par:

$$Re = \frac{l_f \|\ddot{u}\|}{\nu} \quad (2.54)$$

Où : ν est la viscosité cinématique de l'air ($\nu = 1.53 \times 10^{-5} m^2 / s$ à $20^\circ C$) et \ddot{u} est la vitesse de l'écoulement d'air à l'intérieur de la végétation.

De l'équation (2.52) (2.53) et (2.54), on déduit l'expression de r_a :

$$r_a = \frac{\rho \cdot c_p}{0.288 \lambda} \cdot \sqrt{\frac{l_f \nu}{\|\ddot{u}\|}} \quad (2.55)$$

II.5.2.3. Résistance stomatique :

Les stomates sont des orifices qui ont de 5 à 30 μm de large, leur densité sur la surface de la feuille varie de 10 à 300 stomates par mm^2 [27]. L'ouverture et la fermeture de ces orifices conditionnent le transfert de vapeur d'eau entre l'eau situé à l'intérieur de la feuille et l'air qui l'entoure. Ils imposent au transfert de vapeur une résistance interne supplémentaire à la résistance aérodynamique (ou externe). La régulation de leur ouverture et leur fermeture dépend de paramètres climatiques et physiologiques. Les effets de ces derniers restent négligeables si on suppose que les cultures sont saines et ne souffrent pas de stress hydriques ou thermiques très importants.

Cependant, de tous les paramètres climatiques, le plus important dans le processus de régulation stomatique est le rayonnement solaire, R . Ensuite, le déficit de saturation d'air Da , la température de surface des feuilles T_f , la concentration en CO_2 et le potentiel hydrique de la feuille qui peut jouer un rôle [1].

Pour exprimer cette résistance, un modèle multiplicatif basé sur l'hypothèse que chaque facteur climatique ou hydrique participe de façon indépendante à l'établissement du niveau d'ouverture stomatique, a été proposé et utilisé dans la littérature.

$$r_s = r_{s,\min} \prod_{j=1}^n f_j(x_j) \quad (2.55)$$

Où : $\prod_{j=1}^n$ représente l'opérateur multiplicatif, f_j étant des fonctions mathématiques traduisant

l'effet de facteurs climatiques x_j et $r_{s,\min}$ est la résistance minimale au transfert de vapeur d'eau obtenue lorsque tous les facteurs x_j sont à leur niveau optimal pour la transpiration. *Boulard et al.* (1991) ont trouvé $r_{s,\min} = 150 \text{ s/m}$ pour une culture de tomate sous serre.

Ce modèle multiplicatif suppose qu'il n'y a pas interaction entre les différents facteurs, ce qui n'est sans doute pas le cas pour au moins 3 facteurs climatiques R , D et T où :

- ⊗ $R \text{ (W/m}^2\text{)}$ est, soit le rayonnement global incident au sommet de la culture R_g , soit le rayonnement reçu au niveau de l'étage considéré z du couvert végétal, $R(z)$.
- ⊗ $T \text{ (}^\circ\text{C)}$ est, soit la température de l'air T_a , soit la température foliaire, T_f .
- ⊗ $D \text{ (mbar)}$ est le déficit de saturation rapporté, soit à la température d'air : $D_a = e_s(T_a) - e_a$, soit à la température de feuille : $D_f = e_s(T_f) - e_a$, avec : $e_s(T)$ étant la pression de vapeur saturante à la température T et e_a la pression de vapeur de l'air.

A partir des données de la littérature, trois familles de fonctions f_j ont été testées et utilisées :

➤ Un modèle exponentiel (*Avissar* en 1985) :

$$f_j(x_j) = 1 + a[\exp b(x_j - c)]^n$$

(2.56)

Où : $n < 0$ pour R et $n > 0$ pour les autres facteurs climatiques.

➤ Un modèle polynomiale (*Stanghellini* en 1987) :

$$f_j(x_j) = 1 + \frac{a}{(x_j - b)^c}$$

(2.57)

➤ Un modèle homographique (*Farquhard* en 1978) :

$$f_j(x_j) = \frac{1 - ax_j}{1 - bx_j}$$

(2.58)

Pour un couvert de tomates, *Villette* (1988) a utilisé un modèle bi- facteur, où r_s est calculé, soit à partir du couple (R_g, T_f) ou, du couple (R_g, D_a) . Il a démontré que l'adjonction d'une troisième variable n'apporte aucune précision supplémentaire dans l'explication de la

variabilité de r_s . Il propose, pour le modèle bi- facteur r_s (Rg , D_a) des fonctions exponentielles (2.56), où :

S Pour le rayonnement Rg : $a = 1$

$$b = 0.05$$

$$c = 49 \text{ (} Rg \text{ est en } W/m^2 \text{)}$$

$$n = -1.$$

S Pour le déficit, D_a : $a = 0.11$

$$b = 0.34$$

$$c = 1 \text{ K.Pas (} D_a \text{ est en K.Pas)}$$

$$n = +1$$

Chapitre III

Modèle Numérique

Du fait du couplage et de la non linéarité de l'ensemble d'équations décrivant l'écoulement du fluide, la résolution analytique du problème est complexe et difficile sauf pour certains cas où, on peut mettre des simplifications considérables des équations comme le cas des écoulements unidimensionnels.

Dans la présente étude, l'écoulement d'air sous serre est tridimensionnel donc, il est impossible d'obtenir des solutions analytiques pour la vitesse, la pression et les autres quantités transportées. Néanmoins, le développement actuel des méthodes numériques et des logiciels de calcul permet d'obtenir des solutions approximatives pour ce système d'équations. Ces logiciels, appelés *CFD (Computational Fluid Dynamic)*, utilisent des méthodes numériques puissantes comme celles, des volumes finis et des éléments finis pour une discrétisation fine du domaine d'étude. Ils sont très performants pour la résolution numérique des équations de Navier-Stokes.

De plus aux logiciels spécifiques créés principalement par les universités, plusieurs logiciels *CFD* commerciaux sont disponible aujourd'hui, tels que : *CFX*, *FLUENT*, *CFD2000*, *PHOENICS* et *STAR-CD*. Leurs avantages par rapport aux essais expérimentaux résident dans les réductions substantielles du temps, du coût de calcul et leur compétence d'étudier des systèmes complexes dont leur étude expérimentale est impossible.

Le logiciel *CFD2000* (celui que nous utilisons) modélise par la méthode des volumes finis des écoulements très variés dans des configurations plus ou moins complexes. Il est capable de résoudre n'importe quel nombre d'équations de transport. Dans ce chapitre, on a abordé les options relatives à la résolution numérique par ce logiciel.

III.1. Discrétisation des équations décrivant les écoulements :

III.1.1. Méthodes de discrétisation :

La discrétisation d'une équation différentielle consiste à remplacer l'information continue que contient sa solution par une information discrète. Donc le domaine de calcul qui était continu doit être divisé ou discrétisé. Cette discrétisation permet de remplacer les équations différentielles qui sont trop compliquées par des équations algébriques faciles à résoudre. Pour discrétiser les équations de la mécanique des fluides, on distingue différentes méthodes, mais les plus utilisées sont celles de différences finies, des éléments finis et des volumes finis.

III.1.1.1. Méthode des différences finies :

La méthode des différences finies était parmi les premières méthodes qui ont été utilisées pour la résolution numérique des équations différentielles. Elle s'applique directement sur la forme différentielle des équations. Son principe réside dans l'utilisation du développement de Taylor pour approximer les dérivées dans l'équation différentielles.

Cette méthode est très simple dans sa formulation, mais son usage est limité à des domaines de forme géométrique non complexe.

III.1.1.2. Méthode des éléments finis :

La méthode des éléments finis a été utilisée dans un premier temps en dynamique des structures. Elle est apparue en mécanique des fluides plus récemment. La résolution par cette méthode consiste à proposer une approximation de la solution qui contient un nombre d'inconnues. La substitution de cette solution dans l'équation différentielle donne naissance à un résidu. Le but donc, est de minimiser ce résidu. En choisissant plusieurs fonctions dites *fonctions pondérées*, on génère le nombre nécessaire pour trouver les inconnues. Il y a une autre façon d'appliquer cette méthode dite *formulation variationnelle*.

Généralement, la mise en œuvre de la méthode des éléments finis est très difficile mais, elle reste très puissante spécialement dans les géométries complexes d'intérêt industriel et dans le traitement des fluides non newtonien.

III.1.1.3. Méthode des volumes finis :

Cette méthode a été développée par *Patankar* au début des années 70. Elle était d'abord utilisée dans la simulation des écoulements visqueux et bidimensionnels.

Aujourd'hui, elle est devenue un standard international au point de vue qu'elle sert de base numérique à la plupart des logiciels *CFD* commerciaux qui sont apparus au cours de ces dernières années (*CFD2000*, *PHOENICS*, *FLUENT*,...).

Le principe de cette méthode est de subdiviser le domaine en un nombre de volumes de contrôle juxtaposés. Chacun de ces derniers englobe un nœud dit nœud principal. L'équation différentielle est intégrée sur ce volume de contrôle. Le profil de variation des paramètres entre les nœuds doit être choisi pour pouvoir évaluer les intégrales. Le résultat est une équation algébrique qui a comme inconnues les variables du problème.

Puisque, on utilise le logiciel *CFD2000* pour la résolution numérique du système d'équations posé dans le chapitre précédent donc, la méthode de discrétisation choisie est celle des volumes finis.

III.1.2. Forme générale des équations de conservation :

Les équations de conservation, présentées au chapitre précédent, constituent le système de base des équations aux dérivées partielles résolues par *Storm* (le processeur de notre logiciel). En principe, chacune des équations de ce système peut être discrétisée séparément et résolue individuellement pour obtenir une solution. Cependant, toutes ces équations ont une forme commune, indiquant que chaque variable calculée par le logiciel obéit au même principe de la conservation.

En particulier, si on pose ϕ la variable étudiée, les équations qui décrivent les écoulements du fluide peuvent être réduites en une seule équation de convection- diffusion de la forme générale suivante [18] :

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + \frac{\partial (u_i \phi)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \right) + S_\phi \quad (3.1)$$

Où : Γ_ϕ est le coefficient de diffusion de la variable ϕ et S_ϕ est le terme source net.

Storm exploite la structure commune des équations générales pour ne refaire pas le travail de discrétisation pour chaque équation. Seule cette équation est discrétisée et le système d'équations est résolu pour chaque valeur successive de ϕ . Par conséquent, le système prend la forme d'une équation vectorielle (3.1), avec [18]:

$$\phi = \begin{Bmatrix} 1 \\ \bar{u}_1 \\ \bar{u}_2 \\ \bar{u}_3 \\ \bar{H} \\ k \\ \varepsilon \\ \bar{\omega} \end{Bmatrix} \Gamma_\phi = \begin{Bmatrix} 0 \\ v \\ v \\ v \\ \frac{\lambda}{\rho \cdot c_p} \\ v + \frac{v_t}{P_k} \\ v + \frac{v_t}{P_\varepsilon} \\ D_\omega \end{Bmatrix} S_\phi = \begin{Bmatrix} 0 \\ -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_1} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(v \left(\frac{\partial \bar{u}_1}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_1} \right) - \overline{u'_j u'_1} \right) \\ -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_2} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(v \left(\frac{\partial \bar{u}_2}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_2} \right) - \overline{u'_j u'_2} \right) \\ -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_3} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(v \left(\frac{\partial \bar{u}_3}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_3} \right) - \overline{u'_j u'_3} \right) + f_3 \\ -\frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{u'_j H'}) + \frac{1}{\rho} \left(q + \frac{dP}{dt} \right) \\ -\overline{u'_i u'_j} \cdot \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \varepsilon + S_{k,p} \\ \frac{\varepsilon}{k} \left(C_{1\varepsilon} \cdot \left(-\overline{u'_i u'_j} \cdot \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) - C_{2\varepsilon} \cdot \varepsilon \right) + S_{\varepsilon,p} \\ S_{\omega,p} \end{Bmatrix} \quad (3.2)$$

Ici, les éléments de chaque vecteur correspondent respectivement à :

- L'équation de continuité.
- L'équation de conservation de la quantité de mouvement, projetée suivant l'axe des x.
- L'équation de conservation de la quantité de mouvement, projetée suivant l'axe des y.
- L'équation de conservation de la quantité de mouvement, projetée suivant l'axe des z.
- L'équation de conservation de l'énergie (ici, c'est l'équation de conservation de l'enthalpie qui est discrétisée préférentiellement que l'équation de conservation pour la température).
- L'équation de conservation de l'énergie cinétique turbulente.
- L'équation de conservation du taux de dissipation de la turbulence.
- L'équation de conservation relative à la vapeur d'eau.

On peut noter que, dans cette forme tous les termes non transitoires, non convectifs ou non diffusifs sont inclus dans le terme source S_ϕ .

III.1.3. Discrétisation de l'équation générale de conservation :

L'équation de transport d'une variable générale ϕ est donnée par :

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + \frac{\partial(u_i \phi)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma_{\phi} \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \right) + S_{\phi} \quad (3.3)$$

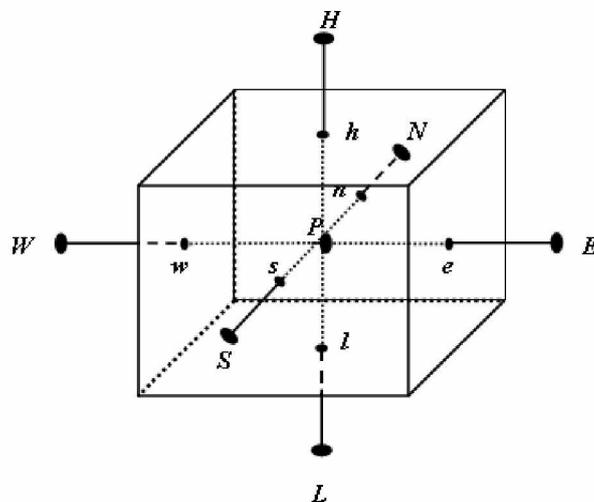
Les quatre termes de cette équation (comme indiqué au-dessus) correspondent respectivement aux :

- Terme transitoire (*T*).
- Terme de convection (*C*).
- Terme de diffusion (*D*).
- Terme source (*S*).

Dans le cadre de la méthode des volumes finis, le domaine du calcul est décomposé en hexaèdres présentant le volume de contrôle dans les écoulements tridimensionnels. Une représentation schématique d'un tel volume est donnée dans la figure (3.1). Par convention, chaque face de cette cellule est repérée par une lettre de la façon suivante :

- La face *est*, est orientée suivant l'axe principal du repère dans le sens des *x* croissants et repéré par la lettre "*e*" tandis que, la face *ouest* est dans le sens des *x* décroissants. Elle est repérée par la lettre "*w*".
- Les faces *nord* et *sud* sont dans la direction de l'axe des *y*, orientées respectivement dans le sens des *y* croissants et décroissants. Ces faces sont repérées par les lettres "*n*" et "*s*".
- les faces supérieure et inférieure sont dans la direction de l'axe des *z*, respectivement, dans le sens des *z* croissants et décroissants et notées "*h*" et "*l*".

Le centre de la cellule considérée est repéré par le point *P* et le centre des cellules voisines est noté : *N*, *S*, *E*, *W*, *H* et *L* comme indiqué sur la figure (3.1).



L'équation générale de la conservation est discrétisée suivant la procédure décrite par *Patankar* (1980) qui consiste à intégrer cette équation sur le volume de contrôle schématisé dans la figure (3.1). Après et à l'aide du théorème de *Green- Ostrogradsky*, les intégrales de volume sont convertis en intégrales sur la surface. La forme intégrale des termes successifs de l'équation (3.3) devient [18]:

∅ Terme transitoire :

$$T = \iiint_V \frac{\partial \phi}{\partial t} dV = V (\phi^{new} - \phi^{old}) / \Delta t \quad (3.4)$$

∅ Terme de convection :

$$C = \iiint_V (\nabla(\ddot{u} \cdot \phi)) dV = \iint_A (\ddot{u} \cdot \phi) \ddot{n} dA = \sum_{faces} \ddot{u} \cdot \phi \cdot A \quad (3.5)$$

∅ Terme de diffusion :

$$D = \iiint_V (\nabla(\Gamma_\phi \nabla \phi)) dV = \iint_A (\Gamma_\phi \cdot \nabla \phi) \ddot{n} dA = \sum_{faces} \Gamma_\phi \cdot \nabla \phi \cdot A \quad (3.6)$$

∅ Terme source :

$$S = \iiint_V S_\phi dV = V \cdot C_\phi (\phi_0 - \phi) \quad (3.7)$$

Où : ϕ^{old} et ϕ^{new} correspondent à la valeur de la variable ϕ entre deux pas de temps successifs. \ddot{u} est le vecteur vitesse, V est le volume de la cellule, dA est un élément de surface, C_ϕ est le coefficient de linéarisation du terme source et ϕ_0 une constante.

III.1.4. Flux des interfaces :

Pour chaque variable ϕ , les flux de convection et de diffusion disposés sur les faces du volume de contrôle sont estimés à partir des valeurs de la variable au centre des cellules voisines. Nombreuses méthodes ont été mises pour interpoler ces flux sur les interfaces.

III.1.4.1. Flux de convection :

La contribution convective à l'échange local de la quantité ϕ à l'intérieur du volume de contrôle illustré dans la figure (3.1) peut être exprimée par [18]:

$$C = G_e \phi_e - G_w \phi_w + G_n \phi_n - G_s \phi_s + G_h \phi_h - G_l \phi_l \quad (3.8)$$

Où, par exemple :

$$G_e = u_e \cdot A_e \quad (3.9)$$

Représente le flux massique du fluide qui pénètre de la facette *est* de la cellule, A_e est la surface de la face *est*, ϕ_e est la valeur de la variable scalaire définie au centre de la face et u_e est la norme de la vitesse normale à cette face. Des expressions similaires sont données pour définir les quantités des faces ouest, nord, sud, haut et bas.

Pour formuler la contribution de la convection dans les coefficients G de l'équation (3.8), *Storm* propose trois méthodes distinctes.

III.1.4.1.1. Schéma hybride :

Le schéma hybride, mis au point par *Spalding* (1972), compare l'importance relative des flux d'échange convectif et diffusif dans chaque face du volume de contrôle afin de déterminer, si le flux échangé avec la cellule adjacente est entrant ou sortant. Le nombre de *Peclet* (le rapport entre le flux de diffusion et le flux de convection) est alors utilisé pour déterminer le coefficient qui représente une approximation raisonnable de la solution exacte du flux local monodimensionnel de convection- diffusion.

Sous cette approche, le coefficient G pour la face *est* (par exemple) est donné par [18] :

$$G_e = \text{Max} \left(\left| \frac{C_e}{2} \right|, D_e \right) - \frac{C_e}{2} \quad (3.10)$$

Où : C_e est la contribution convective de la face *est* définie par l'équation (3.7) et D_e est la contribution diffusive de la face *est* définie par :

$$D_e = \frac{A_e \Gamma_e}{\delta x_e} \quad (3.11)$$

Où : δx_e exprime la distance entre le centre du volume de contrôle considéré et celui de la cellule voisine du côté *est*.

Ce schéma est le plus utilisé dans le cas des vitesses faibles, où les effets de la diffusion sont importants.

III.1.4.1.2. Schéma upwind d'ordre un :

Le schéma upwind du premier ordre (*Courant, Isaacson et Rees*, 1952) est basé sur l'hypothèse que, la variable ϕ aux différentes facettes du volume de contrôle prend les valeurs au centre de la cellule précédente dans le sens de l'écoulement.

La grande stabilité de ce schéma le rend un choix préférable quand les échanges convectifs sont prépondérants par rapport aux échanges diffusifs (nombre de *Peclet* élevé). Le coefficient G pour la face *est* s'écrit donc [18] :

$$G_e = \text{Max}(-C_e, 0) + D_e \quad (3.12)$$

Où : C_e et D_e sont définis de la même façon que pour la schéma hybride.

L'avantage de ce schéma c'est d'être simple et efficace et n'utilise pas des grandes mémoires de calcul.

III.1.4.1.3 Schéma upwind d'ordre supérieur :

Afin de réduire la diffusion numérique associée au schéma upwind d'ordre un, plusieurs schémas upwind d'ordre supérieur ont été développés tel que, le schéma upwind d'ordre 2 et d'ordre 3. Ces deux schémas utilisent les différences centrées pour exprimer le terme de diffusion. La principale différence est le traitement du terme de convection. Contrairement au schéma upwind d'ordre un qui utilise seulement les valeurs au centre de la cellule amont, les schémas d'ordre supérieur utilisent plus de points pour décrire le flux de convection.

Dans le cas des écoulements sous serre, c'est le schéma hybride qui se révèle le mieux correspondre à nos besoins.

III.1.4.2. Flux de diffusion :

Le coefficient de diffusion intervenant dans le calcul des flux est stocké au centre des volumes de contrôle. Cependant, les flux de diffusion sont calculés aux interfaces entre deux cellules adjacentes, il suffit donc d'interpoler les valeurs de ces coefficients aux interfaces. Pour les calculer, on dispose les deux moyens d'interpolation disponibles dans *Storm*.

III.1.4.2.1. Moyenne arithmétique :

A partir d'une interpolation linéaire entre les valeurs au centre des cellules, on estime la diffusivité effective à l'interface. Par exemple le coefficient de diffusion à l'interface *est*, est calculé à partir des valeurs au centre des cellules P et E comme suit :

$$\Gamma_e = f_e \Gamma_P + (1 - f_e) \Gamma_E \quad (3.13)$$

Où : f_e est le coefficient d'interpolation linéaire. Des expressions similaires sont utilisées pour estimer les coefficients de diffusion au niveau des autres interfaces.

III.1.4.2.2. Moyenne harmonique :

La seconde interpolation estime le coefficient de diffusion de la face *est* (par exemple) par la relation suivante :

$$\Gamma_e = \left(\frac{1-f_e}{\Gamma_P} + \frac{f_e}{\Gamma_E} \right)^{-1} \quad (3.14)$$

Cette méthode ajuste le cas où, le coefficient de transport présente des variations abruptes, et même des discontinuités dans le domaine de calcul. Ce schéma d'interpolation est plus lourd en terme de calcul mais permet une évaluation plus précise des flux de diffusion quand les vitesses sont élevées et peu uniformes.

Dans notre étude, il est préférable d'utiliser la moyenne arithmétique car elle est plus simple et moins gourmande en ressource de calcul outre que, la continuité des variables thermophysiques.

III.2. Algorithme PISO :

Storm, le processeur de notre logiciel, utilise l'algorithme *PISO* (*Pressure Implicit with Splitting of Operators*) qui emploie un maillage unique pour calculer les grandeurs vectoriels (vitesse...) et scalaires (pression, température, énergie cinétique turbulente,...) au même point. Contrairement, aux algorithmes *SIMPLE* (*Semi Implicit Method for Pressure Linked Equations*) et *SIMPLER* (*Semi Implicit Method for Pressure Linked Equations Revised*) qui utilisent un maillage déplacé où les variables vectorielles sont calculées aux interfaces entre mailles tandis que, les variables scalaires sont calculées au centre des mailles. L'unicité du maillage dans l'algorithme *PISO* permet d'économiser la mémoire substantielle.

L'algorithme *PISO* a été développé par Issa (1985) et Issa et al. (1991) pour résoudre le système d'équations aux dérivées partielles couplées décrivant l'écoulement. Cette méthode est une partie d'un ensemble de techniques de résolution qui utilisent une série d'opérations séquentielles à chaque pas de temps dans lequel, les équations discrétisées de continuité et de quantité de mouvement sont résolues alternativement entre les étapes de prédiction et de correction. L'algorithme *PISO* mis en œuvre dans *Storm* en six étapes [18] :

Etape N°1 - Première prédiction de la quantité de mouvement :

Les trois composantes du vecteur vitesse, le champ de pression et de température au pas de temps précédent (P, \vec{u}, T) sont utilisés comme variables d'entrée (ou les conditions initiales

imposées par l'utilisateur dans le cas du premier pas de temps). A partir de ces variables, on calcule un champ estimé pour les variables \ddot{u}^* et T^* en utilisant les équations de la quantité de mouvement et de l'énergie.

Etape N°2 - Première prédiction de la pression :

Le champ de vitesse obtenu dans la première étape ne satisfait pas, en général, l'équation de continuité. On utilise, donc, l'équation de *Poisson* (elliptique) de pression dérivée de la combinaison de l'équation de quantité de mouvement et l'équation de continuité pour estimer le champ de pression P^* , satisfaisant l'équation de continuité. A partir de l'équation d'état sélectionnée on peut calculer la densité du fluide, si est nécessaire, en utilisant cette pression et la température calculée dans la première étape.

Etape N°3 - Première correction de la quantité de mouvement :

On utilise le champ de pression P^* et la densité ρ^* , obtenus dans la deuxième étape, dans l'équation de quantité de mouvement pour calculer le champ de vitesse corrigé \ddot{u}^{**} . Alors, on utilise ce champ corrigé dans l'équation de l'énergie pour estimer une nouvelle valeur de la température T^{**} .

Etape N°4 - Première correction de la pression :

On résout l'équation elliptique de pression en utilisant le champ corrigé de la vitesse \ddot{u}^{**} , encore une fois, on obtient le champ de pression corrigé P^{**} .

Etape N°5 – Seconde correction de la quantité de mouvement :

A partir des champs estimés \ddot{u}^{**} et P^{**} , on résout l'équation de quantité de mouvement pour calculer un champ de vitesse final \ddot{u}^{***} puis, on utilise ce champ final dans l'équation d'énergie pour estimer le champ final de la température T^{***} .

Etape N°6 – Passage au pas du temps suivant :

Les champs de vitesse \ddot{u}^{***} , de pression P^{**} et de température T^{***} estimés, satisfaisant simultanément les deux équations de continuité et de quantité de mouvement. On avance, alors, par un pas de temps Δt et les champs (T^{***} , \ddot{u}^{***} , P^{**}) du pas de temps précédent sont

utilisés comme des variables d'entrée pour la première étape et le processus se répète du début.

III.3. Méthodes de résolution :

Le résultat de la discrétisation des équations différentielles de transport est un ensemble d'équations algébriques complexes et non linéaires. Pour un problème tridimensionnel, la taille de ce système peut être assez grande.

Cependant, le calcul sur un volume de contrôle considéré prend en compte seulement l'influence des cellules qui l'entourent, donc la plupart des termes du système sont nuls et la matrice qui correspond est une matrice creuse. Les équations ne sont pas linéaires car les coefficients eux-mêmes sont fonctions des différentes variables. Elles sont linéarisées en bloquant les coefficients pour permettre d'utiliser les méthodes classiques de résolution des systèmes linéaires. Plusieurs algorithmes ont été développés pour résoudre des systèmes d'équations linéaires caractérisés par des matrices creuses. Ils sont essentiellement divisés en deux catégories : *les méthodes directes* et *les méthodes itératives*. Chaque méthode a des avantages et des inconvénients mais pour chaque problème, il y a un choix optimum. Storm utilise trois méthodes de résolution, une directe (*la décomposition LU*) et deux itératives, la méthode *ADI (Alternate Directions Implicit)* et la décomposition *ILU (Incomplete Lower-Upper)* [18].

III.3.1. Méthode de décomposition LU :

Cette méthode est très efficace dans le cas des systèmes qui ont des matrices d'une petite largeur de bande. Elle est, donc, recommandée pour les problèmes mono et bidimensionnels et même les problèmes tridimensionnels de petites dimensions dans deux ou trois directions (par exemple, 5¹ 5¹ 100), [18]. Cependant, pour les problèmes tridimensionnels de grandes dimensions, les coûts de stockage et de calcul sont prohibitifs et la méthode n'est pas recommandée.

III.3.2. Méthode ADI :

La méthode *ADI* est une méthode semi- implicite, dans laquelle les équations sont résolues à chaque pas de temps de manière implicite dans une direction et en relaxant dans les deux

autres directions (*Peaceman et Rachford, 1955 ; Douglas, 1955*). Pour chaque direction, on obtient un système tri diagonal linéaire. Cette méthode est recommandée dans la résolution de toutes les équations utilisées par Storm sauf celle de pression (équation de *Poisson*) dans l'algorithme *PISO*. Elle est le choix par défaut dans le logiciel, comme elle est suffisante pour la plupart des applications.

III.3.3. Méthode de décomposition ILU :

Cette méthode est recommandée pour résoudre l'équation de pression en trois dimensions. Elle est plus performante que la méthode *ADI* à cause de leur utilisation d'un schéma implicite dans les trois directions.

Chapitre IV

Simulation de la convection sous serres tunnels

Après la représentation des phénomènes physiques, les équations qui les gouvernent et les méthodes de résolution de ces équations, on a utilisé un logiciel de la dynamique des fluides (*CFD2000*) afin de simuler l'hétérogénéité des transferts convectifs sous serres agricoles, vides et en présence de la culture.

Ces transferts ont été étudiés en différentes situations, sous serres complètement fermées où, domine la convection naturelle due aux forces de flottabilité et sous serres ouvertes (serres aérées naturellement). Dans ce cas, les mouvements d'air sont générés par les forces du vent et les forces de flottabilité dues à la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur.

Afin de déduire l'influence de la forme sur le microclimat sous serres, on a utilisé deux géométries différentes de la serre plastique de type tunnel, le type le plus répandu dans la région méditerranéenne, avec les mêmes conditions aux limites. De plus, on a pris en compte dans les simulations l'effet dynamique de la végétation sur les écoulements d'air.

Après la résolution numérique du système d'équations qui s'est réduit aux équations de Navier- Stokes et l'équation de chaleur, nous avons visualisé les résultats sous forme de champs dynamiques et thermiques. Ces résultats ont été comparés à des données expérimentales ou de simulations (déjà validées) qui se trouvent dans la littérature, dans le but de valider les modèles utilisés.

IV.1. Simulation de la convection sous tunnels de forme classique

IV.1.1. Description de la serre

Il s'agit d'une serre plastique de type tunnel et de forme classique dont ses caractéristiques géométriques sont : 8m de large, 22 m de long et un hauteur moyenne de 3.5 m. L'aération dans ce type est obtenue de façon traditionnelle par l'écartement de deux feuilles de plastique pour pratiquer une ouverture. Pour couvrir ce type de serre, c'est le polyéthylène qui est le plus utilisé. Ce matériau est transparent dans le domaine du visible, afin de favoriser la photosynthèse. La figure (4.1) représente une vue schématique de la serre tunnel utilisée. Cette géométrie ressemble à celle utilisée par *Charles Chemel* [20] dans l'étude des écoulements d'air générés dans la serre en présence de cinq rangées de plante (tomate) et par *Boulard et Wang* [15] dans l'étude de l'hétérogénéité de la transpiration d'un couvert végétal (laitue) occupant la surface totale du sol. Pour notre cas, on a modifié légèrement la géométrie et on a tenu compte d'une seule rangée de plante.

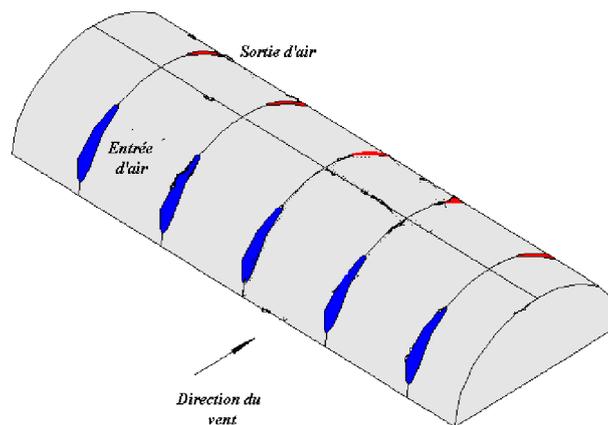


Figure (4.1) : Représentation schématique du tunnel plastique (Géométrie A)

IV.1.2. Modélisation du problème par un logiciel CFD

Le logiciel de la mécanique des fluides que nous avons utilisé, propose un environnement complet à partir duquel, tous les aspects de l'analyse d'un problème de la mécanique des fluides peuvent être dirigés. Comme par exemple : la définition de la géométrie du problème, la génération du maillage de calcul, la définition de l'état d'écoulement (stationnaire ou transitoire, laminaire ou turbulent, avec ou sans transfert de chaleur,...), la position des conditions aux limites, la spécification des propriétés du fluide utilisé et ainsi les paramètres qui contrôlent la solution (nombre d'itérations, pas du temps, temps complet de la simulation,...etc).

a) Etat d'écoulement

Dans cette étude, on a choisi de considérer, un écoulement permanent, turbulent et avec transfert de chaleur.

b) Propriétés du fluide

Le logiciel CFD2000 propose une librairie des fluides et solides, les plus communément utilisés dans les problèmes de la mécanique des fluides, avec des valeurs constantes ou variables pour chacune de ses propriétés. De plus, il permet à l'utilisateur d'introduire et d'enregistrer leur propre modèle fluide ou solide pour d'autres applications.

Nous avons choisi comme fluide, l'air dans les conditions normales de température et de pression (300K, 1atm). Ses propriétés sont représentées dans le tableau (4.1).

Propriétés	Valeurs numériques
Masse volumique	1.177 kg/m ³
Viscosité dynamique	1.85.10 ⁻⁵ kg/m.s
Chaleur spécifique	1.004.10 ³ J/kg.K
Conductivité thermique	2.62.10 ⁻² W/m.K
Coefficient de dilatation	3.333.10 ⁻³ K ⁻¹

Tableau (4.1) : Propriétés du fluide utilisé.

c) Domaine d'écoulement

Dans un premier temps, l'utilisateur est tenu de choisir un système de coordonnées afin de caractériser sa géométrie. Le choix du système dépend souvent de la complexité de la géométrie. Généralement, si cette dernière est rectangulaire, l'utilisateur opte un système de coordonnées cartésiennes. Par contre, si la géométrie est complexe et n'est pas rectangulaire l'utilisateur choisit de mettre en oeuvre un système curviligne (système du type *BFC*). Ce dernier n'est qu'un système cartésien qui a été tordu, plié et étiré pour prendre la forme de l'objet en question.

Dans notre étude, on a choisi d'utiliser le système *BFC* (système cartésien irrégulier).

d) Définition du maillage

La génération du maillage dépend particulièrement de la géométrie et sa procédure diffère selon le système de coordonnées choisi. Dans le système cartésien, le maillage est une grille rectangulaire à partir de laquelle l'utilisateur génère sa géométrie. Alors que, dans le système *BFC* l'utilisateur génère le maillage après avoir fait sa géométrie.

Pour spécifier un maillage, il faut prendre en compte ces trois points:

- Le nombre de cellules devrait être grand (maillage dense) car, la précision de la solution *CFD* dépend du nombre de cellules dans le maillage.
- La transition de la grosseur des cellules devrait être faite d'une façon graduelle entre les régions pour éviter la divergence de la solution.
- Les plus petites cellules devraient être dans les régions d'écoulement les plus critiques.

Les maillages optimaux sont souvent des maillages non uniformes : fins dans les régions où la variation des variables est importante et larges dans les régions caractérisées par de faible changement. Pour spécifier un tel maillage, le logiciel *CFD2000* utilise automatiquement des types de fonctions qui décrivent l'espacement entre cellules. Ces fonctions sont (*CFD2000, User's guide*) :

- Maillage fin : $L \left[1 - \left(\frac{(N/2) - 1}{(N/2)} \right)^P \right]$
- Maillage large : $(L/2) \cdot \left[1 / (N/2) \right]^P$
- Maillage uniforme (égal) : L/N

Où : L est la largeur de la région choisie, N est le nombre de cellules choisies dans la région et P un coefficient dit, facteur de puissance.

Pour nos simulations, les maillages utilisés sont non uniformes. Ils suivent étroitement le relief des parois de la serre. Ces mailles sont très serrées et denses aux endroits où les gradients de vitesse et de température sont importants, comme c'est le cas le long des parois et la surface du sol.

e) Conditions aux limites

La spécification des conditions aux limites consiste à connaître le type de la condition aux limites, le placement où elle s'applique et la valeur des variables qui doivent être définies à cette condition. Le logiciel *CFD2000* donne le choix entre un certain nombre de conditions aux limites très différentes les unes des autres et qui peuvent décrire les frontières d'un grand nombre de domaines d'écoulements.

Dans nos simulations, on a appliqué sur les parois et le sol des conditions aux limites de type «*WALL*» avec la condition dynamique de non- glissement (vitesse tangentielle nulle). Pour la condition thermique, on a choisi d'imposer des flux de chaleur sur ces parois.

La pression n'intervient que par son gradient dans les équations, nous avons utilisé des conditions aux limites en pression du type $\ddot{\nabla}P = \ddot{0}$ aux frontières du domaine de calcul.

Sur l'ensemble du domaine de calcul, nous avons imposé des forces de flottabilité (moteur de la convection naturelle) suivant l'hypothèse de Boussinesq.

Les valeurs des conditions aux limites thermique et dynamique utilisées dans les simulations, ont été récapitulées dans le tableau.2

f) Modélisation de la culture

Afin d'inclure l'effet dynamique de la culture dans les simulations, le couvert végétal a été considéré comme un milieu poreux dont l'écoulement de l'air est décrit par l'équation de *Darcy- Forsheimer* (voir chapitre II).

Dans les serres cultivées, on a mis en oeuvre des conditions aux limites de type «*POROUS*» avec la condition «*medium isotropic*» pour simuler la végétation. La version du logiciel utilisé (*CFD2000 version 3.45*) a permis de considérer qu'un seul milieu poreux dans tout le domaine. Ces limites nous ont conduis de regrouper le couvert végétal dans une seule rangée de 2.1 m de hauteur (rangée double), disposée au milieu du tunnel dont les caractéristiques retenues sont celle d'un couvert de tomate (voir le tableau (4.2)).

g) Conditions initiales

Il s'agit de déterminer l'état de base du modèle numérique à l'instant où commence la simulation. En d'autres termes, de spécifier des valeurs initiales pour les variables dépendantes sur tout le modèle. Afin de ne pas être gêné par des problèmes de divergence, nous avons constitué un état initial qui s'éloigne le moins possible d'une certaine réalité.

h) Temps de simulation de l'écoulement

La précision, la stabilité et la convergence de la solution *CFD* sont en fonction du pas de temps choisi. Si le pas du temps utilisé est trop petit, la convergence de la solution sera assurée mais avec un temps de calcul prohibitif.

Par contre, si le pas du temps est grand, la solution sera moins précise avec le risque de diverger. Pour nos simulations, le pas de temps choisi a été $dt = 0.001s$.

<i>Paramètres</i>	<i>Valeurs numériques</i>
Flux thermique imposé à la surface du sol intérieur	100 W/m^2
Flux thermique imposé au niveau des parois	15 W/m^2
Surface du sol extérieur	adiabatique
Température d'air extérieur	293 K
Vitesse du vent extérieur	2.3 m/s
Perméabilité de la culture	1.021 m^2
Coefficient de perte de charge non linéaire de la culture	1

Tableau (4.2): Valeurs des conditions aux limites utilisées dans les simulations.

IV.1.2.1. Cas des tunnels fermés

Dans ce cas, les frontières du domaine de calcul se sont réduites aux parois du tunnel et à la surface du sol.

a) Tunnel fermé vide

Le maillage retenu est bidimensionnel du type *BFC*, composé de 32 mailles suivant \ddot{x} et 20 suivant \ddot{y} (figure 4.2). Il est plus fin près des parois et large loin de ces zones.

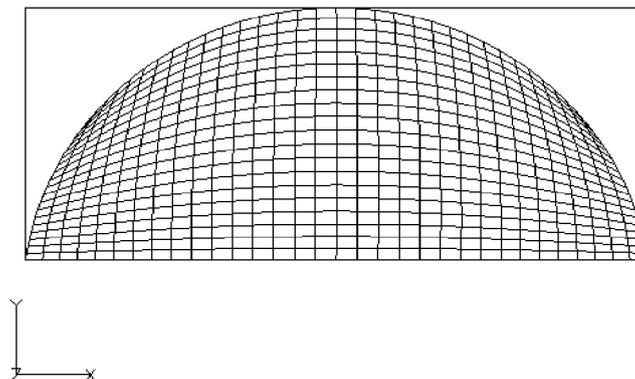


Figure (4.2) : Maillage utilisé dans la modélisation du tunnel (A), fermé et vide

i) Champ de vitesse et circulation d'air

La circulation générale de l'air dans le tunnel est représentée dans la figure (4.3). Cette figure indique la formation de deux boucles de convection, une est plus dominante que l'autre et occupe quasiment tout le volume du tunnel et tourne dans le sens opposé de celui des aiguilles d'une montre. L'apparition de deux cellules de convection signifie que, l'écoulement est instable.

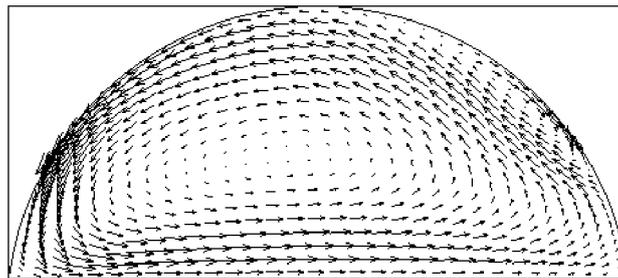


Figure (4.3): Circulation d'air dans le tunnel (A), fermé et non cultivé.

Le champ scalaire de la vitesse d'air présenté dans la figure (4.4) montre que, la vitesse au centre de ces boucles rotatives est beaucoup plus faible néanmoins, elle s'accroît au voisinage de la surface du sol ($V_{max,s} = 48 \text{ cm/s}$) et des parois ($V_{max,p} = 72 \text{ cm/s}$). La vitesse d'air moyenne calculée dans le tunnel est égale à 27.6 cm/s .

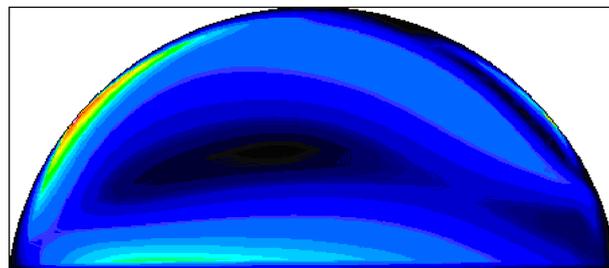


Figure (4.4): Champ scalaire de la vitesse d'air simulé dans le tunnel (A),

ii) Champ de température d'air

La figure (4.5) représente le champ thermique simulé dans le tunnel. Nous observons que la température d'air au centre du tunnel est constante (homogène). Par contre, elle est hétérogène à proximité de la surface du sol et des parois. Cette figure confirme le sens de circulation de l'air décrite par la figure (4.3) où, nous pouvons interpréter la circulation générale de l'air dans le tunnel de la façon suivante : les particules d'air s'échauffent au niveau de la surface du sol puis, elles s'élèvent le long de la paroi (paroi droite) et s'écoulent jusqu'à la surface froide du toit. Les particules d'air froid descendent le long de la paroi (paroi gauche) pour atteindre à nouveau la surface du sol.

Il en résulte que, les zones qui se placent à proximité de la paroi de descente d'air sont plus froides que celles situées au voisinage de la paroi d'ascension d'air.

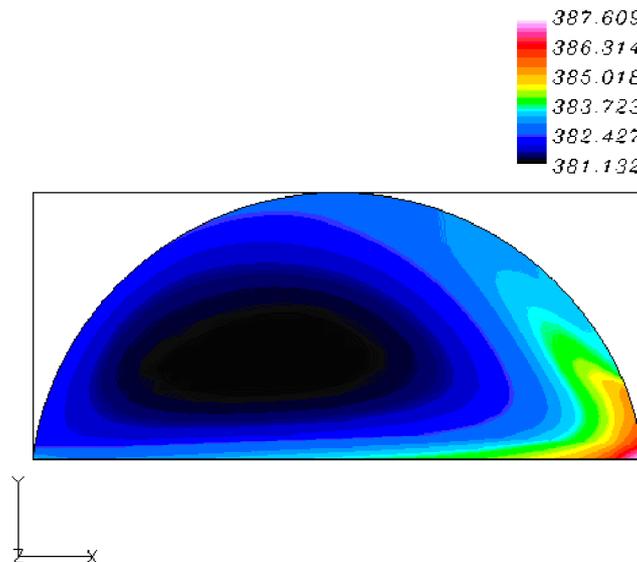


Figure (4.5) : Champ de température d'air simulé dans le tunnel (A), fermé et non cultivé.

La figure (4.6) représente le profil vertical de la température d'air calculé au milieu du tunnel. Cette figure permet d'observer le développement des forts gradients thermiques dans les couches limites près du sol et du toit, provenant du dégagement de chaleur au niveau de ces surfaces. Elle montre ainsi l'homogénéité de la température au centre du tunnel.

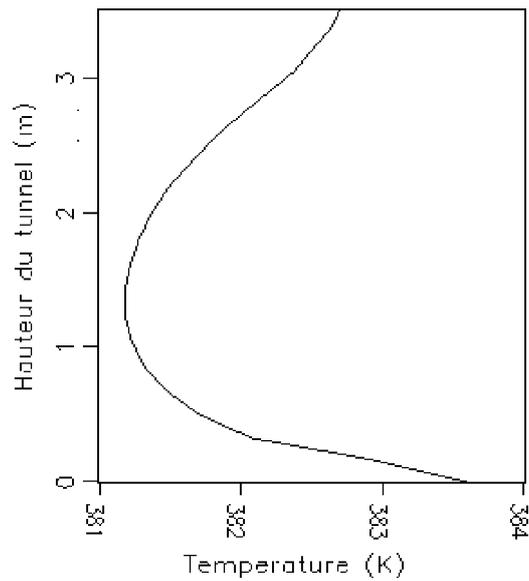


Figure (4.6) : Profil vertical de température d'air calculé au milieu du tunnel (A), fermé et non cultivé.

Ces résultats sont en accord avec ceux de la littérature, en particulier pour des écoulements dans des cavités chauffées par le bas (Lakhal et al., 1994) [31].

b) Tunnel fermé cultivé

La discrétisation du domaine de calcul a été faite à l'aide d'un maillage bidimensionnel avec raffinement au voisinage de toutes les surfaces solides (figure 4.7). Ce maillage est composé de 36 mailles suivant \bar{x} et 20 suivant \bar{y} .

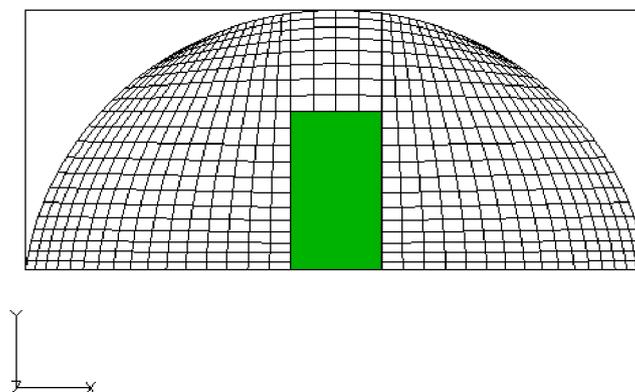


Figure (4.7) : Maillage utilisé dans la modélisation du tunnel (A) fermé cultivé.

i) Champ de vitesse et circulation d'air

La figure (4.8) représente la circulation générale de l'air dans un tunnel fermé cultivé. On constate une symétrie parfaite de l'écoulement d'air par rapport au plan médian qui passe par la rangée des plantes. La circulation d'air est caractérisée par quatre cellules convectives qui tournent dans des sens différents.

L'augmentation du nombre de cellules signifie que l'écoulement d'air est instable en présence de la végétation.

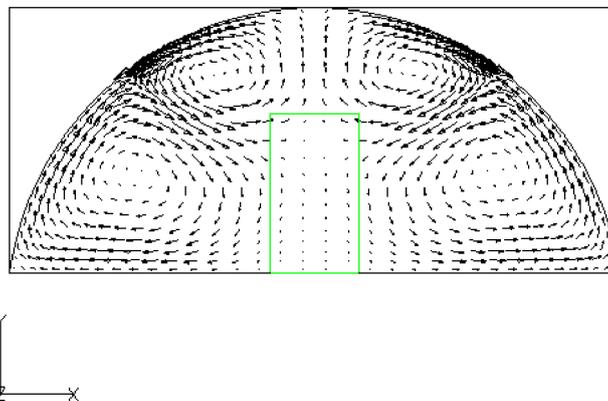


Figure (4.8) : *Circulation d'air dans un tunnel (A), fermé et cultivé.*

Suivant le champ dynamique représenté dans la figure (4.9), la vitesse d'air est beaucoup plus faible au centre de ces cellules ainsi qu'à l'intérieur de la rangée des plantes du fait de, l'effet de perte de charge induit par ces derniers. La vitesse d'air moyenne calculée au sein de la rangée est égale à 3.6 cm/s .

Alors que, la vitesse d'air augmente légèrement près de la surface du sol ($V_{max,s} = 18 \text{ cm/s}$) et atteint des valeurs maximales à côté des extrémités du tunnel ($V_{max,p} = 37 \text{ cm/s}$). La valeur moyenne de la vitesse calculée dans le tunnel est égale à 12.5 cm/s .

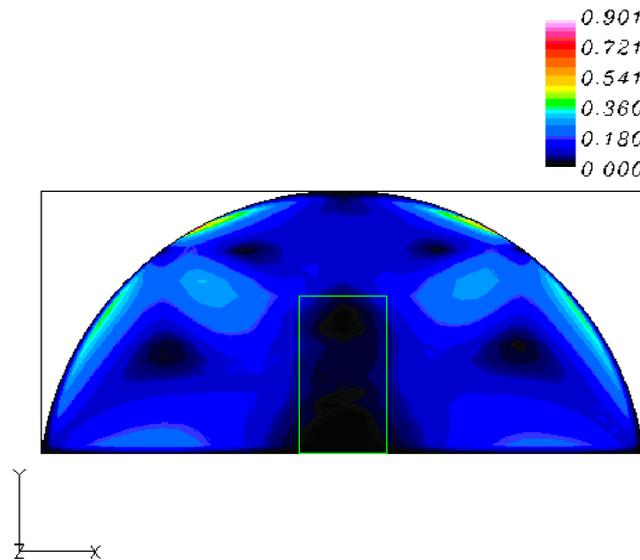


Figure (4.9): *Champ scalaire de la vitesse d'air simulé dans le tunnel (A), fermé et cultivé.*

ii) Champ de température d'air

Le champ de température d'air simulé dans le tunnel cultivé est représenté dans la figure (4.10). On observe que la distribution de température est également symétrique par rapport au même plan, avec l'homogénéité du champ au dessus de la rangée des plantes. Ainsi, on constate le développement des gradients thermiques importants près de la surface du sol et des parois latérales. Les particules d'air réchauffées au niveau du sol s'élèvent le long des parois. Puis, les particules refroidies au contact du toit s'écoulent au voisinage d'un plan médian passant par la rangée des plantes.

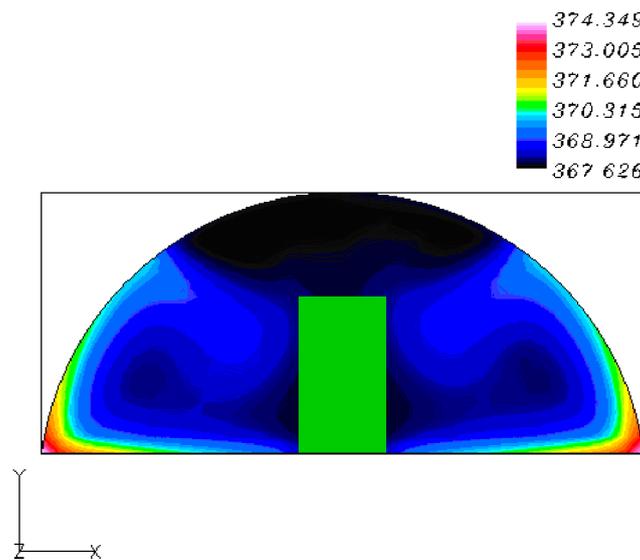


Figure (4.10) : *Champ de température d'air simulé dans le tunnel (A),*

IV.1.2.2. Cas des tunnels ouverts

Dans ce cas, des ouvrants discontinus ont été créés tout les 4 m de chaque côté du tunnel (voir la figure 4.1) caractérisés par une surface totale égale à $14.2 m^2$ (8 % de la surface totale du sol). Donc, les frontières du domaine de calcul ont inclus en plus des parois de la serre et la surface du sol, les ouvrants qui ont été considérés comme des entrées et des sorties d'air. La direction du vent a été prise perpendiculaire à l'axe du tunnel (figure 4.1).

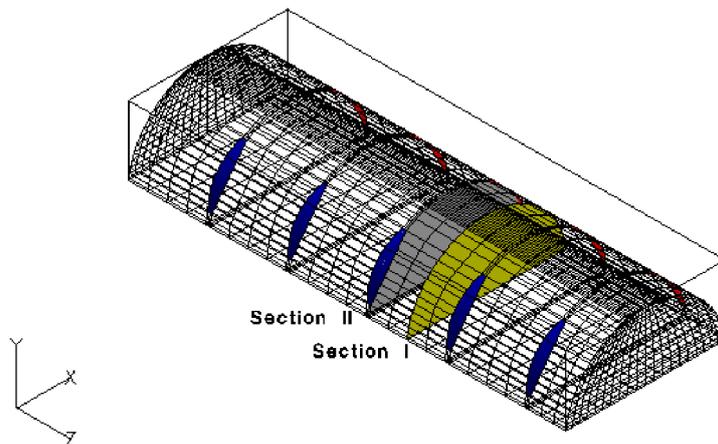
Pour ces simulations, on a utilisé des conditions aux limites du type «*INLET*» en amont et du type «*OUTLET*» en aval du domaine de calcul qui correspondent respectivement, aux entrées et aux sorties d'air. Les conditions dynamique et thermique utilisées à l'entrée et au niveau des parois sont résumées dans le tableau (4.2). Alors que, les conditions à la sorties sont calculées automatiquement de façon à satisfaire l'équation de continuité.

Aux frontières du domaine de calcul, la condition aux limites en pression du type $\nabla P = \vec{0}$ a été appliquée, plus de l'apposition des forces de flottabilité compatibles à l'hypothèse de Boussinesq.

Pour faciliter l'étude des résultats dans ce cas, on a traité uniquement les transferts dans une «période» du tunnel constitué par un ouvrant et un espace entre deux ouvrants. On a donc caractérisé les flux respectivement, dans une section située entre deux ouvrants consécutifs «section I» et une «section II» située dans les ouvrants à 2 m de la section I (figure 4.11).

a) Tunnel ouvert vide

Le maillage retenu est tridimensionnel de type *BFC*, composé de 20 mailles suivant \vec{x} , 15 suivant \vec{y} et 33 suivant \vec{z} (figure 4.11). Il est affiné près des parois du tunnel, de la surface du sol et dans les ouvrants.



i) Champ de vitesse et circulation d'air

La circulation générale de l'air dans les sections I et II est représentée respectivement dans les figures (4.12) et (4.13).

Dans la section II, nous observons un fort courant d'air qui pénètre à travers l'ouvrant situé au vent, puis une partie de ce flux traverse le tunnel selon la direction du vent avant de s'échapper à travers l'ouvrant situé sous le vent et l'autre partie s'écoule en sens opposé de celui du vent, créant un tourbillon à proximité de cet ouvrant.

Dans la section I, on observe également une petite cellule de recirculation d'air près de la surface du toit et un écoulement contre-courant près de l'extrémité située au vent.

Cependant, si nous considérons la section II, nous remarquons que le principe de la conservation de la masse n'est pas entièrement vérifié sur cette section, car le flux entrant est supérieur au flux sortant.

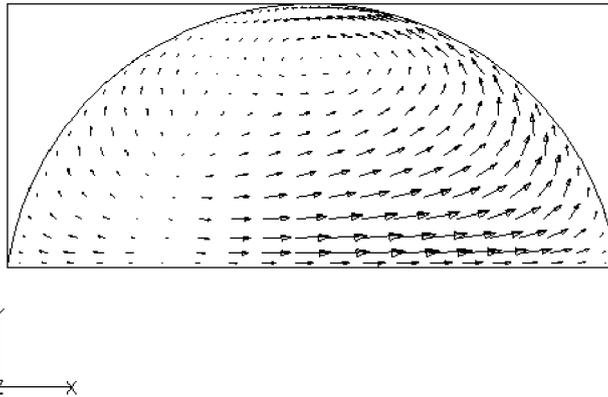


Figure (4.12) : Circulation d'air dans la section I d'un tunnel non cultivé.

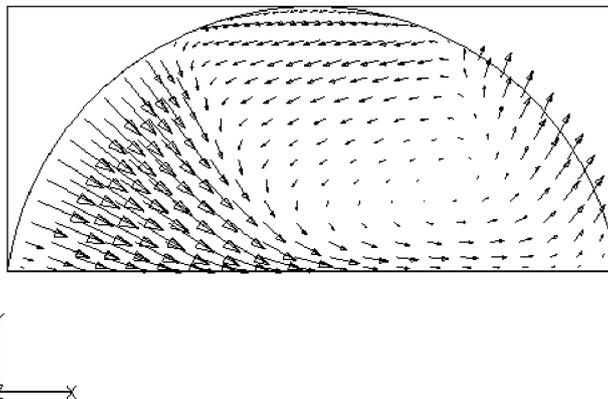


Figure (4.13) : Circulation d'air dans la section II d'un tunnel non cultivé.

Les champs scalaires de la vitesse d'air simulé dans les deux sections, représentés dans les figures (4.14) et (4.15) indiquent que, la vitesse d'air est beaucoup plus faible dans la section I, située entre deux séries d'ouvrants consécutifs ($V_{moy,SI} = 38 \text{ cm/s}$) comparativement à la section II situé sur l'ouvrant ($V_{moy,SII} = 100 \text{ cm/s}$) car, l'air extérieur ne pénètre pas directement à ces zones.

Dans la section II, la vitesse d'air est maximale près de l'ouvrant d'entrée d'air et diminue légèrement au voisinage de l'ouvrant opposé. Par contre, elle est beaucoup plus faible au centre du tourbillon ainsi qu'au voisinage de l'extrémité située au vent dans la section I.

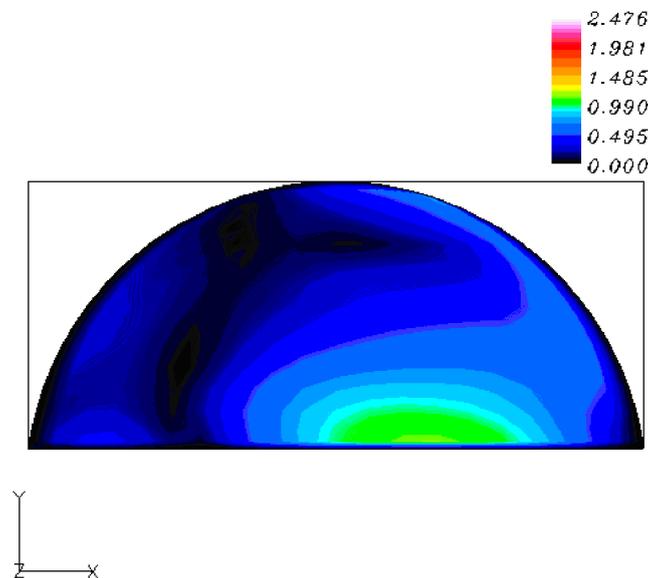


Figure (4.14) : Champ scalaire de la vitesse d'air simulé dans la section I

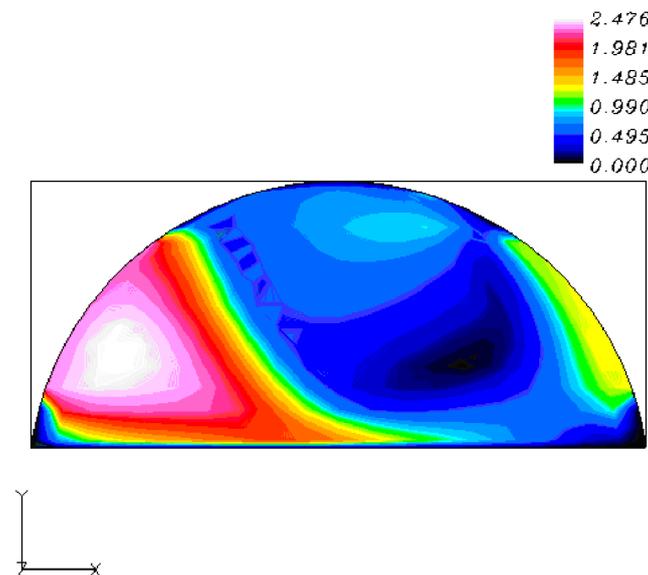


Figure (4.15) : Champ scalaire de la vitesse d'air simulé dans la section II

Les profils horizontaux de la vitesse d'air calculés à 1 m de hauteur sont représentés dans la figure (4.16). Ces profils confirment les résultats observés sur les figures (4.14 et 15). Ils montrent que, la vitesse d'air est plus élevée qu'à celle du vent extérieur dans certaines zones de l'ouvrant situé au vent ($109 \% V_{ext}$), et atteint seulement 50 % de cette vitesse dans la sortie. Alors qu'elle diminue fortement au centre du tunnel et près de l'ouvrant situé sous le vent, du fait du vortex généré dans cette zone.

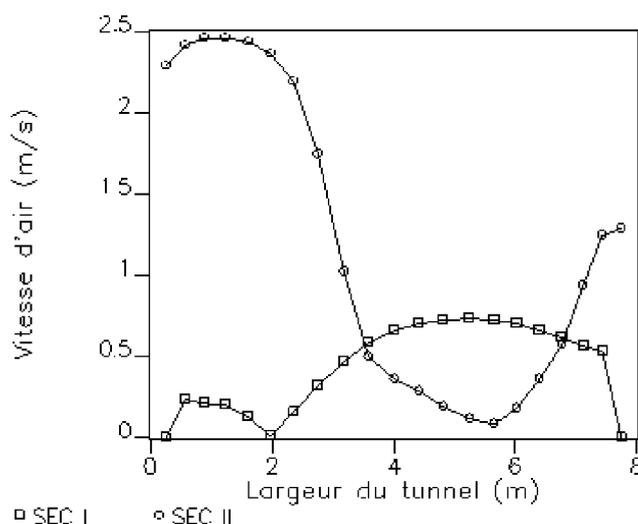


Figure (4.16) : Profil horizontal de la vitesse d'air calculé à 1m de hauteur, dans la section I (SEC I) et la section (SEC II).

Ces résultats sont en accord avec ceux déduits par *Boularrd et al*, (1999) au cours d'une étude expérimentale et numérique de l'hétérogénéité des transferts convectifs et radiatifs dans un tunnel plastique cultivé par un couvert de laitues occupant toute la surface du sol.

ii) Champ de température d'air

Les figures (4.17) et (4.18) représentent des coupes verticales de la température d'air simulées dans les sections I et II. On observe l'homogénéité du champ thermique au centre du tunnel dans les deux sections. On peut ainsi observer l'augmentation de la température dans les coins du tunnel, notamment dans la section I. Tandis que, elle diminue dans les zones situées près de l'ouvrant d'entrée d'air (section II).

Généralement, la section II est légèrement plus froide que la section I à cause de la pénétration directe de l'air extérieur dans cette zone.

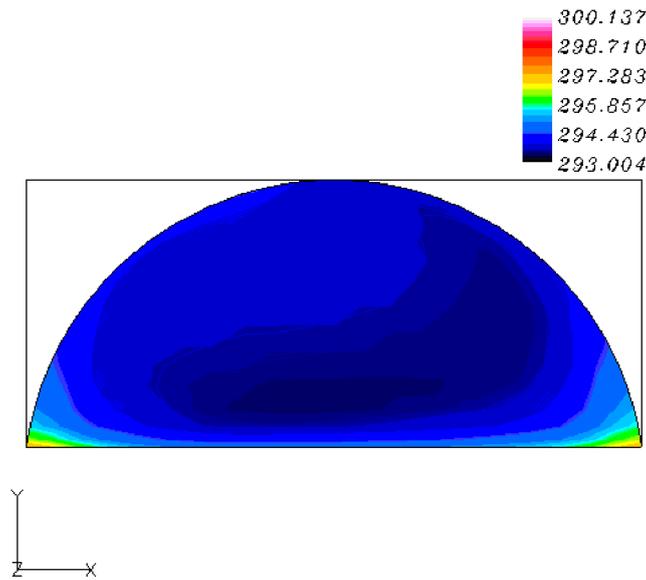


Figure (4.17): *Champ de température d'air simulé dans la section I d'un tunnel non cultivé (Coupe verticale selon la direction de l'écoulement).*

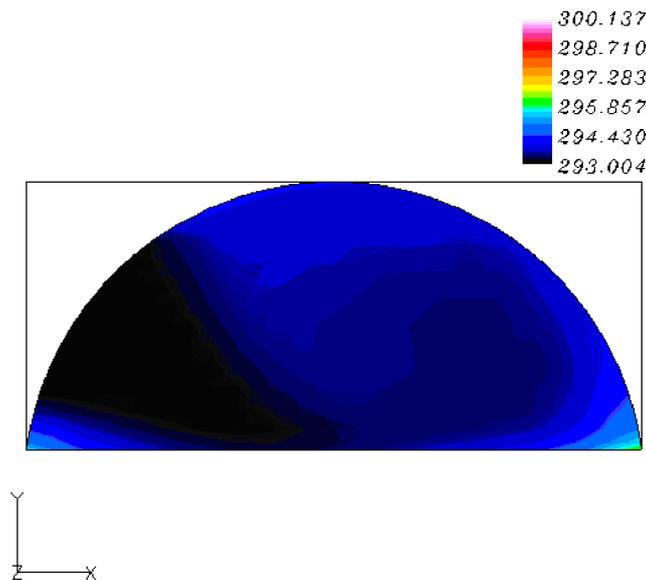


Figure (4.18): *Champ de température d'air simulé dans la section II d'un tunnel non cultivé (Coupe verticale selon la direction du vent).*

La figure (4.19) représente les profils verticaux de la température d'air calculé au milieu du tunnel, dans les deux sections. Cette figure indique le développement d'un gradient thermique important au voisinage dans la section II, généré par l'échauffement de cette surface. Comme, elle met en œuvre l'hétérogénéité de la température dans la section II, à cause de l'aération directe de ces zones.

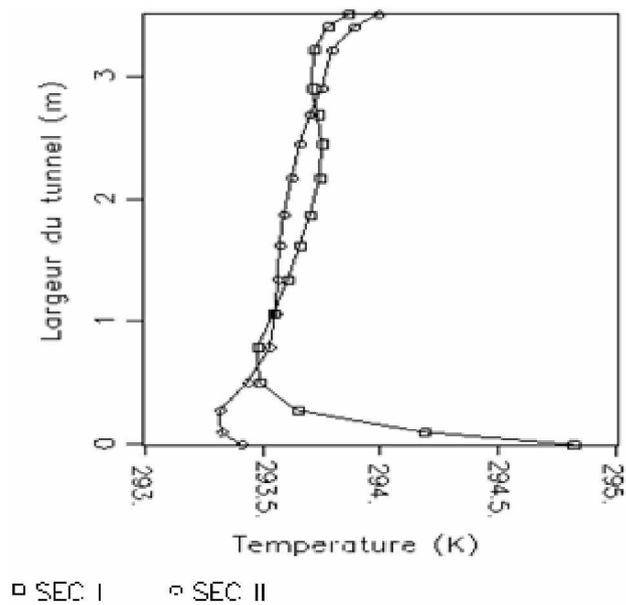


Figure (4.19): Profil vertical de la température calculé au milieu du tunnel.

Les profils horizontaux de la température calculée à 1 m de hauteur sont représentés dans la figure (4.20). On observe le développement des gradients thermiques près des parois du tunnel (SEC I) ainsi qu'au niveau des ouvrants où, la température dans l'ouvrant de sortie d'air est plus élevée qu'à l'entrée (SEC II). L'homogénéité de la température au centre est mise en œuvre dans cette figure.

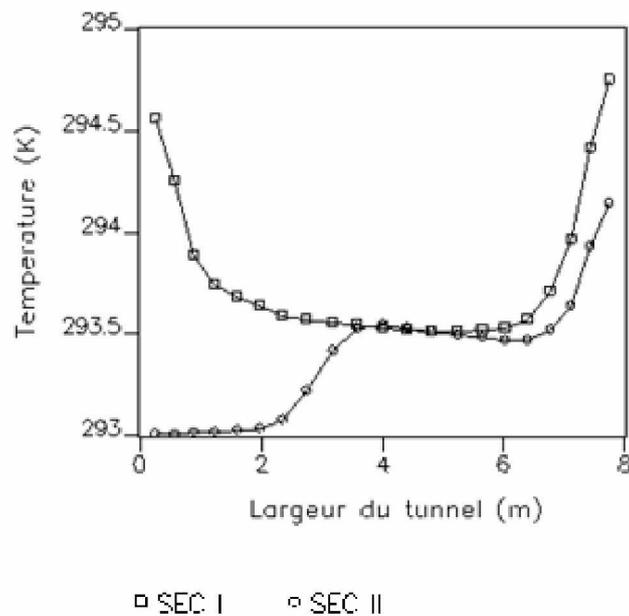


Figure (4.20) : Profil horizontal de la température calculé à un 1m de hauteur.

Par ailleurs, le champ de température est représenté selon des coupes horizontales dans le tunnel. La figure (4.21) relative à une coupe horizontale simulée au niveau du sol indique que la distribution de la température d'air près de la surface du sol est hétérogène, car elle dépend de la pénétration de l'air extérieur. Elle montre aussi, l'existence de cinq apports d'air froid correspondant aux ouvrants et que la partie la plus chaude situe en amont du tunnel.

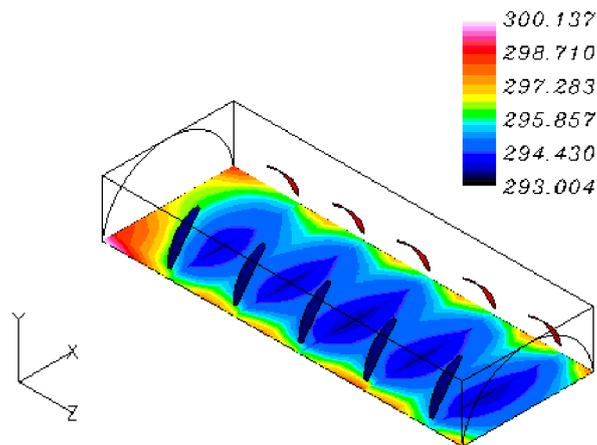


Figure (4.21): Champ de température d'air simulé au voisinage du sol d'un tunnel non cultivé (Coupe horizontale).

Deux coupes horizontales calculées à une hauteur de 1 m au dessus du sol et proche de la surface du toit, représentées dans la figure (4.22) montrent que le champ thermique à ces niveaux est presque homogène et généralement plus fraîche, comme elles confirment que, l'amont du tunnel est moins aéré.

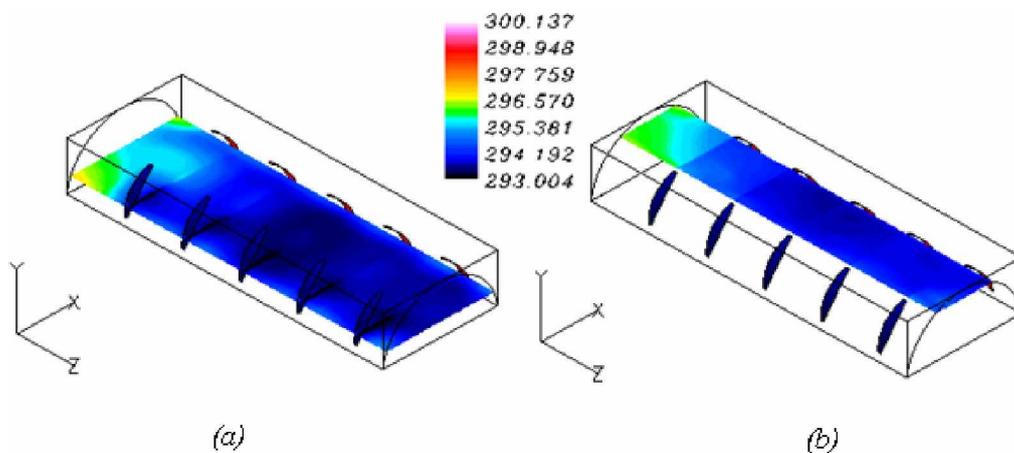


Figure (4.22): Champ de température d'air simulé à 1m de hauteur (a) et près du toit (b)

b) Tunnel ouvert cultivé

Le maillage utilisé est tridimensionnel du type *BFC*, composé de 22 mailles dans le sens de la largeur, 15 dans le sens de la hauteur et 32 dans le sens de la longueur.

Le couvert végétal a été assimilé à un seul bloc de milieu poreux de forme parallélépipédique de 2.1 m de hauteur, disposé au milieu du tunnel (figure 4.23).

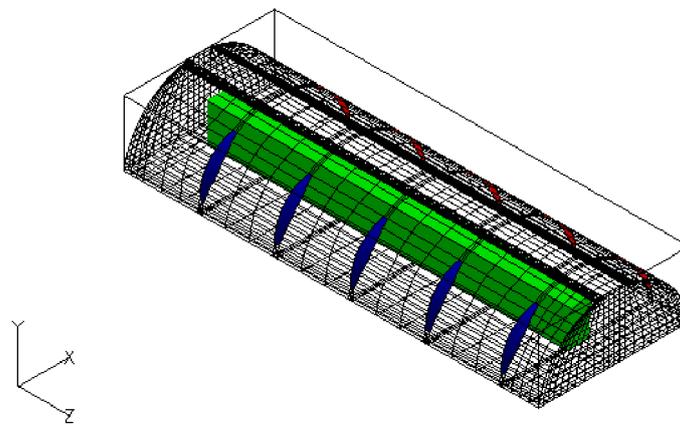


Figure (4.23): *Maillage utilisé pour la modélisation du tunnel (A), ouvert et cultivé.*

i) Champ de vitesse et circulation d'air

La circulation générale de l'air dans les deux sections est représentée dans les figures (4.24) et (4.25). Ces figures mettent en évidence la variation de la circulation générale de l'air, surtout dans la section I, due à l'existence de la rangée des plantes au milieu du tunnel.

Si nous considérons la section I, on observe une recirculation de l'air de haut en bas créant deux vortex contra-rotatifs près de l'extrémité située au vent.

Dans la section II, on observe toujours un fort courant d'air qui entre à travers l'ouvrant situé au vent ensuite, il traverse la rangée pour sortir de l'ouvrant opposé. On peut ainsi observer la génération d'un vortex au dessus de la végétation.

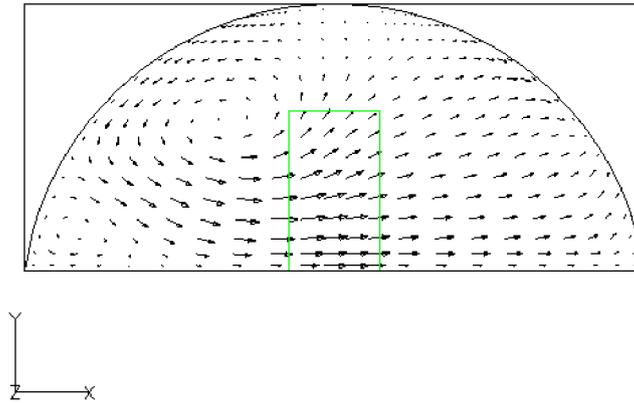


Figure (4.24) : *Circulation d'air dans la section I d'un tunnel cultivé.*

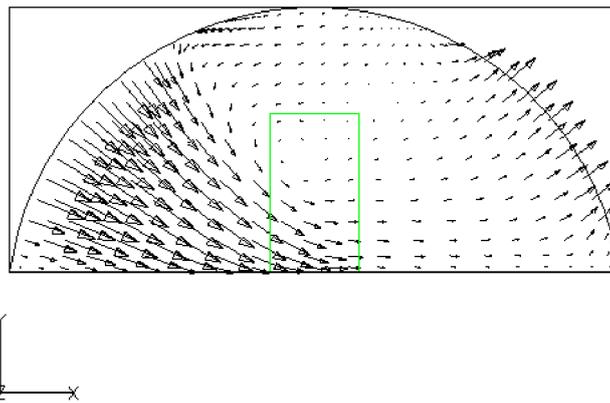


Figure (4.25) : *Circulation d'air dans la section II d'un tunnel cultivé.*

Le champ scalaire de la vitesse d'air simulé dans la section II et I sont représentés respectivement dans les figures (4.26) et (4.27). Si on considère la section II, la vitesse d'air dans les parties proches de l'entrée d'air est maximale et est de l'ordre de celle du vent extérieur mais, elle diminue au niveau de l'ouvrant situé sous le vent (sortie d'air) après le ralentissement d'écoulement à l'intérieur de la rangée due à la résistance des plantes.

Dans la section I, on peut remarquer que la vitesse d'air est plus faible ($V_{moy} = 33 \text{ cm/s}$) que celle observée dans la section II ($V_{moy} = 86 \text{ cm/s}$).

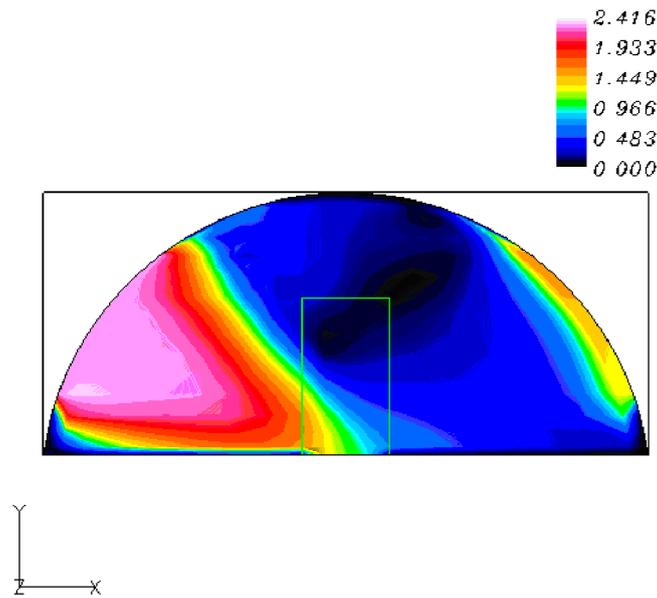


Figure (4.26) : *Champ scalaire de la vitesse d'air simulé dans la section II d'un tunnel cultivé.*

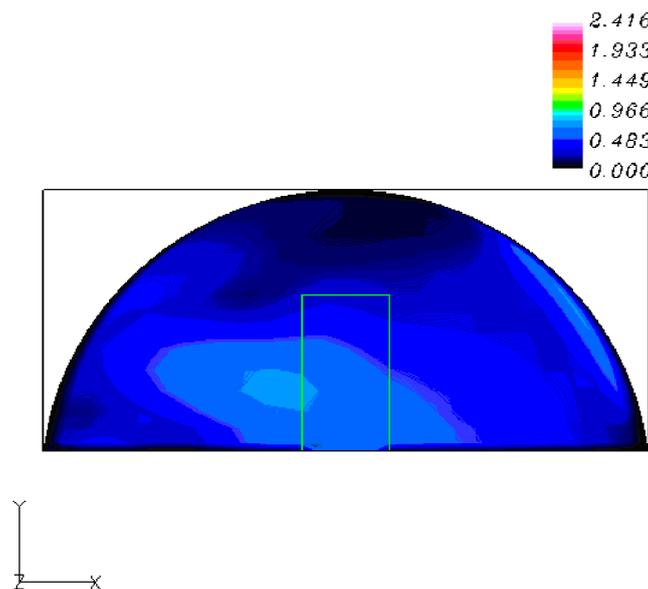


Figure (4.27) : *Champ scalaire de la vitesse d'air simulé dans la section I d'un tunnel cultivé.*

ii) Champ de température d'air

Le champ de température simulé dans les deux sections est représenté dans les figures, (4.28) et (4.29). Nous observons que l'homogénéité du champ thermique au centre est maintenue dans le tunnel cultivé et ainsi l'hétérogénéité du champ près du sol et des parois dans les zones situées entre les ouvrants (section I).

Nous pouvons également remarquer que, la température près de l'extrémité située sous le vent dans le tunnel cultivé est plus élevée que celle constaté dans le tunnel vide.

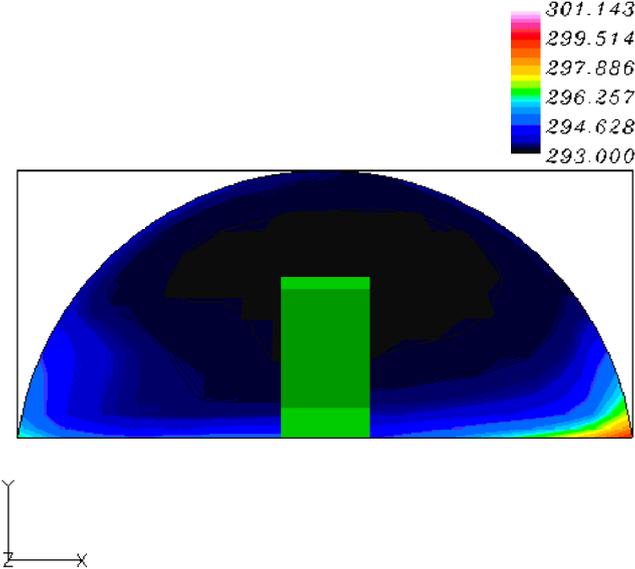


Figure (4.28): Champ de température d'air simulé dans la section I d'un tunnel cultivé (Coupe verticale selon la direction de l'écoulement).

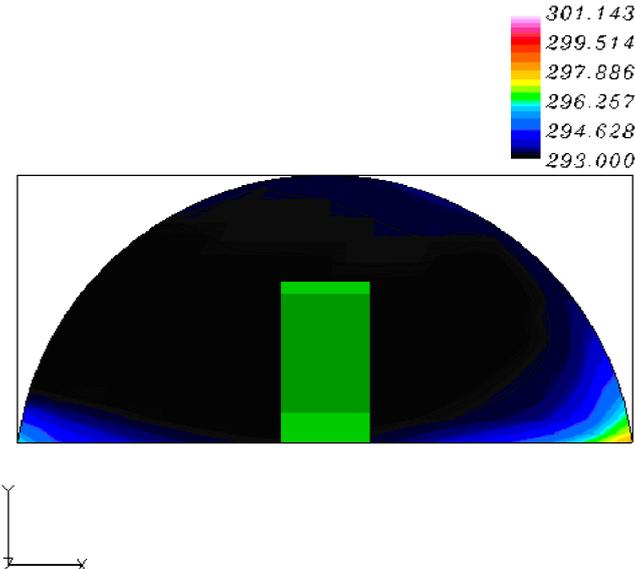


Figure (4.29): Champ de température d'air simulé dans la section II d'un tunnel cultivé (Coupe verticale selon la direction de l'écoulement).

Le profil horizontal de la température d'air pratiqué à 1m au dessus de la surface du sol dans les deux sections (figure 4.30) indique le développement des gradients thermiques dans les couches limites au voisinage des parois (section I) et au niveau de l'ouvrant situé sous le vent (section II). La température d'air est quasiment constante (homogène) au centre du tunnel et dans la section II où, sa valeur est plus proche de celle à l'extérieur.

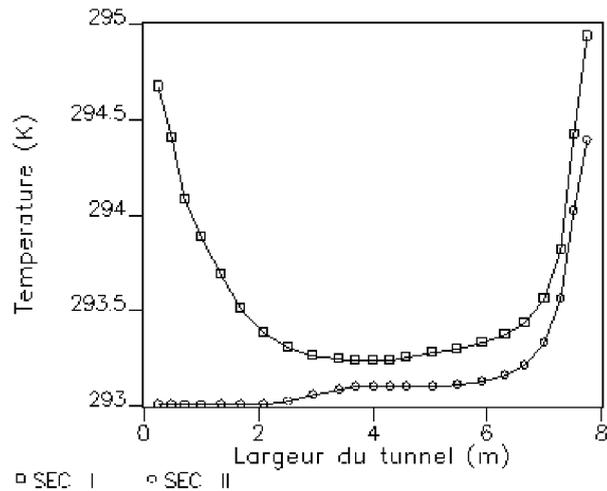


Figure (4.30) : Profil horizontal de la température calculé à 1m au dessus du sol dans un tunnel cultivé.

La figure (4.31) représente une coupe horizontale du champ thermique simulé au voisinage du sol. Cette figure montre clairement l'augmentation de la température d'air dans les parties situées sous le vent, à cause de la position de la rangée des plantes au milieu qui gêne l'arrivée de l'air froid à ces zones.

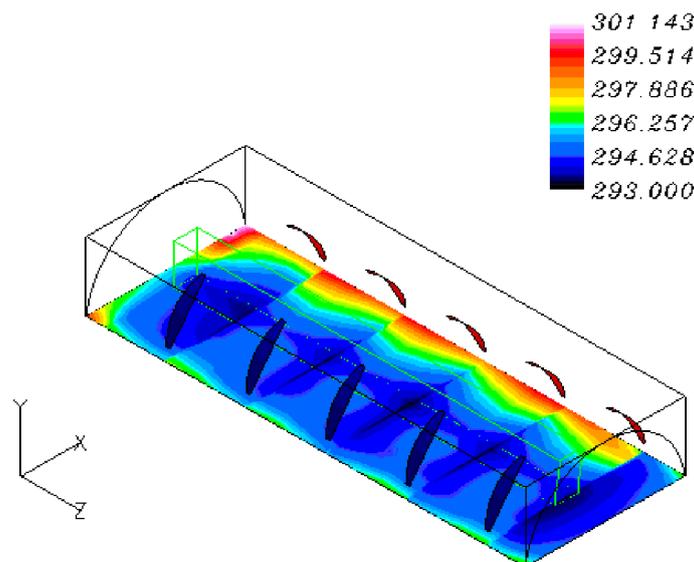


Figure (4.31): Champ de température d'air simulé au voisinage de la surface du sol d'un tunnel cultivé (Coupe horizontale).

IV.2. Simulation de la convection sous tunnels de côtés verticaux

IV.2.1. Description de la serre

Cette serre est un tunnel plastique caractérisé par des parois latérales verticales (figure 4.32). Pour assurer l'aération dans ce type de serre, des ouvrants continus sont créés par l'enroulement du plastique sur les deux côtés du tunnel. Les caractéristiques géométriques de la serre utilisée dans la simulation sont résumées dans le tableau (4.3). La même géométrie a été utilisée par *Bartzanas et al.* [2] dans l'étude des champs thermique et dynamique générés dans une serre équipée de filets anti-insectes sur les ouvrants en présence d'un couvert végétal occupant la totalité de la surface du sol contrairement à notre cas, où on a utilisé une seule rangée de plantes.

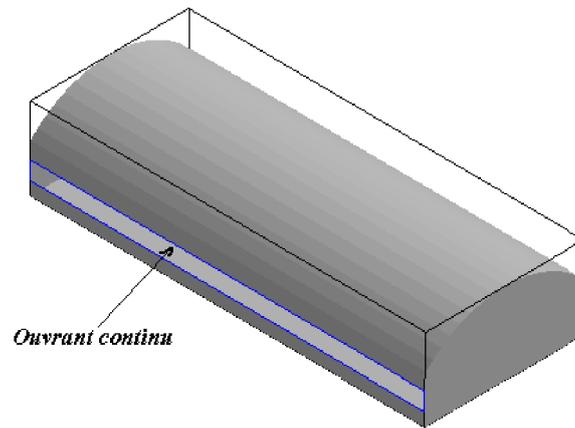


Figure (4.32) : Représentation schématique d'une serre tunnel (Géométrie B).

Paramètres	Valeurs numériques
Largeur totale de la serre	8 m
Longueur total de la serre	20 m
Hauteur au faîtage	4.10 m
Hauteur avant- toit	2.40 m
Hauteur des ouvrants	0.90 m
Hauteur au dessous des ouvrants	0.65 m
Surface totale des ouvrants	36 m ²
Hauteur de la rangée des plantes	2.1 m
Largeur de la rangée des plantes	1.16 m

Tableau (4.3) : Caractéristiques géométriques du tunnel (B) et les dimensions utilisées dans la simulation.

IV.2.2. Modélisation mathématique du problème

Pour cette simulation, on a choisi le système de coordonnées *body fitted* en compagnie d'un écoulement permanent, turbulent et en présence du transfert de chaleur. Le fluide choisi a été l'air dans les conditions normales de température et de pression.

Afin de spécifier les conditions thermique et dynamique sur les frontières du domaine de calcul, on a utilisé la condition aux limites de type «*WALL*» avec une vitesse tangentielle nulle et des flux de chaleur imposés au niveau du sol et des parois du tunnel (voir le tableau 4.2) Ainsi, on a imposé des forces de flottabilité sur l'ensemble du domaine, suivant l'hypothèse de Boussinesq.

La pression n'intervenant que par son gradient dans les équations, nous avons utilisé des conditions aux limites en pression du type $\nabla P = \vec{0}$ aux frontières du domaine de calcul.

La végétation dans le tunnel cultivé a été assimilée comme un milieu poreux où, les caractéristiques de ce milieu, utilisées comme conditions aux limites, sont celles d'un couvert de tomate (*Haxaire, 1999*).

IV.2.2.1. Cas des serres fermées

a) Serre fermée vide

Le maillage utilisé est non uniforme, composé de 32 mailles suivant \ddot{x} et 20 suivant \ddot{y} . Ces mailles suivent étroitement le relief des parois. Elles sont très serrées au voisinage de toutes les surfaces solides de la serre (sol et près des différentes parois de la serre).

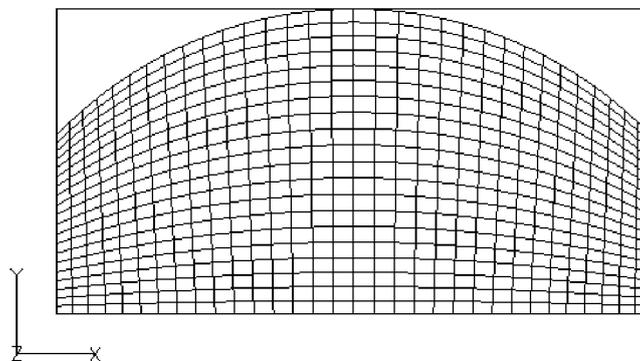


Figure (4.33) : Maillage utilisé dans la modélisation du tunnel (B) fermé et vide.

i) Champ de vitesse et circulation d'air

La figure (4.34) représente la circulation générale de l'air dans le tunnel fermé vide. Elle montre que l'écoulement d'air est constitué de deux cellules rotatives, l'une est grosse occupe presque le volume entier de la serre et l'autre est petite, située dans la partie supérieure de la parois droite du tunnel.

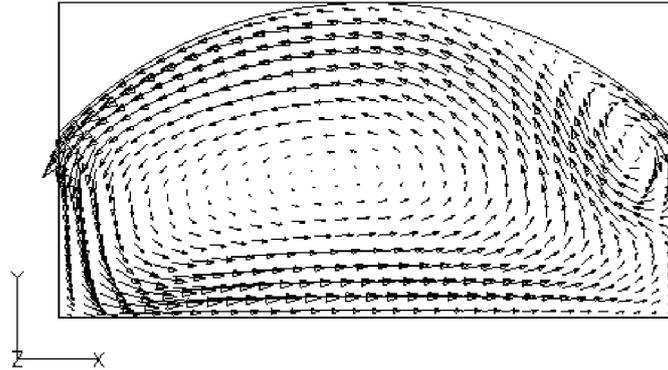


Figure (4.34): Circulation d'air dans le tunnel (B), fermé et non cultivé.

La vitesse au centre de ces cellules est beaucoup plus faible, comme l'indique le champ scalaire de la vitesse d'air représenté dans la figure (4.35). En s'éloignant du centre, la vitesse d'air accroît graduellement jusqu'à les parois de la serre, où prend des valeurs maximales près de la surface du sol (supérieure à 50 cm/s) et le long des parois du tunnel (supérieure à 73 cm/s sur le côté gauche). La vitesse moyenne calculée est égale à 32.6 cm/s.

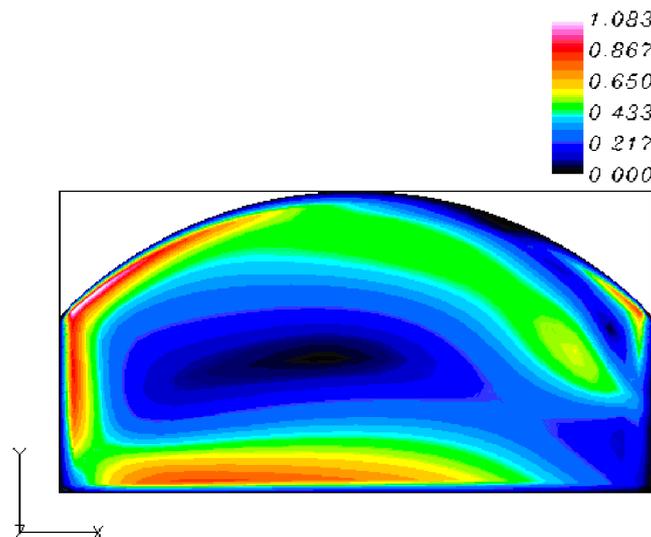


Figure (4.35): Champ scalaire de la vitesse d'air simulé dans le tunnel (B), fermé et non cultivé.

ii) Champ de température d'air

La figure (4.36) représente le champ thermique simulé dans la serre tunnel fermée et dépourvue de plantes. L'homogénéité de la température au centre du tunnel et l'hétérogénéité latérale du champ sont mis en évidence dans cette figure. Nous observons également que, la température d'air est plus élevée dans les parties caractérisées par de faibles vitesses d'air, précisément dans le coin gauche du tunnel et près de la paroi d'ascension d'air. En revanche, elle diminue dans les zones de grandes vitesses comme celles situées près de la paroi de descende d'air où, la vitesse est maximale.

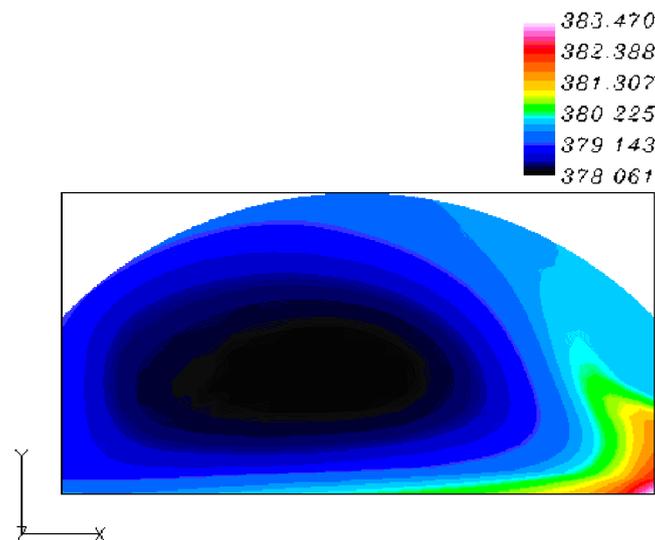


Figure (4.36): *Champ thermique simulé dans le tunnel (B), fermé et non cultivé.*

D'après le profil vertical de température calculé au milieu du tunnel (figure 4.37), on constate le développement des gradients thermiques importants dans les couches limites au voisinage du sol et du toit. On observe aussi que l'écart de température entre le sol et le centre de la serre est supérieur à celui entre la toiture et le centre.

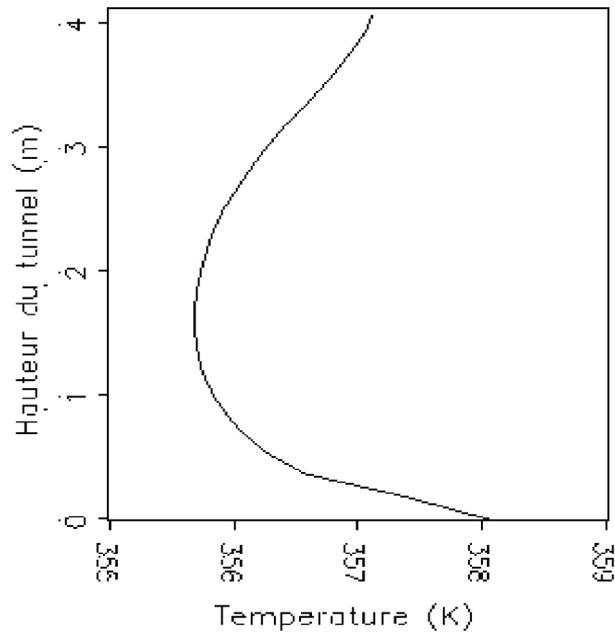


Figure (4.37) : Profil vertical de température calculé au milieu du tunnel (B), fermé et non cultivé.

On remarque que l'écoulement d'air généré dans ce tunnel est plus proche à celui observé dans le tunnel (A) de forme classique.

b) Serre fermée cultivée

Le maillage utilisé est irrégulier de type *BFC*, composé de 36 mailles suivant \ddot{x} et 20 suivant \ddot{y} . Il est fin près des parois, du sol et du toit du tunnel.

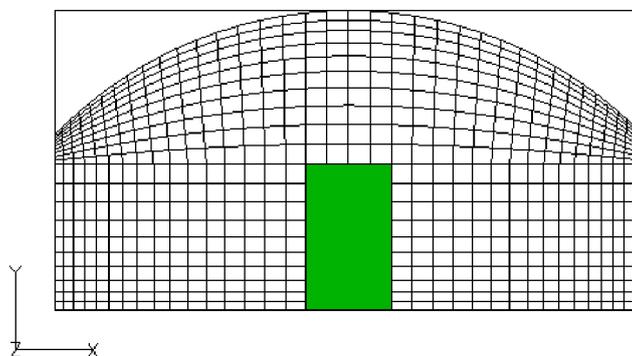


Figure (4.38) : Maillage utilisé dans la modélisation du tunnel (B) fermé et cultivé.

i) Champ de vitesse et circulation d'air

La figure (4.39) représente la circulation d'air dans le tunnel (B) fermé et cultivé. On observe que, le sens de la circulation d'air dans ce tunnel est inversé par rapport à celui enregistré dans le tunnel vide. On observe ainsi, la formation de trois cellules rotative, de tailles différentes.

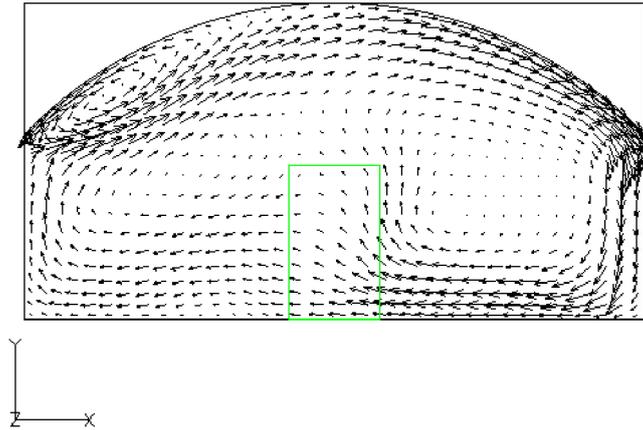


Figure (4.40): Circulation d'air dans le tunnel (B), fermé et cultivé.

La figure (4.41) représente le champ scalaire de la vitesse d'air dans le tunnel (B) fermé et cultivé. On constate que la vitesse d'air au centre des cellules est beaucoup plus faible. Elle augmente près du sol et des parois du côté droit du tunnel et diminue à l'intérieur de la rangée des plantes. Les vitesses moyennes calculées dans le tunnel et à l'intérieur de la végétation sont respectivement égales à 15.5 cm/s et 11.7 cm/s .

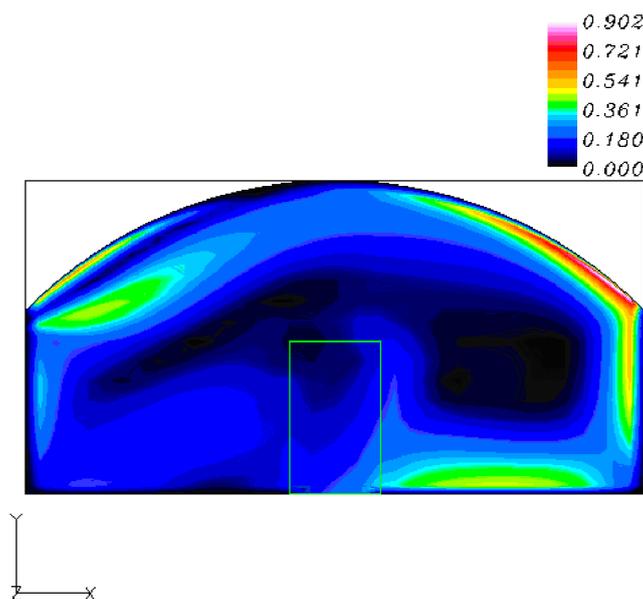


Figure (4.41): Champ scalaire de la vitesse d'air simulé dans le tunnel (B) fermé et cultivé.

ii) Champ de température d'air

Le champ thermique simulé dans ce tunnel est représenté dans la figure (4.42). Cette figure montre l'augmentation de la température dans les zones caractérisées par de faibles vitesses d'air. Elle montre également l'homogénéité du champ au dessus de la végétation.

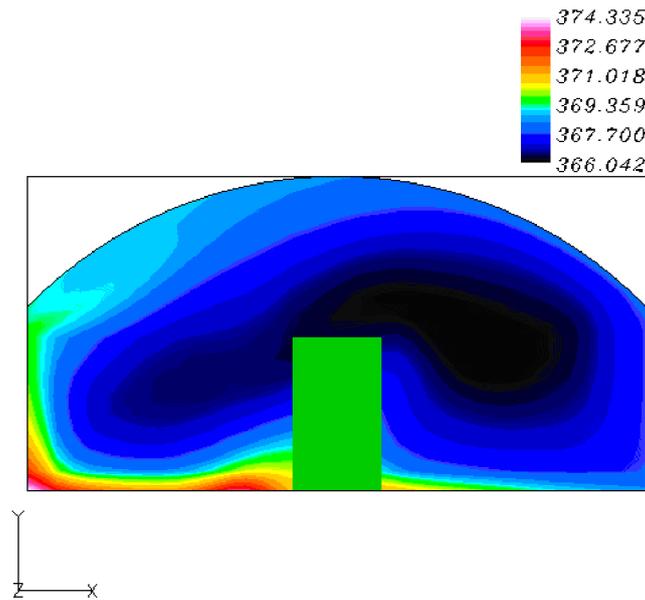


Figure (4.42): Champ thermique simulé dans le tunnel (B), fermé et cultivé.

IV.2.2.2. Cas des serres ouvertes

Afin de limiter le domaine de calcul, nous avons réduit l'espace à prendre en compte autour de la serre ouverte (10 m en amont et en aval de la serre).

Des conditions aux limites en pression du type $\ddot{\nabla}P = \ddot{0}$ et des conditions aux limites du type «INLET» et «OUTLET» ont été appliquées aux frontières du domaine de calcul.

Pour les surfaces solides, des conditions aux limites du type «WALL» ont été utilisées au niveau du sol (intérieur et extérieur), la toiture et des parois latérales avec la condition de non- glissement.

Les conditions utilisées en amont du domaine et au niveau des parois sont résumées dans le tableau 2. Alors que, les conditions aux limites en aval sont calculées automatiquement de façon à satisfaire l'équation de continuité.

a) Serre ouverte vide

La discrétisation du domaine a été faite selon un maillage bidimensionnel du type *BFC*. Le maillage retenu est composé de, 38 mailles suivant \bar{x} et 24 suivant \bar{y} . Il est plus fin près des parois de la serre ainsi qu'au niveau des ouvrants et large aux frontières du domaine de calcul.

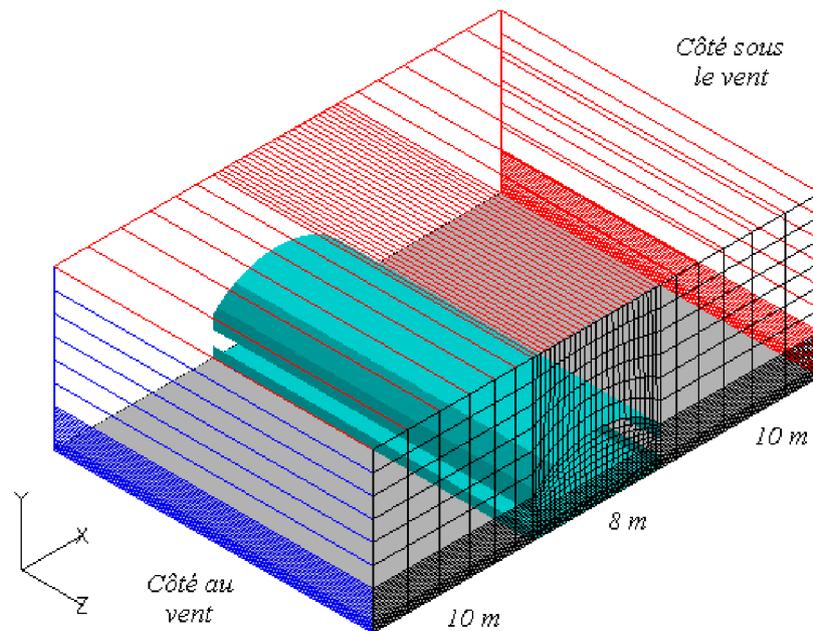


Figure (4.43) : Maillage utilisé pour modéliser le tunnel (B), ouvert et vide placé dans son environnement.

i) Champ de vitesse et circulation d'air

La figure (4.44) représente la circulation générale de l'air dans le tunnel (B), ouvert et dépourvu de plantes. On observe un fort courant d'air qui arrive au tunnel à travers l'ouvrant situé au vent. Ce courant parcourt la serre en suivant une trajectoire horizontale avant de sortir par l'ouvrant opposé au vent. On peut ainsi observer des cellules de recirculation d'air près de la surface du toit et dans le coin du tunnel situé au vent.

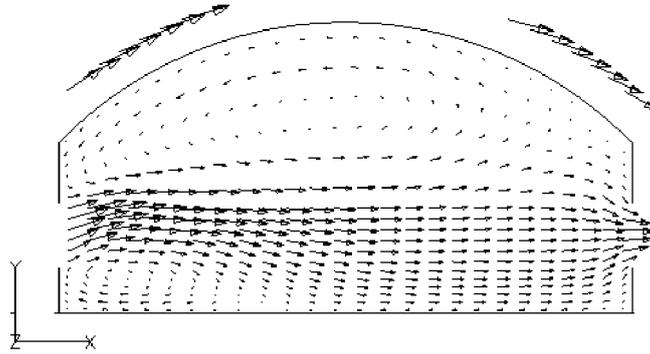


Figure (4.44): Circulation d'air dans le tunnel (B), ouvert et non cultivé.

La figure (4.45) représente le champ scalaire de la vitesse d'air simulé dans le tunnel (B), ouvert et dépourvu de plantes. Cette figure indique le développement d'un jet libre au niveau des ouvrants où, la vitesse d'air est plus élevée (1.4 m/s).

Dans les zones situées au dessus d'hauteur d'ouvrants (i.e. 1.5 m), les vitesses d'air sont beaucoup plus faibles ainsi que dans les coins du tunnel.

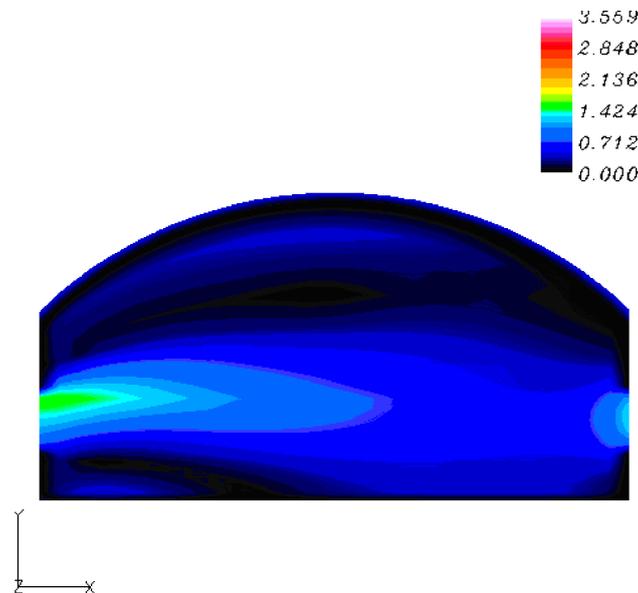


Figure (4.45): Champ scalaire de la vitesse d'air simulé dans le tunnel (B) ouvert et non cultivé.

ii) Champ de température d'air

La figure (4.46) représente le champ thermique simulé dans le tunnel (B), ouvert et dépourvu de plantes. On constate une importante augmentation de la température d'air dans les coins du tunnel (23°C). Par contre, la température d'air est moins élevée au niveau des ouvrants du fait de l'incidence directe de l'air froid à ces parties et sa valeur est plus proche de celle de la température extérieure (20.7°C), aussi bien que les zones situées au dessus d'hauteur d'ouvrants.

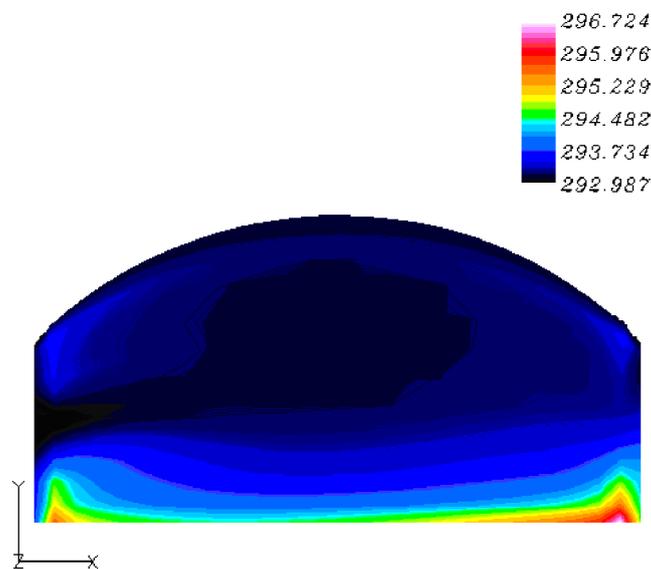


Figure (4.46): *Champ thermique simulé dans le tunnel (B), ouvert et non cultivé.*

La figure (4.47) représente le profil vertical de la température d'air calculé au milieu du tunnel (B), ouvert et non cultivé. Ce profil indique le développement d'un gradient thermique important dans la couche limite au voisinage du sol. L'homogénéité thermique au centre du tunnel est mise en évidence par le profil.

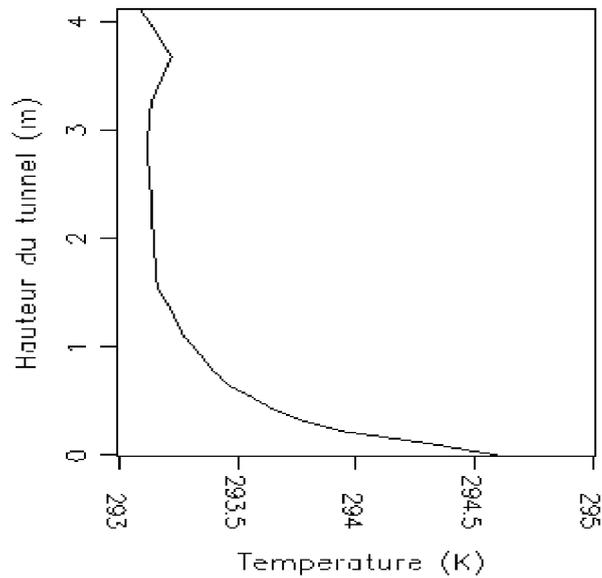


Figure (4.47): Profil vertical de la température calculé au milieu du tunnel (B), ouvert et non cultivé.

Les résultats obtenus sont similaires à ceux déduits par *Bartzanas et al.* (2003), pendant une étude numérique de l'effet d'arrangement des ouvrants sur la ventilation d'une serre tunnel. Ils ont d'abord validé le modèle numérique, avant de l'utiliser dans la simulation. Ils ont trouvé pour des conditions aux limites de Dirichlet (température imposée au niveau des parois) les champs dynamique et thermique représentés dans la figure (4.48).

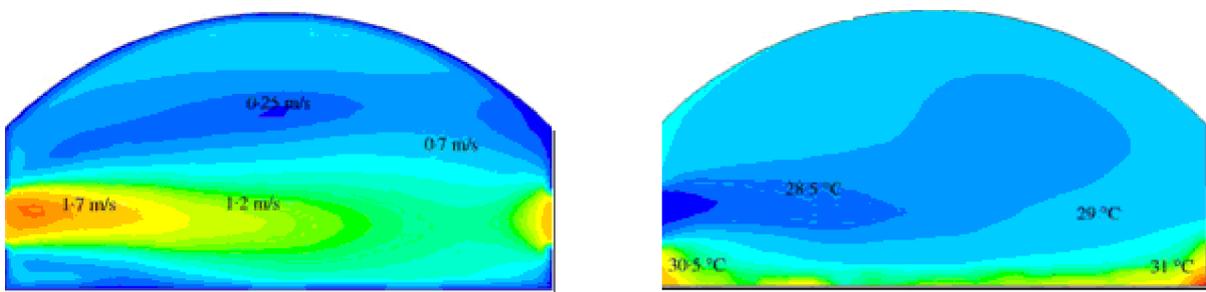


Figure (4.48): Champs dynamique et thermique simulés dans une serre tunnel (*Bartzanas et al, 2003*)

b) Serre ouverte cultivée

On a utilisé dans ce cas, un maillage bidimensionnel et non uniforme avec raffinement au voisinage de toutes les surfaces solides caractérisant le domaine et ainsi au niveau des ouvrants. Il contient 40 mailles dans le sens de la largeur et 27 mailles dans le sens de la hauteur.

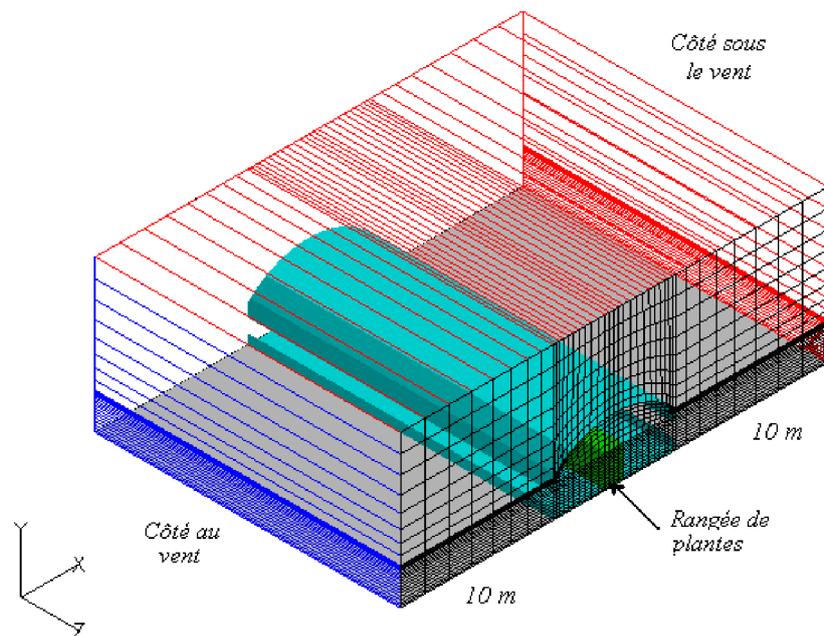


Figure (4.49) : Maillage utilisé pour modéliser le tunnel (B), ouvert et cultivé placé dans son environnement.

i) Champ de vitesse et circulation d'air

La figure (4.50) représente la circulation de l'air dans le tunnel (B), ouvert et cultivé. Cette figure montre clairement l'influence de la rangée des plantes sur la circulation de l'air de sorte que, la trajectoire horizontale du courant d'air traversant la serre a déviée au dessus de cette rangée. Elle met ainsi en évidence l'inversion d'écoulement d'air (contre courant) dans les zones situées au vent.

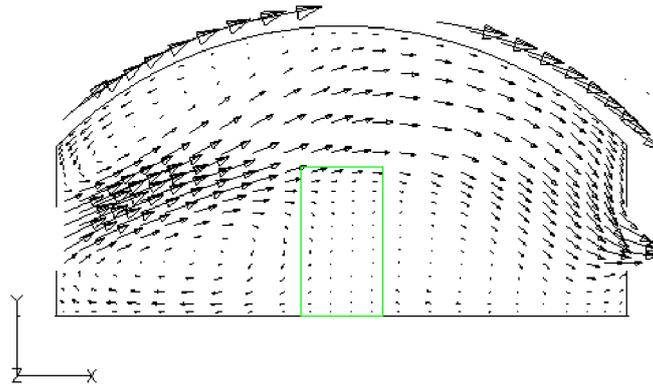


Figure (4.50): Circulation d'air dans le tunnel (B), ouvert et cultivé.

La figure (4.51) représente le champ scalaire de la vitesse d'air. On constate des vitesses d'air plus élevées dans le jet développé au niveau des ouvrants, en particulier dans l'ouvrant d'entrée d'air (1.5 m/s) et dans les zones situées au dessus des plantes. En revanche, près et à l'intérieur de la végétation les vitesses d'air sont beaucoup plus faibles aussi bien qu'au voisinage du sol.

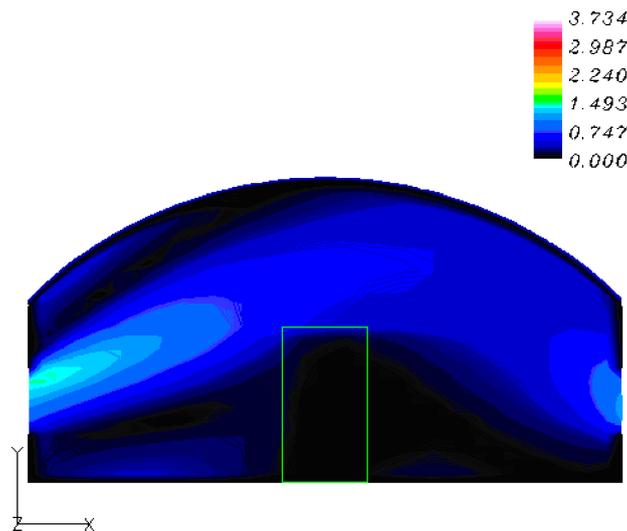


Figure (4.51): Champ scalaire de la vitesse d'air simulé dans le tunnel (B) ouvert et cultivé.

ii) Champ de température d'air

La figure (4.52) représente le champ thermique simulé dans le tunnel ouvert (B) cultivé. On observe que la température d'air augmente dans les zones caractérisées par de faibles vitesses d'air notamment dans les coins du tunnel et près de la rangée des plantes ($23.6 \text{ }^\circ\text{C}$). Au dessus de la végétation, la distribution thermique est homogène et la température d'air s'approche de celle de l'air extérieur ($21 \text{ }^\circ\text{C}$).

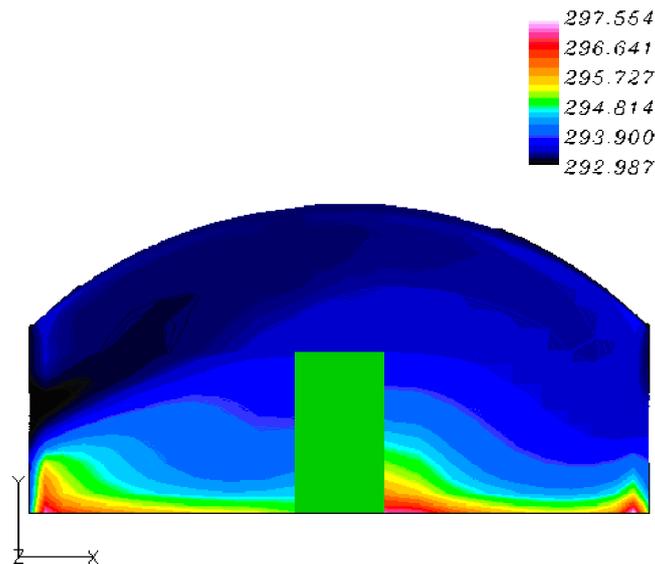


Figure (4.52): Champ thermique simulé dans le tunnel (B), ouvert et cultivé.

IV. 3. Résumé des résultats obtenus :

Tous les résultats numériques obtenus au cours des simulations ont été récapitulés dans le tableau (4.4). On peut constater :

- De faibles écarts de température ont été engendrés entre le sol et le toit dans les tunnels fermés dépourvus de plantes.
- La vitesse d'air dans les tunnels cultivés est plus faible que celle déduite dans les tunnels vides du fait des pertes de charge induites par les plantes au niveau de la rangée de végétation.
- La vitesse d'air à l'intérieur de la rangée des plantes dans le tunnel (B) est beaucoup plus faible que celle obtenue dans le tunnel (A) car, la végétation dans cette serre reçoit directement le flux d'air incident.
- L'air à l'intérieur du tunnel (B) dépourvu de végétation, est plus frais que celui à l'intérieur du tunnel (A) et le contraire dans les tunnels cultivés où, la présence d'une longue végétation dans le tunnel (B) a encombré la circulation de l'air froid dans la serre.
- La température de l'air dans les zones situées entre ouvrants dans le tunnel (A) est élevée que celle observée dans les régions situées aux ouvrants (aération locale).
- Le sol dans le tunnel (B) est plus chaud que celui du tunnel (A) à cause de la disposition des ouvrants en haut de cette surface.

<i>Différents cas traités</i>	<i>Résultats numériques</i>			
	$\Delta T_{S,T} (K)$	$\Delta T_{in,ext} (K)$	$V_{moy,P} (m/s)$	$V_{moy,S} (m/s)$
Tunnel (A) fermé et vide	1.12	-	-	0.27
Tunnel (B) fermé et vide	0.92	-	-	0.33
Tunnel (A) fermé en présence de la plante	-	-	0.03	0.12
Tunnel (B) fermé en présence de la plante	-	-	0.11	0.15
Tunnel (A) ouvert et vide	0.52	0.85 (Sec I) 0.50 (Sec II)	-	0.38 (Sec I) 1 (Sec II)
Tunnel (B) ouvert et vide	0.825	0.30	-	1.27
Tunnel (A) ouvert en présence de la plante	-	0.56 (Sec I) 0.10 (Sec II)	0.50	0.34 (Sec I) 0.86 (Sec II)
Tunnel (B) ouvert en présence de la plante	-	0.76	0.08	0.38

Tableau (4.4) : Résultats numériques obtenus au cours des simulations.

Avec :

$\Delta T_{S,T}$: est la différence de température générée entre la surface du sol et le toit.

$\Delta T_{in,ext}$: est la différence de température d'air entre l'intérieur et l'extérieur.

$V_{moy,P}$: est la vitesse moyenne de l'air à l'intérieur de la végétation.

$V_{moy,S}$: est la vitesse moyenne de l'air dans la serre.

Conclusion générale

Ce travail a été consacré à l'étude de l'hétérogénéité spatiale du climat due aux transferts convectifs sous serres tunnels fermées et aérées sans et en présence de la plante.

Dans ce but, nous avons fait appeler à un modèle physique basé sur la résolution numérique des équations de *Navier-Stokes* et l'équation de chaleur. Les transferts turbulents ont été simulés par la méthode qui consiste à moyennner les équations du mouvement et à modéliser les contraintes turbulentes à l'aide du modèle de fermeture $k-\varepsilon$. Pour traduire l'effet dynamique de la végétation sur l'écoulement, on a mis en œuvre le concept de milieu poreux développé par *Darcy* et complété par *Forscheimer*.

A l'aide d'un logiciel de mécanique des fluides (*CFD2000*) qui autorise la résolution des équations de transport, nous avons simulé les champs de vitesse et de température dans des tunnels de forme classique et ceux qui ont des parois latérales verticales. Pour des conditions de flux imposées au niveau de toutes les parois de la serre, y compris la surface du sol nous avons trouvé que :

- Pour de faibles écarts de température maintenus entre la surface du sol et du toit, dans les serres fermées vides, la circulation de l'air est caractérisée par deux cellules convectives, une est principale localisée au centre et occupe presque tout le volume de la serre.
- Pour les serres tunnels ouvertes, l'hétérogénéité climatique est caractérisée par un fort courant d'air transversal. La circulation de ce courant dépend fortement de la géométrie de la serre tunnel.
- Dans les zones non situées sur les ouvrants dans les tunnels classiques sont beaucoup moins affectées par le flux d'air. En effet, la ventilation dans ce type de tunnel est très localisée au contraire dans le tunnel qui a des parois latérales verticales et doté des ouvrants continus.
- La présence d'une culture haute donne une distribution irrégulière de l'air et naissance à des cellules convectives supplémentaires, ce qui augmente l'hétérogénéité du mouvement d'air sous serre.

La mise en œuvre des modèles numériques de mécanique des fluides prenant en compte l'effet dynamique de la végétation a autorisé de caractériser finement les champs thermique et dynamique distribués à l'intérieur des serres tunnels.

La prédiction des champs de variables climatiques nous permet de comprendre le comportement thermique et de connaître l'hétérogénéité spatiale à l'intérieur des tunnels afin d'améliorer à terme le design thermique de ce type de serre ainsi que le positionnement des systèmes de climatisation et les performances de l'aération.

En effet, il est difficilement envisageable d'adopter un tel modèle pour contrôler le climat dans la serre tunnel du fait des limites qui sont apparues au cours de cette étude, comme la durée prohibitive des calculs (quelques jours et quelques semaines pour la seule simulation), la taille importante de la géométrie du tunnel classique qui a fait apparaître une difficulté dans la définition du maillage ceci nous a conduit à étudier la serre isolée du milieu extérieur plus de, la difficulté liée à la turbulence qui nécessite d'utiliser des pas de temps et d'espace très petits sans oublier les limites des options de la version du logiciel utilisé (considérer qu'un seul milieu poreux dans le domaine de calcul).

La simulation du climat à l'intérieur des serres à l'aide de l'approche *CFD* permet de contourner les difficultés rencontrées dans l'étude expérimentale du problème et de réaliser des simulations plus proches de la réalité avec des conditions quelques fois inaccessibles aux techniques classiques.

Perspectives

Avec le développement des codes de calcul, l'approche CFD est maintenant un outil au point pour la modélisation du climat interne des serres et son interaction avec les conditions climatiques extérieures d'un côté et les systèmes de climatisation de l'autre côté.

Cette approche peut fournir des indications réalistes du climat de serres pour une large gamme de conditions aux limites et géométriques, comme elle peut orienter le domaine de contrôle des serres et de l'optimisation de leurs performances.

En exploitant les potentialités offertes par les logiciels de la mécanique des fluides (CFD), on peut réaliser des études des situations plus intéressantes et plus proches de la réalité, telles que :

- Etude de l'hétérogénéité climatique sous serre en tenant compte de la transpiration du couvert végétal et l'hétérogénéité radiative.
- Etude des aspects qui influent sur la ventilation naturelle des serres (La position et les tailles des ouvrants, la vitesse du vent et sa direction, l'orientation de la serre et ses dimensions,...).
- Etude de l'effet des systèmes de climatisation mis en œuvre pour générer le climat interne des serres (Le chauffage et la déshumidification en période d'hiver, la ventilation mécanique et le cooling évaporatif en période estivale,...).
- Etude de l'influence des systèmes de climatisation sur le taux de transpiration du couvert végétal.
- Etude des grandes serres commerciales telle que, les serres multi chapelles.
- Etude de l'effet des filets anti-insectes sur le microclimat sous serres.

Bibliographie

- [1] **Baille A. et Boulard T. (1989).** *Les fortes hygrométries sous serre. Conséquences sur les culture et solution techniques pour leur contrôle.* INRA, Station de Bioclimatologie d'Avignon.
- [2] **Bartzanas T. ; Boulard T. et 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(2002) 207-221.
- [3] **Blazek J. (2001).** *Computational Fluid Dynamics: Principles and applications.* Publisher Engineering and Technology, Elsevier Science Ltd.
- [4] **Boulard T. ; Baille A. et Le Gall F. (1991).** *Etude de différentes méthodes de refroidissement sur le climat et la transpiration de tomates de serre.* Elsevier/INRA, Agronomie, 11(1991) 543-553.
- [5] **Boulard T. ; Baille A. ; Mermier M. et Villette F. (1991).** *Mesures et modélisation de la résistance stomatique foliaire et de la transpiration d'un couvert de tomates de serre.* Elsevier/INRA, Agronomie 11, 259-274.
- [6] **Boulard T. et Baille A. (1993).** *A simple greenhouse climate control model incorporating effects of ventilation and evaporative cooling.* Agricultural and Forest Meteorology, 65 (1993), 145-157.
- [7] **Boulard T. et Draoui B. (1995).** *Natural ventilation of a greenhouse with continuous roof vents: Measurements and data analysis.* Journal of Agricultural Engineering Research, 61, 27-36.
- [8] **Boulard T. ; Meneses J. F. ; Mermier M. et Papadakis G. (1995).** *The mechanisms involved in the natural ventilation of greenhouses.* Agricultural and Forest Meteorology, 2266 (1995).
- [9] **Boulard T. et Baille A. (1995).** *Modelling of air exchange rate in a greenhouse equipped with continuous roof vents.* Journal of Agricultural Engineering Research, 61, 37-48.
- [10] **Boulard T. et Baille A. (1996).** *Caractérisation de la ventilation sous serre, couplage avec la transpiration.* Cahiers Options Méditerranéennes vol.31
- [11] **Boulard T. (1996).** *Caractérisation et modélisation du climat des serres : Application à la climatisation estivale.* Thèse de Doctorat, Ecole National Supérieure Agronomique de Montpellier.

-
- [12] **Boulard T. ; Wang S. et Haxaire R. (1999).** *Mean and turbulent air flows and microclimatic patterns in an empty greenhouse tunnel.* Agricultural and Forest Meteorology, 100 (2000), 169-181.
- [13] **Boulard T. ; Haxaire R. ; Lamrani M. A. ; Roy J. C. et 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.
- [14] **Boulard T. ; Kittas C. ; Roy J. C. et Wang S. (2002).** *Convective and ventilation transfers in greenhouses, part 2: Determination of the distributed greenhouse climate.* Biosystems Engineering, 83 (2), 129-147.
- [15] **Boulard T. et Wang S. (2002).** *Experimental and numerical studies on the heterogeneity of crop transpiration in a plastic tunnel.* Computers and Electronics in Agriculture, 34 (2002), 173-190.
- [16] **Boin J. P. (2001).** *Turbulence.* Brochure du cours pour les étudiants de la 2^{ème} année de l'ENSIB (Année universitaire : 2001/2002).
- [17] **Candel S. (1995).** *Mécanique des fluides.* Dunod, Paris.
- [18] **CFD2000 Version 3.45: Theoretical Background (CFD2000 package).** Adaptive Research. A Division of Simunet Corporation, USA (1999).
- [19] **Chassaing P. (2000).** *Turbulence en mécanique des fluides.* Collection PLYTECH de l'I.N.P. de Toulouse.
- [20] **Chemel C. (2001).** *Modélisation et simulation des écoulements d'air dans les serres.* Rapport d'un stage effectué à l'INRA d'Avignon, Unité Plantes et Systèmes Horticoles.
- [21] **Chraïbi A. ; Makhlof S. ; Jaffrin A. et Bentouness, N. (1995).** *Refroidissement évaporatif de l'air des serres : mesures et modélisation.* Journal De Physique III, 5 (1995), 1039-1053.
- [22] **Compte-Bellot G. et Bailly C. (2003).** *Turbulence.* CNRS Editions, Paris.
- [23] **Critten D. L. et Bailey B. J. (2002).** *A review of greenhouse engineering developments during the 1990s.* Agricultural and Forest Meteorology, 3038 (2002), 1-22.
- [24] **Draoui B., Benyamine M., Touhami Y. et Tahri B. (1999).** *Simulation numérique de la convection naturelle en régime laminaire transitoire dans une serre tunnel chauffée par le bas (flux).* Energ. Ren : Volarisation (1999) 141-145.

-
- [25] **Fatnassi H. (2001).** *Modélisation et caractérisation du micro-climat et de l'hétérogénéité climatique dans une serre de grande surface équipée de filet anti-insectes.* Thèse de Doctorat, Université Ibn Zohra d'Agadir.
- [26] **Fatnassi H. ; Boulard T. et Bouirden L. (2003).** *Simulation of climatic conditions in full-scale greenhouse fitted with insect-proof screens.* *Agricultural and Forest Meteorology*, 118 (2003), 97-111.
- [27] **Haxaire R. (1999).** *Caractérisation et modélisation des écoulements d'air dans une serre.* Thèse de Doctorat, Université de Nice Sophia Antipolis.
- [28] **Kacira M. ; Sase S. et Okushima L. (2004).** *Effects of side vents and span numbers on wind-induced natural ventilation of a gothic multi-span greenhouse.* *JARQ* 38(4), 227-233. Japanese Society of the Promotion of Science.
- [29] **Kittas C.; Boulard T. et Papadakis G. (1997).** *Natural ventilation of a greenhouse with ridge and side openings: Sensivity to temperature and wind effects.* *American Society of Agricultural Engineers*, 40 (2): 415-425.
- [30] **Kittas C.; Katsoula N. and Bartzanas T.** *Effect of vents opening and insect screen on greenhouse ventilation.* International Conference "Passive and Low Energy Cooling of the Built Environment", May 2005, Santorino, Greece.
- [31] **Lamrani M. A. ; Boulard T. ; Roy J. C. et Jaffrin A. (2000).** *Air flows and temperature patterns induced in a confined greenhouse.* *Journal of Agricultural Engineering Research*, (2001) 78(1), 75-88.
- [32] **Mistriotis A. ; De Jong T. ; Wagemans M.J.M et Bot G.P.A (1997).** *Computational Fluid Dynamics (CFD) as a tool for the analysis of ventilation and indoor microclimate in agricultural buildings.* *Netherlands Journal of Agricultural Science* 45(1997), 81-96.
- [33] **Monteil C. ; Issanchou G. et Amouroux M. (1991).** *Modèle énergétique de la serre agricole.* *Journal De Physique III*, 1(1991), 429-454.
- [34] **Monteil C. et Amouroux M. (1997).** *Analyse du comportement thermique du sol d'une serre agricole par simulation numérique.* *Journal De Physique III*, 7(1997), 405-440.
- [35] **Nisen A. (1971).** *Les serres et abris serres pour cultures florales en climat méditerranéen.* *Cahiers Options Méditerranéennes* -10- Décembre 1971.
- [36] **Patankar S. V. (1980).** *Numerical heat transfer and fluid flow.* Hemisphere, New York.
- [37] **Reichrath S. et Davies T. W. (2001).** *Using CFD to model the internal climate of greenhouses: past, present and futur.* *INRA, Agronomie*, 22(2002), 3-19.

-
- [38] Roy J. C. ; Boulard T. ; Kittas C. et 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.
- [39] Sacadura J. F. (1978). *Initiations aux transferts thermiques*. Technique et Documentation, Paris.
- [40] Sbita L. ; Boulard T. et Mermier M. *Natural ventilation performance of a greenhouse tunnel in south Tunisia*. Cahiers Options Méditerranéennes, vol. 31.
- [41] Schwartz M. ; Menguy G. et Bernard R. *Rayonnement solaire : conversion thermique et applications*. Techique & Documentation, Paris.
- [42] Versteeg H.K. et Malalasekera W. (1995). *An introduction to Computational Fluid Dynamics: The finite volume methode*. Longman Scientific & Technical.
- [43] Vincent M. (1999). *Manuel d'utilisation du logiciel CFD2000*. Université de Moncton, Ecole de Génie, Secteur de Génie Mécanique.
- [44] Wang S. et Boulard T. (1999). *Measurement and prediction of solar radiation distribution in full- scale greenhouse tunnels*. INRA, Agronomie 20(200), 41-50.

Annexe A :

Définition de la géométrie d'un tunnel ouvert

Lancer CFD2000

1. Cliquer sur le menu démarrer et puis programme.

2. Cliquer sur l'icône  CFD2000.

L'écran d'environnement CFD2000 s'ouvre.

Etapas préliminaires

☀ Assigner un nom et une description du nouveau cas

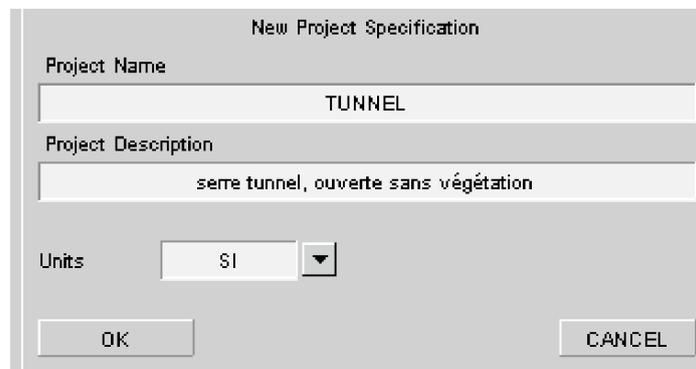
1. Sur la barre d'outils, cliquer sur 

Ou : Sur le menu **File**, cliquer **New**.

2. Dans la case **Project Name**, taper **TUNNEL**, puis appuyer sur **ENTREE** (figure B.1).

3. Dans la case **Project Description**, taper **Serre tunnel, ouverte et sans végétation**, puis appuyer sur **ENTREE**.

4. Cliquer **OK**.



New Project Specification

Project Name
TUNNEL

Project Description
serre tunnel, ouverte sans végétation

Units SI

OK CANCEL

Figure (B.1) : Panneau d'entrée d'un nouveau cas.

☀ *Modifier les couleurs assignées aux formes*

1. Dans la barre des menus, cliquer sur **Utilities** puis, sur **Color Control**.

Un panneau s'ouvre (figure B.2).

2. Au dessus du Visuals Aids, cliquer sur la première case du Edge Color.

Un sous panneau des couleurs s'ouvre.

3. Sur le sous panneau des couleurs, cliquer sur la couleur rouge puis, cliquer sur le bouton droit pour fermer le sous panneau.

4. Cliquer sur la troisième case du Surface Color et choisir la couleur jaune.

5. Cliquer sur **Apply** puis, cliquer sur le bouton droit de la souris pour quitter l'opération.

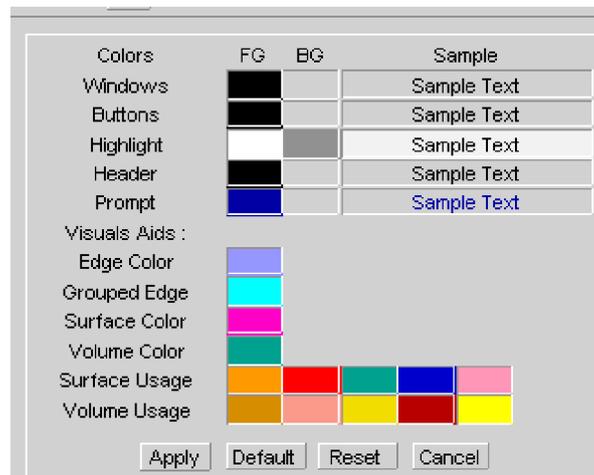


Figure (B.2) : Panneau Color control.

☀ *Sélectionner le système de coordonnées Body fitted*

1. Sur la barre d'outils principale, cliquer 

Ou, à partir du menu **Modeling**, cliquer **Geometry**.

2. Sur le panneau **Geometry Specification**, cliquer **Body fitted**.

Un message standard apparaît dans la fenêtre graphique.

3. Cliquer **OK** pour continuer.

Le panneau de commande **BFC** s'ouvre (figure B.3) et les axes de coordonnées XYZ apparaissent dans la fenêtre graphique.



Figure (B.3) : Panneau de commande BFC.

Créer la géométrie du tunnel

1. Sur le panneau de commande **BFC**, cliquer **Create**.

Le sous panneau **Create** s'ouvre (figure B.4).

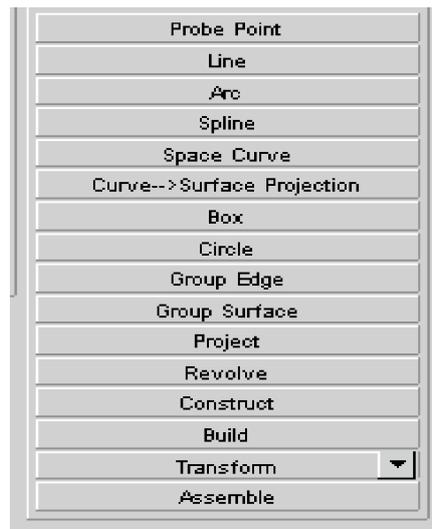


Figure (B.4) : Sous panneau Create.

☀ Créer une ligne

1. Sur le sous panneau **Create**, cliquer **Line**.

La zone de message affiche : Choose initial point (Left- Place, Middle- Snap to, Right- Quit).

2. Entrer les coordonnées (X, Y, Z) = (0, 0, 0), puis cliquer **OK**.

X	0	Y	0	Z	0	OK
DX	0	DY	0	DZ	0	

Figure (B.5) : Panneau d'entrée des coordonnées.

La zone de message affiche : Choose final point (Left- Place, Middle- Snap to, Right- Quit).

3. Entrer les coordonnées (X, Y, Z) = (8, 0, 0), puis appuyer sur **OK**.
4. Cliquer sur le bouton droit dans l'écran graphique pour terminer la création d'un segment de droite.
5. Cliquer sur l'icône  pour afficher le segment au centre de l'écran graphique.
6. Cliquer encore sur le bouton droit pour quitter l'opération de création d'une ligne.

☀ Créer un arc

1. Sur le sous panneau **Create**, cliquer **Arc**.

La zone de message affiche : Choose initial point (Left- Place, Middle- Snap to, Right- Quit)

2. Cliquer sur le bouton du milieu de la souris près du point initial du segment de droite créé précédemment.

La zone de message affiche : Confirmation (Left- Confirm, Middle- Skip, Right- Reject).

3. Lire les coordonnées affichées dans le panneau d'entrée des coordonnées pour vérifier si on est bien sur le point voulu.

Il doit afficher les coordonnées suivantes : $(X, Y, Z) = (0, 0, 0)$.

4. Cliquer sur le bouton gauche dans l'écran graphique pour confirmer la sélection.

La zone de message affiche: Choose second point (Left- Place, Middle- Snap to, Right- Quit).

5. Entrer les coordonnées du deuxième point $(X, Y, Z) = (4, 3.5, 0)$, puis cliquer **OK**.

La zone de message affiche : Choose final point (Left- Place, Middle- Snap to, Right- Quit).

6. Cliquer sur le bouton du milieu près du point final délimitant le segment de droite.

La zone de message affiche : Confirmation (Left- Confirm, Middle- Skip, Right- Reject).

7. Lire les coordonnées affichées $(X, Y, Z) = (8, 0, 0)$.

8. cliquer sur le bouton gauche pour confirmer la sélection.

9. Cliquer sur le bouton droit de la souris dans l'écran graphique pour terminer la création de l'arc.

10. Cliquer encore sur le bouton droit pour quitter l'opération.

A la fin, on arrive à créer la forme d'un demi cercle (figure B.6).

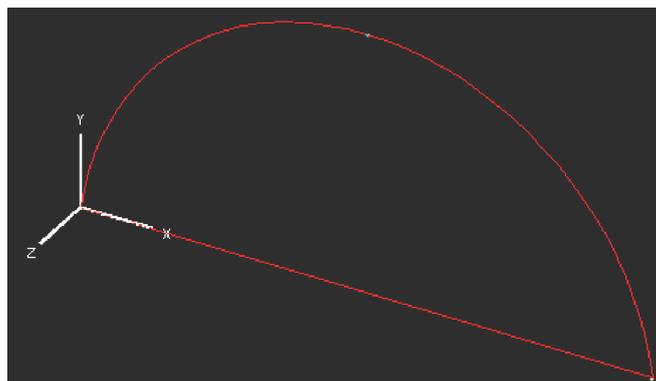


Figure (B.6): Ensemble de l'arc et du segment de droite créé.

✿ Diviser le demi cercle en des régions

1. Sur le panneau de commande **BFC**, cliquer **Modify**.

2. Cliquer **Break Edges**.

La zone de message affiche: Select the first edge to break (Left- Select, Middle- Break, Right- Back up).

3. Cliquer sur le bouton gauche près de l'arc pour la sélectionner.

L'arc est éclairé et la zone de message affiche :

Please confirm the selected geometry: (Left- Confirm, Middle- Skip, Right- Reject).

4. Cliquer sur le bouton gauche n'importe où pour confirmer la sélection.

L'éclairage de l'arc diminue et la zone de message affiche:

Select the next edge to break: (Left- Select, Middle- Break, Right- Back up).

5. Cliquer sur le bouton du milieu dans l'écran graphique pour commencer la division.

Un sous panneau du **Break Edges** s'ouvre (figure B.7).

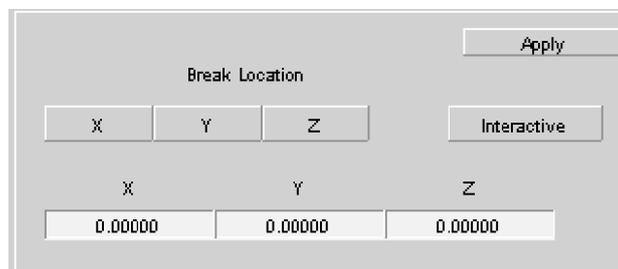


Figure (B.7) : Sous panneau Break Edges.

6. Entrer les coordonnées $(X, Y, Z) = (0.09, 0.5, 0)$, puis appuyer sur **Apply**.

L'arc est alors divisé en deux segments.

7. Cliquer sur l'icône  situé au dessus de l'écran graphique pour une visualisation bidimensionnelle.

8. Sélectionner le grand segment de l'arc en cliquant sur le bouton gauche.

9. Cliquer encore sur le bouton gauche pour confirmer la sélection.

10. Cliquer sur le bouton du milieu dans l'écran graphique.

11. Sur le sous panneau **Break Edges** et au dessous du **Break Location**, appuyer sur **Y**, puis sur **Interactive**.

12. Sur l'écran graphique, sélectionner le premier point de division en cliquant sur le bouton du milieu.

13. Cliquer sur le bouton gauche pour confirmer la sélection, puis appuyer sur **Apply**.

14. Cliquer deux fois sur le bouton droit pour quitter l'opération **Break Edges**.

15. Cliquer sur **Create**, puis **Line**.

16. Créer une ligne qui relie les deux points de division.

Le demi cercle est divisé en deux régions suivant l'axe des Y (figure B.8).

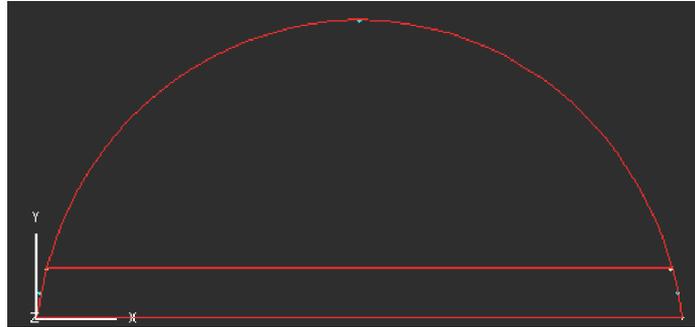


Figure (B.8) : Subdivision du demi cercle en deux régions.

17. Procéder de même pour diviser la deuxième région en trois autres régions (figure B.9) où, les points de division sont les suivantes :

$$(X, Y, Z) = (0.6, 1.7, 0)$$

$$(X, Y, Z) = (1.8, 2.8, 0)$$

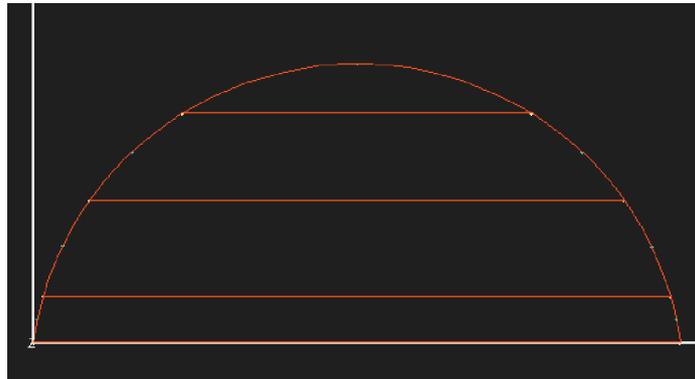


Figure (B.9) : Subdivision du demi cercle en 4 régions suivant l'axe des Y.

☀ *Assembler les segments en des surfaces*

Généralement, une surface quelconque doit être délimitée par quatre segments. Pour notre cas, la dernière région est constituée seulement de deux segments de ce fait, on va diviser suivant l'axe des X l'arc constituant cette région en trois segments.

1. Répéter les étapes 1, 2, 3, 4 et 5 du paragraphe précédent.
2. Sur le sous panneau **Break Edges** et au dessous du **Break Location**, appuyer sur **X**.
3. Entrer les coordonnées suivantes $(X, Y, Z) = (3, 0, 0)$, puis appuyer sur **Apply**.

L'arc est divisé en deux segments.

4. Procéder de même pour subdiviser le grand arc généré de la première division où, le point de division est $(X, Y, Z) = (5, 0, 0)$.

5. Sur le sous panneau **Create**, cliquer **Assemble**.

La couleur de la géométrie change du rouge au jaune (figure B.10).

Note : Des fois, la couleur de certaines lignes ne change pas après l'opération d'assemblage en surfaces (Assemblage incomplète). Ceci signifie que ces segments ne sont pas bien connectés.

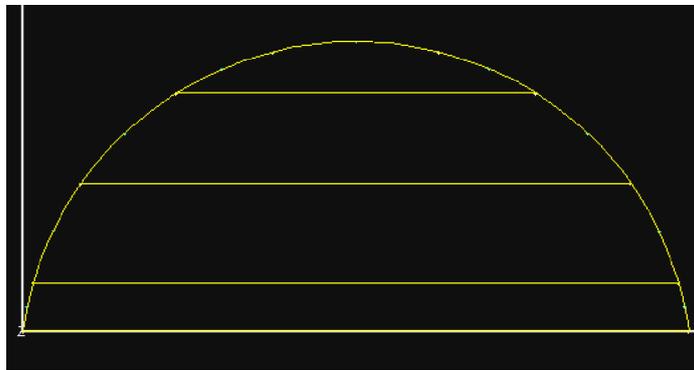


Figure (B.10) : Assemblage des segments en des surfaces.

✦ Générer un volume à l'aide de la fonction "Project"

1. Dans le panneau **Pick Filter** situé en bas du panneau de commande **BFC** (figure B.3), désactiver toutes les options sauf **Surface**.

2. Sur le sous panneau **Create**, cliquer **Project**. La zone de message affiche: Select the first geometry to PROJECT (Left- Select, Middle- Project, Right- Back up).

3. Cliquer sur le bouton gauche près de la première surface. Les bords de la surface sont éclairés et la zone de message affiche :

Please confirm the selected geometry: (Left- Confirm, Middle- Project, Right- Back up).

4. Cliquer sur le bouton gauche pour confirmer la sélection.

5. Procéder de même pour sélectionner les autres surfaces.

6. Cliquer sur le bouton du milieu de la souris dans l'écran graphique pour commencer la projection. Un panneau d'entrée des coordonnées du vecteur de projection (figure B.11) s'ouvre directement au dessus du panneau **Pick Filter** et la zone de message affiche : Use the provided panel to continue the operation.

Le vecteur de projection détermine en même temps, la direction et la magnitude de la projection. Il est déterminé par deux points délimitants : un point initial (**From**) et un point final (**To**).

	X	Y	Z
From	0.00000	0.00000	0.00000
Delta	0.00000	0.00000	0.00000
To	0.00000	0.00000	0.00000
Delta	0.00000	0.00000	0.00000

Figure (B.11) : Panneau d'entrée des coordonnées du vecteur de projection.

7. Sur le panneau d'entrée des coordonnées du vecteur de projection, taper $(X, Y, Z) = (0, 0, 0)$ dans les cases du point initial (**From**).
8. Dans les cases du point final (**To**), taper $(X, Y, Z) = (0, 0, -2)$.
9. Cliquer sur l'icône **ISO** pour visualiser la géométrie en trois dimensions.
10. Pour appliquer la projection, appuyer sur **Apply** dans le panneau d'entrée des coordonnées du vecteur de projection.
11. Pour appliquer une deuxième projection, entrer les coordonnées suivantes dans les cases du point **To** $(X, Y, Z) = (0, 0, -0.2)$, puis appuyer sur **Apply**.
12. Pour la troisième projection, entrer $(X, Y, Z) = (0, 0, -3.8)$ dans les cases du point **To**, puis appuyer sur **Apply** (figure B.12).

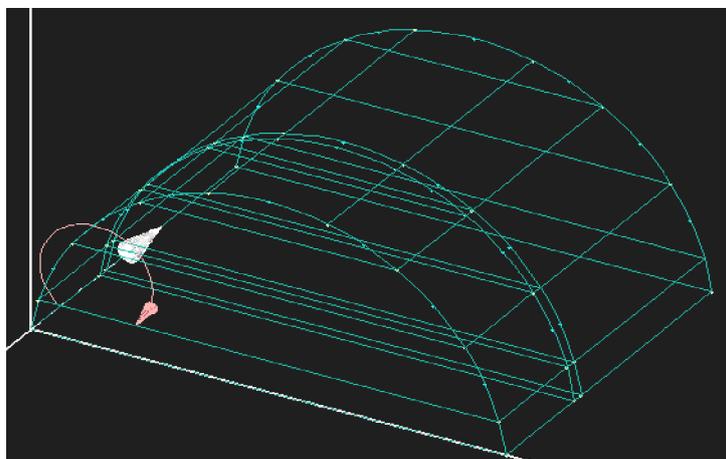


Figure (B.12) : Volume tridimensionnel généré après trois projections.

13. Répéter les étapes 11 et 12 pour faire huit autres projections. Le volume complet est représenté dans la figure (B. 13).

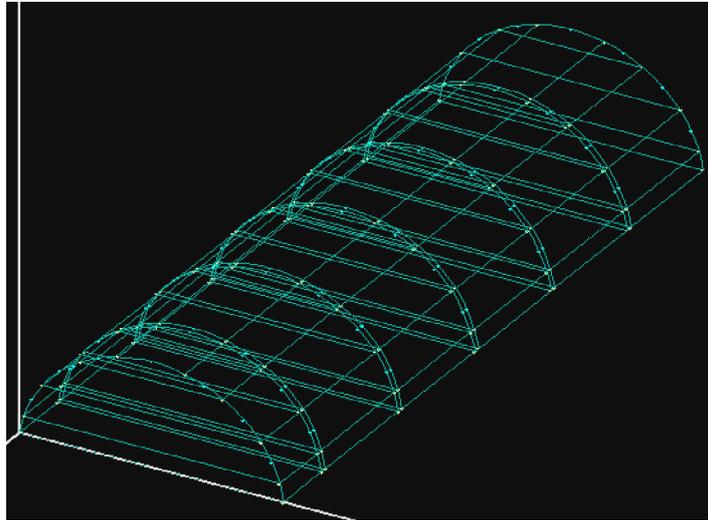


Figure (B.13) : Volume tridimensionnel généré après les projections.

✱ **Supprimer l'attribut du volume et de surface**

1. Sur le panneau de commande **BFC**, cliquer sur **Delete**. Un sous panneau **Deletion Mode** s'ouvre (figure B.14).
2. Sur le sous panneau **Delete**, activer le mode **Explicit**.
3. Cliquer sur la flèche (à côté de **Delete All**) et choisir **Volumes**. Un message apparaît dans l'écran graphique, cliquer **OK** pour continuer. La couleur de la géométrie change du vert au magenta.
4. Répéter l'étape 3 mais à cette fois ci, choisir **Surfaces** puis cliquer **OK**. La couleur de la géométrie change du magenta au bleu.
5. Cliquer sur le bouton droit pour quitter l'opération.

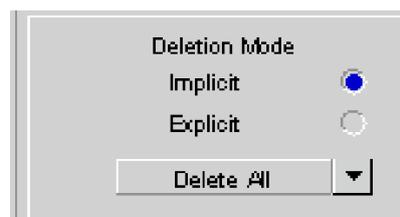


Figure (B.14) : Sous panneau Deletion Mode.

☀ *Créer des ouvrants dans la serre tunnel*

1. Cliquer sur l'icône  (**Zoom in**) pour agrandir la géométrie.
2. Sur le panneau de commande **BFC**, cliquer sur **Delete**.
3. Sur le sous panneau **Deletion Mode**, cliquer sur **Implicit**.
4. Sélectionner tous les segments communs entre la deuxième et la troisième région en cliquant deux fois sur le bouton gauche pour chaque segment.
5. Cliquer sur le bouton du milieu de la souris dans n'importe où de l'écran graphique pour supprimer les segments sélectionnés (figure B.15).
6. Cliquer sur le bouton droit pour quitter l'opération.

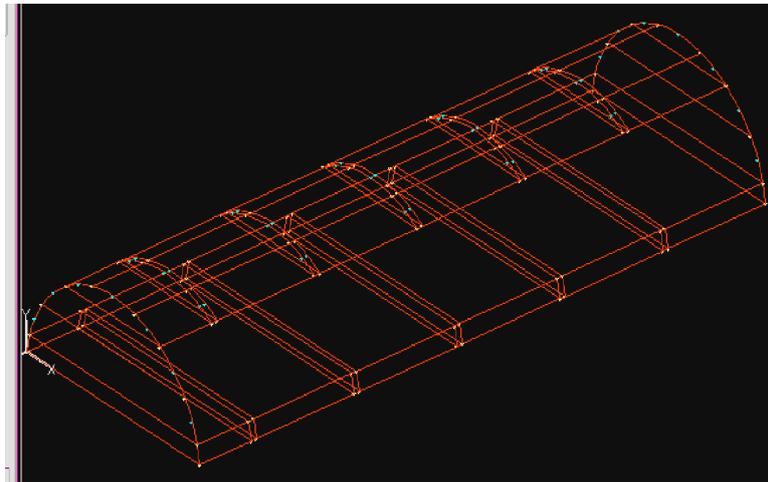


Figure (B.15) : Géométrie après la suppression.

● *Créer les bords d'un ouvrant*

1. Sur le panneau de commande **BFC**, cliquer **Create**.
2. Sur le sous panneau **Create**, cliquer **Arc**.
3. Sélectionner le point apparaît dans la figure (B.16, a) en cliquant sur le bouton gauche de la souris.
4. Confirmer que les valeurs affichées dans le panneau d'entrée des coordonnées sont : (X, Y, Z) = (6.16348, 2.87109, -2), puis cliquer sur le bouton gauche.
5. Cliquer sur le bouton gauche près du point qui apparaît dans la figure (B.16, b) et confirmer que les coordonnées affichées sont : (X, Y, Z) = (7.3046, 1.78088, 0).

-
6. Cliquer sur le bouton droit pour rejeter la sélection, puis taper -1.7 dans la case de Z et cliquer **OK**.
 7. Sélectionner le point apparaît dans la figure (B.16, c) en cliquant sur le bouton gauche et confirmer que les coordonnées affichées sont : $(X, Y, Z) = (7.87789, 0.581861, -2)$.
 8. Cliquer sur le bouton gauche pour confirmer la sélection, puis cliquer deux fois sur le bouton droit pour terminer l'opération (figure B.16, d).

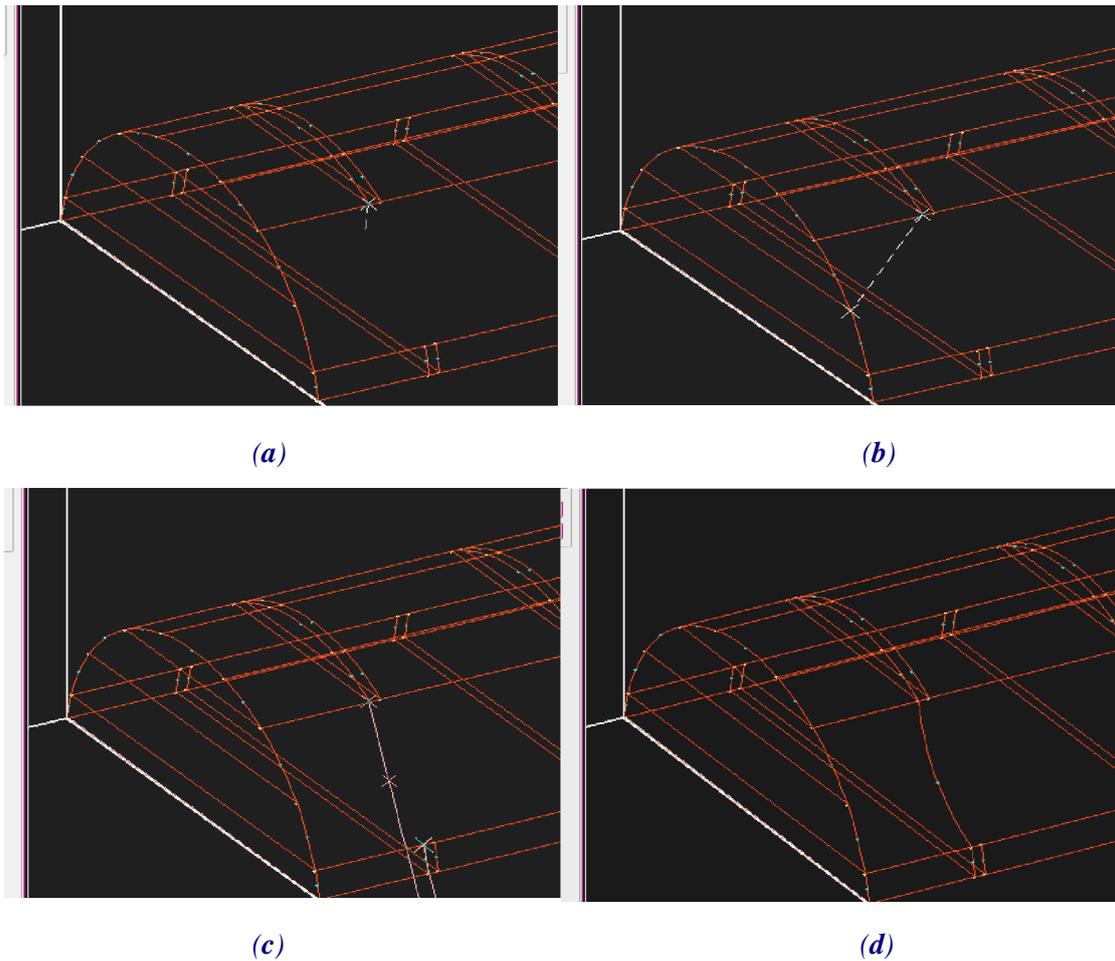


Figure (B.16) : Création du premier bord de l'ouvrant (a : Sélection du premier point, b : Sélection du deuxième point, c : Sélection du troisième point et d : Premier bord de l'ouvrant).

9. Répéter les mêmes étapes pour créer le deuxième bord de l'ouvrant (figure B.17).
- Note** : Pour l'étape 6, taper -2.3 dans la case Z du panneau d'entrée de coordonnées.

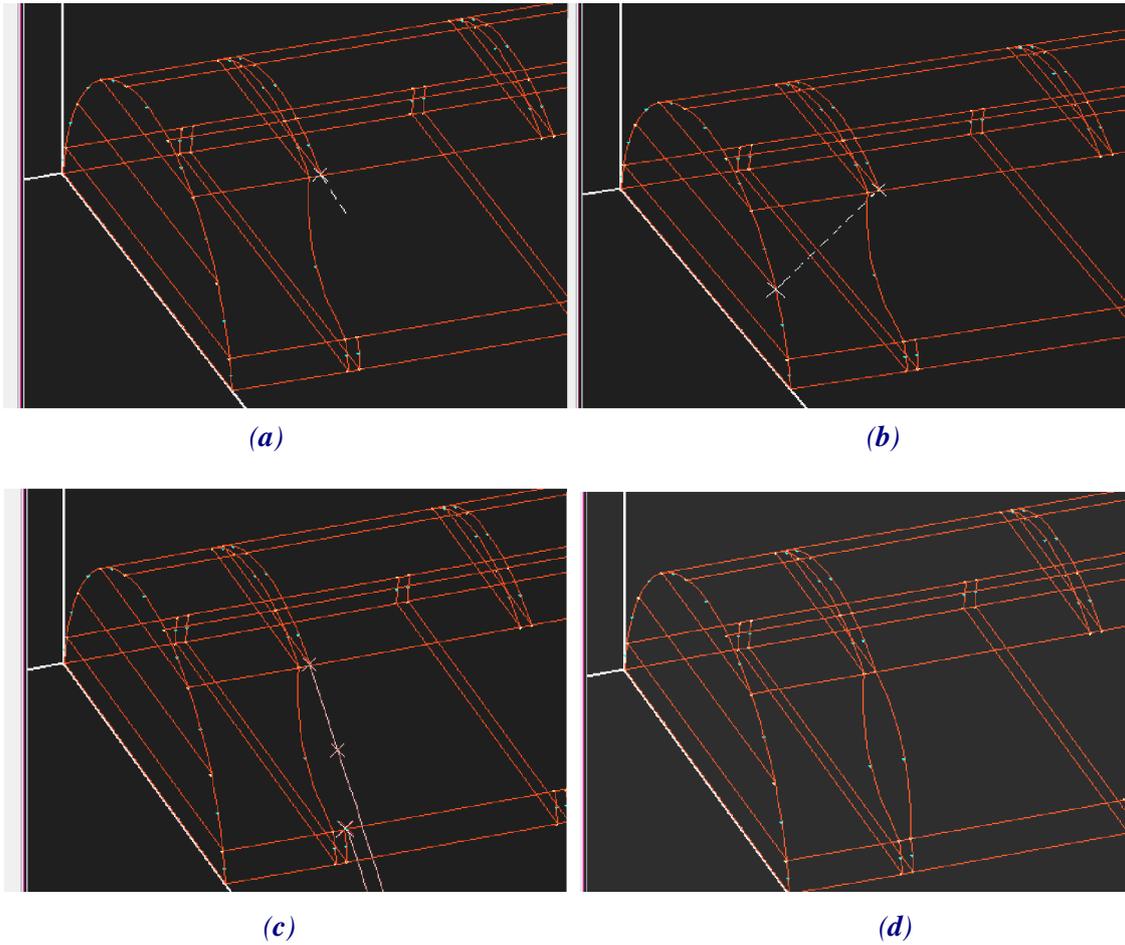
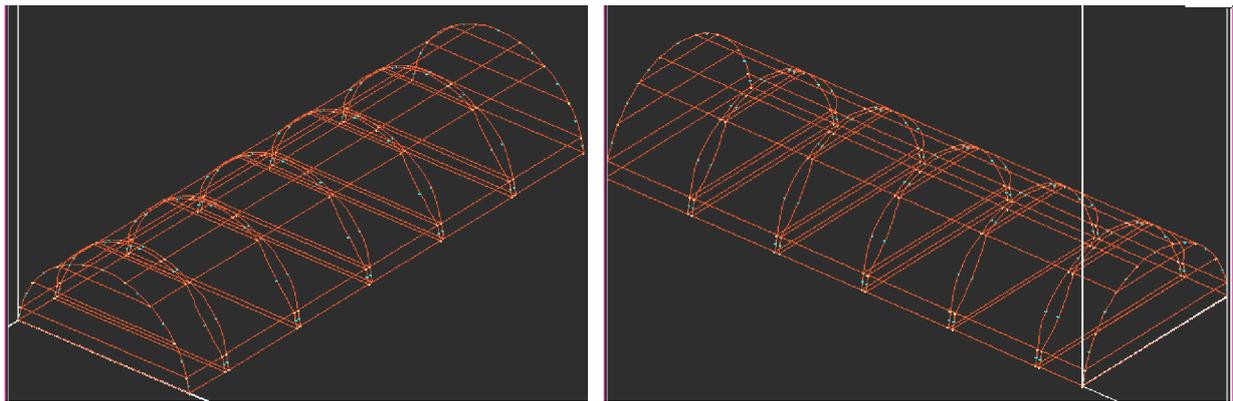


Figure (B.17) : Premier ouvrant (a : Sélection du premier point, b : Sélection du deuxième point, c : Sélection du troisième point et d :Deuxième bord de l'ouvrant).

10. Procéder de même pour créer les autres ouvrants (figure B.18).

Note : Pour chaque ouvrant, maintenir fixe la distance maximale entre les bords (distance entre les points du milieu qui égale à $0.6m$)



(a)

(b)

Figure (B.18) : Ouvrants de la serre (a : Côté droit et b : Côté gauche).

🔴 **Interconnecter les ouvrants**

1. Sur le panneau de commande **BFC**, cliquer **Modify**.
2. Cliquer **Break Edges**.
3. Sélectionner tous les ouvrants en cliquant deux fois sur le bouton gauche.
4. Cliquer sur le bouton du milieu dans l'écran graphique.
5. Sur le sous panneau **Break Edges** et au dessous du **Break Location**, appuyer sur **Y** (figure B.7)
6. Dans les cases des coordonnées, taper $(X, Y, Z) = (0, 1.78088, 0)$, puis appuyer sur **Apply**.
7. Double clique hors de l'écran graphique pour quitter l'opération.
8. Cliquer **Create**, puis **Line**.
9. Interconnecter tous les ouvrants par des segments de droite (figure B.19).

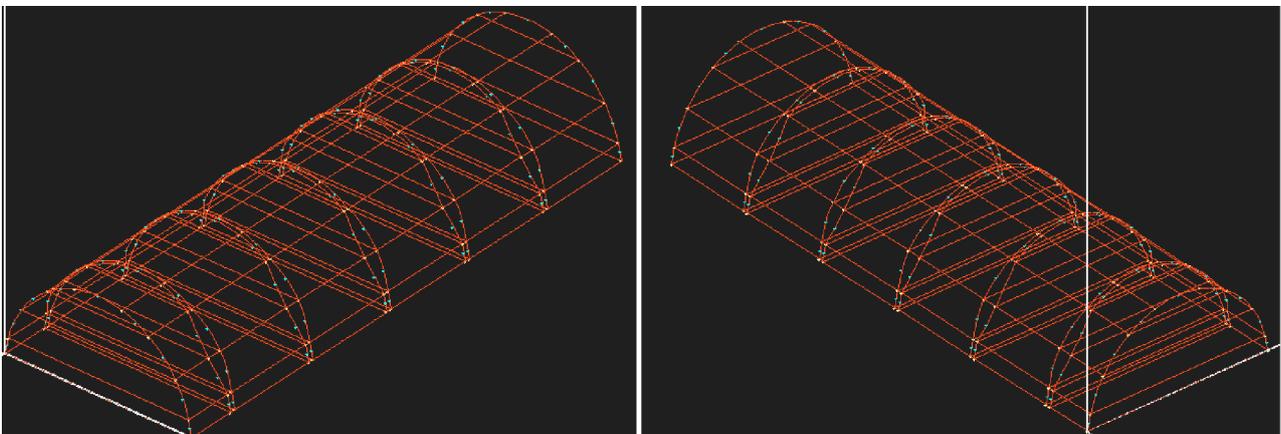


Figure (B.19) : Raccordement des ouvrants.

● *Assembler la géométrie en des sous volumes*

1. Confirmer que l'option **Geometry** est sélectionnée dans le panneau **Edge Display**.
2. Sur le sous panneau **Create**, cliquer **Assemble**.

La couleur de la géométrie change du bleu au vert (figure B.20).

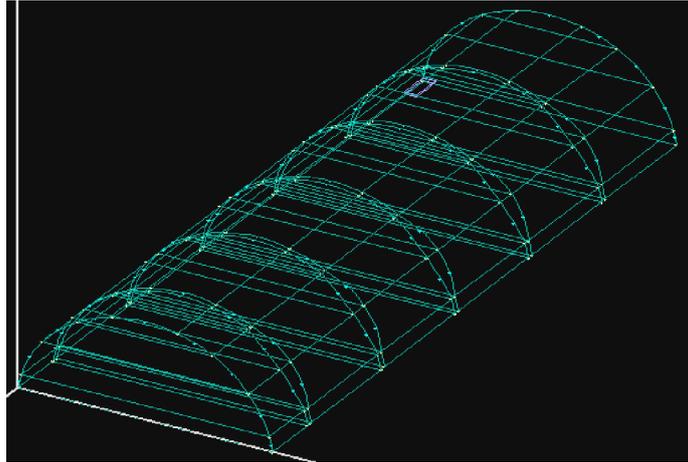


Figure (B.20) : Assemblage de la géométrie en des sous volumes.

● *Enregistrer le modèle de la géométrie*

Sur le panneau **BFC Command**, cliquer **Save Geometry**.

Annexe B :

Lignes de courant et profils de la vitesse d'air

I. Serre tunnel de forme classique

I.1. Cas des tunnels fermés

I.1.1. Tunnel vide

a) Lignes de courant

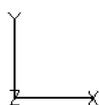
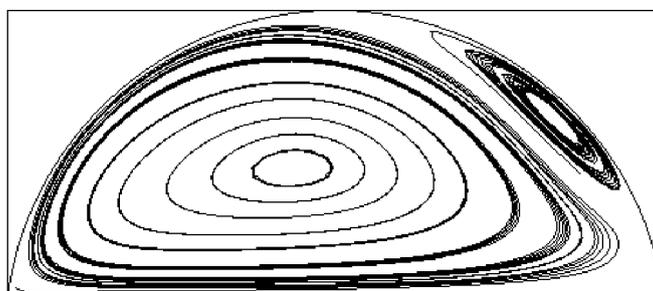


Figure (C.1) : Lignes de courant dans le tunnel (A) fermé et vide

b) Profils de la vitesse d'air

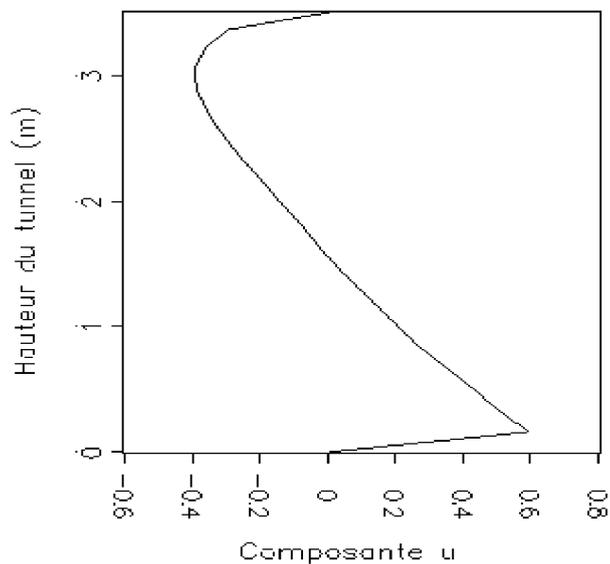


Figure (C.2) : Profil vertical de la composante u de la vitesse d'air calculé au milieu du tunnel

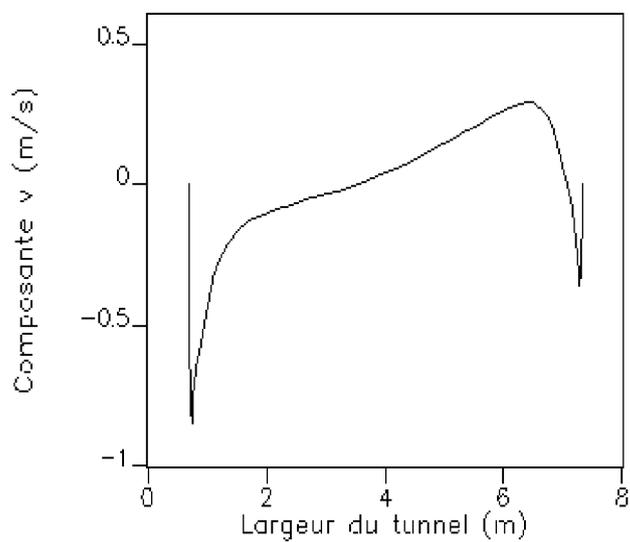


Figure (C.3) : Profil horizontal de la composante v de la vitesse d'air calculé à 1 m au dessus de la surface du sol.

1.1.2. Tunnel cultivé

a) Lignes de courant

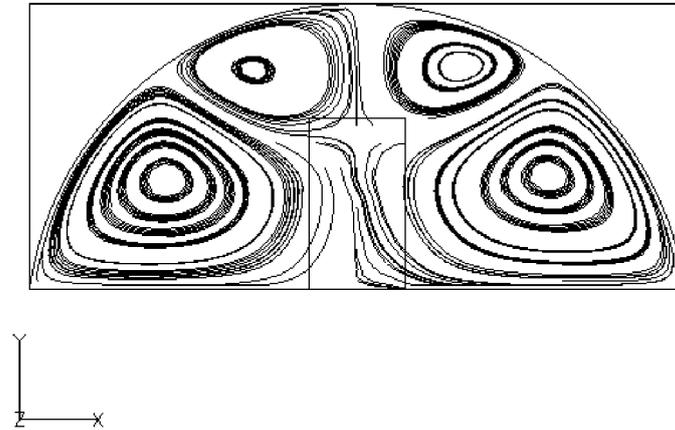


Figure (C.4) : Lignes de courant dans le tunnel (A) fermé en présence des plantes

b) Profils de la vitesse d'air

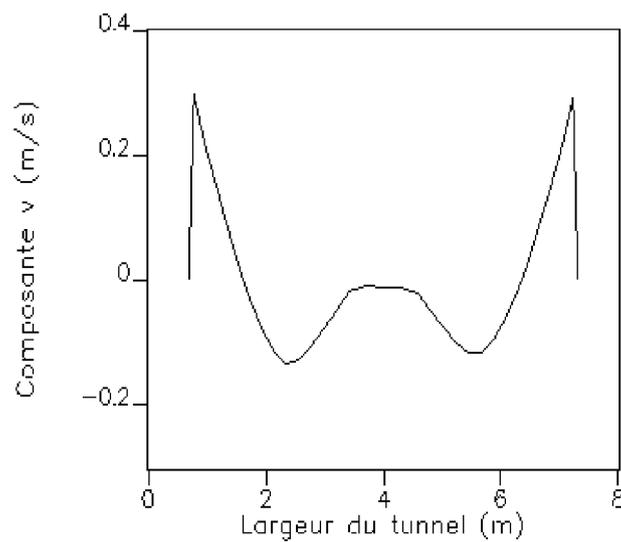


Figure (C.5) : Profil horizontal de la composante v de la vitesse d'air, calculé à 1 m au dessus de la surface du sol.

I.2. Cas des tunnels ouverts

I.2.1. Tunnel vide

a) Profils de la vitesse d'air

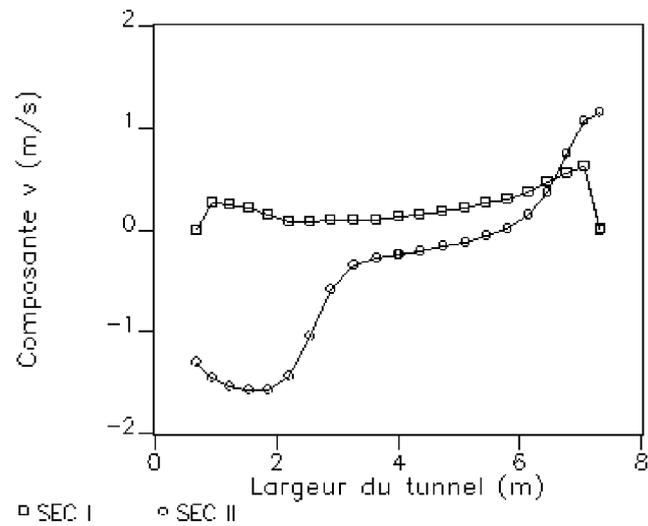


Figure (C.6) : Profils horizontaux de la composante v de la vitesse d'air calculés dans les deux sections, à 1 m au dessus de la surface du sol.

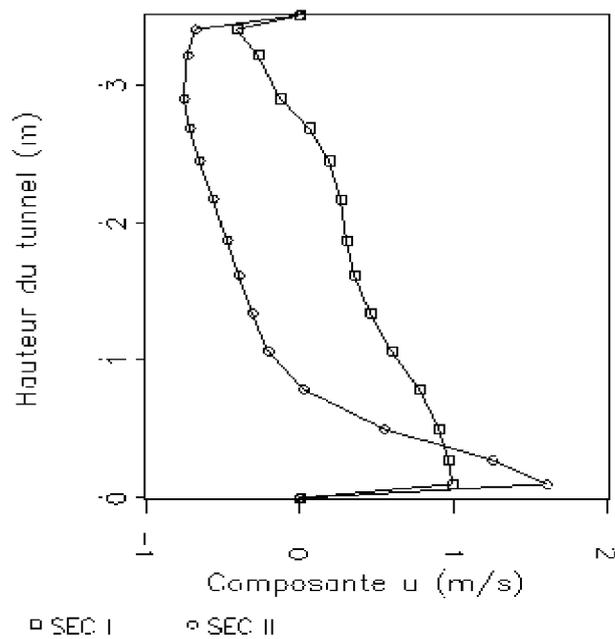


Figure (C.7) : Profils verticaux de la composante u de la vitesse d'air calculés au milieu du tunnel, dans les deux sections.

1.2.2. Tunnel cultivé

a) Profils de la vitesse d'air

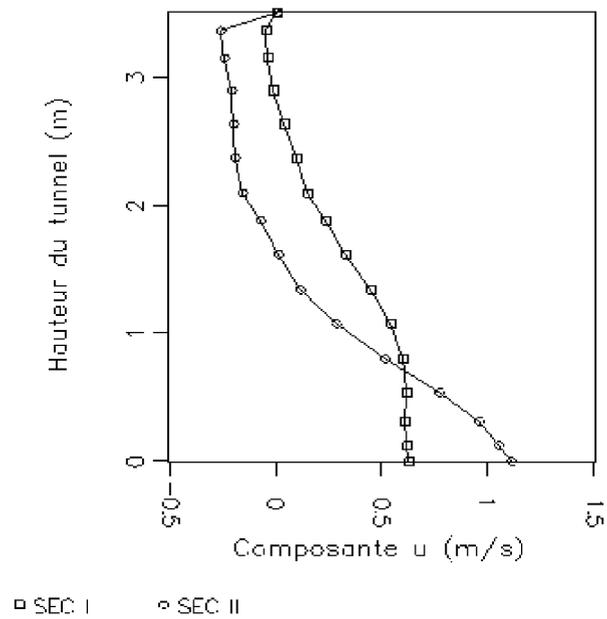


Figure (C.8) : Profils verticaux de la composante u de la vitesse d'air calculés au milieu du tunnel, dans les deux sections.

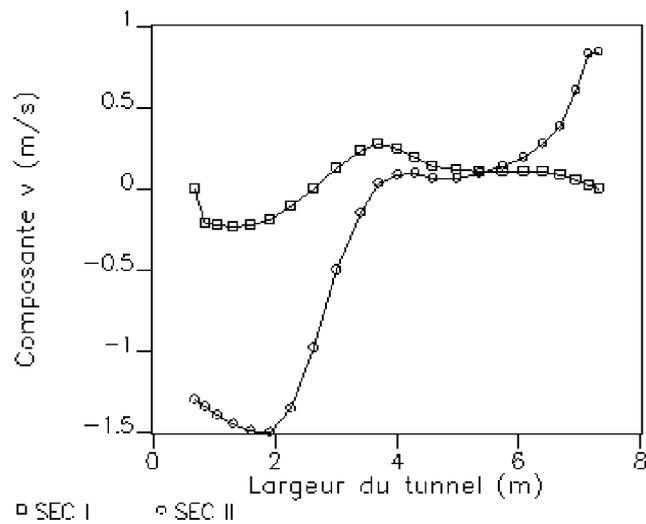


Figure (C.9) : Profils horizontaux de la composante v de la vitesse d'air calculés dans les deux sections, à 1 m au dessus de la surface du sol.

II. Serre tunnel de côtés verticaux

II.1. Cas des tunnels fermés

II.1.1. Tunnel vide

a) Lignes de courant

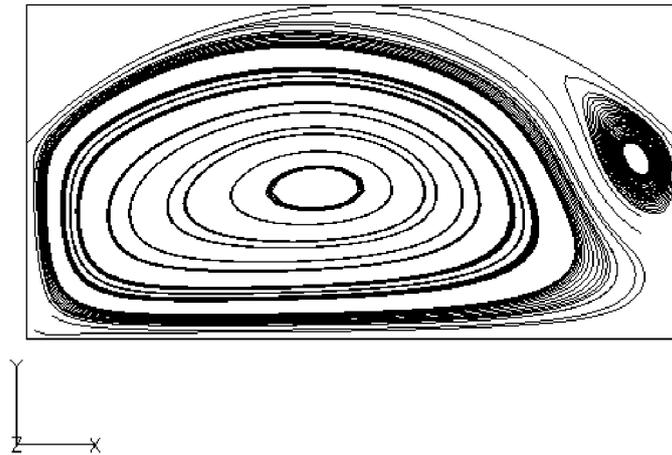


Figure (C.10) : Lignes de courant dans le tunnel (B), fermé et vide.

b) Profils de la vitesse d'air

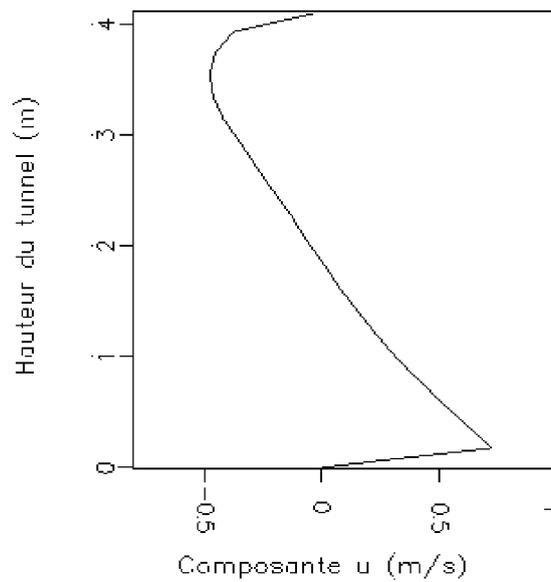


Figure (C.11) : Profil verticale de la composante u de la vitesse d'air calculé au milieu du tunnel.

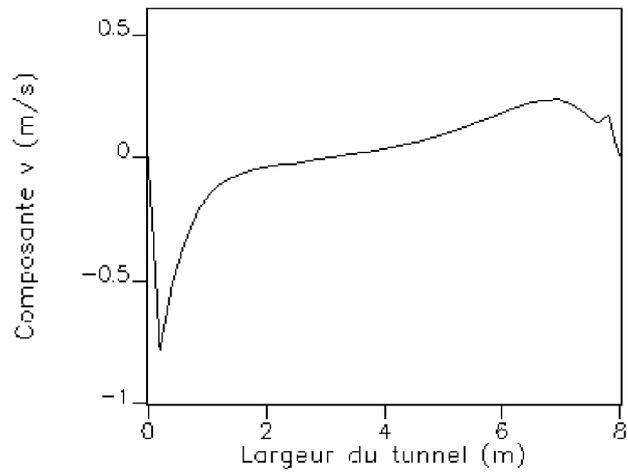


Figure (C.12) : Profil horizontale de la composante v de la vitesse d'air calculé à 1 m au dessus de la surface du sol.

II.1.2. Tunnel cultivé

a) Lignes de courant

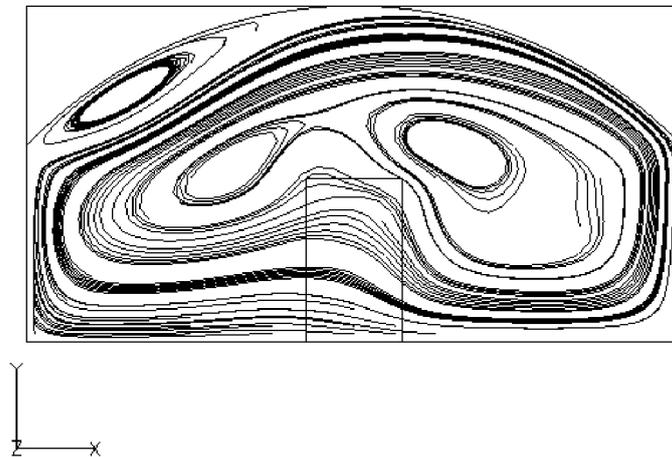


Figure (C.13) : Lignes de courant dans le tunnel (B), fermé et cultivé.

b) Profils de la vitesse d'air

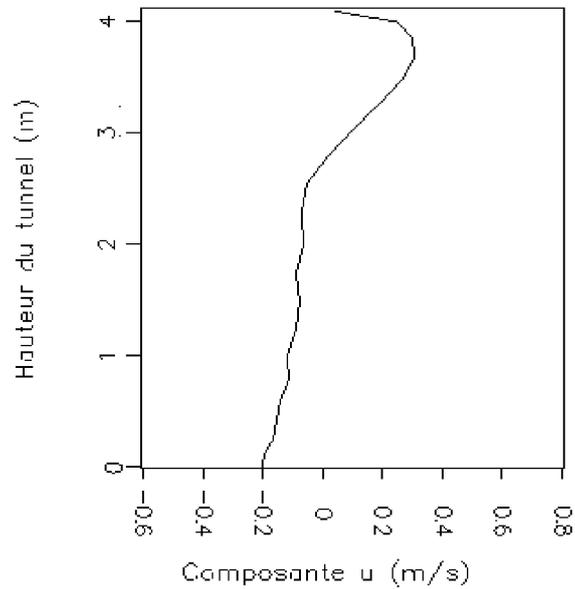


Figure (C.14) : Profil verticale de la composante u de la vitesse d'air calculé au milieu du tunnel.

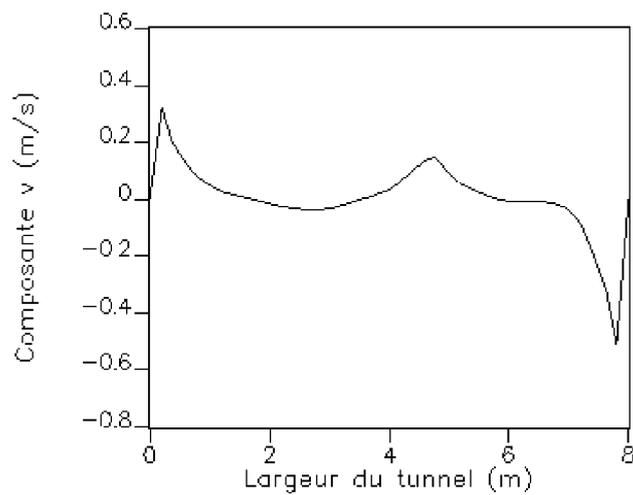


Figure (C.15) : Profil horizontale de la composante v de la vitesse d'air calculé à 1 m au dessus de la surface du sol.

II.2. Cas des tunnels ouverts

II.2.1. Tunnel vide

a) Lignes de courant

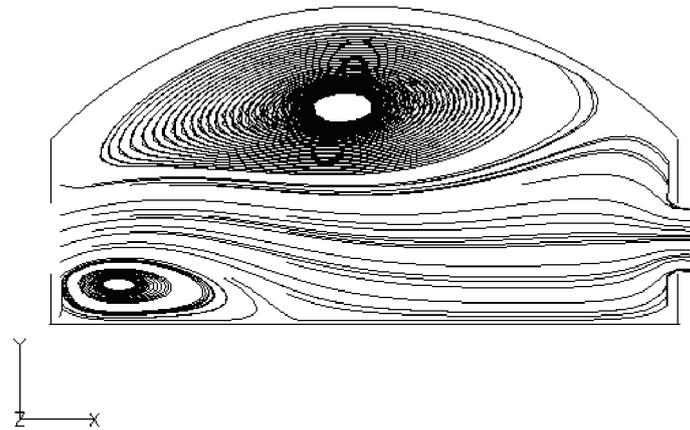


Figure (C.16) : Lignes de courant dans le tunnel (B), ouvert et vide.

b) Profils de la vitesse d'air

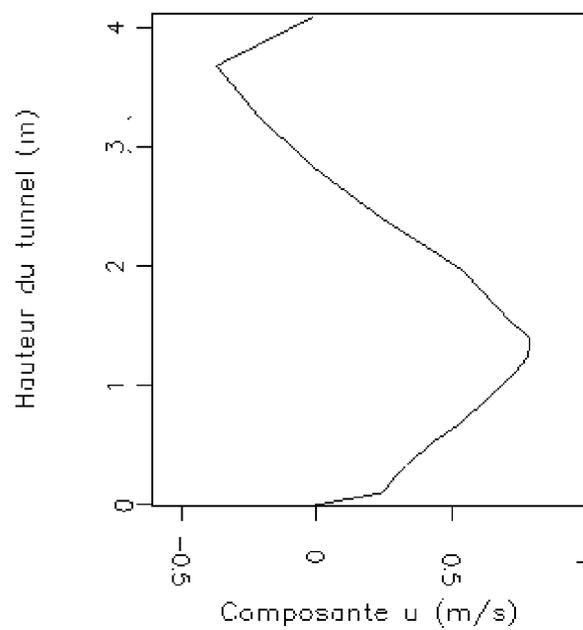


Figure (C.17) : Profil vertical de la composante u de la vitesse d'air calculé au milieu du tunnel.

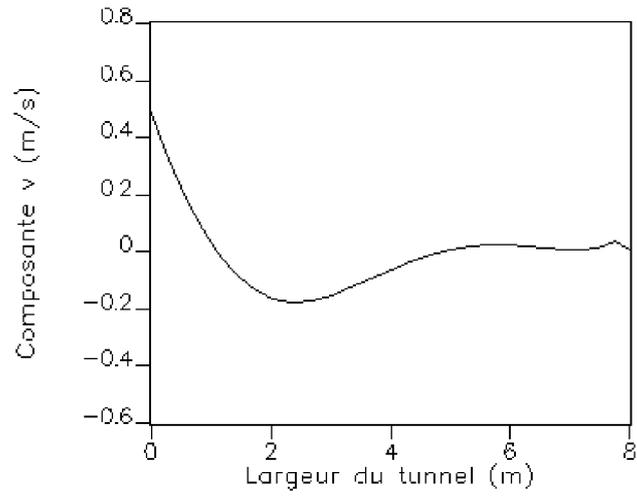


Figure (C.18) : Profil horizontale de la composante v de la vitesse d'air calculé à 1 m au dessus de la surface du sol.

II.2.2. Tunnel cultivé

a) Lignes de courant

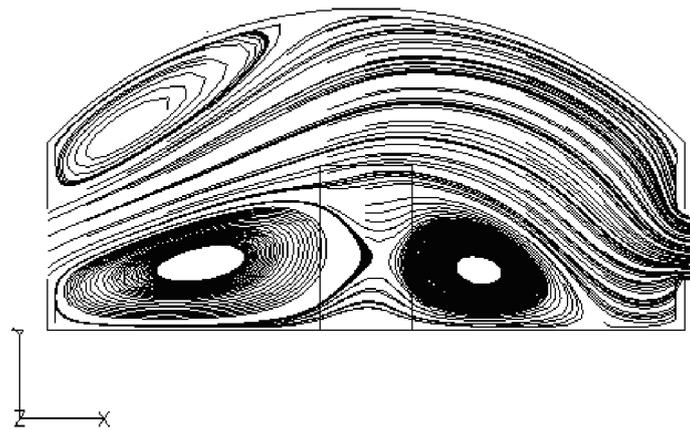


Figure (C.19) : Lignes de courant dans le tunnel (B), ouvert et cultivé.

b) Profils de la vitesse d'air

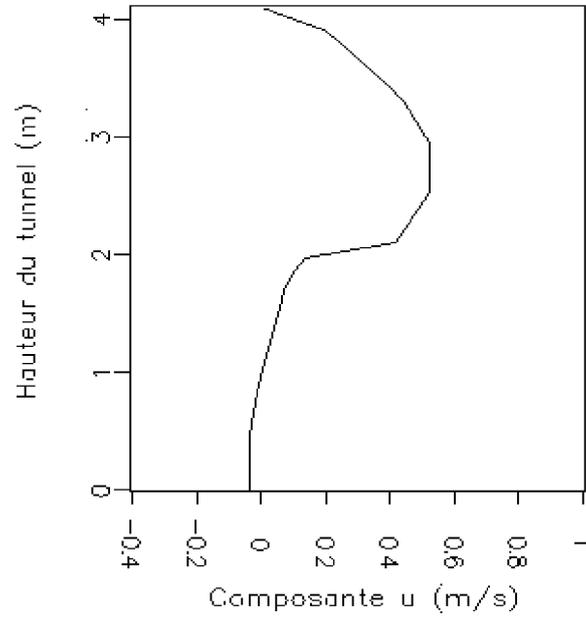


Figure (C.20) : Profil verticale de la composante u de la vitesse d'air calculé au milieu du tunnel.

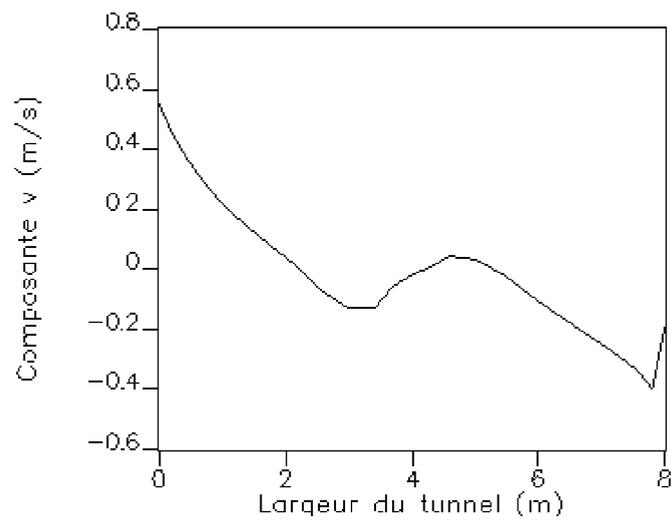


Figure (C.21) : Profil horizontale de la composante v de la vitesse d'air calculé à 1 m au dessus de la surface du sol.

Résumé :

La gestion du climat sous serres agricoles nécessite de comprendre mieux les phénomènes d'échange thermique et de masse mis en jeu dans l'agrosystème "serre". Ces phénomènes d'échange régissent le climat sous serres.

La convection est le mécanisme le plus important dans l'échange de chaleur à l'intérieur des serres. Elle est l'origine des mouvements d'air sous serres fermées et l'origine des échanges entre l'intérieur et l'extérieur sous serres ouvertes. Elle permet également d'abaisser la température interne en évacuant une grande part de l'énergie excédentaire à l'extérieur. Donc, les transferts convectifs jouent un rôle primordial dans la formation du climat interne.

Dans ce contexte, notre travail a porté sur l'étude de la convection dans deux types de serres tunnels, le tunnel de forme classique et celui de côtés verticaux. Ces types sont les plus généralisés dans les pays du bassin méditerranéen. Les deux modes de la convection, la convection naturelle due aux forces de flottabilité dans les serres fermées et la convection forcée par le vent dominante dans les serres ouvertes, ont été traités à l'aide d'une simulation numérique des écoulements d'air.

La simulation, est fondée sur l'utilisation d'un code de calcul de la mécanique des fluides (CFD) pour résoudre le système d'équations régissant les écoulements d'air sous serre. Ce code de calcul prend en compte l'effet dynamique de la végétation sur l'écoulement grâce à l'approche milieu poreux.

Finalement, les résultats de la simulation ont été donnés sous forme, des champs de température et de vitesse. Ces résultats ont été satisfaisants en les comparant à ceux de la littérature.

Mots clés: *serre tunnel, simulation, CFD, convection, aération, plante.*

Abstract:

The management of the climate in agricultural greenhouses requires to understand the phenomena of thermal and mass exchange put in the system. These phenomena of exchange govern the climate in greenhouses.

The convection is the most important mechanism in the exchange of heat inside the greenhouses. It is the origin of the airflows in closed greenhouses and the origin of the air exchange between the inside and outside of the greenhouses. It also allows lowering the internal temperature by the evacuation of a big part of the excess energy outside. Therefore, convective exchanges play a primordial role in the formation of the internal climate.

In this context, our work concerns the study of convection in two types of the tunnel greenhouse, the classic shape tunnel and the one of vertical sides. These types are the more generalized in the countries of the Mediterranean basin. The two kinds of the convection, the natural convection due to the buoyancy forces in the closed greenhouses and the convection forced by wind which dominates in the open greenhouses, have been treated with the help of a numeric simulation of the air flows.

This simulation has been based on the use of a computational fluid dynamics code (CFD) which takes in account the dynamic effect of vegetation on the airflow by using the porous medium approach.

Finally, the results of the simulation have been given as airflows and temperature patterns. These results were satisfactory while comparing them to those of the literature.

Key words: *tunnel greenhouse, simulation, CFD, convection, aeration, plant.*