

République Algérienne Démocratique et Populaire  
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche  
Scientifique

**Université de Batna -2-**

**Faculté de Technologie**

**Département de Génie Mécanique**



## **THÈSE**

**Présentée pour l'obtention du diplôme de**

**DOCTORAT en SCIENCES**

**Spécialité: Mécanique**

**Option: Energétique**

**Par**

**M. HAZEM Ahmed**

**Thème**

---

# **Méthodologie d'Optimisation Énergétique d'un Bâtiment Equipé d'une Double Façade Ventilée (D.F.V)**

---

Soutenue le .../...../.....

Devant le jury:

M. SIAMEUR Mohamed	Prof.	Université Batna -2-	Président
M. BOUGRIOU Cherif	Prof.	Université Batna -2-	Rapporteur
M. RAHAL Samir	Prof.	Université Batna -2-	Examineur
M. BRIMA Abdelhafid	Prof.	Université Biskra	Examineur
M. BELHAMRI Azzedine	Prof.	Université de Constantine -1-	Examineur
M. LARBI Salah	Prof.	Ecole Polytechnique Alger	Examineur

## **Remerciement**

*A l'issue de ce travail, mes remerciements vont tout premièrement à DIEU tout puissant pour la volonté, la santé et la patience qu'il m'a donné durant ces longues années d'études afin que je puisse arriver à ce stade.*

*Je tiens à remercier mon Directeur de thèse, BOUGRIOU Cherif, professeur à l'université de Batna 2, d'avoir dirigé ce travail me faisant ainsi bénéficié de son savoir et de son expérience. Merci pour le soutien, l'attention et le temps que vous m'avez accordé sans compter pour la réalisation de ce travail.*

*J'adresse mes remerciements à Monsieur SI AMEUR Mohammed, professeur à l'université de Batna 2 pour m'avoir fait l'honneur et le plaisir de présider mon jury.*

*Je tiens à exprimer toute ma gratitude envers Monsieur RAHAL Samir, professeur à l'université de Batna 2, Monsieur KHALDI Fouad, Professeur à Université de Batna 1, Monsieur BELHAMRI Azzedine, Professeur à l'université de Constantine 1 et Monsieur LARBI Salah, Professeur à l'Ecole Polytechnique Alger, pour avoir bien voulu juger ce travail et participer à cette commission et pour l'intérêt qu'ils ont porté à ce travail.*

*En fin, mes remerciements vont également à tous ceux et celles qui de près ou de loin m'ont apporté aide et encouragement, qu'ils trouvent ici l'expression de ma profonde gratitude.*

## Sommaire

Nomenclature .....	I
Liste des figures .....	IV
Liste des tableaux .....	VII

## Introduction générale

Introduction générale.....	1
----------------------------	---

## Chapitre I : Généralités sur les façades à double peau ventilées

Introduction .....	4
I.1. Description de la façade à double peau.....	4
I.1.1. Verre .....	5
I.1.2. Protection solaire .....	6
I.1.3. Canal d'air .....	7
I.2. Classification des configurations de la DSF .....	8
I.2.1. Type de ventilation .....	8
I.2.2. Mode de ventilation .....	9
I.3. Avantages et inconvénients des DSF .....	13
I.3.1. Avantages de la DSF .....	13
I.3.2. Inconvénients de la DSF : .....	14
I.4. Physique de la DSF .....	14
I.4.1. Rayonnement .....	15
I.4.2. Convection.....	17
I.4.3. Conduction.....	18
I.5. Etat de l'art sur les approches de modélisation de DSF .....	19
I.5.1. Approche analytique.....	19
I.5.2. Approche adimensionnelle .....	21
I.5.3. Approche réseau .....	22

I.5.4. Approche du volume de contrôle.....	27
I.5.5. Approche zonale .....	30
I.5.6. Approche CFD.....	31
I.5.7. Approche expérimentale.....	40

## **Chapitre II : Formulation mathématique**

Introduction .....	43
II.1. Etat de l'art .....	44
II.2. Mécanique des fluides .....	45
II.3. Equations générales .....	46
II.3.1 Equation de conservation de la masse.....	46
II.3.2. Equation de conservation de la quantité de mouvement .....	47
II.3. 3. Equation de conservation de l'énergie .....	48
II.4. Hypothèses simplificatrices .....	50
II.5. Ecoulement turbulent.....	51
II.5.1. Modélisation de la turbulence .....	51
II.5. 2. Approche statistique : le tenseur de Reynolds .....	52
II.5.3. Concept de viscosité turbulente.....	53
II.5.4. Classification des modèles de turbulence.....	54
II.5.5. Choix du modèle de turbulence.....	55
II.5.6. Présentation du modèle de fermeture à deux équations de transport ( $k$ - $\epsilon$ ) .....	56
II.5.7. Traitement près de la paroi.....	60
II.6. Transfert radiatif .....	63
II.6.1. Equation de Transfert Radiatif .....	64
II.6.2. Couplage de L'ETR et l'équation de l'énergie.....	68
Conclusion.....	69

## Chapitre III : Outils numériques et méthode de résolution

III.1 Introduction .....	70
III.2 Présentation de la géométrie .....	70
III.3 Méthode des volumes finis.....	72
III.4 Forme générale de l'équation différentielle .....	73
III.5 Discrétisation de l'équation générale de conservation .....	73
III.5.1 Génération du maillage .....	77
III.5.2 Etude de l'indépendance du maillage .....	80
III.6 Conditions aux limites.....	84
III.7 Modèle numérique radiatif .....	87
III.7.1 Choix du modèle numérique pour la résolution de l'ETR.....	88
III.7.2 Principe du modèle des OD .....	88
III.7.3 Discrétisation angulaire .....	89
III.7.4 Découpage du spectre solaire : Modèle Bi-Bande.....	90
III.7.5 Conditions aux limites radiatives.....	92
III.8 Méthode de résolution des équations linéaires.....	95
III.9 Critère de convergence et arrêt de calcul .....	96
III.10 Facteurs de sous-relaxation .....	96
III.11 Etude de la sensibilité du maillage « Exécution du GCI » :.....	97
III.11.1 Présentation du cas étudié.....	97
III.11.2 Evaluation du coefficient du transfert de chaleur convectif .....	99
III.11.3 Evaluation de la vitesse et la température.....	100
III.12 Etude de la sensibilité de l'espace angulaire.....	101
Conclusion.....	102

## **Chapitre IV: Résultats et Discussions**

IV.1 Introduction .....	104
IV.2 Vérification des résultats numériques .....	104
IV.3 Validation des résultats numériques.....	105
IV.4 Présentation du champ thermo-aéraulique .....	107
IV.4.1 Evolution des champs de vitesse et de température.....	107
IV.4.2 Evolution de la vitesse verticale et axiale.....	110
IV.4.3 Evolution de l'énergie cinétique et l'intensité turbulente.....	111
IV.4.4 Présentation du transfert radiatif.....	115
IV.5 Analyse de l'efficacité énergétique .....	119
IV.5.1 Efficacité d'isolation dynamique.....	119
IV.5.2. Objectif .....	120
IV.6. Résultats et discussions .....	121
IV.6.1. Evaluation des flux de chaleur pénétrant à travers la DSF.....	121
IV.6.2. Evaluation de l'efficacité de l'isolation dynamique .....	125
IV.6.3. Effet de l'émissivité du matériau.....	127
IV.6.4. Influence du débit .....	130
Conclusion.....	132

## **Conclusion Générale et Perspectives**

Conclusion générale .....	133
Bibliographie.....	135
Résumés .....	137

## Nomenclature

### Lettres latines

$a$ : Diffusivité thermique	( $m^2/s$ )
$C_f$ : Coefficient de frottement	(-)
$C_p$ : Capacité calorifique du fluide	( $J/kg.K$ )
$D_h$ : Diamètre Hydraulique	( $m$ )
$F_s$ : Facteur de sécurité	(-)
$f_d$ : Fraction diffuse	(-)
$g$ : Gravité	( $m/s^2$ )
$G_b$ : Production d'énergie cinétique due aux forces de flottabilité	( $Kg/m.s^3$ )
$G_k$ : Production d'énergie cinétique turbulente due au gradient de vitesse	( $Kg/m.s^3$ ).
$h$ : Coefficient d'échange convectif	( $W/m^2.K$ )
$H$ : Hauteur	( $m$ )
$I$ : Intensité turbulente	(%)
$I_\lambda$ : Luminance monochromatique	( $W/m^2.sr$ )
$I_\lambda^0$ : Luminance monochromatique du corps noir	( $W/m^2$ )
$k$ : Energie cinétique turbulente	( $m^2/s^2$ )
$\dot{m}_v$ : Débit massique	( $kg/s$ )
$n$ : Indice de réfraction	(-)
$P$ : Pression	( $Pa$ )
$Q$ : Flux de chaleur	( $W$ )
$R$ : Constante des gaz parfaits=8.314	( $J.mol^{-1}.K^{-1}$ )
$R_{sg}$ : Rayonnement solaire	( $W/m^2$ )
$S$ : Module du tenseur des taux de contraintes moyennes	( $s^{-1}$ )
$t$ : Temps	( $s$ )
$T$ : Température	( $K$ )
$u$ : Vitesse	( $m/s$ )
$U_\tau$ : Vitesse de frottement	( $m/s$ )
$y$ : Distance à la paroi	( $m$ )
$W$ : Largeur	( $m$ )

## Caractères grecs

$\alpha$ : Coefficient d'absorption	(-)
$\alpha_s$ : Altitude solaire	(°)
$\kappa_\lambda$ : Coefficient d'absorption spectral	(1/m)
$\beta$ : Coefficient d'expansion thermique	(1/K)
$\varepsilon$ : Emissivité	(-)
$\varepsilon$ : Dissipation de l'énergie cinétique	(m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> )
$\varepsilon_d$ : Efficacité d'isolation dynamique	(%)
$\theta$ : Angle d'incidence	(°)
$\lambda$ : Conductivité thermique	(W/m.K)
$\mu$ : Viscosité dynamique	(kg/m.s)
$\nu$ : Viscosité cinématique	(m <sup>2</sup> /s)
$\rho$ : Masse volumique	(kg/m <sup>3</sup> )
$\sigma$ : Constante de Stefan-Boltzmann=5.67*10 <sup>-8</sup>	(W/m <sup>2</sup> .K <sup>4</sup> )
$\Phi$ : Angle de profile	(°)
$\gamma$ : Angle azimutal de la paroi	(°)
$\Psi$ : Angle d'inclinaison des lamelles	(°)
$\bar{\tau}$ : Tenseur des contraintes visqueuses	(Kg/m.s <sup>2</sup> )

## Indices

abs : Absorbé
amb : Ambiante
air-slat : Air-lamelle
Cond : Conduction
Conv : Convection
dif : Diffus
dir : Direct
eff : Effectif
em : Emis
ext : Extérieur
f : Fluide
i, j : Direction suivant X et Y
int : Intérieur



max : maximum

min : minimum

op : Opérateur

p : Paroi

rad : Radiation

Réf : Réfléchi

sol : Solaire

t : Turbulent

tot : Total

0 : Référence

### **Abréviation**

CLO : Courte Longueur d'Ondes

CFD : Computational Fluid Dynamics

CVCA : Chauffage, Ventilation et Conditionnement d'Air

DSF : Double Skin Façade

ETR : Equation du Transfert Radiatif

GCI : Grid Convergence Index

GLO : Grandes Longueur d'Ondes

IR : Infra-Rouge

OD : Ordonnée Discret

VC : Volume de contrôle

VF : Volumes Finis

### **Nombre adimensionnel**

$G_r$  : Nombre de Grashof

$Pr$  : Nombre de Prandtl

$Re$  : Nombre de Reynolds

$Ri$  : Nombre de Richardson

## Liste des figures

Figure I.1 : Façade à double peau	5
Figure I.2 Protections solaires type vénitien	6
Figure I.3 : Protections solaires dotées des panneaux photovoltaïques (PV)	7
Figure I.4 : Différents modes de ventilation	9
Figure I.5 : Façade de type boîte (Box window)	11
Figure I.6 : Façade de type conduite « Shaft window »	11
Figure I.7 : Façade de de type tunnel	12
Figure I.8 : Façade multi-étage	13
Figure I.9 : Différents échanges thermiques	15
Figure I.10 : Spectre électromagnétique	15
Figure I.11 : Illustration de la de réflexion	17
Figure I.12 : Contrôle optimal de la DSF	21
Figure I.13 : Approche du réseau de débit d'air appliqué à une façade ventilée	23
Figure I.14 : Approche du réseau, Stec et al. [21]	23
Figure I.15 : Utilisation des plantes comme des protections dans une DSF	24
Figure I.16 : Modèle réseau couplé avec TAS	25
Figure I.17 : Approche du volume de contrôle pour le canal d'air de la DSF	28
Figure I.18 : Volume de contrôle défini par Saelens [20]	29
Figure I.19 : Modélisation de la DSF par l'approche zonale	31
Figure I.20 : Exemple d'une DSF, modélisée par l'approche CFD, Darkwa et al. [56]	34
Figure I.21 : Cellule de tests de Cook et al. [61]	37
Figure I.22 : Simulation de la protection solaire à un milieu poreux, Safer et al [48]	39
Figure I.23 : Emplacement des thermocouples pour une DSF, Corgnati et al. [68]	41
Figure II.1 : Représentation de la luminance monochromatique	62
Figure II.2 : Variation de la luminance dans un élément de volume	63

Figure II.3 : Quantités radiatives participant au transfert radiatif local	65
Figure III.1 : Géométrie de la DSF équipée d'une protection solaire de type vénitienne	67
Figure III.2 : Exemple de maillage d'une ligne dans Gambit	74
Figure III.3 : Procédure de maillage d'une ligne	75
Figure III.4 : Maillage de la DSF	76
Figure III.5 : Conditions aux limites	81
Figure III.6 : Pixelation de l'angle de contrôle	87
Figure III.7 : Echange radiatif dans une paroi opaque	89
Figure III.8 : Rayonnement réfléchi et transmis par une surface	91
Figure III.9 : Gestionnaire de convergence	92
Figure III.10 : Etude de l'indépendance de l'espace angulaire	98
Figure IV.1 : Evolution de $Y^+$	100
Figure IV.2 : Evolution de la vitesse	101
Figure IV.3 : Evolution de la température	101
Figure IV.4 : Comparaison des coefficients du transfert convectif	101
Figure IV.5.a : Contours de température	103
Figure IV.5.b : Contours de vitesse	103
Figure IV.6 : Profil de vitesse côtés gauche et droit du canal	104
Figure IV.7 : Variation de la température au sein de la DSF	104
Figure IV.8 : Contours des vitesses axiales et verticales	105
Figure IV.9 : Ligne de courant pour la vitesse verticale	106
Figure IV.10 : Profil de vitesse axiale	106
Figure IV.11 : Contour de l'énergie cinétique turbulente	107
Figure IV.12.a : Contour de l'intensité turbulente	107
Figure IV.12.b : Profil de l'intensité turbulente	108

Figure IV.13.a : Contour de la production d'énergie cinétique turbulente due au gradient de vitesse moyenne	109
Figure IV.13.b : Contour de la production d'énergie cinétique turbulente due aux forces de la flottabilité	109
Figure IV.14 : Quantités radiatives échangées par les lamelles	110
Figure IV.15 : Distribution du flux radiatif absorbé et réfléchi	111
Figure IV.16 : Distribution du flux radiatif net	112
Figure IV.17 : Flux radiatif transmis à l'intérieur, CLO	113
Figure IV.18 : Flux radiatif transmis à l'intérieur, GLO	113
Figure IV.19 : Schéma représentatif des échanges thermiques entre les différents composants de la DSF	114
Figure IV.20 : Rayonnement solaire direct, rayonnement de grande longueur d'onde et le flux convectif pénétrant à l'intérieur	117
Figure IV.21 : Comparaison entre le flux solaire direct ( $Q_{sol}$ ) et le flux dû aux grandes longueurs d'ondes ( $Q_{Glo}$ )	118
Figure IV.22 : Rayonnement solaire incident sur le vitrage extérieur	119
Figure IV.23 : Variation de l'efficacité d'isolation dynamique ( $\epsilon_d$ )	120
Figure IV.24 : Angles de profils limites	122
Figure IV.25 : Variation des trois flux ( $Q_{sol}$ , $Q_{Glo}$ et $Q_{Conv}$ ) pénétrant à l'intérieur en fonction de l'émissivité	122
Figure IV.26 : Variation du flux absorbé par les lamelles en fonction de l'émissivité	123
Figure IV.27 : Variation de la température des lamelles en fonction de l'émissivité	123
Figure IV.28 : Effet du débit massique sur les deux flux ( $Q_{Glo}$ et $Q_{conv}$ )	124
Figure IV.29 : Effet du débit massique sur l'efficacité d'isolation dynamique ( $\epsilon_d$ )	125
Figure IV.30 : Variation de la température des lamelles et de l'air à la sortie	125

## Liste des tableaux

Tableau I.1 : Nombres adimensionnels obtenus par Balocco et al. [17-18]	21
Tableau III.1 : Dimensions géométriques de la DSF	68
Tableau III.2 : Description des différents termes de l'équation de convection-diffusion	70
Tableau III.3 : Facteur de sous-relaxation	93
Tableau III.4 : Conditions aux limites pour le calcul du GCI, Safer et al [48]	94
Tableau III.5 : Propriétés des matériaux	95
Tableau III.6 : Calcul du GCI pour le coefficient d'échange convectif	96
Tableau III.7 : Calcul du GCI pour la vitesse et la température au centre du canal	97
Tableau III.8 : Discrétisation angulaire	98

## **Introduction générale**

Les grandes façades vitrées sont des éléments importants dans la construction des bâtiments, utilisées habituellement comme valeur esthétique. L'utilisation du vitrage est principalement destinée pour l'amélioration de l'éclairage naturel, afin d'assurer et de maîtriser le confort visuel. Néanmoins, le rayonnement solaire incident sur les vitrages extérieurs engendre une augmentation importante de la température de l'air, qui pénètre vers le milieu intérieur à travers des ouvertures. Ce rayonnement solaire est transmis aussi par les parois transparentes, ce qui ajoute des gains de chaleur. En absence du rayonnement solaire, les surfaces vitrées sont des sources pour des pertes de chaleur importantes. Dans les deux situations, les surfaces vitrées sont des éléments-clés pour la maîtrise de l'énergie totale utilisée pour le chauffage ou le refroidissement des bâtiments.

Pratiquement, lorsqu'il y a accumulation progressive de chaleur à l'intérieur du bâtiment qui n'est pas réduite, on dit que le bâtiment est en surchauffe. Dans les climats chauds, le risque de surchauffe peut se produire pendant toute l'année et il est souvent abordé par une installation de refroidissement, ce qui entraîne des coûts de fonctionnement supplémentaires et une consommation d'énergie, et une augmentation des émissions de carbone.

Les surfaces vitrées des bâtiments engendrent plusieurs inconvénients : des températures excessives en été et des pertes de chaleurs considérables en hiver. Par ailleurs les surfaces vitrées chaudes ou froides peuvent induire des effets de radiation asymétrique qui engendrent l'inconfort thermique de l'occupant.

Dans ce contexte, les façades à double peau (DSF) est une nouvelle technique de construction. Ce type de façades offrent une apparence transparente et moderne et assurent un confort visuel et thermique au sein des bâtiments en réduisant les consommations énergétiques. Généralement ce type de façade est équipé d'un canal d'air ventilé et d'une protection solaire, de type vénitien.

La ventilation du canal fonctionne d'une façon à réduire les problèmes des gains de chaleur indésirables pendant la saison estivale, et de limiter les pertes de chaleur pendant la saison hivernale. Le rôle de la protection solaire est d'assurer un confort thermique dû au rayonnement solaire.

En principe la DSF, d'un bâtiment agit comme un «filtre» entre l'environnement intérieur et extérieur, ce qui rend l'importance de la DSF comme un aspect clé pour la réduction de la consommation globale d'énergie. Bien qu'une mauvaise conception de ces façades engendre des grands problèmes sur la consommation d'énergie.

L'objectif principal de notre travail est l'élaboration d'une méthodologie capable, d'optimiser le comportement thermo-aéroulrique de ce type de façades, dans un immeuble de bureaux situé dans un climat chaud. Alors la connaissance des différents phénomènes physiques au sein de ces systèmes est nécessaire.

Cependant, la présence des protections solaires, la géométrie du bâtiment, la sélection des matériaux et la complexité des processus thermiques, due aux différents phénomènes physiques, tels que le rayonnement infrarouges (grandes longueurs d'ondes), le rayonnement solaire (courtes longueurs d'ondes), la convection et la conduction, rendent le comportement thermo-aéroulrique de la DSF complexe et exigent des études performantes, en particulier lorsqu'elles sont appliquées à des bâtiments naturellement ventilés dans des climats chauds.

Le présent travail est une étude paramétrique basée sur un ensemble de simulations du comportement thermo-aéroulrique de la DSF, exécutées par le code CFD FLUENT 6.3. On s'intéresse au type du matériau de la protection solaire, à l'angle d'inclinaison et aux conditions climatiques (température ambiante et rayonnement solaire).

## **Structure du rapport**

Dans cette thèse on a procédé comme suit :

Dans le premier chapitre nous présentons brièvement, l'historique et les différents types de façades ventilées. Ensuite une présentation des différents composants de ce type de façades, commençant par le verre et ces différents types existent, la protection solaire et les différents modes de ventilation du canal qui ont été décrit par la suite. Un état de l'art sur les approches de modélisation de la DSF et les différents modes du transfert de chaleur de la DSF sont abordés dans la dernière partie de ce chapitre.

Le deuxième chapitre est consacré à la présentation du modèle mathématique. Dans ce chapitre les équations de continuité, des quantités de mouvement, de l'énergie, du modèle de fermeture, ainsi que le traitement près de la paroi sont décrits en détail. L'équation du transfert radiatif, (ETR), et la méthode des ordonnées discrète sont abordée aussi dans cette partie.

Dans le troisième chapitre on expose la méthode de résolution et la démarche générale qu'on a adoptée pour exécuter le problème en cours par le code CFD FLUENT 6.3. L'indépendance du maillage est présentée à l'aide de la méthode de l'indice de convergence de maillage, en anglais : « Grid Convergence Index ».

Les résultats de cette étude sont présentés dans le quatrième chapitre. Nous commençons par une présentation de la vérification du modèle numérique et la validation des résultats des simulations exécutées par le code CFD FLUENT 6.3. Dans la deuxième partie de ce chapitre nous exposons le comportement thermo-aéroulque de la DSF.

Le champ de vitesse et de température, les paramètres de turbulence et l'échange radiatif entre les différents composants de la DSF sont discutées en détail. Une étude paramétrique basée sur la définition de l'efficacité de l'isolation dynamique et l'adaptation de l'approche CFD est présentée dans ce chapitre. L'évolution des différents flux radiatifs et le coefficient du transfert de chaleur convectif sont abordés dans la dernière partie.

Une conclusion générale sur les principaux résultats obtenus par le présent travail et les perspectives recommandées pour les futures études, sont réservés dans la dernière partie de cette thèse.



**Chapitre I**

**Généralités sur les façades à**

**double peau ventilées**

## **Introduction**

Actuellement, une façade est un outil indispensable dans l'architecture moderne. Les experts du domaine, visent à travers l'utilisation des façades à montrer l'esthétique d'un projet, améliorer l'environnement intérieur, particulièrement l'effet acoustique dans les bâtiments situés dans des zones de bruit, bénéficier de la lumière naturelle, réduire la consommation d'énergie pendant la phase d'occupation, et même, produire de l'électricité (conversion de l'énergie solaire).

Cependant, satisfait tous ces contraintes, dans un seul projet de construction, rendront les façades des systèmes complexes, cela a encouragé les spécialistes du domaine à chercher des moyens pour exploiter les techniques et les systèmes nécessaires.

Les façades à double peau ventilée et les protections solaires sont parmi les solutions les plus utilisées ces dernières années. Les façades à double peau, en anglais « Double Skin Façade, DSF », sont largement utilisées dans les bâtiments commerciaux, elles possèdent le potentiel de réduire la charge de refroidissement et la consommation annuelle d'énergie d'une construction.

Dans les régions caractérisées par un été chaud et un hiver froid, la ventilation naturelle d'une DSF avec des protections solaires de type vénitien, est le type le plus commun, en raison de la stratégie de contrôle simple et les bonnes performances énergétiques, comparativement à une DSF ventilée mécaniquement.

Bien que le concept de la DSF ne soit pas nouveau, elles sont souvent influencées par l'esthétique ce qui rend leur conception très variable, par conséquent, la classification et les paramètres de conception sont très importants. La complexité et la capacité d'adaptation aux différentes conditions climatiques, nécessite une analyse plus approfondie, afin de définir le design et la gestion convenable de ce type de façades.

### **I.1. Description de la façade à double peau**

La façade à double peau, est un type spécial de l'enveloppe extérieur du bâtiment, où une seconde peau, généralement un vitrage transparent, est placé à l'avant de la façade, figure I.1. L'espace d'air entre les deux peaux (vitrage), appelé le canal, avec une hauteur minimale d'un étage et une hauteur maximale de plusieurs étages et une largeur peut être assez importante (0.1 à 2.0 m), Harrison et al. [1].

Dans le canal, un dispositif de protection solaire tel que les stores vénitiens est souvent utilisé pour améliorer les performances de la DSF, Figure I.1.b.

La distinction principale entre une DSF et une unité de vitrage multiple, intégrant ou non une protection solaire dans la cavité, réside dans la possibilité d'une ventilation contrôlée de la DSF, Park [2].

Dans les constructions traditionnelles le contrôle effectif du rayonnement solaire est assuré habituellement par des protections extérieures, une procédure qu'est en générale difficile en raison de l'interaction entre le climat et l'équipement (la protection).

Cependant, dans le cas de la DSF, le vitrage externe, créant ainsi une deuxième peau, permet de résoudre cette difficulté. Cette enveloppe à double peau permet également l'ouverture de la fenêtre intérieure et à procéder à la ventilation naturelle de l'espace occupé.



(a). Sans protection solaire



(b). Avec protection solaire.

Figure I.1 : Façade à double peau, Harrison et al. [1].

### **I.1.1. Verre**

La peau extérieure de la DSF, peut-être entièrement vitrée. On place dans la plupart du temps, un verre, qui est généralement un verre simple trempé et à haute résistance. Il est maintenu par des supports en métal qui sont reliés à la construction de la structure.

La peau intérieure de la DSF, est habituellement une cellule à double vitrage, avec un verre simple à basse émissivité. Dans la majorité des projets réalisés, cette peau n'est pas complètement vitrée. L'espace de la cellule à double vitrage est rempli d'air, de l'argon ou du

krypton. Le revêtement à basse émissivité sur le verre intérieur, réduit les gains de chaleur radiatifs à l'intérieur.

Poirazis et al [3], ont comparé quatre cas de façades à double peau pour différents types de verres, ils conseillent qu'un verre clair de 8 mm pour le vitrage extérieur et un verre de 4 mm pour le vitrage intérieur, suffisent pour garantir un bon facteur de transmission « U-factor ». Cependant, seul le mode de ventilation est capable de définir le choix du type de vitrage intérieur et extérieur. Dans la plupart du temps les deux vitrages sont différents, Poirazis [4].

Dans le cas où la ventilation de l'air du canal est orientée vers l'extérieur, le vitrage intérieur est une cellule de double vitrage et le vitrage extérieur est un verre simple, pour le cas de la ventilation intérieur, habituellement le verre simple est placé sur le côté intérieur et un double vitrage sur le côté extérieur.

### **I.1.2. Protection solaire**

Pour les façades traditionnelles, la protection solaire située soit à l'extérieur soit à l'intérieur du local. Alors, dans le cas d'une DSF et les grandes façades ventilées la protection peut être facilement située dans la cavité entre les deux verres de la façade.

Les caractéristiques de la protection solaire, tel que les propriétés du matériau (optiques et thermo-physiques), les dimensions, les formes géométriques et la position dans le canal, influent le comportement physique de la DSF. Donc, la sélection de la protection solaire doit être prise après la combinaison appropriée entre le choix du vitrage, la géométrie de la cavité et la stratégie de la ventilation, Poirazis [4].

Les protections solaires rencontrées dans la conception de la DSF, sont généralement de type, store vénitien, Figure I.2, store enroulable ou store plissé. Un store vénitien se définit par un système de lamelles fines horizontales, reliées par des cordons et dont l'inclinaison peut être adaptée, ce qui permet de contrôler le rayonnement solaire pénétrant à l'environnement intérieur. Un store enroulable est constitué d'un rouleau sur lequel s'enroule la toile qui se déroule parallèlement à la vitre et un store plissé se compose d'une toile fine, souvent translucide qui se replie verticalement grâce à un cordon de tirage. Les stores enroulables et les stores plissés sont rarement utilisés pour les DSF.



Figure I.2 : Protections solaires type vénitien, Poirazis [4].

Finalement, on peut rencontrer aussi, des protections solaires de types panneaux photovoltaïques (PV), Figure I.3. Ce type de protection protège les espaces intérieurs des rayons solaires indésirables et produits de l'énergie électrique en même temps, Bruneau [5], Fossa et al. [6] et Menezo et al. [7].

### I.1.3. Canal d'air

La conception appropriée du canal d'air est cruciale pour la conception de la DSF, puisque le comportement thermo-aéraulique de la DSF, est exploité en fonction de l'épaisseur du canal, de sa hauteur et du type de ventilation. Le canal peut être étroit avec une épaisseur variée de 0.1m jusqu'à 0.2m.

Ce type de canal est très utilisé, généralement la ventilation naturelle est suffisante. Le canal est considéré large pour une épaisseur de 0.2m jusqu'à 2m, dans ce cas, l'accès à l'intérieur de la DSF est possible pour l'entretien par exemple.

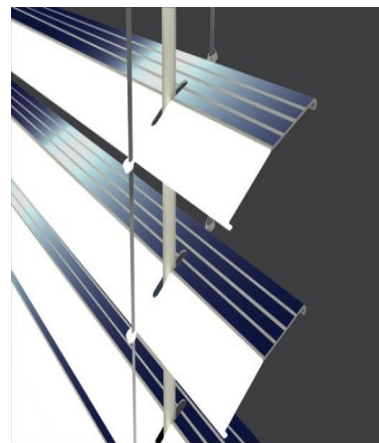


Figure I.3 : Protections solaires dotées des panneaux photovoltaïques (PV), Fossa et al. [6].

Le taux de ventilation augmente également avec la largeur du canal jusqu'à un certain point et il est à peu près constant avec la largeur de la cavité, pour le cas des façades multi-étages. Par conséquent, il existe un optimum pour la largeur du canal, dans lequel le débit de la ventilation atteint la valeur maximale, Gan. [8].

## **I.2. Classification des configurations de la DSF**

La classification de la DSF, est utile pour la sélection de la façade dans cette étude. Trois caractéristiques identifient les types de façades à double peau. Celles-ci sont basées sur les caractéristiques géométriques ainsi que le mode et le type de ventilation, Arons et al [9] et Saelens [10] :

- Le type de ventilation,
- Le mode de ventilation.
- Le partitionnement de la façade.

### **I.2.1. Type de ventilation**

Cela concerne la ventilation de l'air située entre les deux façades vitrées, (verre extérieur et intérieur), qui peut comprendre trois types, Loncour et al. [11] :

#### **I.2.1.1. Ventilation naturelle**

La différence entre la pression créée par l'effet de cheminée et l'effet du vent, est la principale force motrice de la ventilation naturelle. Le contact de l'air froid à l'entrée du canal avec l'air chaud engendre une différence de pression et de densité ce qui permet à l'air de déplacer le long du canal. Pour ce type de ventilation et dans le cas de la DSF, l'air peut injecter dans les locaux pour des raisons de chauffage, ou bien il sera évacué (aspiré), vers le milieu extérieur afin d'éviter la surchauffe du canal. La ventilation naturelle est préférée pour des immeubles à plusieurs étages séparés, cas des bureaux, ceci permet facilement le déplacement de l'air entre les ouvertures de l'étage.

#### **I.2.1.2. Ventilation mécanique**

Un ventilateur mécanique est responsable du débit qui traverse le canal de la DSF dans le cas de la ventilation mécanique. Les dimensions et les positions des entrées et des sorties de l'air du canal influent directement sur le comportement et la structure de l'écoulement ce qui

engendre des perturbations sur le champ thermique. L'avantage de ce type de ventilation réside dans les débits élevés, ce qui engendre des économies thermiques plus élevées.

### I.2.1.3. Ventilation hybride

La ventilation hybride est un compromis contrôlé entre la ventilation naturelle et mécanique. En ventilation hybride, la ventilation naturelle est généralement utilisée, la ventilation mécanique ne se déclenche que lorsque les forces motrices de la ventilation naturelle deviennent insuffisantes et atteignent les performances souhaitées.

### I.2.2. Mode de ventilation

Le mode de ventilation du canal fait référence à l'origine et à la destination de l'air circulant entre le verre et la protection solaire. Le mode de ventilation est indépendant du type de ventilation. À un instant donné, une façade à double peau est caractérisée par un seul mode de ventilation. Cependant, une façade peut adopter plusieurs modes de ventilation à différents moments selon certains composants intégrés, (par exemple en cas de présence d'ouvrants orientables). L'écoulement de l'air du canal se fait entre deux ouvertures, une en partie basse, et l'autre en partie haute, Figure I.4. Les ouvertures basses et hautes peuvent alors s'orienter vers l'intérieur (c'est-à-dire vers le bâtiment) ou l'extérieur, définissant ainsi 4 principaux modes de ventilation :

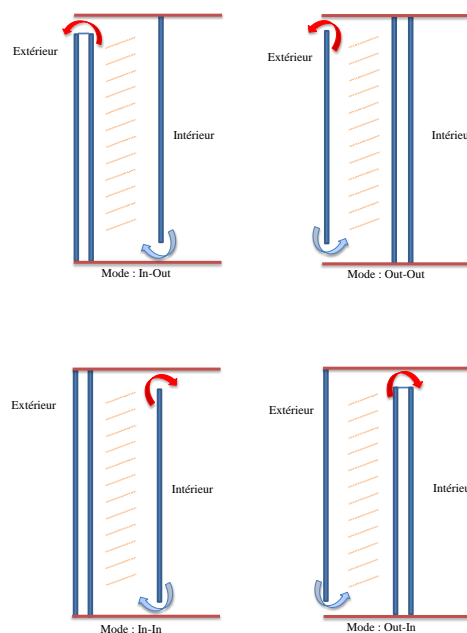


Figure I.4 : Différents modes de ventilation, Loncour et al. [11] .

### **I.2.2.1. Le mode Out-Out (Rideau d'air extérieur)**

Dans ce mode de ventilation, l'air introduit entre la protection et le verre provient de l'extérieur et est directement rejeté vers l'extérieur. La ventilation d'espace entre la protection et le verre forme de ce fait un rideau d'air enveloppant la façade extérieure.

### **I.2.2.2. Le mode In-In (Rideau d'air intérieur)**

L'air provient de l'intérieur du local est repris vers l'intérieur du local, la ventilation entre la protection et le verre forme de ce fait un rideau d'air enveloppant la façade intérieure.

### **I.2.2.3. Le mode Out-In (Alimentation en air)**

La ventilation de la façade est réalisée avec de l'air extérieur. Cet air est ensuite amené vers l'intérieur du local ou dans le système de ventilation. La ventilation de la façade permet ainsi d'alimenter le bâtiment en air.

### **I.2.2.4. Le mode In-Out (Evacuation de l'air)**

L'air provient de l'intérieur du local est évacué vers l'extérieur. La ventilation de la façade permet ainsi d'évacuer l'air du bâtiment.

## **I.2.3. Partitionnement de la façade**

Sur la base de la géométrie de la façade (la largeur des ouvertures, la hauteur et la largeur du canal, Oesterle et al. [12], classent la DSF en fonction de distinction de la cavité, en quatre groupes suivants : fenêtre boîte, fenêtre de type conduite, façade **de type tunnel** et façade à multi-étages.

### **I.2.3.1. Façade de type boîte (Box window)**

Dans cette catégorie, l'enveloppe de la façade est entièrement transparente, le canal d'air est divisé horizontalement et verticalement et chaque fenêtre constitue des petits modules indépendants, avec une largeur de 10 cm, Figure I.5. Ce type de fenêtre est très répandu dans les zones avec des niveaux sonores externes élevées et des exigences particulières relatives à l'isolation sonore, entre les pièces adjacentes. Cette forme est le seul type qui fournit la fonction d'une DSF avec un moyen classique d'ouverture, Oesterle et al. [12].



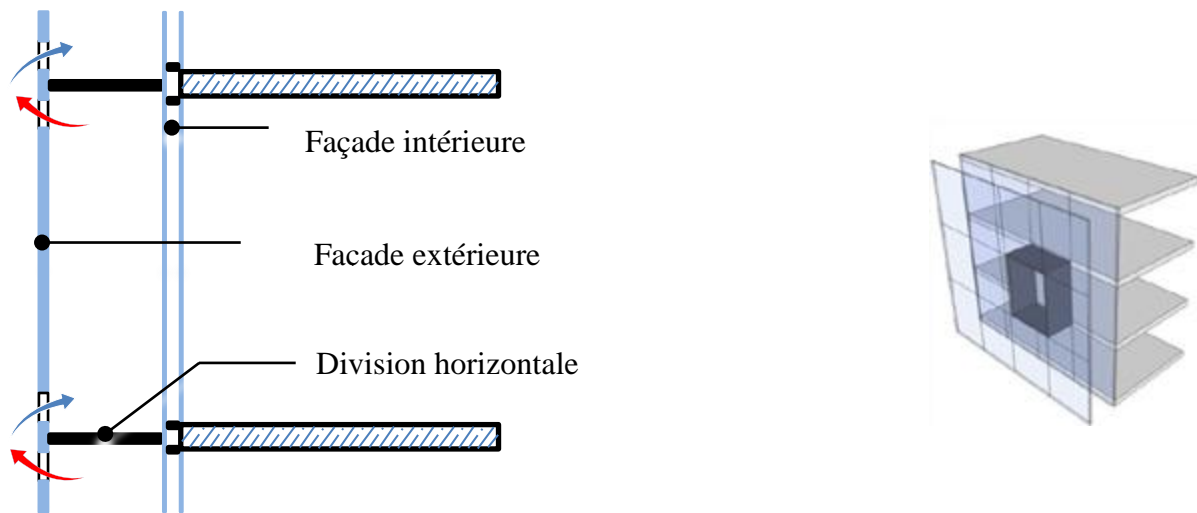


Figure I.5 : Façade de type boîte (Box window), Oesterle et al. [12].

### I.2.3.2. Façade de type conduite (Shaft window)

Dans ce cas, un ensemble d'éléments de boîte « box-window », sont placés sur la façade afin de former un conduit vertical continu, qui s'étend le long de plusieurs étages pour créer un effet de cheminée, Figure I.6. Après chaque étage, les **façades de type conduite**, « Shaft window », sont liées avec les « Box window » adjacentes par une ouverture. Par effet de cheminé, l'air est aspiré. On peut utiliser aussi un ventilateur. Dans le cas de la ventilation naturelle, ce type est très similaires « Box window ».

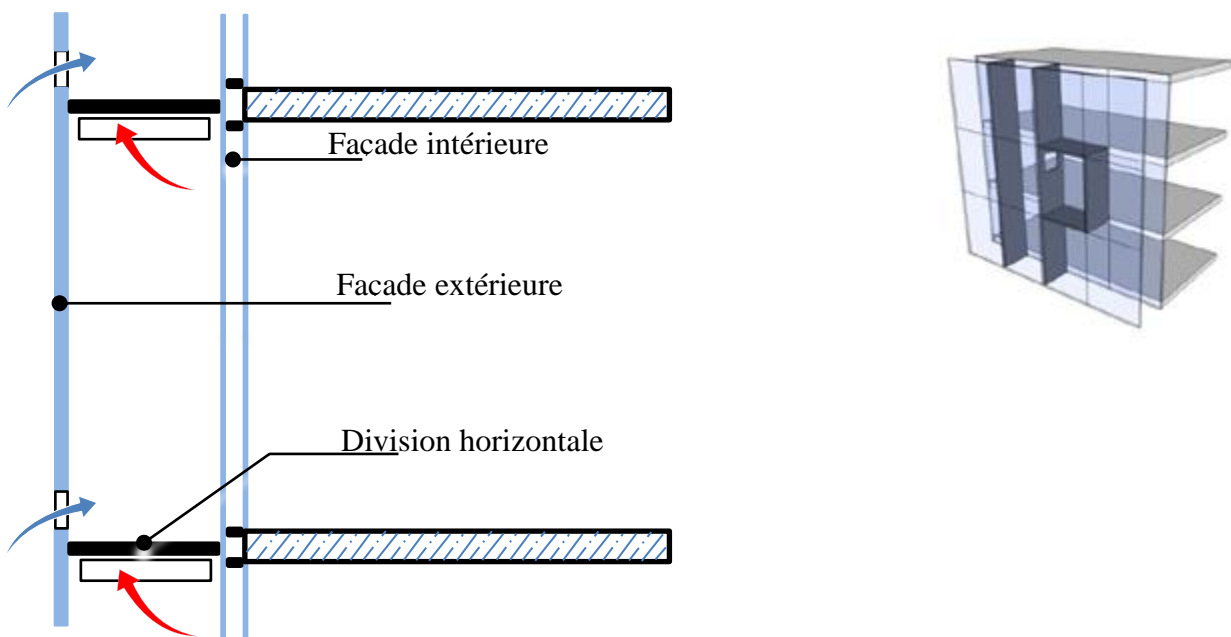


Figure I.6 : Façade de type conduite « Shaft window », Oesterle et al. [12].

### I.2.3.3. Façade de type tunnel « corridor »

Les façades de type tunnel « corridor », figure I.7, sont caractérisées par une large cavité, divisée horizontalement dans chaque étage, pour des raisons de protection contre les incendies ou pour des besoins spécifiques de ventilation. Bien que la cavité est partitionnée au niveau de chaque étage (les cavités de chaque étage sont indépendantes les unes des autres), il ne se limite pas à la verticale et s'étend généralement à travers plusieurs bureaux ou même un étage entier.

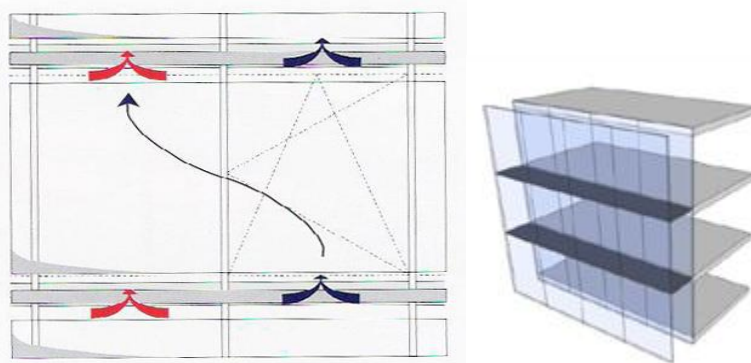


Figure I.7 : Façade de type tunnel, Oesterle et al. [12].

### I.2.3.4. Façade multi-étage

Dans ce cas, la DSF, la cavité se raccorde verticalement et horizontalement par un certain nombre de pièces, Figure I.8. La ventilation est assurée par l'intermédiaire de grandes ouvertures à proximité du rez-de-chaussée et du toit. La chambre qui est juste derrière la DSF doit être ventilée mécaniquement, Oesterle et al. [12].

Pour les conditions hivernales, la cavité peut être fermée en haut et en bas pour profiter de l'effet de serre créé dans la cavité. En été, la cavité est maintenue ouverte pour éviter la surchauffe. Les façades multi-étages, sont recommandées lorsque les niveaux de bruit externes sont élevés.

Cependant, les niveaux sonores élevés qui se produisent dans l'espace intermédiaire dans ce type de façade sont des problématiques. L'autre problème d'une telle façade est lié à la protection contre les incendies, puisque toutes les pièces sont liées. Un autre problème avec ce type de DSF est l'inconfort thermique dans l'étage supérieur.

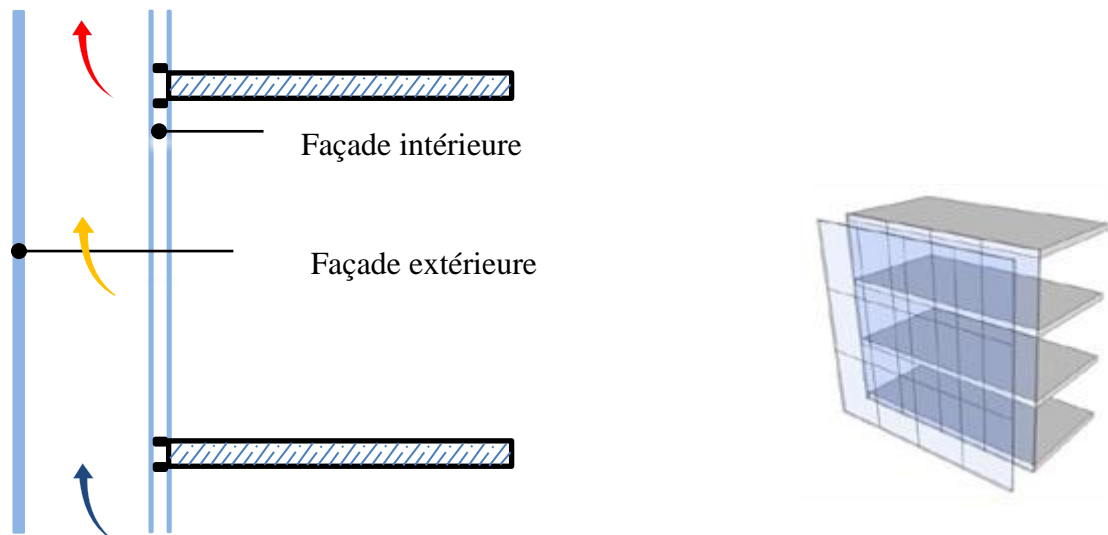


Figure I.8 : Façade multi-étage, Oesterle et al. [12].

### I.3. Avantages et inconvénients des DSF

La plupart des travaux portant sur l'étude des performances de la DSF, confirment que les principaux avantages de ce système sont l'isolation thermique et l'acoustique. La comparaison entre les principaux avantages assurés par une DSF et une simple façade peut être résumée comme suit :

#### I.3.1. Avantages de la DSF

- Bien que, le coût de la construction de la DSF soit plus élevé, il peut être compensé par la réduction des coûts de fonctionnement, Harrison et al. [1].
- La propriété la plus remarquable d'une DSF, est l'amélioration de l'isolation acoustique. Le niveau d'isolation acoustique dépend des ouvertures dans la face externe, Bruneau et al. [5].
- La plupart des travaux de la littérature sont d'accord sur l'amélioration de l'isolation thermique, surtout en hiver, en raison de la face supplémentaire et la zone tampon, ce qui produit une réduction des pertes de chaleur, (amélioration du coefficient globale du transfert de chaleur,  $U$ ), Poirazis et al. [4].
- L'effet de cheminée créé par la façade, pendant l'exposition au soleil, permet le mouvement et l'évacuation de l'air du canal. Lorsque la ventilation naturelle est souhaitée, il est d'une grande importance de vérifier la position et le type du matériau de la protection solaire, Poirazis et al. [3].

- Pendant l'été, la ventilation forcée du canal d'air assure une grande ventilation de la façade entière.
- Possibilité de la ventilation nocturne.
- La DSF, protège le milieu intérieur des conditions météorologiques (ex : pluie).
- L'impact sur l'environnement peut être atteint, par la réduction indirecte des émissions du CO<sub>2</sub>.
- L'esthétique architecturale et l'amélioration du design des bâtiments.
- Niveau élevé de l'éclairage naturel, ce qui améliore le confort visuel intérieur.
- La possibilité d'intégration a un système CVCA, réduit les heures de fonctionnement de ce système.

### **I.3.2. Inconvénients de la DSF :**

Le problème de surchauffe est le problème le plus important lors de la conception d'une DSF, et qui doit évaluer en détail. La littérature mentionne que la DSF présente autres inconvénients, qui peuvent être résumés comme suit :

- Puisque la température de l'air du canal, peut être très élevée, la conception du canal de ventilation de la cavité doit être attentive pour éviter tous problèmes de surchauffe,
- Les coûts d'exploitation supplémentaires tel que : les tâches de maintenance et les joints, engendre une augmentation des coûts d'exploitation, Oesterle et al. [12].
- La largeur du canal de la ventilation varie généralement entre 0.1~2m, ce qui représente une réduction de la surface utile disponible.
- Le problème de surchauffe peut être un problème critique, lorsque la DSF n'est pas correctement conçu.
- Dans certain design de la DSF, la protection incendie est un grand problème. La propagation en cas d'incendie est favorisée dû à la connectivité du canal de ventilation, Oesterle et al. [12].

### **I.4. Physique de la DSF**

Les paramètres qui affectent le comportement thermo-aéraulique de la DSF sont le rayonnement solaire, la température de l'air extérieur et intérieur, la vitesse et la direction du vent, les propriétés des matériaux des différents composants de la DSF, le type et la gestion des protections solaires, etc.

Selon le contrôle et les conditions imposées, chacun de ces paramètres engendrent des conséquences adéquates ou non au comportement de la DSF. Dans le présent travail la DSF, est tout simplement un canal vertical exposé aux conditions extérieures (rayonnement solaire, température ambiante, vent...), et des conditions du milieu intérieur. Elle est menée ou non d'une protection solaire, cette dernière semble à des obstacles pour l'écoulement de l'air. Les principaux modes de transfert de chaleur rencontrés sont : le rayonnement, la convection et la conduction, Figure I.9:

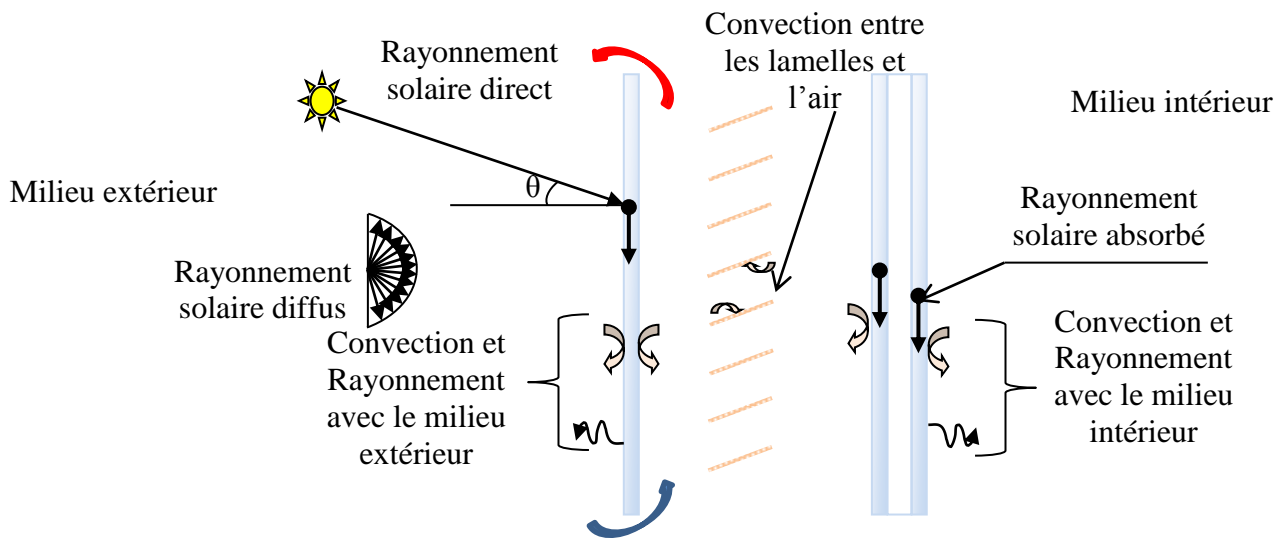


Figure I.9 : Différents échanges thermiques.

### I.4.1. Rayonnement

Le rayonnement est un mode de transfert de chaleur sans déplacement de la matière. Il résulte d'une propagation d'ondes électromagnétiques. L'intervalle de ces longueurs d'ondes, est très vaste et correspond à ce que l'on appelle habituellement : un spectre de rayonnement électromagnétique, Figure I.10.

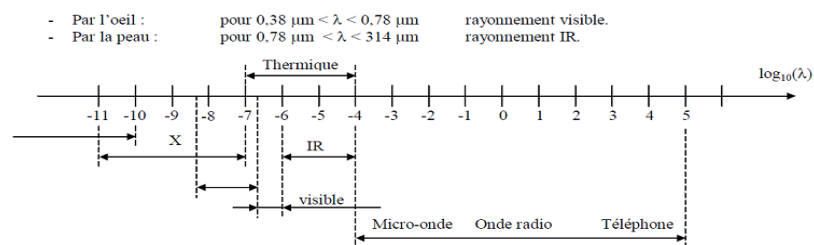


Figure I.10 : Spectre électromagnétique.

Dans notre étude, les échanges radiatifs sont compris entre deux intervalles du spectre électromagnétique :

L'intervalle des courtes longueurs d'onde, (CLO), connu aussi par l'intervalle du rayonnement solaire, défini entre 0 et 2.7  $\mu\text{m}$ , et l'intervalle des grandes longueurs d'onde (GLO), entre les différents milieux de la DSF, défini entre 2.7 et 100  $\mu\text{m}$ .

#### **I.4.1.1. Echanges radiatifs aux courtes longueurs d'onde**

Le rayonnement solaire est le paramètre le plus important lors de la conception de ce système. Il est défini généralement par ses deux composantes : la composante directe parvenant directement du soleil par ciel clair et la composante diffuse qui est émise par des obstacles (nuages, sols, bâtiments) et provient de toutes les directions.

La présence du verre, qui est considérée comme un milieu transparent au rayonnement de CLO, (rayonnement solaire), et opaque au rayonnement de GLO (rayonnement infrarouge), provoque le phénomène de l'effet de serre, ce qui engendre une augmentation de la température de l'air du canal. Dans la plupart du temps, notamment dans la période estivale, il faut éviter la surchauffe créée par l'effet de serre.

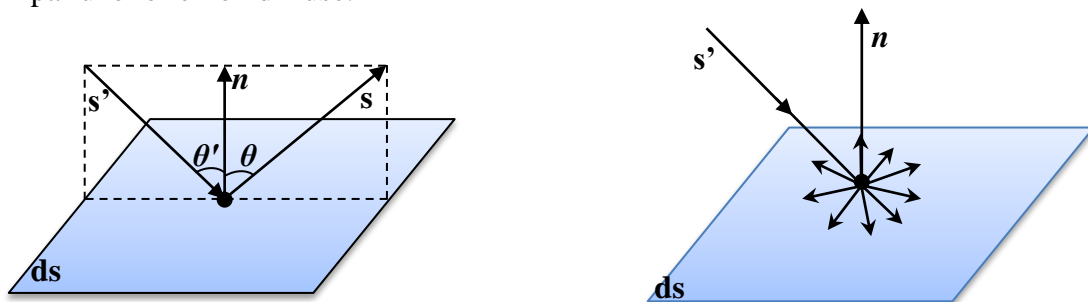
Le rayonnement solaire reçu par la surface du verre est caractérisé par trois quantités : une partie est transmise sans augmenter sa température, une autre partie est réfléchie, et une dernière partie est absorbée par le verre, dont elle augmente la température.

Ces quantités définissent les propriétés optiques : l'absorption ( $\alpha$ ), la transmission ( $\tau$ ) et la réflexion ( $\rho$ ), qui sont généralement variables en fonction des longueurs d'onde.

Dans la gamme du spectre solaire, le verre est caractérisé par une faible absorption environ 5% de la quantité incidente et une quantité importante transmise vers le milieu adjacent, elle est d'environ 85~92%. Alors, dans la gamme des GLO, le verre est défini par l'absorption, qui est dominante, elle atteint jusqu'à 90% de l'énergie incidente, une réflexion de ~1% et une transmission nulle. Pour la propriété de réflexion, nous distinguons deux phénomènes différents, une réflexion spéculaire, et une autre diffuse, Figure I.11 :

1. **La réflexion spéculaire :** Cette propriété concerne les surfaces lisses, dans cette situation le rayonnement incident et réfléchi se trouve dans le même plan, avec un angle de réflexion égal à celui de l'incidence.

2. **La réflexion diffuse :** La réflexion est dite diffuse lorsque le rayonnement incident est réfléchi dans un grand nombre de directions. Les surfaces rugueuses, se caractérisent par une réflexion diffuse.



a). Surface lisse : réflexion spéculaire

b). Surface rugueuse : réflexion diffuse

Figure I.11 : Illustration de la de réflexion, Siegel et al. [94].

#### I.4.1.2. Echanges radiatifs aux grandes longueurs d'onde

Ce type d'échange radiatif est localisé entre le verre intérieur et/ou extérieur, les lamelles de la protection solaire, le milieu intérieur et extérieur. Comme c'est déjà mentionné, le verre ne transmet pas ce type de rayonnement, il les absorbe et les réfléchit, ce qui participe à l'augmentation de la température des parois de la DSF. Ainsi, une grande attention doit être donnée à la sélection des propriétés des matériaux (verre et protection solaire).

#### I.4.2. Convection

**L'effet du vent :** Lorsque la DSF est ventilée naturellement, l'air entre dans le canal et sort par deux moyens : la différence de pression du vent et l'effet de cheminée. Généralement la pression du vent domine le débit d'air entrant. Si le système est bien conçu, le vent qui s'écoule sur la façade extérieure peut créer des différences de pression lors du mouvement de l'air entre l'entrée et la sortie. Il provoque également des pertes par convection et contribue de façon déterminante à la ventilation naturelle.

Sans la présence de l'effet du vent, la température, intervient, de façon prépondérante dans la ventilation du canal. L'air au contact avec les surfaces des vitrages extérieurs est intérieur de la DSF, engendre des échanges de chaleur. Cet échange de chaleur est responsable du déplacement de l'air. Une telle situation est correspondante au phénomène de convection. Pendant la journée le rôle de la convection dans une DSF est peu important à l'intérieur du canal, par rapport aux échanges radiatifs. Cependant, durant la nuit et en absence

du rayonnement solaire, ce mode d'échange de chaleur est très influant sur le comportement de la DSF. À l'intérieur de la DSF, la convection est responsable d'un transfert de chaleur entre, d'une part, les verres, les lamelles de la protection solaire et les parois supérieures et inférieures de la DSF et d'autre part, de l'air du canal. Pour le milieu extérieur, l'énergie stockée par le verre et le cadre de la DSF est dissipée par le vent et par conséquent une partie de la chaleur accumulée pendant la journée dans le canal. Les deux ouvrants (entrée et sortie), doivent bien concevoir pour permettre l'évacuation de la chaleur. Dans le cas contraire, l'air préchauffé dans le canal aura tendance de se rayonner vers le milieu intérieur et lorsque en ouvrant la façade intérieure en été une bouffée d'air chaud va introduire.

Trois types de convection qu'on peut trouver au cours d'un transfert de chaleur : le premier type est connu par la convection libre, il est principalement dû à un gradient de température. Le deuxième type est la convection forcée, généralement ce type de convection est dû à une aération, sinon la convection elle peut être mixte, c'est le cas où on trouve la convection forcée et libre en même temps.

Pour le système DSF, le type de la convection entre les verres extérieurs, les parois (cadre en général) et le milieu extérieur est défini par l'intensité de la vitesse du vent. De même, la vitesse de l'air du canal c'est elle qui définit le type de la convection à l'intérieur. La problématique lors de la modélisation de la DSF, est l'intensité du coefficient du transfert de chaleur par convection entre l'air et les lamelles de la protection solaire.

### **I.4.3. Conduction**

La conduction est définie par le transfert de chaleur sans déplacement de matière, elle est le seul mode de transfert de chaleur à l'intérieur d'un solide. La capacité à diriger le sens de chaleur est défini par la conductivité thermique et la différence de température. La conduction est effectuée des régions chaudes vers les régions froides. Dans la DSF, le cadre qui est généralement en aluminium est la partie principale de l'échange conductif. Pour les lamelles l'échange conductif est négligeable à cause de ces petites épaisseurs. Généralement l'échange dans le matériau des lamelles est considéré comme stationnaires, autrement dit, ni l'inertie ni le phénomène de stockage de la chaleur ne sont pris en compte.



### **I.5. Etat de l'art sur les approches de modélisation de DSF**

L'intégration d'une façade à double peau dans un bâtiment peut être un atout pour le comportement thermique, ce qui contribue à la fois à une diminution de la consommation d'énergie et l'amélioration du confort des utilisateurs. Cependant, ce système comporte également certains inconvénients qui doivent être pris en compte. Au cours des dernières années, de nombreuses études ont été menées dans ce domaine. Les recherches effectuées sur les performances thermo-aéraulique des DSF peuvent être regroupés en deux axes de recherches : la simulation par des codes et les tests expérimentaux.

Les programmes de simulation des bâtiments et le développement des modèles mathématique, varient dans une large gamme de complexité. Le modèle le plus simple décrit par quelques équations et le plus complexe est le modèle CFD résolvant les équations de conservation de la masse, la quantité de mouvement et l'équation de l'énergie, Poirazis [4]. La plupart des résultats des programmes de simulation de calcul, exploitent le champ de température ou le comportement de l'écoulement de l'air du canal de la DSF. La classification de ces modèles peut être regroupée en six catégories : Les modèles analytiques, les modèles de l'analyse adimensionnelle, les modèles réseaux, les modèles du volume de contrôle, les modèles de l'approche zonale et les modèles (CFD). L'objectif principal de cette partie est de présenter les principaux travaux portant sur ces modèles numériques.

#### **I.5.1. Approche analytique**

Les modèles analytiques peuvent généralement fournir des informations utiles et spécifiques pour la conception d'une DSF et avec un minimum de capacité de calcul. Toutefois, plusieurs hypothèses doivent être supposées pour résoudre les modèles analytiques obtenus, tandis que les modèles réseaux supposent une température constante à chaque façade de la cavité du DSF.

La première étude universelle sur les performances thermiques des DSF ventilées a été rapportée par Holmes et al. [13], à l'aide d'un modèle analytique qui suppose que le gradient vertical de la température est linéaire. Les performances de la DSF, sont évaluées en termes de la réduction des pertes de chaleur, de la réduction des gains solaires et de la capacité de la ventilation naturelle. En fonction du concept appliqué à la façade ventilée, la valeur du coefficient global du transfert de chaleur « U », peut-être plus petit que  $0,5 \text{ W/m}^2$ . En outre,

les limites de conception concernant la détermination de la hauteur maximale de la façade et les dimensions des ouvertures de l'air du canal ont été étudiées.

Pour étudier le comportement thermo-aéraulique de la DSF Grabe [14] a développé et validé un algorithme simple de simulation, basé sur l'équation d'énergie et les équations de Bernoulli. Le modèle montre la sensibilité et la difficulté lors de la modélisation du comportement de l'air du canal. La principale difficulté réside dans les modèles semi-empiriques utilisés pour le régime laminaire, cependant, lorsque le régime turbulent est imposé sur l'écoulement dans une DSF, le profil de vitesse devient plus similaire au profil turbulent dans le cas de l'écoulement dans une conduite. Ce qui conduit à une meilleure prédiction, puisque le facteur de perte de charge est généralement déterminé dans des conditions turbulentes. Afin d'évaluer les consommations d'énergie électriques dans les bâtiments, due à l'utilisation des façades ventilées et pour les périodes estivales, Ciampi et al. [15], ont présenté une méthode analytique basée sur une analogie électrique. Le modèle a été utilisé pour analyser deux cas particuliers.

Dans le premier cas, les caractéristiques du mur de la façade intérieure, ont été données et les auteurs ont optimisé les dimensions du canal d'air et le revêtement du mur de la façade extérieure. D'autre part, dans le second cas, le mur de la façade extérieure a été défini et le canal d'air et le mur de la façade intérieure étaient optimisés. Il a été conclu que, dans les deux cas, la consommation d'énergie a diminué avec la largeur du canal d'air et l'intensité du rayonnement solaire. Ainsi l'utilisation des façades ventilées bien conçues dans les bâtiments, peut réduire la consommation d'électricité en été de plus de 40%.

Park et al. [16] ont développé un contrôle optimal d'une DSF en utilisant des protections solaires motorisées, Figure I.12. L'objectif principal est d'optimiser les performances énergétiques, le confort visuel et le confort thermique. Un modèle de simulation réseau basé sur la méthode de la capacité électrique en deux dimensions a été développé sous différents modes de fonctionnement. Au lieu d'utiliser des corrélations empiriques disponibles dans la littérature, ce modèle numérique a été étalonné, par une technique d'estimation de paramètre en utilisant des données expérimentales mesurées in situ. Quatre processus ont été pris en compte : le rayonnement solaire (direct, diffus et réfléchi), le rayonnement de grandes longueurs d'onde, le transfert de chaleur convective et l'écoulement de l'air à travers le canal.

Selon les auteurs, il a été constaté que, dans l'absence du calibrage du modèle, il existe une différence significative entre les paramètres estimés et les valeurs théoriques. Cependant, si le modèle est augmenté par des paramètres d'étalonnage pour traiter les hypothèses (les températures de surface, coefficients de transfert de chaleur convectifs constants, etc.), le processus de calibrage joue un rôle important dans les performances du modèle et améliore la précision des modèles par rapport aux données expérimentales.

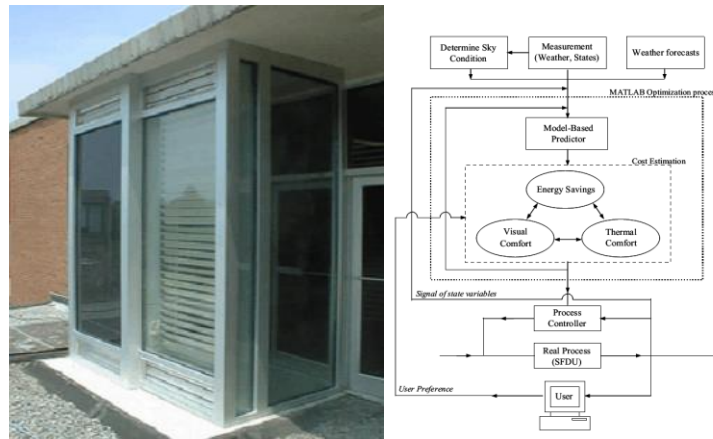


Figure I.12 : Contrôle optimal de la DSF, Park et al. [16].

### I.5.2. Approche adimensionnelle

Balocco et al. [17-18], ont proposé une analyse adimensionnelle comme méthode d'évaluation des performances énergétiques de la DSF. L'étude de Balocco [17], est destinée pour une DSF ventilée naturellement, cependant le travail de Balocco et al. [18], est relatif à la ventilation mécanique. Le théorème de Buckingham est utilisé pour obtenir des nombres adimensionnels. Les corrélations obtenues en fonction de ces nombres adimensionnels, permettent de décrire les performances et le rendement énergétique de la DSF. Sur la base des données expérimentales, 14 nombres adimensionnels ont été définis pour le cas de la ventilation naturelle et 12 pour le cas de la ventilation mécanique, Tableau I.1.

Les deux cas sont jugés valables pour une large gamme des conditions climatiques, du rapport de cavité, des différentes protections solaires et aussi des différentes propriétés thermo-physiques des deux verres. Les modèles présentés dans le travail, sont utilisés comme des outils de base pour évaluer certains paramètres spécifiques qui pourraient être utiles pour concevoir des DSF ventilées, sans l'aide des programmes de simulation complexes, à savoir les modèles CFD.

Table 2

The 12 non-dimensional numbers obtained

$N1^* = \frac{gD_c}{\lambda_{aou}\Delta T} = Nu$	$N7^* = \frac{H}{D_c} = \text{aspect ratio}$
$N2^* = \frac{m}{\lambda_{aou}} = Re Pr = P\ell$	$N8^* = \frac{\lambda_{aou}}{D_c} = \text{relative roughness}$
$N3^* = \frac{m}{\mu_{ch}D_c} = Re$	$N9^* = \frac{\lambda_{aou}}{D_c} = \text{relative roughness}$
$N4^* = \frac{m}{\mu_{ch}D_c} = Re$	$N10^* = \frac{\lambda_{aou}}{D_c} = \text{relative roughness}$
$N5^* = \frac{m\lambda_{aou}\Delta T}{\Delta T^2 D_c^2}$	$N11^* = \frac{\lambda_{aou}}{D_c} = \text{relative roughness}$
$N6^* = \frac{\lambda_{aou}^2 \Delta T}{m^2}$	$N12^* = \frac{\Delta T}{T_{ch}}$

Table 3

The 14 non-dimensional numbers used in Eq. (2)

$M1 = N1 = \frac{gD_c}{\lambda_{aou}\Delta T} = Nu$	$M8 = \frac{N4}{N3} = \frac{R_p}{R_w}$
$M2 = N2 = \frac{\rho_{aou}}{\rho_{ach}}$	$M9 = \frac{N6}{N7} = \frac{Re^2 \mu_{aou}^2}{gD_c^2 \rho_{aou}^2} = Fr$
$M3 = N3 = \frac{\lambda_{aou} R_w}{D_c}$	$M10 = N9 \times N11 = \beta \Delta T$
$M4 = N5 = \frac{\epsilon}{D_c} = \text{relative roughness}$	$M11 = N7 \times N9 \times N11 = \frac{g\beta\Delta T D_c^3 \rho_{ach}^2}{\mu_{ch}^2} = Gr$
$M5 = N6 = \frac{m}{\mu_{aou} D_c} = Re$	$M12 = \frac{N14}{N13} = \frac{I_{sun} D_c}{T_{ach} \lambda_{aou}}$
$M6 = N8 = \frac{c P \mu_{aou}}{\lambda_{aou}} = Pr$	$M13 = \frac{N11}{N13} = \frac{\Delta T}{T_{ach}}$
$M7 = N10 = \frac{H}{D_c} = \text{aspect ratio}$	$M14 = \frac{N11}{N12} = \frac{\Delta T}{T_{ai}}$

Tableau I.1 : Nombres adimensionnels obtenus par Balocco et al. [17-18].

### I.5.3. Approche réseau

Le modèle réseau pour l'écoulement d'air permet de simuler les performances d'un système de distribution d'air, y compris l'alimentation et le retour. Il permet également de calculer les débits d'air des multizones entraînés par l'effet du vent et l'air forcé pendant le fonctionnement du système de CVCA (chauffage, ventilation et conditionnement d'air), en anglais (HVAC). Dans ce modèle le bâtiment et le système de CVCA, sont traités comme un réseau de nœuds, à savoir : le sol, le plafond, les murs et les composants du système. Cependant, les nœuds intermédiaires représentent la distribution et le trajet de l'écoulement associé à des portes, des tuyaux, des pompes, des conduits et des ventilateurs, EnergyPlus [19]. Pour évaluer les caractéristiques thermiques d'une DSF, équipée d'une protection solaire de type vénitien et dont le verre intérieur est remplacé par un store enroulable, Tanimoto et al. [20], ont proposé une procédure de calcul basé sur la méthode réseau pour le transfert thermique et l'écoulement d'air, (débit d'air), Figure I.13.

La méthode de calcul proposée a été évaluée en comparant les différences de pression et de température entre celles mesurées et celles calculées. Leurs simulations montrent un bon accord avec les mesures. Dans des conditions de fonctionnement normales, les résultats de la simulation pour la saison hivernale, ont indiqué qu'il était impossible d'éviter complètement la transmission du froid à travers la zone inférieure du store enroulable. Pour la saison estivale, les résultats de la simulation suggèrent qu'une grande résistance à l'écoulement de l'air,  $R_{air}$  ( $R_{air} = \Delta P / q_v$ , avec  $\Delta p$  : différence de pression [Pa] et  $q_v$  : débit volumique [ $m^3/s$ ]), dans la moitié supérieure du store enroulable serait efficace pour la prévention de la surchauffe de l'espace intérieur. Finalement, et en raison des caractéristiques thermiques du store enroulable, les auteurs ont recommandé de ne pas appliquer ce type de protection dans les zones telles que les halls d'entrée et les escaliers.

Stec et al. [21], ont développé un modèle de réseau dans lequel l'écoulement d'air est principalement basé sur l'effet de cheminée causés par l'effet du vent et un gradient thermique le long du canal, qui peut créer des différences de pression entre l'entrée et la sortie. Les auteurs ont exécuté un programme de simulation en utilisant l'environnement Simulink pour comparer le comportement thermique et les coûts économiques des différentes façades, ainsi les solutions possibles pour un système de CVCA. Une DSF avec une protection solaire installée à l'extérieur a été choisi comme la technique la plus prometteuse pour les conditions météorologiques néerlandaises.

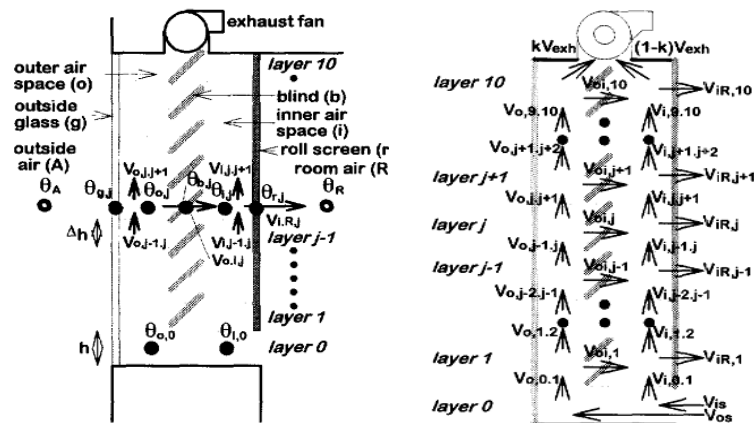


Figure I.13 : Approche du réseau de débit d'air appliqué à une façade ventilée, Tanimoto et al. [20].

Les auteurs constatés qu'une inexactitude dans le modèle de simulation. La cause principale est la distribution du rayonnement solaire et les hypothèses liées à la modélisation de l'écoulement de l'air dans la DSF pour des conditions météorologiques réelles. En plus ils ont exigé d'intégrer le modèle thermique du bâtiment avec le modèle de l'écoulement d'air et le modèle thermique de la DSF, Figure I.14.

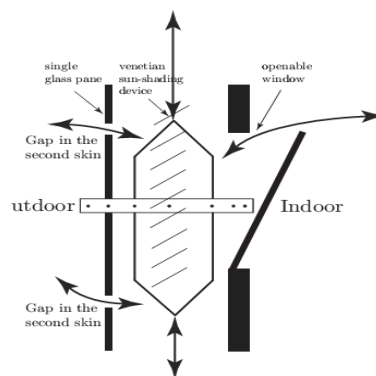


Figure I.14 : Approche du réseau développée par Stec et al. [21].

En outre, Stec et al. [22] ont utilisé le même logiciel pour mettre en évidence les avantages de l'utilisation des plantes au lieu des protections solaires dans une DSF, Figure I.15. L'étude a montré que l'utilisation des plantes assure un ombrage plus efficace que les protections solaires. La température de chaque couche de la DSF dans le cas de la plante est plus basse que le cas des protections solaires. Pour la même intensité du rayonnement solaire, l'augmentation de la température de la plante est environ deux fois plus faible que celle de la protection solaire. En plus, la température de la plante n'a jamais dépassé 35°C, cependant, la température des protections solaires peut dépasser facilement 55°C. La mise en place des plantes dans une DSF, permet de réduire la capacité de refroidissement de près de 20%.

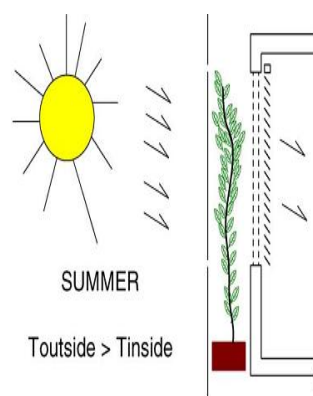


Figure I.15 : Utilisation des plantes, comme des protections dans une DSF, Stec et al. [22].

Le modèle réseau de l'écoulement d'air est toujours couplé avec les programmes de simulation, pour évaluer la ventilation naturelle et les performances énergétiques des bâtiments équipés avec une DSF. Stec et al. [23], ont comparé la performance de neuf systèmes de façade différentes, pour le climat néerlandais et ont conclu que les systèmes à double peau étaient appropriés sur les performances énergétiques. Ils ont également souligné l'importance de traiter la DSF comme une partie intégrante du système de CVCA.

La ventilation naturelle et les performances thermiques de la DSF ont été étudiées par Gratia et al. [24], en utilisant le logiciel TAS, conçu pour l'analyse thermique des bâtiments. Le travail étudie principalement la ventilation naturelle pendant la nuit et le jour, en prise en compte l'effet de l'orientation de la DSF, la vitesse et l'orientation du vent, Figure I.16.

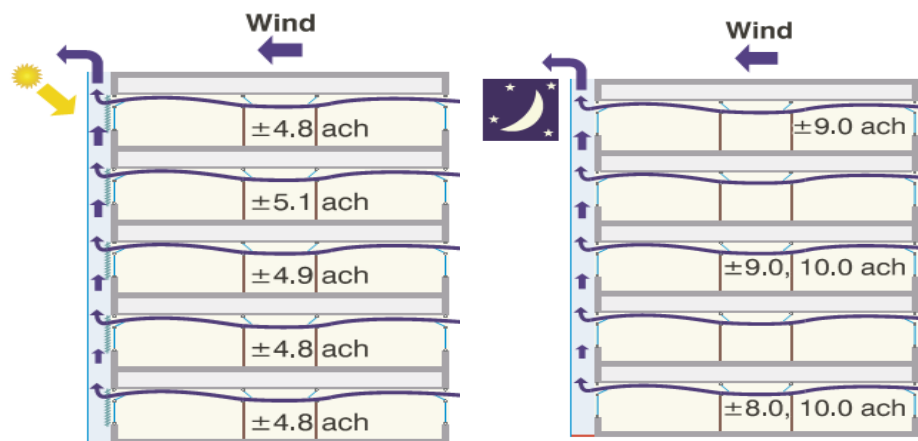


Figure I.16 : Modèle réseau couplé avec TAS, Gratia et al. [24].

Gratia et al. [25-32], ont examiné l'efficacité de la ventilation naturelle par rapport à l'orientation de la DSF, la vitesse et la direction du vent. Ils ont également étudié l'impact des paramètres suivants : position de la protection solaire, intensité du rayonnement, proportions des murs et des verres par rapport à la façade intérieure, couleur des protections solaires, largeur du canal de la DSF, type de vitrage et ouvertures (entrée et sortie) de l'air du canal.

La comparaison de ces travaux est effectuée entre une DSF équipée avec une protection solaire et sans protection d'une part et d'une part entre une DSF multi étagé et une DSF mono étagée. Les résultats de ces travaux indiquent que, la température dans la DSF est toujours plus faible dans la partie du double vitrage, notamment, lorsque la proportion de la surface vitrée de la façade intérieure est plus importante. Le choix des couleurs des protections solaires et de la partie opaque de la façade intérieure est assez important. En effet, la différence de température est loin d'être négligeable car la différence maximale observée atteint 8.0°C pour la période hivernale. La diminution de la température dans la DSF, ne varie pas de façon linéaire avec les dimensions des ouvertures. L'effet de serre est favorable si la DSF est orientée vers le sud, n'a pas d'impact si l'orientation est vers le nord et défavorable si la DSF est orientée vers l'est ou vers l'ouest.

En général, les auteurs ont conclu que l'intégration d'une DSF, provoque toujours une augmentation des charges de refroidissement et ont proposé de suivre des stratégies de la ventilation naturelle afin de réduire le coût énergétique du bâtiment.

Un autre programme de simulation thermique du bâtiment est très utilisable ces dernières années, c'est le programme EnergyPlus, développé et financé par le ministère de

l'Office des Technologies de l'Energie du Bâtiment des Etats-Unis. EnergyPlus est gratuit, open-source et multiplateformes. Ce programme de simulation est également utilisé pour simuler les performances des systèmes de DSF. Dans ce cas le canal d'air de la DSF peut être divisé en plusieurs zones et chaque zone est associée à un modèle de réseau.

Le travail de Chan et al. [33], présente des résultats concernant les performances énergétiques d'une DSF d'un immeuble de bureaux typiques sous les conditions climatiques de Hong Kong. Un dispositif expérimental a été réalisé et les données mesurées ont été utilisés pour vérifier le modèle théorique développé par l'intermédiaire du programme de simulation EnergyPlus. Le travail analyse l'impact optique et thermique en utilisant différents types de verres (clair ou réfléchissant), la position des protections solaires (intérieure ou extérieure) et le nombre des couches de vitrage (vitrage simple ou double).

Il est constaté que la configuration de la DSF avec un seul verre clair comme un verre intérieur et un double vitrage réfléchissant comme un verre extérieur, peut fournir une très bonne performance thermique. Une économie d'énergie annuelle de refroidissement jusqu'à environ 26% peut être réalisée par rapport à un cas de construction classique.

Dans le travail de Hashemi et al [34], un bâtiment avec une DSF a été suivi pendant 2 semaines en été et 2 semaines en hiver pour un climat chaud et aride dans la région d'Iran. L'objectif du travail est d'observer le comportement de la façade. En outre, les simulations ont été effectuées sur un bâtiment avec et sans double DSF pour évaluer l'efficacité de la façade. Ensuite le modèle numérique exécuté dans l'environnement EnergyPlus est comparé avec les données expérimentales. Les auteurs ont conclu que, la ventilation durant la nuit est essentielle pendant l'été pour éviter l'augmentation des charges de refroidissement. De l'étude de simulation, il a été démontré que les deux charges de chauffage et de refroidissement ont été réduites quand une DSF est installée.

HuaYang et al [35], ont utilisé le programme EnergyPlus pour évaluer l'impact de la DSF sur la consommation d'énergie dû à l'éclairage, le chauffage et la ventilation. Les simulations exécutées, basées sur la variation de la hauteur de la DSF et de la largeur du canal d'air. La hauteur de la DSF a plus d'impact sur la consommation d'énergie dû à l'utilisation de l'éclairage que la consommation d'énergie dû à la climatisation, ainsi, la diminution de la hauteur de la DSF, engendre une diminution de la consommation totale d'énergie de la lumière et du chauffage.



En raison de la similitude constatée entre les différents modèles et outils de simulation, Zhai et al. [36], ont simulé le comportement thermo-aéraulique de trois bâtiments réels équipés d'une DSF par le programme EnergyPlus. Les auteurs indiquent des lacunes constatées dans le programme EnergyPlus.

Le travail de Kim et al. [37], a pour but de montrer aussi les limites et les avantages de ce programme de simulation. Cette étude montre des erreurs de simulation significatives dans la prédiction de la température et de la vitesse du vitrage intérieur du double vitrage extérieur et de la température de la cavité d'air.

Les auteurs proposent pour l'utilisation convenable de cet outil de simulation et d'autres outils similaires, pour l'évaluation détaillée des performances de la DSF, des améliorations, tel qu'une calibration du modèle et des nouvelles expressions du coefficient de transfert de chaleur convective. Ce dernier doit prendre en considération la vitesse de l'air du canal, l'angle des lamelles et la distance entre les lamelles.

#### **I.5.4. Approche du volume de contrôle**

Dans cette approche la façade du bâtiment est divisée en un nombre suffisant de façades indépendantes et chaque façade à son tour est divisée en un nombre de zones (environ 1m de hauteur), qui sont couplés uniquement en raison de la présence du canal d'air. Une discrétisation unidimensionnelle est utilisée pour le canal d'air et pour chacune des zones (perpendiculairement à la façade).

Cette approche, qui est située entre la discrétisation unidimensionnelle et la discrétisation bidimensionnelle, a prouvé un bon compromis entre la précision (par rapport aux résultats expérimentaux) et le temps de calcul, Faggembau et al. [38]. Le débit massique pour chaque volume de contrôle est supposé être égal au débit massique à l'entrée, Figure I.17. La température de stratification dans la DSF est évaluée dans la direction verticale. Les équations discrétisées sont obtenues pour chaque volume de contrôle à partir des équations gouvernantes en utilisant la méthode des volumes finis. À l'entrée et à la sortie du canal d'air, la pression est imposée comme entrée de la solution numérique, Faggembau et al. [39].

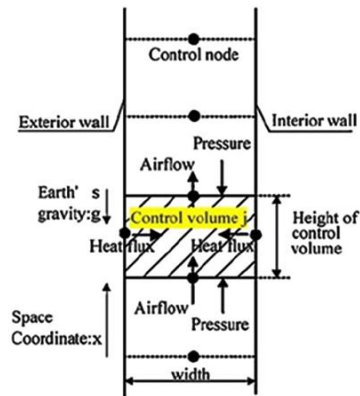


Figure I.17 : Approche du volume de contrôle pour le canal d'air de la DSF, Faggembau et al. [39].

Faggembau et al. [38-39], ont présenté un code pour la simulation numérique et l'étude du comportement thermo-aérodynamique des façades ventilées et conventionnelles, pour un climat méditerranéen. Le code est basé sur la discrétisation unidimensionnelle pour le canal et les différentes zones solides (verre, protection solaire...), il a permis d'obtenir les flux de chaleur et la distribution de température dans la façade au cours d'une année. L'objectif du modèle est l'optimisation de l'utilisation de la DSF. Pour cela, les auteurs proposent une étude paramétrique basée sur la variation de l'orientation de la DSF, les conditions climatiques (température ambiante, vitesse et direction du vent et rayonnement solaire) et les propriétés thermo-physiques des matériaux, ce qui donne ensuite la possibilité d'intégrer des nouveaux matériaux tels que les matériaux à changement de phase, les surfaces sélectives et les verres améliorés. Concernant la ventilation du canal, les auteurs ont investigué la ventilation mécanique avec un débit imposé et la ventilation naturelle avec un débit en fonction de la température des différents composants de la DSF. Le nombre de Nusselt est approximé au cas de deux plaques verticales parallèles (Jakob, 1957). Les quantités radiatives absorbées, transmises et réfléchies par les parois semi-transparentes sont évaluées par la méthode itérative de (Siegel and Howell, 1992).

Afin de valider le code, les résultats numériques de chaque sous modèle ont été comparés avec les résultats des modèles analytiques, à des situations de référence et avec des mesures expérimentales obtenues en temps réel, sur des installations de façades de tests et dans différentes conditions climatiques.

Les travaux de thèse de Saelens [20] et Saelens et al. [40-41], visent le développement d'un modèle à deux dimensions, basé sur la méthode du volume de contrôle avec des cellules

centrées. L'étude vise à décrire les performances énergétiques d'un immeuble de bureaux doté de différentes DSF multi-étage. L'approche du volume de contrôle, mentionnée ci-dessus, a été utilisée dans le logiciel de calcul TRNSYS. L'environnement de la modélisation se compose de quatre modèles, qui sont : la façade, la zone de bureau, le système de chauffage et de refroidissement et le système de gestion de l'énergie du bâtiment.

Différentes stratégies pour optimiser l'efficacité énergétique de la DSF sont étudiées par les auteurs, à savoir : trois différentes DSF multi-étage, protection solaire intérieure et extérieure et mode de ventilation. La section de la DSF est divisée en un certain nombre de couches verticales, comme il est illustré sur la Figure I.18. L'auteur suppose que l'enthalpie se produit uniquement dans la direction verticale. La direction de l'écoulement d'air dans deux cellules successives est supposée toujours orientée vers le haut. Afin de développer le modèle, l'auteur a mis en œuvre les techniques et les relations existantes, notamment pour décrire les phénomènes de convection.

Deux variantes de modèle de l'écoulement d'air ont été développées, une pour la ventilation mécanique et l'autre pour la ventilation naturelle. Le débit d'air dans le cas de la ventilation mécanique est un paramètre connu, cependant le débit d'air à travers la cavité ventilée naturellement est le résultat des forces de flottabilité et la différence de pression du vent. La validation du modèle est réalisée par une comparaison expérimentale. Les auteurs ont également souligné l'importance d'instaurer des stratégies de contrôle telles que le contrôle du débit d'air de la DSF afin d'améliorer l'efficacité énergétique des DSF.

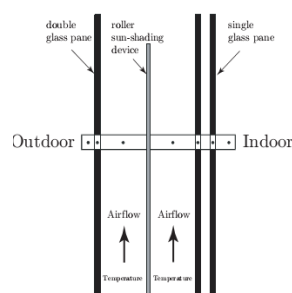


Figure I.18 : Volume de contrôle défini par Saelens [20].

Saelens et al. [42], ont étudié l'importance de l'effet de la température d'entrée sur la modélisation des DSF multi-étage, pour la ventilation naturelle et mécanique. Les mesures expérimentales montrent que l'hypothèse d'une température d'entrée égale à la température de l'air intérieur ou extérieur n'est généralement pas valide.

La température d'entrée doit être estimée en fonction de la charge du chauffage et du refroidissement et de prendre en considération l'effet du rayonnement solaire. Ensuite, leur étude de sensibilité montre l'importance de prendre la température d'entrée comme une condition aux limites pour le modèle numérique de la DSF multi-étage. Enfin, le modèle de température d'entrée et le modèle de DSF multi-étage, sont utilisés dans la simulation énergétique du bâtiment pour indiquer l'importance du modèle de température d'entrée corrigé, sur les performances énergétiques.

### **I.5.5. Approche zonale**

L'approche zonale a été utilisée dans la simulation des bâtiments dans plusieurs travaux. Wurtz et al. [43] ont démontré l'utilisation de l'approche du modèle zonal, qui est une méthode simplifiée pour le calcul de la convection naturelle et mixte dans les chambres. Pour étudier l'influence de l'adsorption et désorption par des matériaux sur le comportement de l'air intérieur des bâtiments. Mendoca et al. [44], ont développé un modèle zonal pour prédire les champs de température et d'humidité dans une pièce. Cependant, la modélisation des DSF par l'approche zonale a été développée par Jiru et al [45]. L'objectif principal de l'approche zonale est d'améliorer la capacité de prédiction des modèles de l'approche du volume de contrôle pour la DSF équipée par des protections solaires du type vénitien, sans nécessité de ressource de calcul supplémentaire. Les modèles zonaux sont des approches intermédiaires entre le modèle réseau et le modèle CFD. Dans l'approche zonale, la DSF peut être divisé en un certain nombre de volumes de contrôle. Cette approche utilise des cellules en deux ou trois dimensions, qui sont généralement, plus grande que les cellules utilisées dans le cas de l'approche CFD. L'avantage de l'approche zonale réside dans le système des équations algébriques résultant, qui est petit et facile à résoudre par rapport à l'approche CFD. Les modèles zonaux peuvent donc fournir des informations sur le comportement thermo-aéraulique de l'air du canal de la DSF, plus rapide que l'approche CFD et avec plus de précision et de détail que le modèle réseau et le modèle du volume de contrôle. Dans la méthode zonale, les équations de conservation de masse et d'énergie sont décrites pour chaque cellule, sans tenir compte des équations de quantité de mouvement. Cependant, le débit massique est donné par la loi des puissances, définie par la différence de pression entre les zones voisines, Jiru et al [45].

La loi de puissance a été utilisée par Jiru et al [45], pour calculer l'écoulement d'air à travers les lamelles de la protection solaire, Figure I.19. Une grande concordance entre le

modèle développé et les résultats expérimentaux est constatée. Les auteurs confirment que, le modèle peut fournir des informations qui ne sont pas possibles par le modèle réseau et le modèle du volume de contrôle et sans le recours au modèle CFD. Finalement, le modèle est utilisé pour étudier la variation de la différence de températures entre l'entrée et la sortie en fonction du débit d'air à l'entrée, de la hauteur du DSF et de la présence ou l'absence des protections vénitiennes.

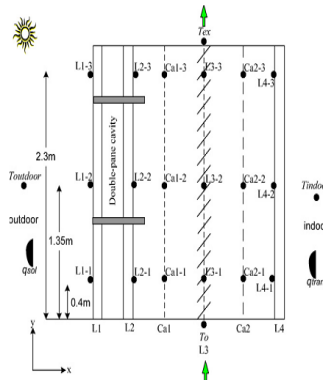


Figure I.19 : Modélisation de la DSF par l'approche zonale, Jiru et al [45].

### I.5.6. Approche CFD

L'approche CFD est une branche de la mécanique des fluides qui utilise des méthodes et des algorithmes numériques pour résoudre et analyser les problèmes impliquant l'écoulement du fluide. Dans le présent travail on a adopté cette approche pour la simulation de la DSF. Donc, la définition et l'exposé détaillé de cette approche est réservé dans le chapitre II « formulation mathématique ». Dans cette partie, on s'intéresse uniquement aux différents travaux de ces dernières années, portant sur la simulation du comportement thermo-aérodynamique des DSF avec et sans protections solaires.

Bien que le système DSF soit largement utilisé et étudié, la modélisation et la simulation de leurs performances thermo-aérodynamique n'est pas encore compris, spécialement, dans les régions arides et chaudes, Hamza et al [46], ou lorsque les protections solaires sont installées, Jiru et al. [47]. Une difficulté réside aussi, dans la présence des phénomènes des transferts de chaleurs couplés (convection, rayonnement et conduction), Safer et al. [48].

Les simulations du comportement de l'air du canal de la DSF, (comportement aérodynamique), sont nécessaires afin de prédire avec précision la température des composants du système à des différentes hauteurs dans le canal. La détermination de la température est

également cruciale pour définir le type de ventilation, le choix du matériau des différents composants est nécessaire lors de la conception du système.

### **I.5.6.1. Etat de l'art sur les DSF sans des protections solaires**

Mootz et al. [49], ont étudié un panneau de façade sans la présence des protections solaires. L'étude est réalisée par une modélisation 2D basé sur l'approche CFD et la méthode des volumes finies. Le régime de l'écoulement est supposé laminaire et les trois modes du transfert de chaleur sont prises en compte. Les auteurs ont également déterminé la valeur du coefficient du transfert de chaleur globale  $U$  pour le cas de la ventilation de façade, l'efficacité thermique et l'augmentation de la température de l'air du canal. En conclusion, les canaux d'air les plus larges sont suggérés en raison d'une meilleure efficacité thermique.

Manz [50], a étudié le transfert de chaleur par convection naturelle dans un canal vertical, pour un ratio ( $A$ ) de 20, 40 et 80. L'étude porte sur des canaux verticaux représentant les éléments de construction du bâtiment, tels que les unités d'isolations de vitrages, les façades à double peau et même les capteurs solaires intégrés aux façades. Le code CFD « FLOVENT » est utilisé avec une géométrie en 2D pour la modélisation de la thermodynamique et la dynamique des fluides du canal. Les conditions aux limites ont été considérées comme une paroi chaude et froide pour les parois verticales et adiabatiques pour le bas et le haut du canal. Le nombre de Rayleigh est ajusté entre  $10^3$  et  $10^6$ , à savoir que l'écoulement soit laminaire ou soit turbulent. L'objectif de l'étude est la quantification du flux de chaleur par convection. Le nombre de Nusselt moyen est calculé en fonction du nombre de Rayleigh. La comparaison est effectuée avec cinq corrélations, qui sont principalement basées sur l'expérimentation. Pour le régime laminaire et le régime turbulent, les résultats indiquent que les corrélations du transfert de chaleur (nombre de Nusselt) obtenus par le code CFD FLOVENT, présentent une bonne concordance avec les corrélations de la littérature, avec une déviation de 20%, à l'exception pour la corrélation de Yin et al. [51]. L'apparition de la turbulence a été constatée pour un nombre de Rayleigh élevé et pour de rapport du canal plus bas, ce qui est confirmé par la théorie. Le travail a également démontré que la méthodologie utilisée est applicable aussi pour le cas de la ventilation nocturne. Par conséquent, l'auteur recommande que la méthode présentée dans son travail, soit considérée convenable pour le calcul du transfert de chaleur par convection dans des cavités verticales.

Xaman et al. [52], ont également investigué la convection naturelle à l'intérieur des cavités verticales, avec des rapports de cavités ( $A$ ), similaire à celui du travail de Manz [50]. Les deux régimes de l'écoulement (laminaire et turbulent), ont été étudiés et cinq corrélations ont été sélectionnées pour la comparaison du nombre de Nusselt. Pour la modélisation de l'écoulement turbulent, quatre modèles de turbulence différents ont été comparés avec les résultats expérimentaux pour un rapport de cavité égale à 30. Il a été constaté que la meilleure approche est celle rapportée par Ince et Launder [53]. Les auteurs constatent que le nombre de Nusselt pour le régime turbulent est proportionnel au rapport de cavité et proportionnel inversement pour le cas laminaire. Les auteurs concluent que cette étude, permet d'avoir plus de précision sur les paramètres de transfert de chaleur pour des applications telles que les éléments de façade, les unités d'isolation et les façades à double peau, etc.

Le travail d'Yilmaz et al. [54], s'intéresse à la comparaison des pertes thermiques et des besoins d'énergie à travers une façade à double peau et une façade classique, dans un immeuble de bureau, pour la période hivernale à Istanbul. La méthode proposée par les auteurs est constituée de deux étapes principales. La première étape est basée sur la modification d'une ancienne méthode, qui a été proposée par Todorovic et al [55], développée pour le calcul de la température des espaces intermédiaires. Dans la deuxième étape, les températures des espaces intermédiaires calculées dans la première étape, ont été imposées comme des températures de l'air extérieur, ensuite le transfert de chaleur instationnaire à travers la peau interne de la façade est calculé par une approche numérique unidimensionnelle, basée sur la méthode des différences finies. Les résultats du travail indiquent que la DSF a un grand effet sur la réduction des pertes de chaleur à travers le bâtiment. La perte de chaleur de la façade classique est de 40%, plus élevée que la perte de chaleur de la DSF. Les différents types de verre, les différents rapports de cavité et des propriétés de composants de la façade donneront des différents résultats. La méthode introduite par les auteurs, a été développée pour être utilisée lors de l'évaluation thermique de la DSF au cours du processus de réalisation de nouveaux immeubles de bureaux et aussi pour les immeubles en rénovation.

Darkwa et al. [56], ont entamé une évaluation théorique et pratique d'une DSF ventilée naturellement. Le bâtiment d'évaluation situé à Ningbo en Chine, qui a un climat subtropical<sup>1</sup>.

---

<sup>1</sup> Le climat **subtropical** humide (avec 4 mois > 20 °C), est une zone climatique caractérisée par des étés chauds et humides (mois le plus chaud > 22 °C), ainsi que par des hivers courts mais pouvant aller de très frais à très doux (température moyenne du mois le plus froid comprise entre -3 et 18 °C).

Le mois le plus chaud est Juillet, où les températures pourraient atteindre environ  $39^{\circ}\text{C}$  alors que le mois le plus froid est Janvier, avec une température d'environ  $-5^{\circ}\text{C}$  pendant la nuit. Il est constitué de cinq étages, avec une DSF exposée plein sud et inclinée vers l'avant, Figure I.20. Cette inclinaison permet d'éviter une grande partie du rayonnement solaire incident et de réduire la transmission solaire à travers les parois transparentes, notamment pendant la période d'été. Le code CFD « FLUENT », a été utilisé pour simuler l'écoulement d'air et la distribution de la température dans le canal de la DSF. L'approximation de Boussinesq a été utilisée pour résoudre le problème de la convection naturelle. Pour la modélisation de la turbulence, les auteurs ont appliqué le modèle k- $\epsilon$  Standard. Ce modèle est également préféré aux autres, car il est capable de traiter des écoulements laminaires et transitoires en même temps. L'échange radiatif est modélisé par le Modèle de Rayonnement de Transfert Discret, (DTRM). Les valeurs obtenues, montrent une différence entre les valeurs du modèle du CFD et les données expérimentaux. Par exemple, pour le fonctionnement de la période d'hiver, la valeur calculée de la vitesse moyenne de l'air est  $0.5\text{m/s}$  et la valeur mesurée atteint  $0.82\text{m/s}$ , soit une erreur de 39%. Au terme, d'économie d'énergie, la DSF a été capable de fournir suffisamment d'air frais à une différence de température de chauffage d'environ  $12^{\circ}\text{C}$  en Janvier 2013. La température la plus élevée à la sortie dans la DSF a atteint environ  $41^{\circ}\text{C}$  pour une température ambiante de  $36^{\circ}\text{C}$ . En conclusion, l'étude a montré que le système de DSF est capable de fournir une ventilation adéquate à divers niveaux avec peu d'énergie de chauffage supplémentaire pendant l'hiver, économisant ainsi le pourcentage essentiel de la charge de chauffage de l'immeuble.

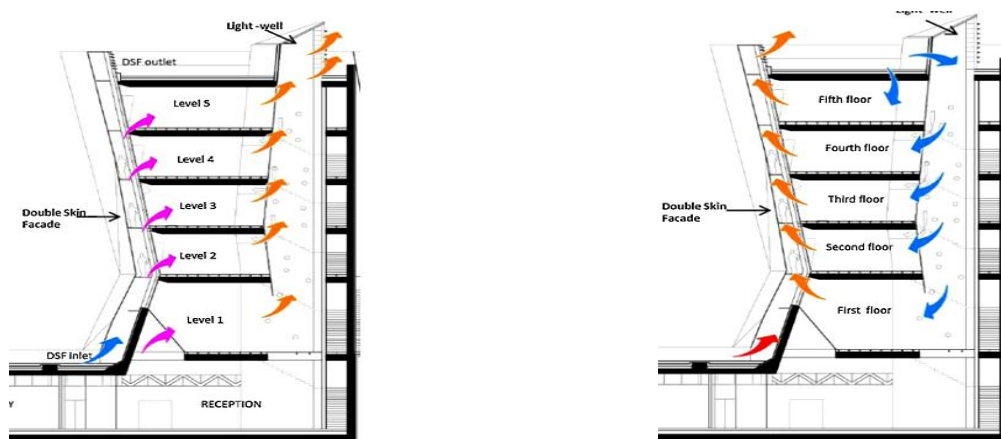


Figure I.20 : Exemple d'une DSF, modélisée par l'approche CFD, Darkwa et al. [56].



Plusieurs travaux ont investigué l'interaction entre la protection solaire et les différents composants de la DSF, ainsi que le comportement thermo-aéroulque, par l'approche CFD.

### **I.5.6.2. Etat de l'art sur les DSF avec des protections solaires**

Shahid et al. [57], ont développé un modèle numérique qui comprend le transfert de chaleur couplé (convection, conduction, et rayonnement) pour une fenêtre à double vitrage avec une protection solaire de type vénitienne installée entre les deux vitres. Un modèle à deux dimensions basé sur la méthode des volumes finis, a été validé pour différents angle de lamelles. Les équations ont été résolues à l'aide du logiciel CFD Fluent. Le régime d'écoulement est supposé laminaire et la méthode S2S, (Surface-to-Surface), a été utilisée pour la modélisation du transfert radiatif. Les résultats montrent que le coefficient d'échange de chaleur par convection  $h$ , varie entre (3.567 et 1.83 W/m<sup>2</sup>K), pour un angle d'inclinaison des lamelles varié entre 0° et 60°. Les résultats obtenus par l'approche CFD ont été ensuite utilisés pour évaluer un modèle simplifiée unidimensionnel qui convient pour l'intégration dans un logiciel de constructions des bâtiments par l'utilisation des mesures du coefficient U obtenu de la littérature. Les résultats du transfert de chaleur convectif et radiatif obtenu par la simulation de l'approche CFD sont à moins de 2% du modèle simplifié et les valeurs prédites du coefficient U de sont à moins de 1,5%. La principale conclusion qui peut être tirée de cette étude est que la convection peut être découplée du rayonnement. En d'autres termes, le coefficient de convection moyen de la cavité, obtenue à partir d'une solution CFD qui exclut les effets des rayonnements, peut par la suite être combiné avec un modèle simplifié pour obtenir la valeur globale du coefficient U.

Naylor et al. [58], ont examiné l'effet de la présence d'une protection solaire vénitienne sur les performances thermiques d'une fenêtre. La protection est positionnée de manière adjacente à la surface intérieure, soit d'un simple ou un double vitrage. Le couplage du transfert de chaleur par convection et par rayonnement est résolu en utilisant un modèle de volumes finis à deux dimensions par le logiciel FLUENT. Les auteurs confirment que l'espacement entre la protection solaire et le verre a un effet significatif sur les performances énergétiques de la fenêtre. Pour les paramètres considérés de la simulation, les effets maximums de la protection solaire, ont été constatés lorsque la protection est placée près du verre pour un angle d'inclinaison des lamelles de la protection de 90°.

Manz [59], a étudié la convection naturelle d'une DSF ouverte équipée d'un dispositif solaire entre les deux verres de la façade. Le canal a une hauteur de 2.45m, une longueur de 1.55m et une largeur de 0.6m. La modélisation en 2D par le code FLOVENT est menée. Le modèle de turbulence  $k-\epsilon$  Standard est utilisé pour la modélisation de la turbulence. L'approximation de Boussinesq, qui est considérée valable pour des différences de températures jusqu'à environ 50K, a été utilisée pour modéliser les forces de flottabilité. L'échange radiatif est modélisé par la méthode S2S. Afin de simuler le comportement du canal d'une façon plus détaillée Manz [59], a couplé le modèle CFD avec un modèle optique spectral. Ce dernier prend en compte les propriétés optiques des différents composants de la DSF, (verre et protection solaire), ainsi les différents phénomènes dû à ses propriétés optiques, tel que l'effet multiple de l'inter-réflexivité. La transmission et la réflexion spectrale de toutes les couches (verres et protection solaire) ont été mesurées à un angle d'incidence normal dans l'intervalle des courtes longueurs d'onde par un spectrophotomètre. L'auteur a constaté que l'absorption totale varie au cours de la journée en fonction de l'angle d'incidence et elle est importante lorsque l'angle d'incidence est compris entre  $59^\circ$  et  $90^\circ$ . En plus, 43% de l'énergie incidente sur les différents composants de la DSF est due au rayonnement diffus, donc les valeurs numériques pour l'absorption hémisphérique ont été appliquées. Le flux de chaleur intérieur dû au rayonnement des grandes longueurs d'onde est réduit de 2% et le flux de chaleur dû au rayonnement solaire transmis à l'intérieur est diminué de 10%. Pour minimiser le flux de chaleur intérieur, l'auteur recommande que l'absorption totale de la première couche de la DSF, soit faible, des grandes ouvertures de ventilation, un faible coefficient de transmission thermique (U) pour l'élément de vitrage et un coefficient de réflexion de la protection solaire élevé.

Dans un autre travail, Manz et al. [60], ont amélioré et complété le travail de Manz [59]. Ils ont adopté la même procédure avec l'ajout d'un troisième modèle basé sur un outil de simulation énergétique du bâtiment. Pour des bâtiments à plusieurs étages équipés par une DSF, les auteurs constatent que la température de l'air du canal et le flux transmis à l'intérieur sont proportionnelles à la hauteur du canal. Concernant la méthode utilisée, les auteurs, confirment qu'un bon compromis entre coût et fiabilité est obtenu lors de l'examen du comportement thermique des bâtiments équipés avec des façades à double peau et une telle procédure est recommandée pour l'analyse et l'optimisation de ce type de façade.

Le document de Cook et al. [61], décrit la modélisation en 2D par l'approche CFD d'une DSF équipée par des protections vénitiennes, installées à l'intérieur d'un canal de

larguer de 0.55m et une hauteur de 2.05m. Le modèle de turbulence  $k-\omega$  est utilisé avec un raffinement très fin près de la paroi. Le transfert de chaleur couplé (convection, conduction et rayonnement) est étudié par le code CFX. L'équation du transfert radiatif (ETR) est résolue par la méthode de Monte-Carlo avec un modèle bi-bande. La première bande définie entre  $0.001\mu\text{m}$  et  $2.7\mu\text{m}$ , représente l'intervalle solaire et la deuxième bande définie entre  $2.7\mu\text{m}$  et  $1000\mu\text{m}$  recouvre l'échange radiatif pour les grandes longueurs d'ondes. L'étude paramétrique était basée sur la variation de l'angle d'inclinaison des lamelles ( $0^\circ$ ,  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  et  $80^\circ$ ) et pour un nombre de Rayleigh allant de  $10^9$  à  $10^{10}$ . La validation est effectuée par la comparaison avec les données des tests expérimentaux d'un prototype installé à l'intérieur, Figure I.21. Les auteurs, constatent un bon accord entre les deux méthodes. Des écarts dans les résultats sont généralement causés par la simplification du modèle CFD, résultants surtout lors du choix du modèle de turbulence. Les résultats issus de la simulation CFD, confirment que la présence des protections solaires conduit à une amélioration de 35% de la ventilation naturelle pour le canal de la façade et la réduction de 75% des flux de chaleur pénétrant à l'environnement intérieur.

Un autre travail, concernant l'étude du comportement thermo-aéraulique des DSF en présence des protections solaires a été réalisé par Jiru et al. [47]. Ce travail est basé sur une validation avec des données expérimentales d'une DSF réelle et des données météorologiques. La méthode S2S a été utilisée pour la modélisation du transfert radiatif, le modèle de fermeture de turbulence  $k-\varepsilon$  standard a été utilisé dans le code Fluent.



Figure I.21 : Cellule de tests de Cook et al. [61].

L'étude paramétrique est basée sur l'angle des lamelles et la distance entre la protection solaire et le verre. Les auteurs confirment que l'effet de changement de la position des protections solaires sur la température, le champ de vitesses et le coefficient du transfert de chaleur, est plus significatif que l'effet de changement de l'angle des lamelles.

Récemment, Hazem et al. [62], ont réalisé une étude paramétrique pour évaluer l'effet de l'intensité du rayonnement solaire, de l'angle d'incidence et de l'angle des lamelles sur le comportement thermo-aéraulique d'une DSF équipée d'une protection vénitienne. La simulation est réalisée par le code FLUENT. La validation est basée sur les travaux de Safer [63]. Les résultats ont mis en évidence l'importance de contrôler les effets du rayonnement solaires pour atteindre les conditions intérieures adéquates. Plus de détails de ce travail sont réservés dans le chapitre IV.

Les travaux mentionnés ci-dessus, de [57-63] et d'autres, sont basés sur une modélisation en 2D. Principalement, cette simplification est basée sur l'effet engendré de la présence de la protection solaire telle qu'une vénitienne, ce qui augmente la taille de l'espace discrétisé. A titre d'exemple, dans le travail de Safer [63], la petite dimension est celle des lamelles de la protection elle est d'environ de 0.025m, alors que les dimensions de la façade, (hauteur du verre ou du canal), sont de l'ordre de 3m, soit un rapport de 120 fois. Une telle situation peut génère un maillage en 3D de plus de cinquante millions de nœuds, Safer [63]. Dans cette situation le modèle 2D est adopté sous des hypothèses et des simplifications qui n'influent pas sur les différents phénomènes physiques de la DSF.

Bien que ces travaux, montrent une bonne concordance entre la modélisation par l'approche CFD et les résultats expérimentaux, l'hypothèse de supposer un modèle 2D, a été vérifiée par Safer [63] et Safer et al. [48].

Dans le premier travail, Safer [63] a étudié le comportement thermo-aéraulique de la DSF, cependant, dans le deuxième travail, uniquement le comportement aéraulique qui a été abordé. Un cas représente l'absence du rayonnement solaire, c.à.d. durant la nuit. Pour l'exécution de l'approche CFD en 3D, les auteurs proposent la simulation des protections solaires à un milieu poreux, figure I.22. Sur la base des tests expérimentaux, les auteurs déduisent la résistance visqueuse et inertielle. Cette technique a permis ensuite de réduire le nombre de maillage, même au cas 3D. La comparaison entre la modélisation en 3D et celle en 2D permet de confirmer que seule la géométrie, qu'on doit prendre en considération lors de la simplification en 2D, par exemple, avoir des ouvertures (entrée et sortie), non alignées, ou qui s'étend pas le long de la façade.

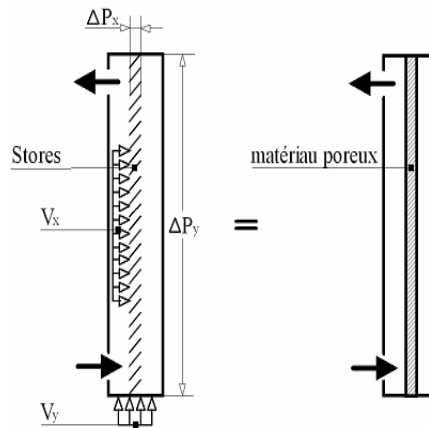


Figure I.22 : Simulation de la protection solaire à un milieu poreux, Safer et al [48].

Draco et al. [64], ont simulé le comportement de la DSF en 3D. La validation du modèle est vérifiée par les résultats expérimentaux de Mie et al. [65]. Les dimensions de la cellule de test ont permis de générer un maillage de deux millions de cellules. Ils ont ensuite étudié l'effet de prendre en considération la modélisation du milieu extérieur et intérieur. Ils ont conclu qu'il n'y a pas de différence significative dans la quantification du comportement de la configuration testée. Par conséquent, ils ont recommandé de modéliser uniquement le canal de la DSF, puisque les milieux extérieurs ou intérieurs ne sont pas des facteurs clés pour l'évaluation du comportement thermo-aérodynamique.

Pasut et al. [66], ont discuté les hypothèses simplificatrices, qui jouent un rôle important lors de la simulation d'une façade ventilée naturellement en utilisant la technique CFD et qui peuvent limiter le temps et les capacités de calcul.

L'analyse des auteurs, montrent que les propriétés thermo-physiques de l'air (la conductivité thermique et la chaleur spécifique), peuvent être considérées comme des valeurs constantes au lieu de les considérer dépendantes de la température. Ceci qui augmente le temps de calcul, sans amélioration significative dans les résultats. Le modèle 2D est le meilleur choix, car il donne une bonne prédiction avec moins de temps de calcul. Le modèle k- $\epsilon$  RNG est conseillé pour une bonne stabilité de simulation et de bons résultats.

Contrairement aux résultats de Draco et al. [64], les auteurs du travail [66], confirment que la modélisation de l'environnement extérieur est importante pour une meilleure qualité de simulation. Pour les auteurs ce facteur permet de donner la possibilité de définir la direction et la valeur de la vitesse à l'entrée d'une façon proche de la réalité.

### **I.5.7. Approche expérimentale**

Néanmoins, autre que les études numériques, des efforts importants ont été déployés dans le domaine expérimental pour mieux comprendre le comportement de ces systèmes et de fournir des données et des outils qui pourraient être utilisés pour valider les modèles numériques développés, voir les travaux [14, 24, 27, 33, 37,40-45,48-50,59-60].

Le but du travail de Zöllner et al. [67] est la détermination du coefficient du transfert de chaleur global pour un rayonnement solaire journalier et le flux de chaleur pour le cas de la convection mixte turbulente. L'étude expérimentale est réalisée sur un banc d'essais représentant une DSF ventilée mécaniquement en absence des protections solaires. La largeur du canal est testée pour trois différentes valeurs 0.3, 0.6 et 0.9 m, la hauteur de la cellule de test est de 2.4m et celle des ouvertures est de 0.1m. L'analyse détaillée des paramètres, montre que pour un rayonnement solaire d'environ  $600 \text{ W/m}^2$  et une diminution de la température ambiante de  $26^\circ\text{C}$  à  $5^\circ\text{C}$ , le nombre de Nusselt moyen est augmenté d'environ 20%. Cependant pour un rayonnement solaire variant de 500 à  $900 \text{ W/m}^2$ , les auteurs constatent une augmentation de 25% du nombre de Nusselt. Les auteurs indiquent que, le phénomène est complexe dans la DSF et dépend fortement de la hauteur, de la distance entre le verre extérieur et intérieur et de la hauteur des ouvertures de l'air.

Corgnati et al. [68], ont réalisé une série de mesures sur une DSF, dans des conditions de fonctionnement réelles. Les principaux objectifs de la recherche étaient : l'évaluation des performances de la façade et la proposition d'une méthode pour conserver l'énergie, l'amélioration des conditions de confort et l'obtention d'une connaissance plus détaillée du comportement de la façade. La façade est ventilée mécaniquement et intégrée à un système de CVCA. Elle est utilisée comme la sortie d'évacuation du système. Les températures, les flux de chaleurs et les vitesses d'air du canal de la façade ventilée ont été contrôlés en permanence pendant une période de 2 ans, à l'aide d'un système de contrôle comprenant 34 capteurs, (thermocouple, fluxmètre et anémomètre), Figure I.23. En conclusion, les auteurs confirment que la façade ventilée assure des performances satisfaisantes tout au long de l'année par rapport aux façades traditionnelles. Cependant, durant la période estivale, les auteurs préfèrent les façades opaques par rapport à la DSF ventilée. Cette dernière présente le problème de surchauffe et par conséquent une mauvaise conservation d'énergie. Pendant l'hiver, leurs comportement est presque comparable, même si la possibilité d'exploiter la façade ventilée comme un capteur solaire pour préchauffer l'air de ventilation est avérée efficace mais pour

un temps limité. Finalement, le transfert de chaleur par rayonnement entre la protection solaire et le verre intérieur est un phénomène très important pour maîtriser les problèmes de confort intérieurs pendant la période chaude. Les auteurs constatent que ce dernier problème ne peut pas être résolu uniquement par une simple augmentation de la ventilation.

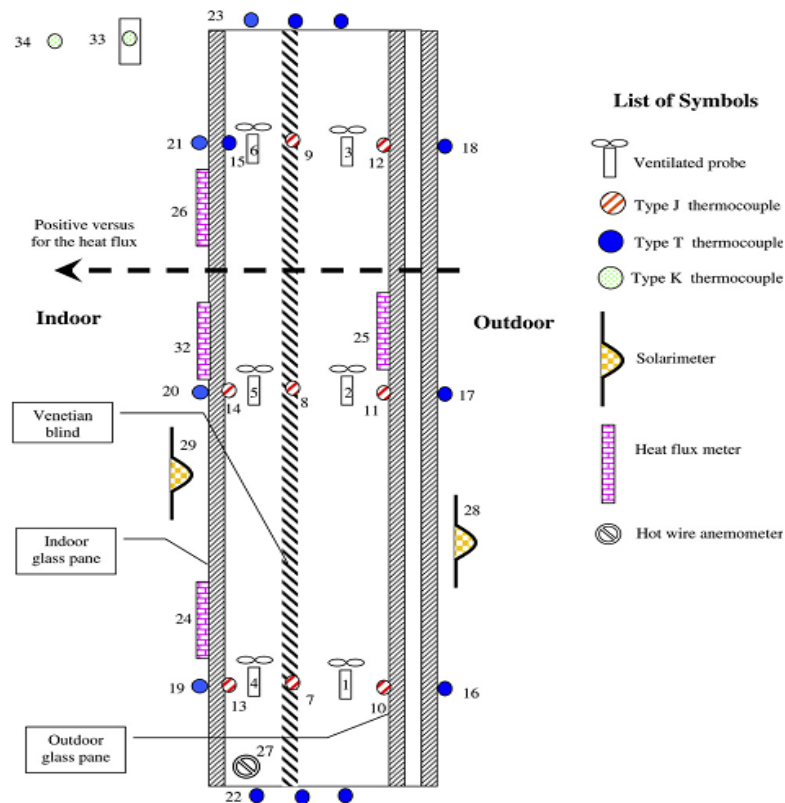


Figure I.23 : Emplacement des thermocouples pour la DSF testées, Corgnati et al. [68].

Le travail de Serra et al. [70], est la continuité du travail de Corgnati et al. [68]. Les mesures ont été effectuées sur l'installation d'essais TWINS (Innovative Systems Testing Window). Les auteurs ont comparé les performances de la façade active par rapport à une façade traditionnelle, considérée comme une façade de référence. Ils ont affirmé que la façade active a montré une meilleure performance dans les deux saisons, chaude et froide, et ceci pour chaque configuration considérée, (type de verre, protection solaire et débit de ventilation).

## **I.6. Conclusion**

L'état de l'art présenté dans le premier chapitre montre l'importance de la DSF sur les performances énergétique d'un bâtiment. La plupart des travaux, indiquent que le comportement thermo-aéraulique de la DSF est complexe, notamment lors de la présence de la protection solaire. Non seulement la prise en compte des différents phénomènes physiques tels que : le rayonnement, la convection et la conduction est nécessaire pour une modélisation efficace, mais aussi plusieurs paramètres jouent un rôle prédominante. Le choix des propriétés des verres, la sélection du matériau de la protection solaire, la nature et la gestion de la ventilation du canal sont des paramètres clés pour une évaluation et une maîtrise efficace de l'énergie de l'immeuble. L'objectif principal de cette étude est d'étudier les performances thermo-aérauliques d'une DSF, pour un immeuble de bureaux, sous des conditions climatiques de la période estivale. Une approche CFD et l'exploitation d'une étude paramétrique seront le moyen efficace pour atteindre à nos objectifs. Nous visons à mettre en évidence la complexité de la gestion de la DSF, ainsi la définition d'une stratégie efficace pour l'exploitation de l'énergie développée par la DSF.



# **Chapitre II**

## **Formulation mathématique**

**Introduction**

Généralement les connaissances du comportement thermo-aéraulique de l'air à l'intérieur du canal des façades à double peau proviennent des procédés suivants : la simulation sur des prototypes à échelle réduite installés dans des laboratoires, les tests expérimentaux sur site et les simulations numériques.

L'objectif de ce chapitre est la description de la troisième approche (les simulations numériques), qui a été mise en œuvre dans le présent travail -voir chapitre IV-, pour atteindre à la modélisation physique des différents phénomènes intervenant dans l'analyse de l'effet des différents composants de la façade.

Cette approche est reposée sur un développement mathématique basé sur la résolution des équations issues de la mécanique des fluides, qui permet à la fois d'estimer, en un nombre de points très importants de la façade, les différentes variables physiques et de prendre en considération l'interactions des phénomènes physiques (ex : La turbulence), qui participent à la compréhension du comportement thermo-aéraulique de ce type de façades.

Donc, dans la première partie, on présente l'état d'art portant sur les études consacrées à la simulation numérique du comportement des façades à double peau. On présente, dans la deuxième partie de ce chapitre les différentes équations qui gouvernent les différents phénomènes physiques dans une façade à double peau.

Nous en commençons par les lois de la mécanique des fluides, ensuite une description des phénomènes turbulents, ainsi la modélisation et le choix du modèle de fermetures, le traitement près de la paroi et finalement une attention toute particulière a été réservée à la modélisation du transfert radiatif, ainsi qu'à la méthode adoptée pour résoudre numériquement les équations obtenues.

## **II.1. Etat de l'art**

L'évolution des capacités des calculateurs a donné une grande opportunité aux développements des codes de calcul de la dynamique des fluides, (Computational Fluid Dynamics : CFD). Une évolution, qui autorise la prédiction quantitative et qualitative des champs internes de vitesse, de température, de pression et même de la distribution du flux radiatif et l'étude des performances thermo-aéraulique d'une façade à double peau. Ceci est réalisable après la résolution numérique des équations de masse, de quantité de mouvement, de l'équation de l'énergie et de l'équation du transfert radiatif dans un volume de contrôle.

Dans un premier temps les chercheurs du domaine ont surtout consacré leurs travaux pour les façades à double peau sans protection solaire. Nous citons principalement les travaux de Gan [70], qui a présenté une méthode numérique développée pour la prédiction du transfert thermique d'une cavité à double vitrage, basée sur le calcul de la dynamique des fluides (CFD). L'auteur dans son travail confirme que la technique CFD, peut être utilisée pour mieux comprendre les performances du vitrage multiple et d'optimiser également la conception et l'exploitation des nouveaux systèmes multiples de vitrage tels que l'écoulement de l'air des DSF en termes d'efficacité énergétique et du confort thermique.

Blocken et al. [71], ont réalisé une simulation CFD en trois dimensions, afin de quantifier la perte de charge entre les deux ouvrants de l'air du canal d'une DSF. Les simulations CFD de ce travail ont démontré que, non seulement un gradient de pression vertical, mais aussi un gradient horizontal.

Saelens [10], confirme que la plupart des modèles sont développés pour la ventilation mécanique des DSF et qu'il y a très peu de modèles disponibles pour des façades ventilées naturellement. Dans son travail, Saelens [10], a entamé une série de simulation CFD, pour des DSF sans protection solaire et pour les deux types de ventilation (mécanique et naturelle).

Une étude expérimentale a été proposée par Zöllner et al. [67]. L'objectif principal du travail est l'évaluation du coefficient de transfert convectif moyen entre deux verres soumis à un rayonnement solaire direct.

L'étude de Manz [50], vise à comparer les résultats obtenus par un code CFD (FLOVENT), avec des corrélations empiriques en matière du transfert de chaleur par convection naturelle dans des cavités verticales chauffées partiellement.

Ensuite, pour la modélisation des façades à double peau, Manz et al. [72], ont proposé une procédure comprenant un modèle optique spectral et le modèle CFD. Les résultats issus de la simulation sont comparés avec des données issues d'une étude expérimentale. Dans les deux travaux, les auteurs confirment, que seul le CFD est capable d'exécuter une analyse détaillée du comportement thermo-aéraulique de l'air du canal des DSF.

Finalement pour ce type de façade, Coussirat et al. [73], concluent que la démarche CFD se révèle d'être un outil utile pour la modélisation de l'écoulement et du transfert de chaleur de la DSF, dont les trois modes du transfert (conduction, convection et rayonnement), sont considérés. Les résultats du travail confirment qu'il est possible de reproduire un cas expérimental numériquement et d'obtenir des profils de vitesse et de température.

Concernent l'étude du comportement des DSF équipées par des protections solaires, plusieurs études CFD existent dans la littérature. Manz [59], a validé un modèle CFD bien détaillé pour la ventilation mécanique d'une DSF équipée d'une protection solaire de type vénitien, ensuite la même démarche est appliquée pour le cas de la ventilation naturelle, Manz et al. [9].

Le travail de Cook et al. [61], décrit la modélisation CFD du transfert de chaleur couplé (convection, conduction et rayonnement), des DSF dans la présence des stores vénitiens à l'intérieur de la cavité de la façade.

L'étude de Safer et al. [48], est une simulation en trois dimensions avec un outil CFD (Fluent 6.3), pour une DSF équipé de stores vénitiens. Jiru et al. [47], ont étudié les transferts de chaleur couplés par convection, conduction et rayonnement dans une DSF.

Récemment, Darco et al. [64], ont proposé une méthodologie pour la modélisation du rayonnement solaire avec un outil CFD, pour ce type de façades.

## **II.2. Mécanique des fluides**

La mécanique des fluides est l'étude du comportement des fluides (liquides et gaz) et des forces internes associées qui permet entre autres de décrire le comportement d'un fluide (le parcours du déplacement et l'historique de l'évolution des différents paramètres physiques). C'est une branche de la mécanique des milieux continus, qui modélise la matière à l'aide de particules assez petites pour relever de l'analyse mathématique mais assez grandes par rapport aux molécules pour être décrites par des fonctions continues, Saadjan [74].

Les équations décrivant le mouvement du fluide, issues des lois du principe fondamental de la dynamique. La résolution d'un problème de mécanique de fluide revient à déterminer en tout point et à tout instant les variables représentatives du fluide considéré, telles que : la pression, la masse volumique, les composantes de vitesse, la température, etc.

La définition des différentes variables, permet l'évaluation du mécanisme des transferts de chaleur et de masse. Ces variables sont liées entre elles par un système des coordonnées et du temps.

Les conditions aux limites et l'état initial, doivent être définies. La détermination des différents variables représentatives du fluide, nécessite un nombre d'équations égale au nombre de ces variables.

Le développement des principes de conservation, (MDF et thermodynamique), permet d'obtenir les équations de conservation : l'équation de la masse, les équations de la quantité de mouvement et l'équation de l'énergie.

Enfin comme dernière équation, on utilise une relation décrivant l'état du fluide reliant les différentes variables d'état. Les équations obtenues du bilan sont appliquées sur des éléments d'un volume de contrôle, choisit d'une façon représentative de l'espace discrétisé.

Lors de la modélisation d'un phénomène turbulent, qui est généralement le cas le plus proche de la réalité, on a besoin d'introduire des équations gouvernantes et représentatives de ce phénomène. Ceci implique la définition de nouveau inconnue qui décrit ce phénomène. La détermination de ces paramètres nécessite un bon choix du modèle de turbulence (modèles de fermeture).

### **II.3. Equations générales**

Le comportement de l'air du canal de la façade à double peau, est décrit par la résolution des champs de pression-vitesse et de température. Pour cela trois bilans sont nécessaires : équations de bilan de masse, de quantité de mouvement et d'énergie.

#### **II.3.1 Equation de conservation de la masse**

A partir d'un bilan massique sur un volume élémentaire du fluide, qui possède à un instant donné une vitesse, une température, une pression et une masse volumique, on obtient

l'équation de conservation de la masse. Cette équation décrit les caractéristiques et le comportement aéraulique d'une DSF à un instant donné. Elle s'écrit de la manière suivante :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = S_m \quad (\text{II.1})$$

Tel que :

- $\frac{\partial \rho}{\partial t}$  : Terme instationnaire de la variation locale de la masse en fonction du temps ;
- $\nabla \cdot (\rho \vec{u})$  : Variation convective due au champ de vitesses ;
- $S_m$  : Terme sources ou puits, correspondant à la création ou à la disparition de la matière.

Dans l'absence du terme source, l'équation de conservation de la masse en coordonnées cartésiennes pour un fluide incompressible est donnée par :

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (\text{II.2})$$

Tel que  $u_i$  est la composante de la vitesse dans une direction donnée.

### II.3.2. Equation de conservation de la quantité de mouvement

Lors du mouvement du fluide, les forces extérieures sont de deux formes : les forces volumiques, (gravité à titre d'exemple) et les forces surfacique, (pression normales et frottement). L'équilibre entre les forces et la variation de la quantité de mouvement, (le taux de variation de la quantité de mouvement est égal à la résultante des forces extérieures qui lui sont appliquées), qui représente le principe fondamental de la dynamique, loi d'Euler, permet d'écrire les équations de la quantité de mouvement :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{u}) + \nabla (\rho \vec{u} \vec{u}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\bar{\tau}}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (\text{II.3})$$

Avec :

$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{u}) + \nabla (\rho \vec{u} \vec{u})$  : Forces d'inerties ;

$\nabla p$  : Forces de pression hydrostatique ;

$\nabla \cdot (\bar{\bar{\tau}})$  : Forces visqueuses ;

$\rho \vec{g}$  : Force de gravité ;

$\vec{F}$  : Toutes les forces volumiques à part la force de gravité,

Notons que :  $\bar{\bar{\tau}}$  est le tenseur des contraintes visqueuses, définit par :

$$\bar{\tau} = \mu \left[ (\nabla \vec{u} + \nabla \vec{u}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{u} I \right] \quad (\text{II.4})$$

Avec :  $I$  est la matrice identité.

Généralement, les équations de conservation de quantité de mouvement (II.3), sont présentées par les équations de Navier-Stokes. Lorsque la viscosité dynamique moléculaire, ( $\mu$ ), du fluide est invariable dans toutes les directions du domaine d'étude, on aura la forme suivante :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{u}) + \nabla (\rho \vec{u} \vec{u}) = -\nabla p + \mu \nabla^2 \vec{u} + \frac{1}{3} \mu \nabla (\nabla \cdot \vec{u}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (\text{II.5})$$

Donc, pour un fluide soumis uniquement au champ de pesanteur, la forme indicelle de cette équation est donnée par :

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) - \rho g_i \delta_{ij} + F_i \quad (\text{II.5.a})$$

Avec  $\delta_{i3}$  égal à 1 si :  $i=j$ , et égale à zéro autrement.

$g_i$  : La  $j$ -ième composante du vecteur de gravité,

Les équations de quantité de mouvement ainsi que celle de conservation de la masse permettent de traiter les problèmes d'aérodynamique pure, c'est-à-dire, solution du champ de vitesses ou de pression, cependant, dans le cas du problème qui correspond par exemple au cas des DSF ventilées et exposées au rayonnement solaire direct, il faut introduire l'équation de l'énergie, afin de décrire l'évolution de la température de l'air du canal.

### II.3. 3. Equation de conservation de l'énergie

L'équation de conservation de l'énergie est obtenue par application de la première loi de la thermodynamique sur un élément de volume. La variation d'énergie totale sur un volume élémentaire est la somme de la variation de l'énergie due à la conduction, la variation de la chaleur interne, la variation d'énergie due à l'effet de compressibilité et la variation de l'énergie de dissipation visqueuse, donc on peut écrire, Fluent [75] :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho E) + \nabla \cdot (\vec{u} (\rho E + p)) = \nabla \cdot (\lambda_{eff} \nabla T) - \nabla \cdot (\sum_{m=1} h_m \vec{J}_m) + \nabla \cdot (\bar{\tau}_{eff} \cdot \vec{u}) + S_h \quad (\text{II.6})$$

Avec :

$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E)$  : Taux de variation de l'énergie interne ;

$\nabla \cdot (\vec{u}(\rho E + p))$  : Taux de variation par convection, (présence du champ de vitesse) ;

$\nabla \cdot (\lambda_{eff} \nabla T)$  : Taux du transfert d'énergie par conduction ;

$\nabla \cdot (\sum_{m=1} h_m \vec{J}_m)$  : Taux de la diffusion des espèces ;

$\nabla \cdot (\bar{\tau}_{eff} \cdot \vec{u})$  : Taux de variation de l'énergie dû à la dissipation visqueuse ;

$S_h$  : Terme de source de chaleur volumique (électrique, chimique, mécanique...) ;

$\lambda_{eff}$ : Conductivité thermique effective, donnée par:

$$\lambda_{eff} = \lambda + \lambda_t ;$$

Où :  $\lambda$  : Conductivité thermique moléculaire et  $\lambda_t$  conductivité thermique turbulente.

Le terme E dans l'équation (II.6), représente l'énergie interne du fluide, définit par :

$$E = h - \frac{p}{\rho} \tag{II.7}$$

Dans le cas d'un gaz parfait incompressible, l'enthalpie est définie par :

$$h = C_p T + h_0 \tag{II.8}$$

Avec,

$C_p$  : Capacité calorifique, [J/kg.K]

$h_0$  : Enthalpie à la température de référence, [J/kg]

$T_0$  : Température de référence, [K],

On obtient la forme de l'énergie interne :

$$E = C_p T + h_0 - \frac{p}{\rho} \tag{II.9}$$

En remplaçant l'équation (II.9), l'équation (II.6) devient :

$$\frac{\partial(\rho C_p T)}{\partial t} + \frac{\partial(C_p \rho T u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \lambda_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right] + \beta T \frac{DP}{Dt} + \mu \Phi + S_h \tag{II.10}$$

Avec :  $\Phi$  : fonction de dissipation visqueuse.



Les équations (II.2), (II.5) et (II.10) forment un système de 5 équations où apparaît six inconnues : les trois composantes des vitesses ( $u_i$  :  $i=1,2, 3$ ), la pression, la masse volumique et la température.

La résolution de ce système nécessite l'introduction d'une équation supplémentaire qui permet d'obtenir une relation entre la masse volumique, la température et la pression.

La solution la plus courante, lorsque les différences de la température à l'intérieur du canal son faible est l'approximation de Boussinesq (en convection naturelle).

Une autre solution qui semble plus simple et qu'on a adopté pour notre cas d'étude, c'est la loi des gaz parfaits incompressibles. Dans ce cas, la variation de la masse volumique de l'air est fonction de la température et calculée de la façon suivante :

$$\rho = \frac{P_{op}}{\frac{R}{M_w} T} \quad (\text{II.11})$$

Avec :

$P_{op}$  : Pression opératoire, elle est constante,

$R$  : Constante des gaz parfaits, ( $8.314 \text{ J}\cdot\text{mol}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ ).

$M_w$  : Masse moléculaire du gaz.

#### II.4. Hypothèses simplificatrices

En plus des hypothèses mentionnées ci-dessus et comme tout problème physique, des hypothèses simplificatrices sont nécessaires afin de simplifier le système d'équations complexes. Dans le présent travail et en plus des hypothèses mentionnées ci-dessus, on a adopté les hypothèses suivantes :

- Le fluide, qui est l'air dans notre cas, est supposé comme un fluide visqueux, newtonien et incompressible ;
- Les forces volumiques se réduisent aux forces de gravitation ;
- Les vitesses considérées faibles et comprises entre ( $0.1 \leq u \leq 0.35 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ )
- Sauf la masse volumique, les propriétés thermo-physiques sont supposées constantes ;
- Les faibles vitesses permettent de négliger l'effet de la dissipation visqueuse, on peut même vérifier le nombre de Brinkman,

La présentation des équations retenues après l'application des hypothèses simplificatrices mentionnées ci-dessus seront présentées à la fin de ce chapitre.

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (\text{II.12})$$

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) + \rho g_i \quad (\text{II.13})$$

$$\rho C_p \left( \frac{\partial T}{\partial t} + u_j \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \lambda_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right] + S_h \quad (\text{II.14})$$

## II.5. Ecoulement turbulent

Malgré que les équations mentionnées ci-dessus restent valables pour des mouvements instantanés en régime turbulent, elles ne permettent pas la prévision des fluctuations turbulentes. Ceci est dû principalement aux capacités de calcul des instruments utilisés et à la taille des tourbillons qui est inférieure à une ou quelques mailles.

Pour ces raisons, des modifications doivent donc être apportées aux équations précédentes afin de prendre en considération l'effet du caractère turbulent de l'écoulement. Ceci est possible par l'adaptation d'une approche statistique du comportement moyen des différentes quantités turbulentes. Cette approche est habituellement utilisée dans les codes de calcul de mécanique des fluides.

### II.5.1. Modélisation de la turbulence

Jusqu'au aujourd'hui il n'existe pas une théorie générale pour définir complètement la turbulence. Il est possible de mentionner un ensemble de paramètres qui indiquent qu'un écoulement est à caractère turbulent. La turbulence indique le comportement d'un fluide, lorsque la vitesse est subite en tout point d'espace des fluctuations aléatoires, ce qui engendre l'apparition des tourbillons qui reste en mouvement et changent leurs tailles sans arrêt. Les écoulements turbulents se caractérisent donc par une apparence très désordonnée, un comportement difficilement prévisible (i.e. chaotique) et l'existence de nombreuses échelles spatiales et temporelles interférant entre elles, Tennekes et al. [76].

Dans le cas des DSF équipées d'une protection solaire, la nature de l'écoulement de l'air du canal est turbulente, puisque les lamelles des protections solaires présentent des obstacles, ce qui favorise le déclenchement de la turbulence.

Pour le cas des DSF sans protection solaire, la ventilation mécanique assure des vitesses qui permettent d'avoir un nombre de Reynolds supérieur à 3000, généralement on impose une vitesse comprise entre 0.1 et 0.15 m/s, Safer [63].

Afin de procéder à la simulation de l'écoulement turbulent dans la DSF, il faut une modélisation numérique du phénomène physique de la turbulence, puisqu'une résolution directe (Direct Numerical Simulation), du système d'équations qui représentent l'écoulement en régime turbulent est possible uniquement pour des faibles nombres de Reynolds ou pour des géométries relativement simples. Donc, le major problème est la capacité des ordinateurs même les plus puissants, qui sont jusqu'au maintenant incapable de résoudre un tel problème. Alors, on peut utiliser des méthodes pour la modélisation de la turbulence fondée sur l'approche statistique, Bellot et al. [77].

Une large gamme de ces méthodes existent, les plus courantes appelées les modèles statistiques ou encore les modèles RANS (Reynolds Average Navier Stokes), dont l'objectif principal est la détermination de l'évolution des différents champs moyens et turbulents, ainsi, de mettre en évidence le transfert entre ces 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, Candel [78].

### **II.5. 2. Approche statistique : le tenseur de Reynolds**

Dans l'approche statistique une décomposition appelée "décomposition de Reynolds", est utilisée afin de décrire l'écoulement moyen. La décomposition de l'écoulement est effectuée en deux champs : un champ moyen et un champ fluctuant autour de ce champ moyen. Cette décomposition consiste à exprimer les variables en composante moyenne et composante fluctuante, c'est la décomposition de Reynolds, tout en utilisant des lois de conservation.

Donc, tout paramètre physique est une fonction à caractère aléatoire (dans l'espace et dans le temps), dont on décompose les valeurs instantanées en deux composantes : l'une est moyenne et l'autre est fluctuante, ces variables s'écrivent alors :

$$\begin{cases} u_i(x_i, t) = \bar{u}_i(x_i, t) + u'_i(x_i, t) \\ P_i(x_i, t) = \bar{P}_i(x_i, t) + P'_i(x_i, t) \\ T_i(x_i, t) = \bar{T}_i(x_i, t) + T'_i(x_i, t) \end{cases} \quad (\text{II.15})$$

Le symbole  $(\bar{\quad})$  présente l'opérateur de la moyenne statistique et le symbole  $(\quad')$  présente les fluctuations ou écarts par rapport à ces moyennes. Généralement, on utilise les propriétés courantes de la moyenne et les relations suivantes :

$$\begin{cases} \overline{u + v} = \bar{u} + \bar{v} \\ \overline{a \cdot u} = a \cdot \bar{u} \\ \overline{\left(\frac{\partial u}{\partial t}\right)} = \frac{\partial \bar{u}}{\partial t} \end{cases} \quad \text{Et} \quad \begin{cases} \overline{u_i \cdot u_j} = \bar{u}_i \cdot \bar{u}_j + \overline{u'_i \cdot u'_j} \\ \overline{u_i \cdot T} = \bar{u}_i \cdot \bar{T} + \overline{u'_i \cdot T'} \\ \overline{u'_i \cdot (x_i, t)} = \overline{P' \cdot (x_i, t)} = 0 \end{cases} \quad (\text{II.16})$$

Si on remplace les quantités de l'équation (II.15), dans les équations (II.12), (II.13) et (II.14) et on utilise les propriétés et les relations de l'équation (II.16), on obtient le système d'équations suivantes :

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (\text{II.17})$$

$$\rho \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \rho \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \rho \overline{u'_i \cdot u'_j} \right) + \rho g_i \quad (\text{II.18})$$

$$\rho C_p \left( \frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} \right) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \lambda_{eff} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} - \rho C_p \overline{u'_i \cdot T'} \right) + S_h \quad (\text{II.19})$$

Les équations (II.17), (II.18) et (II.19), sont appelées les équations du mouvement moyen.

La décomposition de Reynolds introduit des inconnues supplémentaires,  $\overline{(u'_i \cdot u'_j)}$  appelée : *contraintes de Reynolds* et le terme  $\overline{(u'_i \cdot T')}$  est appelé : *flux de chaleur turbulents*. Cette situation nécessite le recours à des modèles de fermetures dite aussi de turbulence, afin de déterminer les contraintes de Reynolds.

### II.5.3. Concept de viscosité turbulente

L'ensemble des équations (II.17), (II.18) et (II.19), possèdent plus d'inconnues que d'équations. Pour le traitement d'un phénomène de turbulence, le problème qui se pose est celui de la fermeture de ce système d'équations.

Généralement, la plupart des modèles de turbulence et notamment dans la gamme de vitesse qui concerne cette étude, qui est comprise entre 0.1 et 0.35 m/s, sont basés sur le concept de la viscosité turbulente, qui a été initialement proposé par Boussinesq, Candel [78].

La viscosité turbulente est introduite par analogie avec la viscosité laminaire. Boussinesq a exprimé les contraintes de Reynolds en fonction des gradients de vitesse moyenne de l'écoulement et fait intervenir la viscosité turbulente. Cette viscosité dépend directement des caractéristiques de l'écoulement et non des propriétés du fluide. Ensuite, les flux de chaleur turbulents sont liés aux gradients de température de l'écoulement au moyen du nombre de Prandtl turbulent (noté  $Pr_t$ ) :

$$\overline{u'_i u'_j} = -\nu_t \left( \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} \left( k + \nu_t \frac{\partial \overline{u_k}}{\partial x_k} \right) \cdot \delta_{ij} \quad (\text{II.20})$$

$$\overline{u'_i T'} = -a_t \cdot \frac{\partial \overline{T}}{\partial x_i} = -\frac{\nu_t}{Pr_t} \cdot \frac{\partial \overline{T}}{\partial x_i} \quad (\text{II.21})$$

$$Pr_t = \frac{\vartheta_t}{a_t} \quad (\text{II.22})$$

Avec :  $\nu_t$  : Viscosité turbulente et  $a_t$  : Diffusivité thermique.

Dans l'équation (II.20),  $k$  est l'énergie cinétique turbulente donnée par :

$$k = \frac{1}{2} \overline{u'_i \cdot u'_i} = \frac{1}{2} (\overline{u_1'^2} + \overline{u_2'^2} + \overline{u_3'^2}) \quad (\text{II.23})$$

Lorsqu'un écoulement est supposé incompressible, la dilatation volumique du fluide, présentée par le terme  $\frac{2}{3} \left( \nu_t \frac{\partial \overline{u_k}}{\partial x_k} \right) \cdot \delta_{ij}$  est nulle.

Le nombre de Prandtl turbulent est fixé dans le présent travail  $Pr_t = 0.85$ . Donc, on peut dire que le problème réside dans la détermination de la viscosité turbulente.

#### **II.5.4. Classification des modèles de turbulence**

Les types des modèles de fermeture sont classifiés par des modèles du premier ordre jusqu'aux modèles du deuxième ordre. Les modèles du premier ordre, se limite à décrire les valeurs moyennes des fonctions de l'écoulement, autrement dit : le calcul des tenseurs de Reynolds en fonction de l'écoulement moyen.

Les modèles du premier ordre se distinguent par le nombre d'équations aux dérivées partielles supplémentaires qui les définissent, nous citons principalement :

- Modèles à zéro équation (modèle de longueur de mélange) ;
- Modèles à une équation (Spalart et Allmaras, [79]) ;
- Modèles à deux équations : (k- $\epsilon$ ), Launder et Spalding, [80] et (k- $\omega$ ), Wilcox, [81].

Les modèles du deuxième ordre, permet de modéliser directement les composantes du tenseur de Reynolds. Ces modèles résolvent une équation de transport pour chaque composante du tenseur de Reynolds et des flux turbulents. Ce type de modèle est classé le plus intéressant puisqu'il est le plus précis. Cependant, ce type de modèles nécessite un temps de calcul plus long que les modèles du premier ordre à deux équations.

Pour le développement et la présentation des différentes équations on peut se référer à Versteeg et al. [82] Et FLUENT [75].

### **II.5.5. Choix du modèle de turbulence**

Dans le présent travail, on a exposé uniquement le modèle de fermeture des équations utilisées pour notre cas. Bien sûr, dans la littérature, on trouve plusieurs documents qui traitent en détail les autres modèles de fermeture de turbulence.

Avant de présenter le modèle de fermeture des équations qu'on a utilisé pour la détermination de la viscosité turbulente, nous discutons d'abord, les raisons pour lesquelles, on a choisi ce type de modèle de fermeture.

Dans le cas des façades à double peau, la présence des lamelles des protections solaires dans le canal de l'air, rend l'écoulement turbulent. Par conséquent, il est nécessaire d'introduire un modèle de turbulence, capable de capter les effets de turbulence de l'air du canal de ce type de façades.

Le choix du modèle de turbulence, dépendra de plusieurs facteurs, tels que : la physique comprise dans la structure de l'écoulement, la pratique établie pour une classe spécifique de problème, le niveau de la précision requise, les ressources de calcul disponibles et le temps disponible pour la simulation, FLUENT [75].

Le modèle (k- $\epsilon$ ) a été plus largement validé pour les écoulements limités par la présence des parois, l'effet rotationnel et le phénomène de séparation, Shih et al. [80], Kumar et al. [83] et Yadav et al. [84].

Pour le présent travail, nous pouvons localiser deux phénomènes dans le canal de l'air : la séparation qui est près de la fin des lamelles et des tourbillons dus à la présence des obstacles. En outre, le fluide entre les lamelles s'écoule à une faible vitesse, de sorte que l'écoulement laminaire peut se produire à partir de la surface de ces dernières, en d'autres termes, l'écoulement peut être laminaire ou turbulent dans le canal, où il est impossible

d'appliquer à la fois un modèle laminaire et turbulent. Pour ces raisons, le modèle k-ε a été choisi pour toutes les simulations de cette étude.

Cependant, le choix du modèle k-ε nécessite une autre sélection, puisque ce modèle contient trois dérivées : le modèle k-ε standard, le modèle k-ε «Realizable» et le modèle k-ε RNG (ReNormalization Group). Les travaux portant sur les DSF, tels que les travaux de Cook et al. [11] et Jiru et al. [47], adoptent le modèle k-ε RNG. Les auteurs de ces travaux, basant sur les remarques mentionnées ci-dessus. Safer et al. [48], ils ont adapté la catégorie k-ε «Realizable». A notre connaissance, sauf Pasut et al. [66], qui ont indiqué que le modèle k-ε RNG est plus précis et stable que le modèle k-ω.

### **II.5.6. Présentation du modèle de fermeture à deux équations de transport (k-ε)**

Le schéma à zéro équation de transport pour la première formulation de  $v_t$  a été introduit par Prandtl (1925). L'autre désignation de ce schéma est "longueur de mélange", puisque, c'est une formulation qui requiert la détermination empirique de la longueur de mélange. La classification précédente, définit le modèle k-ε comme étant un modèle du premier ordre à deux équations de transport, dont la première équation est : l'équation de conservation de l'énergie cinétique turbulente  $k$  et la deuxième équation de conservation est le taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente  $\varepsilon$ .

A partir des équations de Navier-Stokes, on obtient ces deux équations, qui s'écrivent respectivement de la manière suivante, FLUENT [75] :

#### **II.5.6. 1. Modèle de turbulence k-ε standard**

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{Pr_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon + S_k \quad (II.24)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{Pr_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (II.25)$$

Avec :

$Pr_k = 1$  et  $Pr_\varepsilon = 1.3$  : sont les nombres de Prandtl turbulent de  $k$  et  $\varepsilon$ , respectivement

$G_k$ : Production d'énergie turbulente due aux gradients de vitesse moyenne ;

$G_b$ : Production d'énergie turbulente due aux forces de la flottabilité ;

$G_k$  et  $G_b$  sont données par les équations suivantes :

$$G_k = -\overline{\rho u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} = \vartheta_t \left( \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \quad (\text{II.26})$$

$$G_b = \frac{\vartheta_t}{Pr_t} g_j \beta \frac{\partial \overline{T}}{\partial x_i} \quad (\text{II.27})$$

$\beta$  : Coefficient de dilatation thermique, donné par :

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (\text{II.27.a})$$

Pour un gaz parfait l'équation (II.27), prend la forme suivante :

$$G_b = \frac{\vartheta_t}{Pr_t} g_j \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \quad (\text{II.28})$$

L'expression de la viscosité turbulente est donnée en fonction de l'énergie cinétique turbulente et de son taux de dissipation :

$$\vartheta_t = \frac{\rho C_\mu k^2}{\varepsilon} = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (\text{II.29})$$

$S_k, S_\varepsilon$  : Termes source de l'énergie cinétique turbulente et de la dissipation turbulente, respectivement.

Les constantes  $C_{1\varepsilon} = 1.44$ ,  $C_{2\varepsilon} = 1.92$  et  $C_\mu = 0.09$  sont ajustées pour des écoulements turbulents libres. Cependant, la valeur de la constant  $C_{3\varepsilon}$ , qui indique l'effet de la flottabilité sur la dissipation  $\varepsilon$  est donnée par Henkes et al. [85] :

$C_{3\varepsilon} = \tanh \frac{v}{u}$ , tel que  $v$  est la composante de la vitesse de l'écoulement, qui est parallèle au vecteur de gravité et  $u$  : c'est la composante de la vitesse qui est perpendiculaire au vecteur de gravité.

En se basant sur les hypothèses du paragraphe (II.4) et dans l'absence de toute production d'énergie cinétique de dissipation turbulente, on obtient les deux équations de  $k$  et  $\varepsilon$ , pour le modèle de fermeture  $k$ - $\varepsilon$  standard

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \overline{u_i} \frac{\partial k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \vartheta + \frac{\vartheta_t}{Pr_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + \frac{G_k}{\rho} + \frac{G_b}{\rho} - \varepsilon \quad (\text{II.30})$$



$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \overline{u_i} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \vartheta + \frac{\vartheta_t}{Pr_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{\rho k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (\text{II.31})$$

### II.5.6. 2. Modèle de turbulence k-ε RNG

La différence entre le modèle k-ε RNG et le modèle k-ε standard réside dans :

- Le terme supplémentaire  $R_\varepsilon$  dans l'équation du taux de dissipation turbulente,
- Les valeurs des constantes,
- Le nombre de Prandtl turbulent est déterminé par une formule analytique,
- L'évaluation de la viscosité effective permis de prendre en confédération les effets à faible nombre de Reynolds.

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \overline{u_i} \frac{\partial k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \frac{1}{\rho} \alpha_k \mu_{eff} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + \frac{G_k}{\rho} + \frac{G_b}{\rho} - \varepsilon \quad (\text{II.32})$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \overline{u_i} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \frac{1}{\rho} \alpha_\varepsilon \mu_{eff} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{\rho k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k} - \frac{R_\varepsilon}{\rho} \quad (\text{II.33})$$

Les constantes du modèle RNG sont données comme suit :

$$C_{1\varepsilon} = 1.42 \text{ et } C_{2\varepsilon} = 1.68.$$

$$R_\varepsilon = \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \eta / \eta_0) \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{1}{k} \quad (\text{II.34})$$

$$\eta = \frac{Sk}{\varepsilon} \quad (\text{II.35})$$

Et le module du tenseur des taux de contraintes moyennes définit par :

$$S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (\text{II.36})$$

$$\eta_0 = 4.38 \text{ Et } \beta = 0.012;$$

D'après les équations (II.32) et (II.33), on constate que l'équation de  $k$  pour les modèles (standard et RNG), est la même, sauf dans le terme de la viscosité.

La théorie RNG, donne la viscosité turbulente par l'équation différentielle suivante :

$$d \left( \frac{\rho^2 k}{\sqrt{\varepsilon \mu}} \right) = 1.72 \frac{\hat{v}}{\sqrt{\hat{v}^3 - 1 + C_v}} d\hat{v} \quad (\text{II.37})$$

Avec :

$$\hat{\nu} = \mu_{eff}/\mu \quad (II.38)$$

$$C_v \approx 100 \quad (II.39)$$

L'équation (II.38) et l'intégration de l'équation (II.37), donne la viscosité turbulente effectif. Une procédure qui est applicable uniquement lorsque le nombre de Reynolds est faible, pour des nombres de Reynolds élevés l'équation (II.29), est appliquée, avec  $C_\mu = 0.0845$ , FLUENT [75].

Cette valeur de  $C_\mu$  est obtenue par la théorie utilisée pour le modèle RNG, elle est proche de la valeur de  $C_\mu$  du modèle standard.

Dans les équations (II.32) et (II.33),  $\alpha_k$  et  $\alpha_\epsilon$ : sont les nombre inverse de Prandtl effectif. Pour le cas où le nombre de Reynolds est élevé :  $\alpha_k = \alpha_\epsilon \approx 1.393$  ; alors pour le cas où en cherche l'effet des faibles Reynolds sur l'écoulement, la théorie utilisée pour RNG donne la formule suivante :

$$\left| \frac{\alpha - 1.3929}{\alpha_0 - 1.3929} \right|^{0.6321} \left| \frac{\alpha + 2.3929}{\alpha_0 + 1.3929} \right|^{0.3679} = \frac{\mu_{mol}}{\mu_{eff}} \quad (II.40)$$

### II.5.6.3. Modèle de turbulence k-ε Realizable

Le modèle de turbulence k-ε Realizable et le dernier modèle délivré du modèle de turbulence k-ε. Dans ce modèle l'équation de l'énergie cinétique turbulente est identique à celle du modèle standard.

La différence entre les deux modèles est la nouvelle formule donnée pour la viscosité turbulente, Shih et al. [80]. Ceci engendre une nouvelle formulation de l'équation du taux de dissipation turbulente ε, donnée par, FLUENT [75] :

$$\frac{\partial \epsilon}{\partial t} + \overline{u_i} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \vartheta + \frac{\vartheta_t}{Pr_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right] + C_1 S \epsilon - C_2 \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{v \epsilon}} + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{\rho k} C_{3\epsilon} G_b \quad (II.41)$$

Commençant par les constantes du modèle :  $C_{1\epsilon}=1.44$ ,  $C_2=1.90$ ,  $Pr_k=1.0$ ,  $Pr_\epsilon=1.2$ ,

La constante  $C_1$  est donnée par :

$$C_1 = \max \left[ 0.43; \frac{\eta}{\eta+5} \right] \quad (\text{II.42})$$

Les équations (II.35) et (II.36) donnent  $\eta$ .

Pour le modèle k- $\epsilon$  Realizable, une nouvelle formulation pour la viscosité turbulente est donnée avec une équation qui permet d'obtenir une valeur de  $C_\mu$  calculable et non une valeur constante :

$$C_\mu = \frac{1}{A_T + A_S \frac{kU^*}{\epsilon}} \quad (\text{II.43})$$

L'équation de la viscosité turbulente est modifiée comme suit :

$$\vartheta_t = \frac{k^2}{\epsilon} \frac{1}{A_T + A_S \frac{kU^*}{\epsilon}} \quad (\text{II.44})$$

Les constantes  $A_t$  et  $A_s$  sont données par :

$$A_t=4.04, A_s = \sqrt{6} \cos \Phi \quad \text{Et} \quad \Phi = \frac{1}{3} \cos^{-1}(\sqrt{6}W).$$

Le calcul de  $U^*$  et  $W$  dépendent de la vitesse angulaire, plus de détail est présenté dans Shih et al [80].

### **II.5.7. Traitement près de la paroi**

Les écoulements turbulents dans les espaces confinés sont affectés d'une manière significative due à la présence des parois. Aux voisinages des parois, les écoulements qui se produisant (écoulements pariétaux), doivent être modélisés d'une façon de donner une description détaillée des champs de pression-vitesse et de température dans la région proche de la paroi. Les effets de la paroi sur l'écoulement turbulent peuvent être synthétisés en deux aspects différents : Tout d'abord, "la présence de la paroi réduit la fluctuation de la vitesse normale à la paroi ; et la turbulence près de la paroi tend vers un comportement à deux composants, van Beeck et al. [86]. En second lieu, dans la zone près de la paroi, l'énergie cinétique turbulente tend vers zéro à cause de la condition de non-glissement. Par conséquent, l'activité de la turbulence diminue à proximité de la paroi, Van Beeck et al. [86].

Les nombreuses expériences sur les écoulements turbulents dans les espaces confinés et pleinement développés, montrent que la région proche de la paroi peut être subdivisée en trois couches, FLUENT [75] :

### **La couche visqueuse**

À proximité immédiate de la paroi, où l'écoulement est presque laminaire, le terme de frottement laminaire est dominant car les vitesses moyennes et les fluctuations de vitesse tendent vers zéro à la paroi. Dans cette couche la viscosité moléculaire joue un rôle dominant sur les quantités du mouvement et le transfert de chaleur ou de masse.

### **La couche turbulente**

Loin de la paroi, les échanges turbulents sont les plus prédominants. Cette sous-région est donc appelée couche totalement turbulente.

### **La couche tampon**

C'est une zone de transition, située entre les deux zones précédentes. Dans cette zone les effets visqueux et turbulents ont le même ordre de grandeur.

Le traitement de la zone proche de la paroi est très important pour la simulation numérique d'un écoulement turbulent. Généralement, il existe deux approches pour la modélisation de la région proche de la paroi.

La première approche dite : «la méthode des fonctions de parois », Launder et al. [87]. Les fonctions de parois sont un ensemble de formules et de fonctions semi-empiriques aidants à décrire le champ moyen de la vitesse et de la température de l'écoulement. Pour les quantités turbulentes on utilise des fonctions algébriques simples.

Pour cette approche les deux couches internes affectées par la viscosité (couche visqueuse et couche tampon), ne sont pas résolues. Dans ce cas, des formules semi-empiriques "fonctions de paroi", sont utilisées pour réduire la région affectée par la viscosité, entre la paroi et la région entièrement turbulente. L'utilisation des fonctions de paroi évite la nécessité de modifier les modèles de turbulence.

La deuxième approche consiste à résoudre les équations jusqu'à la paroi. Dans ce cas, les modèles de turbulence sont modifiés pour permettre la résolution de la région affectées par

la viscosité. Ce qui nécessite un maillage raffiné dont le premier nœud qu'est très proche de la paroi. La deuxième approche, est celle qu'on a adoptée dans le présent travail, elle est plus robuste que la première approche et donne la possibilité de résoudre la région visqueuse et les modèles de turbulences sont assemblés à des nouveaux modèles spécifiques, FLUENT [75]. L'approche qu'on a désignée est appelée : Méthode de paroi améliorée, en anglais : « Enhanced Wall Treatment ».

La résolution de la zone visqueuse nécessite un nombre très élevé de mailles afin de prédire les forts gradients dans la couche limite. Cependant, un nombre considérable de maillage limite les capacités de matériel de calcul. Pour résoudre ce problème on introduit des fonctions de paroi qu'on peut ensuite raccorder aux zones où l'écoulement est pleinement turbulent. Cette méthode est basée sur le principe d'utilisation de modèles de turbulence différents pour les régions à faible et à grand nombre de Reynolds, développé par Wolfshtein [88]. Par exemple, si on veut appliquer cette méthode, dans le présent travail, on applique le modèle k- $\epsilon$ , dans les régions à haut nombre de Reynolds ( $Re_y > 200$ ), cependant proche de la paroi, où le nombre de Reynolds est faible ( $Re_y < 200$ ) un autre modèle est utilisé.

On commence par la définition du nombre de Reynolds turbulent  $Re_y$  :

$$Re_y = \frac{\rho y \sqrt{k}}{\mu} \quad (\text{II.45})$$

Avec :  $y$  est la distance séparant le centre des cellules à la paroi la plus proche.

Rappelons que la valeur de  $y$  est basée sur la supposition du nombre adimensionnel  $y^+$  donné par : ( $y^+ = \frac{U_\tau y}{\mu}$ ,  $U_\tau = \sqrt{\tau_w / \rho}$  Et  $C_f = \frac{\tau_w}{0.5 \rho U^2}$ , avec  $C_f$  : coefficient de frottement et  $U_\tau$  : vitesse de frottement).

L'approche dite à deux couches est une partie intégrante de l'approche du traitement de la paroi améliorée, utilisée pour calculer à la fois le taux de dissipation  $\epsilon$  et la viscosité turbulente  $\mu_t$ , dans les cellules proches de la paroi. Alors, la viscosité turbulente dans cette région s'écrit, FLUENT [75] :

$$\mu_{t,2layer} = \rho C_\mu l_\mu \sqrt{k} \quad (\text{II.46})$$

Les valeurs de  $l_\mu$  et  $C_l$  sont données par Chen et al. [89] :

$$l_{\mu} = yC_l(1 - e^{-Re_y/A\mu}) \quad (\text{II.47})$$

$$\text{Et : } C_l = kC_{\mu}^{-3/4} \quad (\text{II.48})$$

La viscosité turbulente dans tout le domaine est donnée par :

$$\mu_{t,tot} = \lambda_{\varepsilon}\mu_t + (1 - \lambda_{\varepsilon})\mu_{t,2layer} \quad (\text{II.49})$$

Avec la fonction de raccord :

$$\lambda_{t,tot} = \frac{1}{2} \left[ 1 + \tanh \left( \frac{Re_y - 200}{A} \right) \right] \text{ et } A = \frac{|\Delta Re_y|}{\text{arctanh}(0.98)} \quad (\text{II.50})$$

Pour la région visqueuse, où le nombre de  $Re_y < 200$ , on applique le modèle à une équation pour  $k$  Wolfshtein [89]. Cependant, le taux de dissipation  $\varepsilon$  est donné par :

$$\varepsilon = \frac{k^{3/2}}{l_{\varepsilon}} \quad (\text{II.51})$$

Avec l'échelle de longueur est défini par :

$$l_{\varepsilon} = yC_l(1 - e^{-Re_y/2C_l}) \quad (\text{II.52})$$

Les zones complètement turbulentes sont identifiées par un nombre de  $Re_y > 200$ , dans ce cas la région est traitée par le modèle  $k$ - $\varepsilon$ . Concernant le détail des lois de parois améliorées il est possible de consulter Kader [90] et FLUENT [75].

## II.6. Transfert radiatif

Le rayonnement thermique est un phénomène se caractérisant par un échange d'énergie électromagnétique, sans que le milieu intermédiaire ne participe nécessairement à cet échange. Il est caractérisé par des longueurs d'ondes comprises entre  $0.1\mu\text{m}$  et  $100\mu\text{m}$ , il inclut le domaine du visible (ondes lumineuses ou lumière de  $0.4\mu\text{m}$  et  $0.8\mu\text{m}$ ) et n'occupe qu'une faible portion du spectre d'ondes électromagnétiques.

Les courtes longueurs d'onde (CLO), qui représente le rayonnement solaire, se trouve dans l'intervalle  $0.01\mu\text{m}$  et  $2.7\mu\text{m}$ , qui correspond au visible et infrarouge (IR) court, cependant les grandes longueurs d'onde (GLO), sont représentées par l'intervalle  $2.7\mu\text{m}$  et  $100\mu\text{m}$ , (infrarouge IR long), Duffie et al. [91]. La présence du rayonnement solaire rend l'échange radiatif de grande importance dans le cas des DSF, et on doit soigneusement le simuler. La mise en œuvre du transfert radiatif dans le bilan thermique de chaque élément de

la DSF (verre extérieur/intérieur et lamelles), nécessite la résolution de l'équation du transfert radiatif (ETR), qui est couplé ensuite à l'équation de conservation de l'énergie.

### II.6.1. Equation de Transfert Radiatif

Avant la présentation de l'ETR, on suppose que les différents composants de la façade et l'air du canal, comme des milieux semi-transparents. Rappelons que le milieu semi-transparent transmet partiellement les ondes, donc il réfléchit et absorbe partiellement (il n'est ni transparent ni opaque). Dans cette partie nous présentons brièvement, la démarche générale pour la présentation de L'ETR, ainsi quelques définitions qui nous semble les plus importantes. Pour plus de détails, il est possible de se référer aux ouvrages suivants : Sacadura [92], Modest [93] et Siegel et al. [94].

L'ETR est le résultat d'un bilan établi sur un volume élémentaire représentant la conservation de la luminance. Cette dernière est définie comme la grandeur qui représente le flux d'énergie radiative dans la direction  $\vec{\Delta}$  par unité de longueur d'onde  $d\lambda$  autour de  $\lambda$ , par unité de surface perpendiculaire à  $\vec{\Delta}$  et par unité d'angle solide  $d\Omega$  autour de  $\vec{\Delta}$ .

Considérons une surface élémentaire  $ds$  figure II.1, située à l'abscisse  $s$  et soit  $dQ$  le flux traversant  $ds$  selon un ensemble de directions comprises dans un angle solide élémentaire  $d\Omega$  et centrées autour de la direction  $\vec{\Delta}$ , faisant un angle  $\theta$  avec la normale à  $ds$ , pour un intervalle spectral  $d\lambda$  donné. On définit alors la luminance monochromatique  $I_\lambda$  par :

$$I_\lambda(s, \vec{\Delta}) = \frac{dQ}{ds \cdot \cos\theta \cdot d\lambda \cdot d\Omega} \quad (\text{II.53})$$

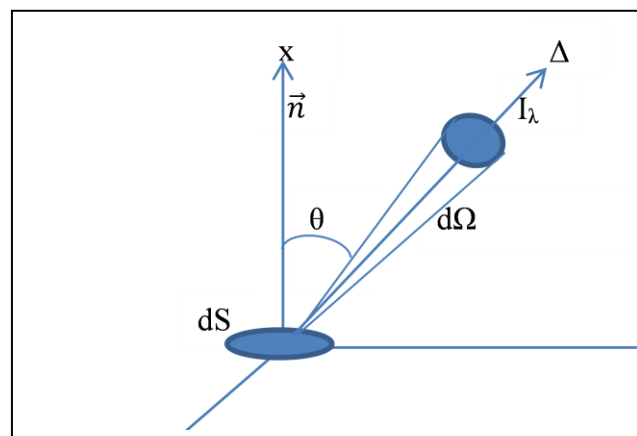


Figure II.1 : Représentation de la luminance monochromatique, Modest [93].

Dans un milieu semi-transparent, on considère un volume élémentaire de forme cylindrique, de longueur  $ds$  et une direction pour l'incidence d'un faisceau de luminance, notée  $\Delta$ . Un changement d'intensité de luminance passe de la valeur  $I_\lambda$  à une valeur  $I_\lambda + dI_\lambda$ , figure II.2.

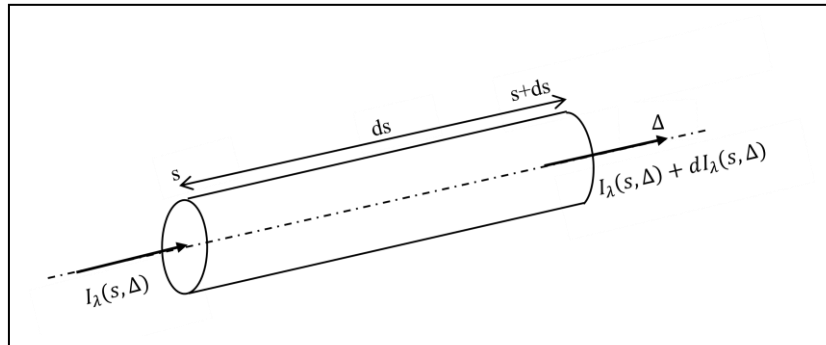


Figure II.2 : Variation de la luminance dans un élément de volume, Modest [93].

Le bilan d'énergie sur ce volume élémentaire Figure (II.2), comprend les quantités radiatives suivantes :

- **La quantité d'énergie absorbée dans le milieu, notée par  $dI_{\lambda,a}$  :**

$$dI_{\lambda,a}(s, \vec{\Delta}) = -\kappa_{\lambda,a} I_\lambda(s, \vec{\Delta}) ds \tag{II.54}$$

Le signe (-), dans l'équation (II.54), indique que la quantité  $dI_{\lambda,a}$  correspond à une diminution de l'énergie du faisceau de luminance.

$\kappa_{\lambda,a}$  : Coefficient d'absorption du milieu pour la longueur d'onde  $\lambda$ .

- **Quantité d'énergie du faisceau perdue par diffusion dans la matière :**

Si le matériau du milieu est considéré comme un milieu semi-transparent diffusant, une quantité d'énergie du faisceau est perdue par diffusion dans la matière dans toutes les autres directions, donnée par :

$$dI_{\lambda,d}^{(-)}(s, \vec{\Delta}) = -\sigma_{\lambda,s} I_\lambda(s, \vec{\Delta}) ds \tag{II.55}$$

$\sigma_{\lambda,s}$  : Coefficient de diffusion du milieu pour la longueur d'onde  $\lambda$ . De même que pour la quantité d'énergie absorbée, le signe (-), indique la diminution de l'énergie du faisceau de luminance due à la diffusion de la matière.



- **Quantité d'énergie du faisceau gagnée par émission :**

Ce phénomène est lié à la température du milieu. Dans ce cas le faisceau gagné de l'énergie due à l'émission dans la matière du milieu, définit par :

$$dI_{\lambda,e}(s, \vec{\Delta}) = \kappa_{\lambda,e} I_{\lambda}^0(T) ds \quad (\text{II.56})$$

Avec,

$I_{\lambda}^0$  : Luminance monochromatique du corps noir, donnée par la loi de Planck :

$$I_{\lambda}^0(T(s)) = \frac{C_1}{\lambda^5 \left[ \exp\left(\frac{C_2}{\lambda T}\right) - 1 \right]} \quad (\text{II.57-a})$$

Avec :  $C_2 = \frac{hc}{k}$ ,  $C_1 = 2hC^2$  et  $C = C_0/n$  :

$h=6.626 \times 10^{-34} \text{ J.s}^{-1}$  : Constante de Planck ;

$k=1.3805 \times 10^{-23} \text{ J.K}^{-1}$  : Constante de Boltzmann ;

$C_0=2.998 \times 10^8 \text{ m.s}^{-1}$  : Vitesse de la lumière.

Après intégration de la luminance monochromatique du corps noir, on obtient la loi de Stefan-Boltzmann :

$$I_0 = \sigma \frac{T^4}{\pi} \quad (\text{II.57-b})$$

$\sigma$  : Constante de Stefan-Boltzmann ;  $\sigma= 5.6698 \times 10^{-8} \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-4}$ .

Finalement, on applique la loi de Kirchhoff, on obtient le coefficient d'absorption :

$$\kappa_{\lambda,e} = \kappa_{\lambda,a} = \kappa_{\lambda} \quad (\text{II.58})$$

- **Quantité d'énergie du faisceau gagné par diffusion :**

Le faisceau de luminance provenant de la direction  $\Delta$ , est renforcé par la diffusion des rayonnements provenant de toutes les autres directions de l'espace, donnée par l'équation :

$$dI_{\lambda,d}^{(+)}(s, \vec{\Delta}) = \frac{\sigma_{\lambda,s}}{4\pi} \left[ \int_0^{4\pi} \Omega(s, \vec{\Delta}') I_{\lambda}(\vec{\Delta}, \vec{\Delta}') d\Omega' \right] ds \quad (\text{II.59})$$

Donc, la variation totale de la luminance  $I_{\lambda}$ , parcourant un milieu semi-transparent de longueur  $ds$  dans la direction  $\vec{\Delta}$ , est obtenue en sommant les contributions : par émission, absorption et diffusion mentionnées ci-dessus, figure II.3 :

$$\text{(Variation de la luminance)} = \left( \begin{array}{c} \text{Atténuation par} \\ \text{absorption} \\ \text{et par diffusion} \end{array} \right) + \left( \begin{array}{c} \text{Accroissement} \\ \text{par émission et par} \\ \text{redistribution du} \\ \text{rayonnement diffusé} \end{array} \right)$$

$$I_{\lambda}(s, \vec{\Delta}) = [dI_{\lambda,a}(s, \vec{\Delta}) + dI_{\lambda,d}^{(-)}(s, \vec{\Delta})] + [dI_{\lambda,e}(s, \vec{\Delta}) + dI_{\lambda,d}^{(+)}(s, \vec{\Delta})] \quad (\text{II.60})$$

En remplaçant les équations (II.54), (II.55), (II.56), (II.58) et (II.59) dans l'équation (II.60), on obtient l'équation équation intégrale-différentielle du transfert radiatif :

$$\frac{dI_{\lambda}(s, \vec{\Delta})}{ds} + (\kappa_{\lambda} + \sigma_{\lambda,s}) \cdot I_{\lambda}(s, \vec{\Delta}) = \kappa_{\lambda} n^2 I_{\lambda}^0(T(s)) + \frac{\sigma_{\lambda,s}}{4\pi} \int_0^{4\pi} I_{\lambda}(s, \vec{\Delta}') \Omega(\vec{\Delta}, \vec{\Delta}') d\Omega' \quad (\text{II.61})$$

Tel que :

$\vec{\Omega}'$ : Vecteur direction de diffusion ;

$\kappa_{\lambda}$ : Coefficient d'absorption ( $m^{-1}$ ) ;

$\sigma_{\lambda,s}$ : Coefficient de diffusion ;

$\sigma$ : Constante de Stefan-Boltzmann ;

$I$ : Luminance ;

$T$ : Température locale ;

$\Omega$ : Fonction de phase.

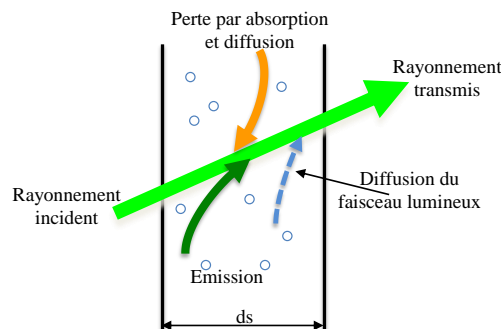


Figure II.3 : Quantités radiatives participant au transfert radiatif local, Fluent, [75].

Pour le cas des milieux semi-transparents, correspondent au présent cas d'étude, on suppose que les milieux non diffusants, ainsi, la variation totale de la luminance  $I_{\lambda}$  est le

résultat du gain par émission du milieu et perte par absorption. L'ETR, devient sous la forme suivante, Siegel et al. [94] « Chapitre 14 » et Muresan et al. [95] :

$$\frac{dI_\lambda(s, \vec{\Delta})}{ds} = \kappa_\lambda \left( n^2 I_\lambda^0(T(s)) - I_\lambda(s, \vec{\Delta}) \right) \quad (\text{II.62})$$

### II.6.2. Couplage de L'ETR et l'équation de l'énergie

La densité du flux de chaleur par conduction, est donnée par la loi de Fourier :

$$Q_{tot} = Q_{cond} = -\lambda_{eff} grad(T) \quad (\text{II.63})$$

Dans l'équation de l'énergie (II.6), le terme  $\nabla \cdot (\lambda_{eff} \nabla T)$ , représente la divergence de la densité de flux de chaleur par conduction. Ainsi, on peut dire que la contribution de la conduction au bilan thermique est présentée par la divergence :

$$-\nabla \cdot Q_{tot} = -\nabla \cdot Q_{cond} = \nabla \cdot (\lambda_{eff} \nabla T) \quad (\text{II.64})$$

De même, pour introduire la contribution du transfert de chaleur par rayonnement, en modifiant le flux total  $Q_{tot}$  :

$$Q_{tot} = Q_{rad} + Q_{cond} \quad (\text{II.65})$$

L'équation (II.64), devient :

$$-\nabla \cdot Q_{tot} = -\nabla \cdot (Q_{cond} + Q_{rad}) = \nabla \cdot (\lambda_{eff} \nabla T + Q_{rad}) \quad (\text{II.66})$$

Donc, pour le couplage de L'ETR et l'équation de l'énergie et dans l'absence de toutes autres formes de source d'énergie, en assimilant la divergence du flux radiatif  $Q_{rad}$  à un terme de source local radiatif, noté par  $S_h = S_{rad}$ , l'équation de l'énergie, dans sa forme finale (II.19) s'écrit :

$$\rho C_p \left( \frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{T}_i}{\partial x_j} \right) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \lambda_{eff} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} - \rho C_p \bar{u}'_i \cdot \bar{T}'_i \right) - \frac{\partial Q_{rad}}{\partial x_j} \quad (\text{II.67})$$

La détermination du champ de température, nécessite la résolution de l'équation (II.67). L'expression de la source locale radiative :  $S_{rad} = -\frac{\partial Q_{rad}}{\partial x_j}$ , doit être en fonction de la luminance qu'est la solution de L'ETR (II.61).

L'expression de la source locale radiative est donnée, pour une longueur d'onde  $\lambda$  et à la position  $s$ , par l'équation suivante, Siegel et al. [94] :

$$S_{rad,\lambda}(s) = \text{div} \vec{Q}_{rad,\lambda}(s) = 4\pi\kappa_\lambda(s)n_\lambda^2 I_\lambda^0[T(s)] - \kappa_\lambda(s)G_\lambda(s) \quad (\text{II.68})$$

Où :

$\kappa_\lambda$  : Coefficient d'absorption monochromatique ;

$n_\lambda$  : Indice de réfraction monochromatique ;

$G_\lambda(s)$  : Rayonnement incident monochromatique, donné par :

$$G_\lambda(s) = \int_0^{4\pi} I_\lambda(\vec{s}, \vec{s}') d\Omega' \quad (\text{II.69})$$

L'équation (II.68), est dans sa forme simplifiée, puisque le milieu est supposé semi-transparent. La méthode de résolution et les conditions aux limites radiatives seront abordées dans le chapitre III.

## Conclusion

Dans le présent chapitre, nous avons présenté le modèle mathématique relatif à l'approche CFD. Les équations et les hypothèses nécessaires sont décrites en détail. Le modèle de turbulence k- $\epsilon$  Realizable et la méthode de la paroi améliorée sont adoptées pour la modélisation de la turbulence et le traitement près de la paroi respectivement. Nous avons aussi présenté l'équation des transferts radiatifs et le terme source de l'équation d'énergie. Dans le chapitre III, nous décrivons la méthode numérique utilisée pour la résolution du système d'équations retenus, ainsi que les outils mathématique requis pour atteindre aux objectifs de cette thèse.

# **Chapitre III**

## **Outils numériques et méthode de résolution**

### **III.1 Introduction**

Le comportement thermo aéraulique de l'air du canal de la DSF, est décrit par des équations aux dérivées partielles (EDP) non-linéaires, présentées dans le chapitre II. Les outils mathématiques disponibles actuellement sont incapables de résoudre ce type d'équations analytiquement. Rappelent que ces équations expriment des lois de conservation physiques, reliant la vitesse, la pression et la température.

Les méthodes numériques les plus habituellement utilisées sont : la méthode des différences finies, la méthode des éléments finis et la méthode des volumes finis. L'aspect général de ces méthodes est de transformer l'ensemble des équations différentielles en équations algébriques linéaires. Dans ce contexte il existe plusieurs codes de calcul numérique, pour résoudre ce type d'équations.

Dans le présent travail, on a choisi le code CFD FLUENT 6.3, basé principalement sur la méthode des volumes finis pour la discrétisation des équations et la simulation du comportement thermo aéraulique de l'air du canal, ainsi que les différents phénomènes parus dans la DSF (rayonnement, convection, etc.).

En général, la résolution d'un problème physique sous l'environnement FLUENT nécessite trois étapes principales : la description et la définition géométrique du domaine, la sélection des schémas numériques et les conditions opératoires et enfin la résolution itérative des équations algébriques puis le traitement des résultats.

Nous allons présenter dans ce chapitre et après la description de la géométrie à étudier, la principale démarche à suivre lors de l'exécution du code FLUENT, pour la résolution des équations gouvernantes du présent problème.

### **III.2 Présentation de la géométrie**

La première étape pour aborder le calcul CFD est la définition du domaine de calcul, par la création d'une géométrie. Une phase importante lors de la définition de la géométrie est le choix entre une géométrie en deux dimensions, (2D) et une géométrie en trois dimensions, (3D). Rappelons que, pour le cas (2D), le domaine de calcul est présenté par des faces, alors pour la présentation (3D) le domaine de calcul est présenté par des volumes.

L'un des problèmes rencontrés lors du choix entre la configuration (2D) et (3D), est la capacité du matériel informatique disponible. Pour le cas de la DSF équipée par des protections solaires, le rapport entre l'épaisseur des lamelles de la protection solaire et la hauteur de la façade est de l'ordre de 3000. Un tel rapport génère un nombre de mailles très importants, plus de deux cents millions de mailles, ce qui rend la modélisation (3D) très limitée avec les ordinateurs disponibles, en particulier, lorsque la modélisation du transfert radiatif est effectuée par la méthode des ordonnées discrète.

Du point de vue géométrique, la présente façade présente une continuité (symétrie) selon la troisième dimension (OZ), donc il est possible de choisir la configuration (2D), afin de modéliser le comportement thermo aéraulique de la DSF. En plus plusieurs travaux ont confirmé que la configuration (2D), est suffisante pour décrire le comportement de la DSF, à savoir : Jiru et al. [45], Safer et al. [48] et Pasut et al. [66].

La géométrie représentant la DSF équipée par des protections solaires de type vénitien est présentée sur la figure III.1.

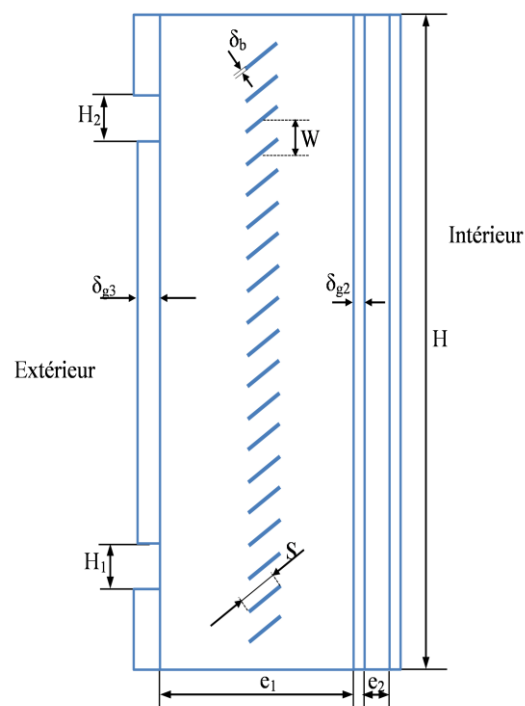


Figure III.1 : Géométrie de la DSF équipée d'une protection solaire de type vénitienne

Dans le but de valider les résultats de cette étude et dans l'absence de données expérimentales, nous avons sélectionnés les dimensions de la cellule des tests de Safer et al. [48], comme une DSF de référence pour le reste de ce travail, ainsi, l'étude paramétrique elle

sera basée principalement sur cette géométrie de référence. Nous utilisons la notation de la figure III.1, les dimensions géométriques de la DSF sont résumées dans le Tableau III.1.

Dans un premier temps, l'entrée et la sortie de l'air sont situées en bas et en haut de la façade extérieure, respectivement. La protection solaire est un store de type vénitien, installé au milieu du canal, entre le vitrage extérieur et le vitrage intérieur.

**Tableau III.1** : Dimensions géométriques de la DSF

$e_1$	$e_2$	H	$H_1$	$H_2$	S=W	$\delta_b$	$\delta_{g1}$	$\delta_{g2}$	$\delta_{g3}$
(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)
200	12	3000	100	100	25	1	6	6	12

### III.3 Méthode des volumes finis

Avant de continuer la présentation des principales démarches à suivre lors de l'exécution d'une simulation sous l'environnement du code CFD FLUENT, il est important de décrire quelques notions sur la méthode des volumes finies.

La méthode des volumes finis (VF) est une des méthodes les plus utilisées en CFD pour la résolution des équations décrites dans le chapitre II. Elle est basée principalement sur une discrétisation des intégrales, contrairement, au principe de la méthode des éléments finis, qui est basée sur la discrétisations des dérivées partielles. Dans notre travail, nous nous décrivons que les grandes étapes pour l'exécution de cette méthode, pour plus de détails, le lecteur peut se référer à Versteeg et al. [82].

Le point de départ pour l'exécution de la méthode des (VF), est la forme intégrale des équations du transport. Le principe de cette méthode est de subdiviser le domaine de solution en un nombre de volumes de contrôle (VC) voisins. Dans lequel, la conservation de masse, de quantité de mouvement et d'énergie doivent être satisfaites en chaque volumes.

L'équation différentielle de conservation (III.1), est intégrée sur chaque volume de contrôle. La méthode est applicable à toute forme de maillage, structuré ou non et même pour les formes géométries complexes. Le résultat obtenu dans cette étape est une équation algébrique qui a comme inconnues les variables du problème, (vitesse, pression, température, etc.). La seconde étape consiste à résoudre les équations algébriques obtenues dans la première étape par des méthodes numériques.



### III.4 Forme générale de l'équation différentielle

Les équations de transport qui régissent l'écoulement du fluide, que nous avons établies par un système d'équations (chapitre II), peuvent être simplifiées en une seule équation de la variable  $\Phi$ , Patankar [96], par une forme générale, appelée aussi équation de convection-diffusion :

$$\frac{\partial \Phi}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{u}\Phi) = \nabla \cdot (\Gamma_{\Phi} \nabla \Phi) + S_{\Phi} \quad (\text{III.1})$$

avec :

$\frac{\partial \Phi}{\partial t}$  : terme d'accumulation dans le volume de contrôle ;

$\nabla \cdot (\vec{u}\Phi)$  : terme de convection ;

$\nabla \cdot (\Gamma_{\Phi} \nabla \Phi)$  : terme de diffusion ;

$S_{\Phi}$  : terme source volumique ;

$\Gamma_{\Phi}$  : coefficient de diffusion de la quantité  $\Phi$ .

Les différents termes de l'équation (III.1) sont rassemblés dans le Tableau III.2, présentant les équations différentielles, présentées dans le Chapitre II.

### III.5 Discrétisation de l'équation générale de conservation

Comme c'était mentionné préalablement, l'équation différentielle générale (III.1), doit subir une discrétisation spatiale sur une grille (maillage), par la méthode des volumes finis, Patankar [96]. L'objectif de cette étape est de transformer le système d'équations différentielles, décrit dans le Tableau III.2, en un système matriciel plus simple à résoudre. Pour une discrétisation spatiale, cas de notre travail, le code CFD FLUENT offre de nombreux schémas d'interpolation à savoir :

**First-Order Upwind Scheme** : la discrétisation du premier ordre donne généralement une meilleure convergence, mais elle donne généralement des résultats moins précis, en particulier sur le maillage triangulaire dans le cas 2D, FLUENT [75].

**Second-Order Upwind Scheme** : les résultats sont plus précis, notamment dans le cas des écoulements non alignés avec le maillage, l'utilisation du schéma d'ordre deux est nécessaire. Dans ce cas la convergence est plus lente que le schéma du premier ordre.

Notons que, pour un maillage triangulaire ou tétraédrique, l'écoulement n'est pas aligné avec le maillage.

**Tableau III.2** : Description des différents termes de l'équation de convection-diffusion.

Equations		$\Phi$	$\Gamma_\Phi$	$S_\Phi$
Continuité		1	0	0
Quantité de mouvement selon x		$\bar{u}_1$	$\vartheta$	$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_1} - \frac{\partial \overline{u'_1 u'_j}}{\partial x_j}$
Quantité de mouvement selon y		$\bar{u}_2$	$\vartheta$	$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_2} - \frac{\partial \overline{u'_2 u'_j}}{\partial x_j} + \rho g$
Energie		$\bar{T}$	$\frac{\lambda_{eff}}{\rho C_p}$	$-\frac{\partial \overline{u'_j T'}}{\partial x_j} + S_h$
Energie cinétique turbulente	<i>k-ε standard</i>	k	$\vartheta + \frac{\vartheta_t}{Pr_k}$	$\frac{G_k}{\rho} + \frac{G_b}{\rho} - \varepsilon$
	<i>k-ε RNG</i>		$\alpha_k \mu_{eff}$	
	<i>k-ε Realizable</i>		$\vartheta + \frac{\vartheta_t}{Pr_k}$	
Taux de dissipation turbulente	<i>k-ε standard</i>	ε	$\vartheta + \frac{\vartheta_t}{Pr_\varepsilon}$	$C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{\rho k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k}$
	<i>k-ε RNG</i>			$C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{\rho k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon$
	<i>k-ε Realizable</i>			$+C_{1\varepsilon} S\varepsilon - C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu\varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{\rho k} C_{3\varepsilon} G_b$

**Power Law Scheme** : Elle est utilisée pour des valeurs de  $Re_{cell} < 5$ , ce type de schéma est plus précis que le schéma du premier ordre.

**Quadratic Upwind Interpolation (QUICK)** : Ce type de schéma est recommandé aux maillages quadrilatéraux ou hexaèdres et utile pour les écoulements rotatifs ou tourbillonnants, Fluent [75].

**Monotone Upstream-centered Schemes for Conservation Laws (MUSCL)** : ce schéma est utilisé sur tous les types de mailles.

En général, le schéma de second ordre est suffisant, puisque le schéma (QUICK), ne fournira pas des améliorations significatives sur la précision.

Dans le présent travail, puisque le maillage opté et en général non aligné à l'écoulement, voir (III.5.1 : **La génération du maillage**), pour les termes convectifs, les variables stockées au centre des cellules sont interpolées sur les faces du volume de contrôle à l'aide d'un schéma de second ordre «Second Order Upwind Scheme ». Cependant, le code FLUENT, exécute automatiquement une précision du second ordre pour les termes visqueux.

Puisque les valeurs de la pression sont nécessaires aux faces, le code FLUENT, offre cinq méthodes différentes d'interpolation de la pression sur les faces:

**Standard** : Le code FLUENT utilise par défaut le schéma "Standard", qui est moins précis pour les écoulements avec de forts gradients de pression normaux à la surface près des frontières. Dans la plupart des cas, le schéma «Standard» est acceptable, mais certains types de modèles peuvent bénéficier des autres schémas :

**Linear** : Le schéma linéaire calcule la pression aux faces des volumes de contrôle comme la moyenne des valeurs de pression dans les cellules adjacentes. Il est utilisé quand les autres schémas ont des difficultés de convergence.

**Second-Order** : Ce schéma peut apporter une certaine amélioration par rapport aux schémas standard et linéaire, il est recommandé pour les écoulements compressibles, mais il peut avoir un certain problème s'il est utilisé au début d'un calcul et / ou avec un maillage de mauvaise qualité. Il est déconseillé d'utiliser ce schéma avec des écoulements à pression discontinue, les milieux poreux ou les turbines.

**Body Force Weighted** : Ce schéma est recommandé quand les forces de gravité sont présentes, (ex : convection naturelle), ou pour les écoulements tourbillonnaires axisymétriques.

**PRESTO!** (Pressure Staggering Option) : pour les géométries courbées, les milieux poreux et les écoulements tourbillonnaires ce schéma d'interpolation est recommandé. Notons que pour les maillages triangulaires, tétraédriques, hybrides et polyédriques, une précision comparable est obtenue en utilisant un algorithme similaire. Dans toutes les simulations qu'on a exécuté, on a utilisé le schéma d'interpolation PRESTO!

Sachant que les gradients des variables sont nécessaires non seulement pour construire des valeurs d'un scalaire aux faces des cellules, mais aussi pour calculer des termes de diffusion secondaire et les dérivées de vitesse. Le code FLUENT, possède trois méthodes d'interpolation du gradient :

**Green-Gauss cell-Based** : la valeur du gradient d'un scalaire au centre de la face de cellule est calculée par la moyenne arithmétique des valeurs aux centres cellulaires voisins.

**Green-Gauss Node-Based** : la valeur du gradient d'un scalaire au centre de la face de cellule est calculée par la moyenne arithmétique des valeurs nodales sur la face.

Cette méthode d'interpolation est plus précise que la méthode « Green-Gauss cell-Based », en particulier sur des maillages non structurés irréguliers, mais il est relativement plus coûteux.

**Least-Squares cell-Based** : dans cette méthode les gradients sur les faces des mailles sont calculés en utilisant une série de Taylor multidimensionnelle.

Pour des maillages non structurés (asymétriques et déformés), la précision de la méthode « Least-Squares cell-Based », est semblable à celle de la « Green-Gauss Node-Based », et les deux méthodes sont beaucoup plus précises par rapport à la méthode « Green-Gauss cell-Based ». Cependant, il est moins coûteux de calculer le gradient par les moindres carrés que le gradient à base de nœud, FLUENT [75]. Par conséquent, il a été sélectionné comme méthode par défaut dans le code CFD FLUENT.

### **Couplage vitesse-pression :**

Lors de la résolution des équations de quantité de mouvement, le couplage entre la pression et la vitesse représente un des problèmes sérieux. Explicitement aucune équation n'existe pour le calcul de la pression. Le code FLUENT offre l'option de choisir parmi cinq algorithmes de couplage pression-vitesse : SIMPLE, SIMPLEC, PISO et Coupled.

L'algorithme SIMPLE utilise deux types de maillages basés sur une procédure d'estimation et de correction. Les champs scalaires (pression, température...) sont calculés au centre des mailles, tandis que les composantes du champ de vitesses sont calculées au centre des faces entre les mailles. L'algorithme SIMPLE utilise des corrections successives sur la vitesse et la pression, de façon à imposer la conservation de masse et obtenir le champ de pression. La procédure itérative de résolution est décrite dans Patankar [96].

L'algorithme "SIMPLE" qui est la méthode par défaut du code FLUENT, est jugé puissant et assure plus la convergence de la solution. Dans le présent travail nous utiliserons l'algorithme SIMPLE : (Semi Implicit Method for Pressure-Linked Equations) pour découpler le champ de vitesse et de pression. Le document FLUENT [75], offre assez de détail concernant les autres méthodes de couplage vitesse-pression.

### **III.5.1 Génération du maillage**

Après la création de la géométrie et la présentation de la méthode des volumes finis et les différents schémas de discrétisation, l'étape suivante est la génération du maillage. L'obtention des résultats de simulation numérique précise et significative est liée à la génération du maillage de très bonne qualité. Principalement la qualité du maillage repose sur la minimisation du nombre total des éléments présentant des distorsions, (en anglais : skewness), une bonne résolution des régions de fort gradient (couche limite, etc..), et la minimisation du saut entre les zones à maillage raffiné et les zones à maillage grossier, FLUENT [75].

Finalement, une mauvaise qualité de maillage implique un temps de calcul considérable, une convergence indésirable et moins de précision de la solution du problème.

#### **III.5.1.1 Différents types de maillage**

Dans notre travail le logiciel Gambit 2.4.6, a été utilisé. Ce logiciel est capable de construire et de générer le maillage des géométries en (2D) et en (3D), avec différents types de maillage tel que le maillage quadrilatéral, triangulaire et mixte en (2D) et hexaédrique, tétraédrique, pyramidal, et mixte en (3D).

Dans notre cas, on distingue deux formes géométriques différentes :

1. une forme rectangulaire pour les différents vitrages (intérieurs ou extérieurs);
2. une forme rectangulaire représente le canal d'air, dotée par des lamelles de la protection solaire représentées par des rectangles minces, horizontale pour un angle d'inclinaison des lamelles  $0^\circ$  ou inclinés pour des angles différents de  $0^\circ$ .

Pour les formes indiquées ci-dessus, il faut sélectionner un maillage qui s'adapte au mieux au problème considéré et au code de CFD FLUENT 6.3, qui adopte un système cartésien. On a opté pour un maillage de type quadrilatéral structuré pour les différents vitrages, (intérieur et extérieur). Un tel type de maillage possède l'avantage de réduire considérablement le nombre

de mailles, le temps de simulation et la diminution des d'erreurs numériques, puisque l'écoulement est aligné avec ce type de maillage, par rapport à un maillage non structuré.

Cependant, pour le canal d'air, la présence des lamelles, nous a obligé d'adopter un maillage non structuré de type triangulaire, basé sur l'algorithme de Delauny.

Malgré que ce type de maillage génère un nombre de maille considérable, relativement au nombre de mailles générées par le maillage structuré et produit des erreurs numériques importantes par rapport au maillage structuré, il est capable de générer des éléments de maillage arbitrairement, notamment pour les géométries complexes, tout en assurant une bonne qualité de maillage.

Le logiciel Gambit, possède plusieurs algorithmes de génération du maillage, qui distribuent un nombre de points sur une ligne qui est défini entre deux points dans l'espace, comme le montre la figure III.2.

L'application de ces algorithmes, permet de mailler les lignes qui sont principalement les frontières de la DSF tel que les vitrages, les lamelles, l'entrée, la sortie, etc... L'information la plus importante dans ce cas, est la définition de la position de la première et la dernière maille.

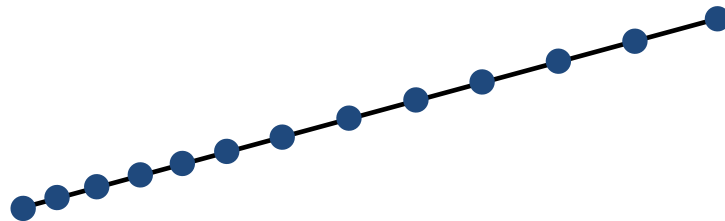


Figure III.2 : Exemple de maillage d'une ligne dans Gambit.

Si on prend l'algorithme basé sur le rapport successif entre deux mailles, le logiciel Gambit, demande de l'utilisateur deux paramètres pour qu'il procède au maillage de la ligne, Figure III.3 : le rapport entre deux mailles successives, noté par  $R$  et le nombre des mailles souhaitées le long de la ligne noté par  $N$ .

La valeur du rapport  $R$  est choisie généralement inférieure ou égale à 1.2, recommandation du logiciel. Ce qui concerne le nombre  $N$ , le logiciel dans ce cas applique une suite géométrique de raison  $R$ , dont la somme de la suite représente la longueur de la ligne  $L$ . Pour déterminer le nombre  $N$ , on a besoin uniquement de connaître la longueur de la première ou la dernière cellule.

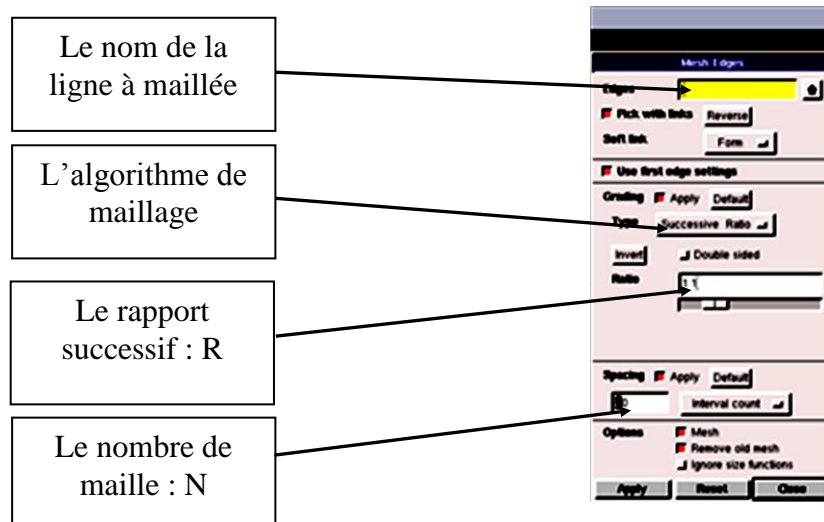


Figure III.3 : Procédure de maillage d’une ligne.

### III.5.1.2 Détermination de la taille de la première maille

Généralement, la détermination de la première maille est liée à la distance adimensionnelle  $y^+$  dans la première cellule, c’est-à-dire : la détermination de la distance entre la première cellule et la paroi, Chapitre II. Pour notre travail et dans le but de résoudre la couche limite au niveau des parois (verres ou lamelles), la détermination de la taille de la première maille est réalisée par un traitement près de la paroi basé sur la méthode dite : « la loi de paroi améliorée », avec une valeur de :  $y^+ \approx 1$ .

Le calcul numérique de la taille de cette maille est basé sur le comportement de la couche limite turbulente pour un écoulement interne.

La distance adimensionnelle  $y^+$  donnée au Chapitre II, permet de déduire la valeur de  $y$ , qui représente la distance entre la première maille et la paroi :

$$y = \frac{y^+ * \mu}{\rho * u_\tau}$$

Avec :

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau}{\rho}} = \frac{C_f \rho u_\infty^2}{2};$$

Pour un écoulement interne on admet la formule de Blasius suivante pour le calcul du coefficient de frottement  $C_f$ :

$$C_f = 0.079 Re^{-0.25} \tag{III.2}$$

On trouve la valeur de  $u_\tau$  :

$$u_\tau = \frac{0.079 Re^{-0.25} \rho u_\infty^2}{2} \quad (\text{III.3})$$

L'équation III.3 est la formule nécessaire pour calculer la distance entre la première maille et la paroi, ce qui permet ensuite de déterminer le nombre N, nécessaire pour le maillage de la ligne.

### III.5.1.3 Maillage généré pour le cas étudié

La figure III.4, illustre le maillage résultant du cas d'un angle d'inclinaison des lamelles de  $45^\circ$ . Cet angle représente une symétrie entre la position  $0^\circ$  (position des lamelles totalement ouvertes) et la position  $90^\circ$ , qui correspondante à la position de fermeture.

Comme il est indiqué sur la figure III.4, les parties les plus raffinées du maillage sont situées proche des parois de manière à mieux résoudre les équations du modèle de turbulence, c'est là où apparaît la couche limite, et la zone la plus dense est celle des lamelles, ceci est dû à son épaisseur qu'est de l'ordre de 1mm. Loin des parois, le maillage est grossier. Rappelons que le nombre de maillage généré est de l'ordre de 268000 mailles.

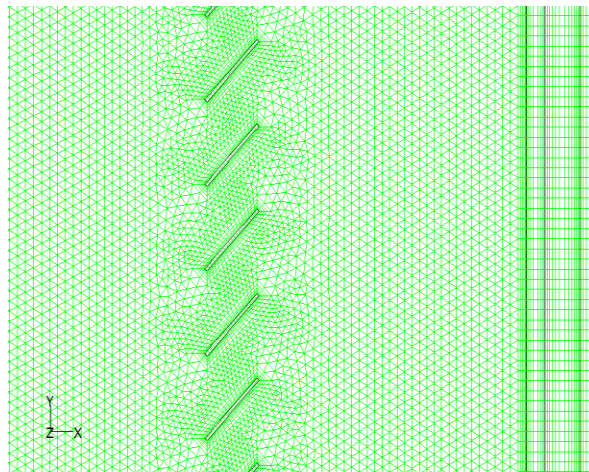


Figure III.4 : Maillage de la DSF, cas de l'angle d'inclinaison des lamelles de  $45^\circ$ .

### III.5.2 Etude de l'indépendance du maillage

Une partie essentielle lors de l'exécution de l'approche CFD est l'estimation de l'erreur de la discrétisation ou l'incertitude numérique de la solution. Les méthodes numériques diffèrent dans le niveau de précision avec lequel un modèle numérique est capable de refléter



le processus physique réel. La quantification et l'analyse de cette erreur est importante lors de la simulation. Pour étudier cette erreur, un raffinement et/ou un grossissement de la grille du domaine de calcul discret doit effectuer, afin d'analyser le comportement de la solution, à mesure que la résolution du maillage change.

Parmi les nombreuses méthodes proposées dans la littérature, il existe une méthode populaire dans les applications de l'approche CFD, pour la quantification de l'erreur de discrétisation, appelée la méthode de l'indice de convergence de maillage : « Grid Convergence Index » : (GCI). La méthode GCI est recommandée par l'American Society of Mechanical Ingénieurs (ASME). Cette méthode a été exposée en détail par Celik et al. [97] et Schwer et al. [98].

Le principe de la méthode est basé sur l'extrapolation de Richardson, Roache [99]. Cette procédure permet d'estimer l'erreur due au maillage, sans avoir besoin d'une solution analytique du problème. La méthode GCI est décrite dans la section suivante.

### III.5.2.1 Description de la méthode du GCI

La méthode de calcul du GCI, est une simple procédure à exécuter, elle est exposée dans plusieurs travaux. L'algorithme de la méthode, présentée dans cette partie, est basé principalement sur les travaux de Celik et al. [97] :

L'application de la méthode GCI, requis au minimum trois simulations représentantes la solution fine, moyenne et grossière pour trois grilles de pas (espacement entre les cellules), différentes, à savoir  $h_1$ ,  $h_2$  et  $h_3$ .

L'espacement  $h$  de la grille est défini par :

- **Pour un maillage 3D**

$$h = \left[ \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (\Delta V_i) \right]^{1/3} \quad (\text{III.4})$$

- **Pour un maillage 2D**

$$h = \left[ \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (\Delta A_i) \right]^{1/2} \quad (\text{III.5})$$

Avec  $V_i$  et  $A_i$  sont le volume et la surface de la  $i^{\text{ème}}$  cellule respectivement.  $N$  est le nombre total des cellules.

Ensuite, on déduit les rapports entre le maillage grossier et le maillage fin :  $r_{3-2} = \frac{h_3}{h_2}$  et  $r_{2-1} = \frac{h_2}{h_1}$ . Celik et al. [97], recommande que les rapports  $r_{3-2}$  et  $r_{2-1}$ , soient supérieur à 1.3. Cette valeur est basée sur l'expérience et elle n'est pas une condition formelle.

Dans la deuxième étape de la méthode, il faut exécuter les différentes simulations, sur les maillages sélectionnés, afin d'obtenir les paramètres clés du phénomène, noté par  $f$ . Pour le présent problème le coefficient d'échange de chaleur, la température et la vitesse, sont sélectionnés pour être les variables clés qui seront testées pour l'étude de l'incertitude du maillage.

La troisième étape est la définition de l'ordre de précision de la méthode, noté par  $p$  et donnée par l'équation suivante :

$$p = \frac{1}{\ln(r_{2-1})} |\ln(|\varepsilon_{3-2}/\varepsilon_{2-1}|) + q(p)| \quad (\text{III.6})$$

Avec :

$$\varepsilon_{3-2} = f_3 - f_2 \quad (\text{III.6.a})$$

$$\varepsilon_{2-1} = f_2 - f_1 \quad (\text{III.6.b})$$

$$q(p) = \ln\left(\frac{r_{2-1}^p - s}{r_{3-2}^p - s}\right) \quad (\text{III.6.c})$$

$$s = 1. \operatorname{sgn}\left(\frac{\varepsilon_{3-2}}{\varepsilon_{2-1}}\right) \quad (\text{III.6.d})$$

Notons que  $q(p) = 0$  pour  $r = \text{constante}$ . L'équation III.6 peut être résolue en utilisant une itération à point fixe, avec une valeur initiale égale au premier terme de l'équation. Les valeurs négatives de  $\left(\frac{\varepsilon_{3-2}}{\varepsilon_{2-1}}\right)$  sont une indication de convergence oscillatoire.

Il convient de noter aussi que si  $\varepsilon_{3-2}$  ou  $\varepsilon_{2-1}$ , sont très proche de zéro, la procédure ci-dessus ne fonctionne pas. Généralement cela peut être une indication d'une convergence oscillatoire ou, dans des cas rares, cela peut indiquer que la solution exacte a été atteinte. Dans telles situations, des calculs avec un raffinement supplémentaire de la grille doivent être effectués, sinon, les résultats peuvent être retenus, Celik et al. [97].

Avant de passer à la quatrième étape, il est nécessaire de rappeler que l'application du théorème de Taylor, pour la quantité  $f$ , calculée par une simulation d'un maillage caractérisée par le pas  $h$  est donnée par:

$$f = f_{ext} + g_1 h + g_2 h^2 + g_3 h^3 + \dots \quad (\text{III.7})$$

La solution asymptotique  $f_{ext}$  pour deux maillages caractérisés par les deux pas  $h_1$  et  $h_2$  et en négligeant les termes d'ordre élevé, est donnée par :

$$f_{ext} = f_1 + \frac{f_1 - f_2}{r_{2-1}^p - 1} \quad (\text{III.8})$$

L'introduction de l'extrapolation de Richardson, permis une estimation d'ordre supérieur de la quantité évaluée, notée dans ce cas  $f$ , [100]. La valeur estimée à partir de l'extrapolation de Richardson est la valeur qui résultera si la taille de la cellule tendait vers zéro ( $h \rightarrow 0$ ), et l'équation III.8, s'écrit :

$$f_{ext} = f_1 + \frac{f_1 - f_2}{r^p - 1} \quad (\text{III.8.1})$$

L'équation (III.8.1), représente la quatrième étape de la procédure de calcul du GCI. Roache [101], recommande l'utilisation de trois niveaux de raffinement du maillage (grossier, moyen et fin), pour estimer l'ordre de convergence du maillage et d'assurer que les prédictions numériques sont dans la plage de la solution asymptotique, donc, l'équation III.8.1, devient :

$$f_{2-1}^{ext} = f_1 + \frac{f_1 - f_2}{r_{2-1}^p - 1} \quad (\text{III.8.2})$$

$$f_{3-2}^{ext} = f_2 + \frac{f_2 - f_3}{r_{3-2}^p - 1} \quad (\text{III.8.3})$$

Dans la cinquième étape et après la détermination de l'erreur relative  $e^a$  et l'erreur relative extrapolée  $e^{ext}$ , on déduit le GCI :

$$e_{2-1}^a = \left| \frac{f_1 - f_2}{f_1} \right| \quad (\text{III.9})$$

$$e_{2-1}^{ext} = \left| \frac{f_{2-1}^{ext} - f_2}{f_{2-1}^{ext}} \right| \quad (\text{III.10})$$

$$GCI_{2-1} = \frac{F_s |e_{2-1}^a|}{r_{2-1}^p - 1} * 100 \quad (\text{III.11})$$

De la même manière on déduit l'indice  $GCI_{3-2}$ .

Le GCI indique la déviation en pourcentage de la valeur calculée par rapport à la valeur de la solution asymptotique. Il indique à quel point la solution changerait avec un raffinement supplémentaire du maillage. Une petite valeur du GCI indique que le calcul est dans une plage proche de la solution asymptotique.

Dans l'équation III.11,  $F_s$  est un facteur de sécurité, déterminé empiriquement. L'introduction de ce facteur doit convertir une meilleure estimation d'erreur, dans un intervalle de sécurité à 95%, Roache [101]. Pour une étude de comparaison de deux maillages différents le facteur  $F_s$  prend la valeur 3, et prend la valeur de 1.25 pour une étude de comparaison de trois maillages.

Il est important de vérifier que chaque maillage donne des solutions qui sont dans la gamme de convergence asymptotique pour la solution calculée. Ceci peut être vérifié en comparant deux valeurs du GCI calculées sur trois maillages :

$$GCI_{grossier} \approx r^p GCI_{fine} \quad (\text{III.12})$$

Pour l'application de cette méthode, nous présentons dans la dernière partie de ce chapitre une étude de l'indépendance du maillage, pour une DSF avec protection solaire, pour différents modèles de turbulence, dont la géométrie est basée sur un angle d'inclinaison des lamelles de  $45^\circ$ , représentant un angle de symétrie pour le plan de la protection solaire.

### III.6 Conditions aux limites

L'utilisation du logiciel GAMBIT nous permis de définir deux types de zones différentes à savoir : les zones représentant les frontière externes ou internes, connues par les conditions aux limites (vitesse, parois,...), et les zones définissant les frontières du domaine (solide ou fluide).

Une mauvaise définition des conditions aux limites peut engendrer des résultats de simulation non précis. Donc il faut donner une grande importance à la définition des conditions aux limites pour avoir des résultats de simulation valides.

Les conditions aux limites utilisées dans cette investigation pour les frontières de la DSF, telles que, les vitrages, les lamelles, les parois supérieure et inférieure, l'entrée et la

sortie, sont présentées sur la figure III.5. La définition des conditions aux limites radiatives est décrite dans le paragraphe (III.5.1.5).

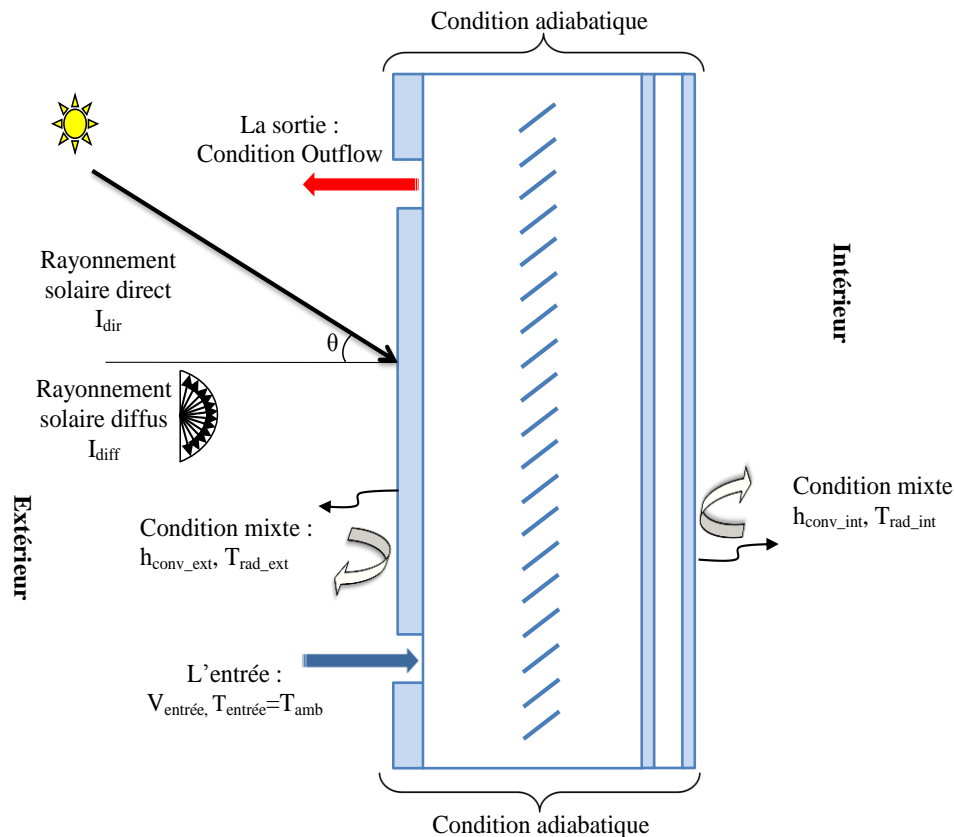


Figure III.5 : Conditions aux limites.

La condition à la limite de non-glissement a été imposée sur toutes les parois rigides, (intérieure ou extérieures);  $u=0$  et  $v=0$ . Les parois supérieure et inférieure sont isolées thermiquement (adiabatique),  $\partial T/\partial y=0$ .

### Parois solides extérieures

Pour ce type de parois le code FLUENT, propose cinq types des conditions aux limites : une condition de type Dirichlet, une condition de type Neumann, une condition de type convection, une autre condition de type radiation et une dernière condition de type mixte (convection-radiation). Dans cette étude et pour les surfaces extérieures du vitrage extérieur et intérieur, une condition aux limites de type mixte (convection-radiation) a été appliquée.

Afin d'accomplir cette condition aux limites, on a besoin de déterminer pour les milieux intérieur et extérieur : les coefficients du transfert de chaleur par convection  $h$ , la température ambiante  $T_{amb}$ , la température radiante  $T_{rad}$  et l'émissivité du milieu  $\epsilon$ .

Il existe plusieurs corrélations pour calculer les coefficients du transfert de chaleur par convection pour le milieu intérieur et extérieur. Nous pouvons trouver les valeurs de ces coefficients dans plusieurs ouvrages tels que, Nicol et al. [102], Loveday et al. [103] et Duffie et al. [91]. Le coefficient  $h_{int}$ , dépend généralement d'une différence de température entre la paroi et le milieu intérieur et prend des valeurs proches à  $2.5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ .

Cependant, pour le calcul de  $h_{ext}$  la corrélation la plus utilisée est celle qui exprime ce coefficient en fonction de la vitesse du vent, Duffie et al. [91] :

$$h_{ext} = 5.7 + 3.8 * V_{vent} \text{ pour } V_{vent} < 5 \text{ m/s} \quad (\text{III.13.1})$$

La température radiative  $T_{rad-ext}$ , est assimilée à la température du ciel, qui décrit les échanges radiatifs entre le verre de la DSF et l'environnement extérieur et elle est définie par formule Swinbak :

$$T_{rad-ext} = T_{ciel} = 0.0522 T_{amb}^{1.5} \quad (\text{III.13.2})$$

La température radiative intérieure est supposée égale à la température de l'air intérieur. Tandis que les émissivités externe et interne sont considérées égales à 0,9, Safer et al [48].

### Parois solides intérieures

Lorsque les deux faces d'une surface solide intérieure, sont au contact avec une région fluide ou solide, le code FLUENT crée automatiquement une deuxième face de cette surface intérieure, de tel sort que chaque face de la paroi représente une zone de paroi distincte.

Dans ce cas le code offre trois types de conditions aux limites pour ce type de paroi : une condition aux limites de type Dirichlet (une température imposée à la paroi), une condition de type Neumann (un flux imposé à la paroi) et une condition de type «Coupled », selon la terminologie utilisée par le code CFD FLUENT.

Pour ce dernier type, aucune condition aux limites thermiques n'est requise, car le code calcule le transfert de chaleur directement à partir de la solution dans les cellules adjacentes. Pour le présent cas, les interfaces solide-fluide (parois intérieures), tels que, les surfaces intérieures du vitrage et les surfaces de lamelles, sont traitées comme des conditions aux limites de paroi de type « Coupled ».

Condition aux limites à l'entrée

A l'entrée du canal, la condition aux limites de type « velocity-inlet », est imposée. Le fluide pénétrant dans le canal à une vitesse constante  $V_{\text{entrée}}$ , et avec une température  $T_{\text{amb}}$ . Les grandeurs de turbulence, tels que l'énergie cinétique  $k$  et son taux de dissipation  $\varepsilon$ , mentionnés dans les équations (III.14) et (III.15), sont calculées par la définition de l'intensité de la turbulence  $I$ .

L'intensité de la turbulence au centre d'une conduite pour un écoulement complètement développées, définit en fonction du nombre de Reynolds et du diamètre hydraulique est donnée par la corrélation empirique (III.16) :

$$k = \frac{3}{2}(uI)^2 \quad (\text{III.14})$$

$$\varepsilon = C_{\mu}^{3/4} \frac{k^{3/2}}{l} \quad (\text{III.15})$$

Avec :

$$I = 0.16(Re_{D_h})^{-1/8} \quad (\text{III.16})$$

Et

$$l = 0.07D_h \quad (\text{III.17})$$

Condition aux limites à la sortie

A la sortie du domaine, la condition "Outflow" a été imposée, cette condition est utilisée lorsque on n'a pas d'informations de la vitesse et de la pression. Elle est appropriée pour les fluides incompressibles et lorsque l'écoulement à la sortie est pleinement développé. Pour les calculs, le code FLUENT extrapole les informations requises pour l'intérieur du domaine de calcul.

**III.7 Modèle numérique radiatif**

Nous avons vu dans le chapitre II, que la contribution de l'énergie liée au rayonnement sur le comportement thermo-aéraulique de la DSF, est décrite par l'Equation de Transfert Radiatif, ETR. Donc il est indispensable de résoudre cette équation, qui est couplée à

l'équation de conservation de l'énergie, et de présenter le modèle numérique de ce mode de transfert de chaleur, ainsi son implantation dans le code FLUENT.

Pour la modélisation du rayonnement thermique, le code CFD FLUENT propose cinq modèles différents : modèle de rayonnement de transfert discret (DTRM), modèle de rayonnement P-1, modèle de rayonnement de Rosseland, modèle de rayonnement surface-to-surface S2S et le modèle des ordonnées discrètes DO.

### **III.7.1 Choix du modèle numérique pour la résolution de l'ETR**

Le verre est un matériau considéré comme un milieu semi-transparent, possédant des propriétés optiques différentes dans le domaine spectral : ayant une transmittance très élevée au rayonnement d'origine solaire, c.-à-d. les courtes longueurs d'ondes, tout en ayant une très faible transmittance au rayonnement de grandes longueurs d'ondes (rayonnement infrarouge).

A chacune de ces deux bandes spectrales, sont affectées une absorptivité, une émissivité, une transmittance, et une réflectivité. C'est pour cette raison qu'on doit le modéliser comme un milieu non gris, en utilisant un modèle spectral à deux bandes. La bande solaire ; correspondante à des longueurs d'onde inférieures à  $2,7\mu\text{m}$  et la bande du rayonnement infrarouge correspondante à des longueurs d'onde supérieures à  $2,7\mu\text{m}$ .

Notre choix entre les différents modèles pour la résolution de l'ETR, cités ci-dessus, est basé principalement sur la spécificité des propriétés optiques du verre et la nécessité de résoudre l'ETR, sur deux intervalles spectraux.

La méthode des OD, offre la possibilité de résoudre un tel problème, puisque, elle est la seule méthode qui permet de modéliser des parois semi-transparentes de différents types, (ex : verre). Elle permet également de diviser l'intervalle spectral en plusieurs intervalles, dont lequel, on peut définir les propriétés radiatives pour chaque longueur d'onde et modéliser séparément le rayonnement des courtes longueurs d'ondes, et celui des grandes longueurs d'ondes. Cette méthode offre une bonne précision, surtout lorsque on modélise un milieu semi-transparent, CFD Fluent 6.3, [75].

### **III.7.2 Principe du modèle des OD**

Le principe de la méthode des OD est la résolution de l'équation du transfert radiatif pour un ensemble de directions discrètes, par la transformation de l'ETR en une équation de



transport pour la luminance du rayonnement. Pour chaque direction  $s$ , le modèle résout une équation de transport avec une méthode de solution identique à celle utilisée pour les équations d'écoulement de fluide et d'énergie, c.à.d. la méthode des volumes finis.

Rappelons que l'objectif est de déterminer le terme source radiatif, indiqué par l'équation (II.68), donc il est nécessaire de résoudre l'ETR, afin d'obtenir la luminance.

Le principe de la méthode des DO est de remplacer l'intégrale des champs de luminance de l'équation (III.61), par des quadratures angulaires numériques, représentée par un nombre fini de directions orientées selon les vecteurs unitaires, appelées aussi : ordonnées discrètes. Ensuite pour chaque direction la luminance est calculée sur un maillage à l'aide de la méthode des volumes finis.

La méthode des volumes finis utilise l'intégration exacte pour évaluer les intégrales des angles solides, FLUENT [75]. Pour une description plus détaillée de la méthode le lecteur peut consulter les références suivantes : Modest. [93], Siegel et al. [94] et Muresan et al. [95].

Le code FLUENT possède deux implémentations de cette méthode : découplé et couplé entre l'équation de l'énergie et l'ETR. Pour l'implémentation de découplage, le solveur résout les équations de l'énergie et l'ETR séparément. Dans l'approche couplée, les équations d'énergie et l'ETR sont résolues simultanément à chaque cellule.

L'avantage principal de cette technique est qu'elle accélère la simulation pour certains cas impliquant des épaisseurs optiques  $>10$ . Le guide théorique, dans le chapitre 5, FLUENT [75], présente le détail de méthode de couplage entre l'équation d'énergie et l'ETR.

### III.7.3 Discrétisation angulaire

L'application d'une quadrature angulaire permet de remplacer toute intégrale sur l'espace des angles solides par une sommation pondérée sur  $N$  directions discrètes. Le code FLUENT, utilise une quadrature angulaire de type (polaire-azimutale), adaptable avec le maillage structuré ou non structuré.

La création de ces quadratures est achevée par la discrétisation de l'octant d'un angle d'espace  $4\pi$  en  $N=N_\theta \times N_\varphi$  angles de contrôle solides. Le contrôle de la discrétisation angulaire est assuré par l'angle polaire  $\theta$  et l'angle azimutal  $\varphi$ .

Pour le présent calcul, qui est en 2D, et suite à la symétrie, seulement quatre octants sont résolus, ce qui développe  $4 \times N_\theta \times N_\varphi$  directions. Comme c'était mentionné pour le maillage des volumes finis, une étude de sensibilité pour la discrétisation angulaire doit être exécutée. Dans la dernière partie de ce chapitre nous présentons une étude de sensibilité pour la discrétisation angulaire.

Notons qu'une discrétisation angulaire fine peut être spécifiée pour mieux résoudre le problème radiatif, mais un grand nombre de divisions influe considérablement sur le temps et le coût de calcul. Pour les milieux semi-transparents une discrétisation de quatre pour la division de  $\theta$  et de  $\varphi$ , est généralement suffisante, soit 64 angles solides, FLUENT [75].

Les faces du volume de contrôle ne s'alignent pas en général avec la discrétisation angulaire, notamment les maillages non structurés, cela peut conduire un problème d'écart d'angle de contrôle, les angles de contrôle sont partiellement entrants et partiellement sortants de la face du volume de contrôle.

Le code FLUENT résout ce problème par l'utilisation des angles de «pixelation», dans ce cas chaque angle de contrôle est divisé à un nombre de pixels comme indiquée sur la figure III.6. L'énergie contenue dans chaque pixel est alors traitée comme une énergie entrante ou sortante à la face.

En plus du nombre de divisions, le nombre de pixels est choisi par l'utilisateur. Pour les problèmes impliquant des milieux semi-transparents, une pixelation de 3x3 est recommandée. Cependant, une l'augmentation de la pixelation ajoute au coût de calcul.

#### **III.7.4 Découpage du spectre solaire : Modèle Bi-Bande**

La nature des propriétés optiques du milieu semi-transparent décrite au paragraphe (III.7.3), nécessite de découper le spectre radiatif global en deux bandes de longueurs d'onde différentes. Ceci permis de résoudre l'ETR, dans chaque intervalle spectral, séparément, définit par des propriétés optiques du milieu semi-transparent et de mieux comprendre la contribution de chaque bande spectrale sur le comportement thermo aéraulique de la DSF.

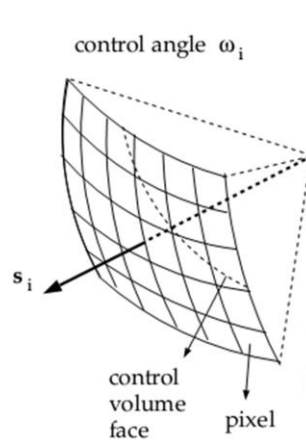


Figure III.6 : Pixelation de l'angle de contrôle,  
FLUENT [75].

Le code FLUENT permet également de modéliser ce type de problème, par la résolution de l'ETR sur chaque intervalle séparément. Dans le présent cas, on a proposé le modèle spectral Bi-bande, dont le premier intervalle représentant le spectre du rayonnement solaire, définit entre  $0.1\mu\text{m}$  et  $2.7\mu\text{m}$  et le deuxième intervalle qui gouverne le rayonnement infrarouge, définit entre  $2.7\mu\text{m}$  et  $\lambda_{\text{max}}$ . La valeur de  $\lambda_{\text{max}}$  doit assurer que le spectre de rayonnement est couvert totalement par l'intervalle définis. FLUENT [75] propose la relation suivante pour définir  $\lambda_{\text{max}}$  :

$$\lambda_{\text{max}} \geq \frac{50000}{nT_{\text{min}}} \quad (\text{III.18})$$

Avec  $n=1$  : indice de réfraction de l'air,  $T_{\text{min}}$  est la valeur minimum de la température du domaine, on obtient la valeur de  $\lambda_{\text{max}} \approx 180\mu\text{m}$ . Cette valeur est suffisante pour couvrir entièrement le spectre du rayonnement, sachant que, dans la littérature la valeur de  $\lambda_{\text{max}}$  est généralement  $100\mu\text{m}$ .

L'intégration de L'ETR (II.62), sur chacun des deux intervalles, donne la forme intégrale suivante :

$$\int_{\lambda_a}^{\lambda_b} \frac{dI_{\lambda}(s, \vec{\Delta})}{ds} d\lambda = \int_{\lambda_a}^{\lambda_b} \kappa_{\lambda} \left( n^2 I_{\lambda}^0(T(s)) - I_{\lambda}(s, \vec{\Delta}) \right) d\lambda \quad (\text{III.19})$$

Pour le premier intervalle,  $\lambda_a=0.01$  et  $\lambda_b=2.7$ , et pour le deuxième intervalle  $\lambda_a=2.7$  et la valeur supérieure  $\lambda_b=180$ . Dans ce cas la luminance par émission contenue entre 0 et  $n\lambda T$ , notée dans l'équation (III.19) par :  $\kappa_{\lambda} n^2 I_{\lambda}^0(T(s))$  est celle du corps noir dans l'intervalle spectral par unité d'angle solide. Elle est définie par la distribution standard de Planck, et donnée par Modest [93] :

$$\kappa[F(0 \rightarrow n\lambda_b T) - F(0 \rightarrow n\lambda_a T)]n^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} \quad (\text{III.20})$$

En plus, la prise en considération que le comportement du milieu semi-transparent dans chaque intervalle spectral est supposé gris, l'ETR (III.19) prend la forme suivante :

$$\int_{\lambda_a}^{\lambda_b} \frac{dI_\lambda(s, \vec{\Delta})}{ds} d\lambda = \kappa \left[ \left( [F(0 \rightarrow n\lambda_b T) - F(0 \rightarrow n\lambda_a T)]n^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} \right) - \int_{\lambda_a}^{\lambda_b} I_\lambda(s, \vec{\Delta}) d\lambda \right] \quad (\text{III.21})$$

La solution de l'équation (III.21), nécessite des conditions aux limites, afin de pouvoir déterminer la luminance radiative qui est un paramètre nécessaire pour évaluer le terme source de l'équation d'énergie.

### III.7.5 Conditions aux limites radiatives

L'implantation de la méthode des OD, par le code CFD Fluent nécessite la spécification des conditions aux limites radiatives pour les deux milieux, intérieur et extérieur, et les différentes parois tel que les verres, les lamelles de la protection solaire et les parties supérieures et inférieures de la DSF. Uniquement les parois opaques et semi-transparentes sont nécessaires dans cette étude radiative, donc seules leurs conditions aux limites seront décrites ci-dessous.

#### III.7.5.1 Parois opaques

Lorsqu'une quantité de rayonnement incidente sur une paroi opaque, une partie de ce rayonnement est réfléchi d'une façon spéculaire ou diffuse, selon la fraction diffuse de la paroi  $f_d$  (une fraction diffuse entre 0 et 1 donnera un rayonnement partiellement diffus et partiellement spéculaire).

L'autre partie du rayonnement incident est absorbée, et la paroi dans ce cas émis également une quantité de rayonnement. La quantité de rayonnement absorbée et émise dépend de l'émissivité de la paroi  $\varepsilon_w$ . Puisque la paroi est opaque, aucun rayonnement n'est transmis. La figure III.7, illustre ce processus.

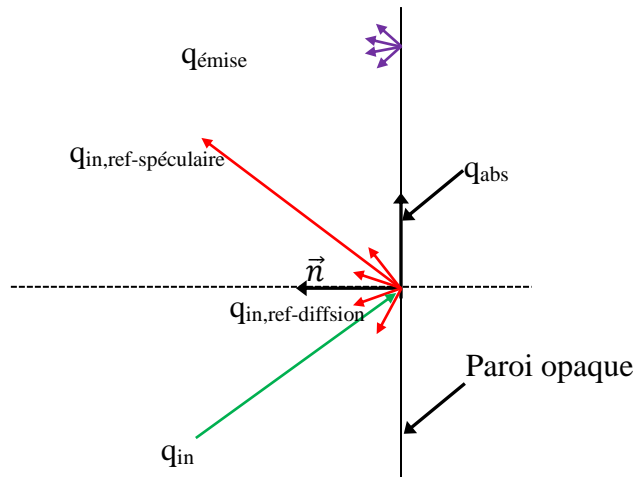


Figure III.7 : Echange radiatif dans une paroi opaque, FLUENT [75].

Pour le flux radiatif incident  $q_{in}$ , les différentes quantités du flux radiatif absorbé, émis et diffusé par une paroi opaque sont définis par :

Le flux radiatif émis provenant de la paroi :  $n^2 \varepsilon_w \sigma T_w^4$

Le flux radiatif réfléchi d'une façon diffuse :  $f_d (1 - \varepsilon_w) q_{in}$

Le flux radiatif réfléchi d'une façon spéculaire :  $(1 - f_d) (1 - \varepsilon_w) q_{in}$

Le flux radiatif absorbé par la paroi :  $\varepsilon_w q_{in}$

Avec :

$T_w$  : température de la paroi ;

$n$  : indice de réfraction du milieu adjacent ;

$\sigma$  : constante de Boltzmann.

Si la surface de la paroi se comporte comme un corps gris, le flux radiatif incident (entrant)  $q_{in}$  est donné par :

$$q_{in,\lambda} = \Delta\lambda \int_{\vec{s} \cdot \vec{n} > 0} I_{in,\lambda} \vec{s} \cdot \vec{n} d\Omega \tag{III.19}$$

Et le flux sortant de la paroi est définit par :

$$q_{out,\lambda} = (1 - \varepsilon_{w,\lambda}) q_{in,\lambda} + n^2 \varepsilon_{w,\lambda} \sigma (F(0 \rightarrow n\lambda_b T) - F(0 \rightarrow n\lambda_a T)) T_w^4 \tag{III.20}$$

Enfin, la condition aux limites de la luminance au niveau de la paroi est définie par :

$$I_0 = \frac{q_{out}}{\Delta\lambda\pi} \tag{III.21}$$

### III.7.5.2 Parois semi-transparentes

En plus de la réflexion (diffuse ou spéculaire), et l'absorption du rayonnement incident sur une paroi semi-transparente, ce type de paroi est caractérisé par la capacité de transmis le flux incident. Deux types de parois semi-transparentes sont traités par le code FLUENT, la paroi intérieure et la paroi extérieure. Pour ces deux types de parois le rayonnement incident est transmis au milieu adjacent, réfléchi dans le milieu environnant et absorbé par l'épaisseur de la paroi. Pour cette étude, les différentes faces des verres de la DSF, sont supposées des milieux semi-transparentes et caractérisées par une réflexion et une transmission spéculaire.

La figure III.8, montre une paroi intérieure semi-transparente, séparée deux milieux (A) et (B). La paroi reçoit sur sa face appartenant au milieu A, un flux radiatif dans la direction  $\vec{\Delta}_A$ . Dans l'intervalle spectrale  $\Delta\lambda=\lambda_B-\lambda_A$ , la condition aux limites à la paroi dans le sens  $\vec{\Delta}_{A,r}$ , en termes de luminance radiatif, est la somme de la luminance radiative transmise par la face de la paroi vers le milieu A et la luminance radiatif réfléchi par la face de la paroi vers le milieu A, soit :

$$I_A(\vec{\Delta}_{A,r}) = \rho_A I_A(\vec{\Delta}_A) + \tau_B I_B(\vec{\Delta}_B) \quad (\text{III.22})$$

Les propriétés optiques  $\rho_A$  et  $\tau_B$ , sont données par Modest [93] :

$$\rho_A = \frac{1}{2} \left( \frac{n_A \cos \theta_B - n_B \cos \theta_A}{n_A \cos \theta_B + n_B \cos \theta_A} \right)^2 + \frac{1}{2} \left( \frac{n_A \cos \theta_A - n_B \cos \theta_B}{n_A \cos \theta_A + n_B \cos \theta_B} \right)^2 \quad (\text{III.23})$$

Avec,

$n$  : indice de réfraction du milieu,

$\theta_A$  et  $\theta_B$  : directions après la réfraction, données par la loi de Snell's-Descartes.

Pour les parois extérieures et dans le cas où le milieu (A) correspond au milieu extérieur, il existe deux sources de rayonnement sur la limite de la paroi :

1. Un rayonnement incident provenant des cellules adjacentes situées dans des zones fluides ou solides, son évaluation est basée sur l'équation (III.22), et

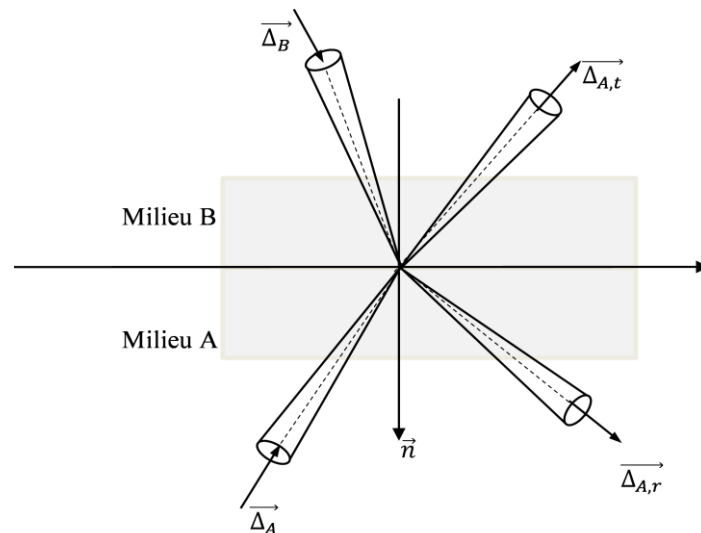


Figure III.8 : Rayonnement réfléchi et transmis par une surface, Modest [93].

2. Un rayonnement direct provenant du milieu extérieur du domaine de calcul de la DSF, tombe sur la surface extérieure du vitrage extérieur. Il est défini par ces deux composantes (direct et diffus), de l'angle d'incidence, et de l'angle solide sur lequel ce flux radiatif doit être répartie.

Les données météorologiques offrent la valeur des deux composantes du rayonnement solaire et l'angle d'incidence. Cependant, le code FLUENT offre la possibilité de définir l'angle solide. Finalement, il y a un flux radiatif supplémentaire, puisque on a imposé une condition mixte (convection-radiation), défini par :  $q_{ext} = \varepsilon_{ext}(T_{rad-ext})^4$ .

### III.8 Méthode de résolution des équations linéaires

L'équation de transport discrétisée, contient la variable inconnue  $\Phi$  au centre de la cellule ainsi que des valeurs inconnues dans les cellules voisines environnantes. Cette équation sera en général non linéaire. Une forme linéarisée de l'équation peut être écrite comme suite :

$$a_p \Phi = \sum_{nb} a_{nb} \Phi_{nb} + b \quad (\text{III.24})$$

Ce processus conduit à un système d'équations algébriques linéaires qui doit être résolu. Le code FLUENT résout ce système linéaire par la méthode de Gauss-Seidel conjointement avec des méthodes à Multi-grilles algébriques (AMG), FLUENT [75].

### III.9 Critère de convergence et arrêt de calcul

Une des possibilités de déclarer la convergence d'un calcul numérique est justement de suivre la variation des résiduels de calcul. En principe, si le problème est bien posé, chaque résiduel doit tendre vers des valeurs fixées préalablement au cours des itérations de calcul. Dans toutes les simulations exécutées dans ce travail, les critères de convergence sont fixés à  $10^{-4}$  pour les résidus de l'équation de continuité, les composantes de la vitesse, l'énergie cinétique turbulente et le taux de dissipation turbulente et  $10^{-6}$  pour les résidus des équations de l'énergie et les ordonnées discrètes.

Cependant, la définition des résiduelles, qui sont utiles pour une classe de problème sont parfois trompeuses pour d'autres classes de problèmes, FLUENT [75]. Par conséquent, il est judicieux de juger la convergence non seulement en examinant les résiduels, mais aussi en vérifiant que la solution ne change plus avec plus d'itérations et en examinant les bilans de masse et d'énergie. Le code FLUENT, permet de considérer que la solution converge lorsqu'une valeur de contrôle (ex : température de la sortie), pour chacune des N itérations précédentes est comprise dans 0,001% de la valeur actuelle, par l'établissement d'un gestionnaire de convergence, Figure III.9.

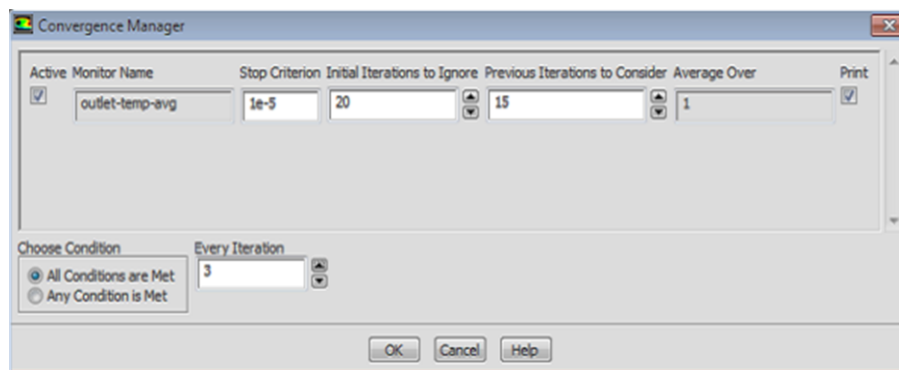


Figure III.9 : Gestionnaire de convergence, FLUENT [75].

### III.10 Facteurs de sous-relaxation

Pour le problème de la non- linéarité des équations et les difficultés de convergence, le code FLUENT, contrôle la variation de la variable  $\Phi$  par une sous-relaxation (dite aussi relaxation explicite), ce qui réduit le changement de la variable  $\Phi$  produit au cours de chaque itération. La nouvelle valeur de la variable  $\Phi$  dans une cellule dépend de la valeur précédente  $\Phi_{old}$ , de la variation  $\Delta\Phi$  défini comme la différence entre la valeur calculée avant sous-relaxation et l'ancienne valeur, et du coefficient de sous-relaxation  $\alpha$ , on écrit :



$$\Phi = \Phi_{old} + \alpha\Delta\Phi \quad (\text{III.25})$$

Pour la simulation de la DSF, les facteurs de sous-relaxation utilisés sont ceux recommandés par FLUENT, sauf pour l'énergie cinétique turbulente et la dissipation, qui sont modifiés progressivement au cours de la simulation jusqu'à la valeur 0.6. Le tableau III.3, résume les valeurs utilisées dans notre travail :

**Tableau III.3** : Facteur de sous-relaxation

Variables	Facteur de sous-relaxation
Pression	0.3
Masse volumique	1.0
Force de gravité	1.0
Quantité de mouvement	0.7
Energie cinétique turbulente	0.6
Dissipation de l'énergie cinétique turbulente	0.6
Energie	1.0
Ordonnées discrètes	1.0

### III.11 Etude de la sensibilité du maillage « Exécution du GCI » :

La première étape qu'on doit effectuer, après avoir défini les différentes étapes de la méthode numérique, est l'étude de l'indépendance du maillage sur la solution numérique. Dans cette partie on présente l'étude sur quatre grilles de maillages de différentes tailles : un maillage très grossier de 101777 cellules, un maillage grossier de 161460 cellules un maillage moyen de 279226 cellules et un maillage fin de 500074 cellules.

#### III.11.1 Présentation du cas étudié

Afin de valider les résultats du modèle numérique avec celle de la littérature, on a sélectionné, dans cette première simulation, les mêmes conditions aux limites utilisées par Safer et al. [48]. Dans le but de réduire le temps de calcul, le spectre solaire dans le présent travail est découpé en deux bandes, alors dans le travail de Safer et al. [48], le découpage du spectre est réalisé sur quatre bandes spectrales. L'effet de ce changement est abordé dans la partie de validation (Chapitre IV). Les différentes valeurs accordées aux conditions aux limites sont résumées dans le tableau III.4.

**Tableau III.4** : Conditions aux limites pour le calcul du GCI, Safer et al [48].

<b>Conditions aux limites</b>		
<b>Entrée</b>		
Vitesse de l'air	0.1m/s	
Température de l'air	302K	
Intensité turbulente	6%	
<b>Verre extérieur</b>		
Angle d'incidence	67°	
Coefficient d'échange $h_{ext}$	10 W/m <sup>2</sup> K	
Température ambiante $T_{ext}=T_{amb}$	302 K	
Rayonnement solaire	<b>Bande 1= [0.1 <math>\mu</math>m, 2.7<math>\mu</math>m]</b>	
	Composante directe	819.37 W/m <sup>2</sup>
	Composante diffuse	178.09 W/m <sup>2</sup>
	<b>Bande 2= [2.7 <math>\mu</math>m, 180<math>\mu</math>m]</b>	
	Composante directe	7.98 W/m <sup>2</sup>
	Composante diffuse	0.80 W/m <sup>2</sup>
<b>Verre intérieur</b>		
Coefficient d'échange $h_{int}$	2.5 W/m <sup>2</sup> K	
Température ambiante $T_{int}=T_{amb}$	298 K	

Pour les propriétés des matériaux, le verre, l'air du canal et du double vitrage ont été considérés comme des milieux semi-transparents. L'aluminium qui est le matériau de la protection solaire est considéré comme un milieu opaque. Le coefficient d'absorption du vitrage est donné en fonction de deux bandes de longueurs d'ondes (0,001 $\mu$ m à 2,7 $\mu$ m et 2,7 $\mu$ m à 180 $\mu$ m). Les différentes propriétés des matériaux de la DSF sont résumées dans le tableau III.5.

#### **Remarques**

- L'air est considéré comme un gaz parfait incompressible, dans ce cas, la définition de sa masse volumique nécessite uniquement la définition de la pression opératoire, qui est de l'ordre de 101325 Pa.
- La valeur du coefficient d'absorption du verre  $\kappa$ , est définie pour les CLO, notée par (\*) et les GLO notée dans le tableau III.5 par (\*\*).

- L'application de la méthode du GCI, requiers la sélection des paramètres pour l'étude. La température, la vitesse de l'air du canal et le coefficient du transfert de chaleur entre l'air du canal et les lamelles de la protection  $h_{\text{air-slat}}$ , sont choisis pour réaliser cette étude.

**Tableau III.5** : Propriétés des matériaux.

	$\rho$ (Kg/m <sup>3</sup> )	$C_p$ (J/Kg.K)	$\mu$ (Kg/m.s)	$\lambda$ (W/m.K)	$n$	$\kappa$ (1/m)	$\varepsilon$
Air	-	1006.43	$1.789 \times 10^{-5}$	0.0243	1.0	0.01	-
Verre	2430	840	-	1.4	1.5	10* 3000**	0.85
aluminium	2719	871	-	120	-	-	0.15

### III.11.2 Evaluation du coefficient du transfert de chaleur convectif

Le transfert de chaleur total entre l'air et les différentes parois de la DSF est la contribution du transfert convectif et radiatif, donc l'évaluation du coefficient de transfert de chaleur convectif (sans présence du rayonnement), est basée, sur le flux de chaleur convectif à la paroi et la différence de température entre l'air du canal et la paroi (verre ou lamelles), il est donné par :

$$h_{conv} = \frac{q_{conv}}{(T_p - T_f)} = \frac{q_{tot} - q_{rad}}{(T_p - T_f)} \quad (III.26)$$

Le tableau III.6, résume ces différents paramètres, ainsi les résultats obtenus de la méthode du GCI.

L'analyse des résultats du tableau III.6, indique pour le test (1), que la valeur du rapport  $R$  est supérieure à 1, ce qui signifie que la solution exacte a été atteinte d'une convergence oscillatoire. Le rapport  $Q$  est inférieur à 1, implique que les résultats obtenus, ne sont plus dans la plage de la solution asymptotique, [100]. Les valeurs du  $GCI_{2-1}$  et du  $GCI_{3-2}$  sont supérieures largement à 1, ce qui confirme que l'erreur due au raffinement de la grille est significative. En plus, la comparaison entre ces deux valeurs indique que le  $GCI_{2-1} > GCI_{3-2}$ , ceci indique que les résultats obtenus sont encore dépendants du raffinement, et on a besoin de réduire le nombre des cellules.

**Tableau III.6** : Calcul du GCI pour le coefficient d'échange convectif.

	Test (1)	Test (2)
$N_1, N_2, N_3$	279226, 161460, 101777	500074, 279226, 101777
$h_{1\_conv}$ (W/m <sup>2</sup> K)	2.6876	2.7115
$h_{2\_conv}$ (W/m <sup>2</sup> K)	2.6292	2.6876
$h_{3\_conv}$ (W/m <sup>2</sup> K)	2.5828	2.5828
$P$	0.862	2.250
$R=\varepsilon_{3-2}/\varepsilon_{2-1}$	1.251	0.227
$h_{conv(2-1)}^{ext}$ (W/m <sup>2</sup> K)	2.9274	2.7373
$h_{conv(3-2)}^{ext}$ (W/m <sup>2</sup> K)	2.8219	2.7373
$GCI_{2-1}$ (%)	<b>11.149</b>	<b>1.188</b>
$GCI_{3-2}$ (%)	<b>9.164</b>	<b>2.309</b>
$Q=\frac{r^p GCI_{fine}}{GCI_{grossier}}$	<b>0.6644</b>	<b>1.0094</b>

Le maillage fin est proposé pour le test (2), les résultats du Tableau III.6 montrent que la solution obtenue est monotone  $0 < R < 1$ , et localisées dans la plage de la solution asymptotique,  $Q \approx 1$ . La valeur du  $GCI_{2-1}$  est proche à 1 et le  $GCI_{2-1} < GCI_{3-2}$ .

Ainsi on conclut que les résultats obtenus sont indépendants du raffinement du maillage, c.-à-d. que la solution ne varie pas avec un niveau de raffinement plus bas. La quantification du coefficient de transfert convectif est de l'ordre de  $2.7373 \pm 0.01188$  W/m<sup>2</sup>.K.

### III.11.3 Evaluation de la vitesse et la température

En ce qui concerne le calcul du GCI pour l'évaluation de la vitesse et la température, sauf le cas-test (2) est présenté, ceci est dû aux valeurs qui sont très proches, parfois même la méthode n'est pas applicable. Le tableau III.7, présente les résultats obtenus pour la vitesse et la température de l'air au milieu du canal. D'une façon générale, les résultats pour ces deux paramètres indiquent clairement que le niveau de raffinement est suffisant pour que la solution soit stable avec le raffinement de la grille. Les trois simulations exécutées donnent une

valeur de la vitesse de l'ordre de  $0.088 \pm 0.02627$  m/s et une valeur de  $305.8917 \pm 0.001$  K pour la température.

**Tableau III.7** : Calcul du GCI pour la vitesse et la température au centre du canal

	Vitesse (m/s)	Température (K)
$f_1$	0.0862	306.138
$f_2$	0.0860	306.146
$f_3$	0.0856	306.159
$P$	0.35	0.10
$R = \varepsilon_{3-2} / \varepsilon_{2-1}$	0.50	0.554
$f_{2-1}^{ext}$ (W/m <sup>2</sup> )	0.088	305.8917
$GCI_{2-1}$ (%)	<b>2.627</b>	<b>0.10079</b>
$GCI_{3-2}$ (%)	<b>2.9239</b>	<b>0.1038</b>
$Q = \frac{r^p GCI_{fine}}{GCI_{grossier}}$	<b>1.005</b>	<b>1.0003</b>

L'analyse présentée pour les trois paramètres, ( $h_{conv}$ , vitesse et température), nous a permis de constater que le cas -test (2)-, est indispensable pour l'exécution de la méthode du GCI, ainsi que le maillage moyen (279226 mailles), est suffisant pour que la solution finale se stabilise. De ce fait, dans cette étude les simulations seront exécutées avec un maillage de 279226 mailles en nous assurant un bon compromis temps de calcul et précision.

### III.12 Etude de la sensibilité de l'espace angulaire

Après avoir fixé la densité du maillage numérique, l'étude de la sensibilité de l'espace angulaire, qu'est une difficulté uniquement attachée à la résolution de l'ETR, est une tâche cruciale pour décrire le comportement thermo-aérodynamique de la DSF. Dans ce cas, les valeurs de l'angle polaire  $\theta$  et l'angle azimutal  $\varphi$ , de la discrétisation angulaire dans le modèle DO; doivent être choisies et un optimum entre trop grossier et trop fin doit être trouvé. Pour la pixelation, on a choisi de fixer les valeurs des angles  $\theta$  et  $\varphi$  à 3x3, recommandée par le code FLUENT, pour les milieux semi-transparents. Cependant, pour les divisions  $\theta$  et  $\varphi$ , l'étude est réalisée sur le maillage moyen 279226, par l'augmentation des valeurs de 2x2 jusqu'à 6x6, ce qui engendre le nombre de directions mentionnées dans le tableau III.8.

La figure 10, indique que l'erreur relative lorsqu'on augmente l'angle des divisions de 2x2 jusqu'à 3x3 est de l'ordre de 5.5%. L'erreur est diminuée jusqu'à 1.5%, 1% et 0.5% lorsque en augmente la division à 4x4, 5x5 et 6x6 respectivement. Dans ce cas, et pour des raisons de mémoire et de temps de calcul, on peut retenir une division de 4x4, puisque l'erreur est uniquement de l'ordre de 1.5%. Il faut mentionner que l'erreur relative pour la température, entre la division 5x5 et 4x4 est presque identique à celle entre la division 4x4 et 3x3, ce qui confirme que le choix d'une division de 4x4 est suffisant.

**Tableau III.8** : Discrétisation angulaire pour l'étude de l'indépendance angulaire

Divisions ( $\theta \times \varphi$ )	Nombre de directions
2x2	16
3x3	36
4x4	64
5x5	100
6x6	144

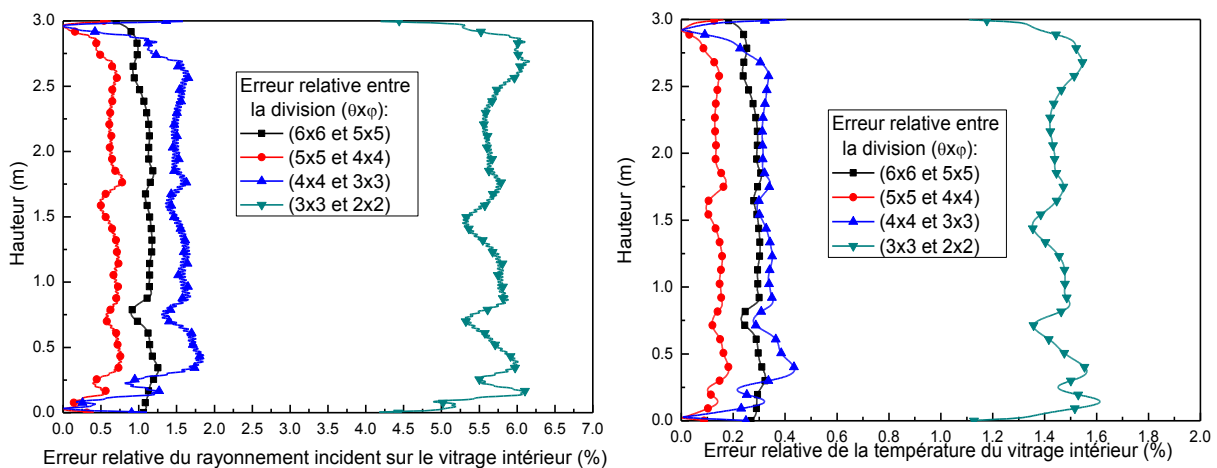


Figure III.10 : Etude de l'indépendance de l'espace angulaire.

## Conclusion

L'objectif du chapitre III était la présentation de l'outil numérique et la méthode de résolution, pour décrire le comportement thermo aéraulique de la DSF pour une configuration 2D. Nous avons défini les différents schémas de discrétisation utilisés dans le présent travail.

La génération du maillage et le calcul de la première cellule, sont présentés pour le cas étudié. Les différents types des conditions aux limites et les propriétés thermo-physiques et optiques ont été définis pour chaque composant de la DSF. Du fait de la nature des propriétés optiques du verre le modèle Bi-bande a été utilisé pour décrire l'effet du rayonnement solaire indépendamment du rayonnement provenant du GLO. L'étude de l'indépendance spatiale du maillage a été exécutée par la méthode du GCI. Finalement, l'indépendance de l'espace angulaire a été effectuée pour cinq valeurs de division de  $\theta$  et  $\varphi$ . Dans le chapitre IV, on présente la validation du modèle utilisée et la discussion des résultats obtenus.

# **Chapitre IV**

## **Résultats et Discussions**

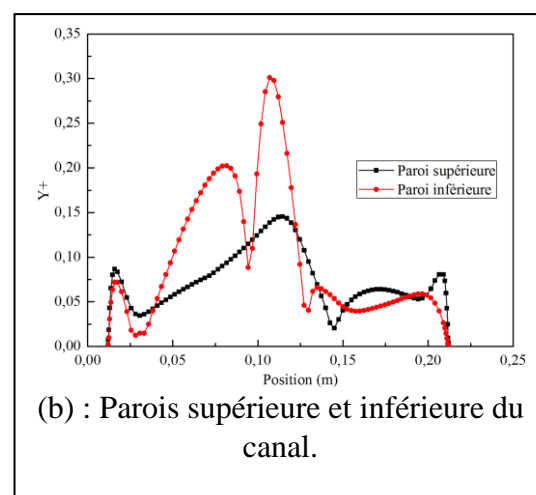
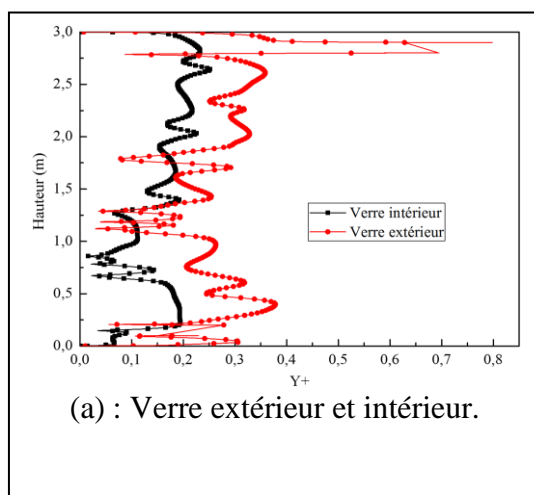


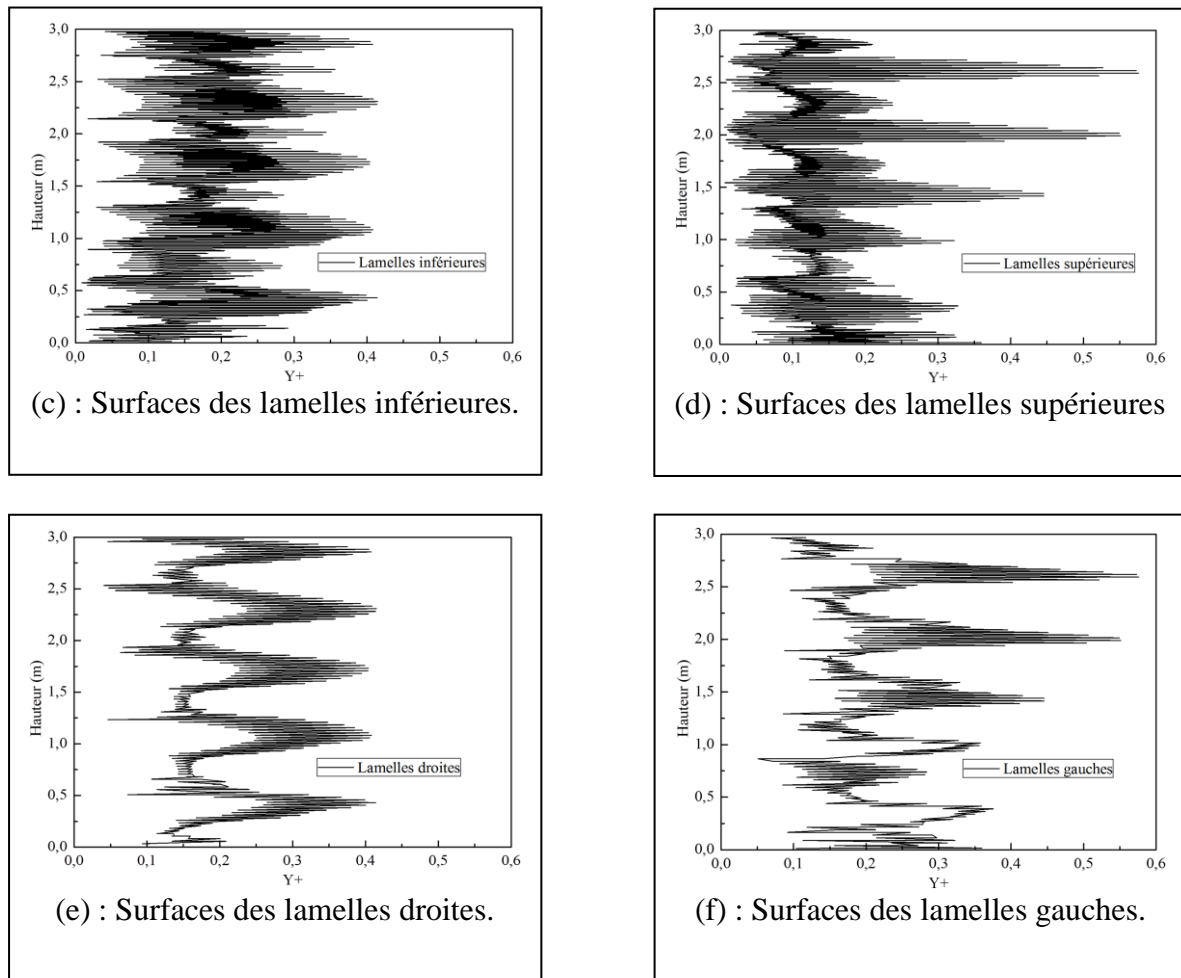
## IV.1 Introduction

Au début de ce chapitre nous présentons une vérification et une validation du modèle numérique, décrit dans le chapitre III. Pour la vérification, nous exposons l'évolution de la distance adimensionnelle  $y^+$ , bien que, la validation du modèle numérique, soit accomplie par une comparaison avec des résultats trouvés dans la littérature. Ensuite, nous discutons le comportement thermo-aéraulique de la DSF, par l'exposition de l'évolution des différents paramètres, tels que : le champ de vitesses et de températures, les paramètres de turbulence, et l'échange radiatif entre les différents composants de la DSF. Finalement, dans la dernière partie nous abordons les résultats et les discussions d'une analyse du comportement thermo-aéraulique de la DSF, obtenus par la définition de l'efficacité de l'isolation dynamique et l'adaptation de l'approche CFD.

## IV.2 Vérification des résultats numériques

Pour vérifier le maillage près des parois, nous avons tracé les valeurs de la distance adimensionnelle  $y^+$  (taille de la première cellule) le long des verres extérieur et intérieur, figure IV.1.a, la paroi supérieure et inférieure du canal, figure IV.1.b, et les quatre surfaces des lamelles, figures IV.1.c-f. Il faut mentionner que la valeur de  $y^+$  dépend de la solution finale et n'est pas une valeur fixe. Le maillage pour un angle d'inclinaison  $\psi=45^\circ$ , est utilisé comme un exemple de présentation de l'évolution de  $y^+$  avec les mêmes conditions aux limites décrites au chapitre précédent. Les figures IV.1 de (a) jusqu'à (f), montrent que la valeur de  $y^+$  est inférieure à l'unité, ce qui signifie que le maillage est suffisamment raffiné près des parois, et le premier nœud est situé dans la sous-couche limite visqueuse. Nous rappelons qu'on a proposé de réaliser un traitement près de la paroi par la méthode : « la loi de paroi améliorée », avec une valeur de  $y^+ \approx 1$ .



Figure IV.1 : Evolution de  $y^+$  le long des parois.

### IV.3 Validation des résultats numériques

Pour le même cas mentionné ci-dessus, ( $\psi=45^\circ$ ), nous présentons sur les figures IV.2 et IV.3, le profil de la vitesse et de la température de l'air pour une ligne placée à 0.062m du vitrage extérieur, (la moitié du canal côté gauche). Les profils de vitesse et de température obtenue par le présent travail présentent un comportement oscillatoire, dans la direction verticale, ce qui coïncide avec le profil de vitesse du travail de Safer et al. [48]. Le mouvement oscillatoire de l'air est dû à la présence du rayonnement direct qui est définie dans un intervalle spectral grâce au modèle bi-bande et par conséquent la variation de la masse volumique. Safer et al [48], confirment que les oscillations disparaissent pour un rayonnement nul, ce qui montre l'intérêt du découpage du spectre rayonnement solaire.

En général, on constate un bon accord entre les valeurs des deux travaux, malgré une faible déviation, constatée, notamment dans les parties, inférieure et supérieure du canal. En conséquence, le découpage du spectre solaire en deux bandes, qu'on a utilisé dans notre

travail, n'influe pas considérablement sur le champ de vitesse et de température, nous rappelons que Safer et al. [48], ont adopté un découpage du spectre solaire de quatre bandes.

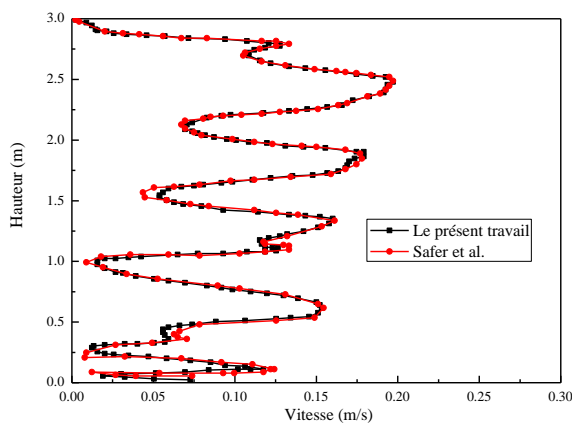


Figure IV.2 : Evolution de la vitesse.

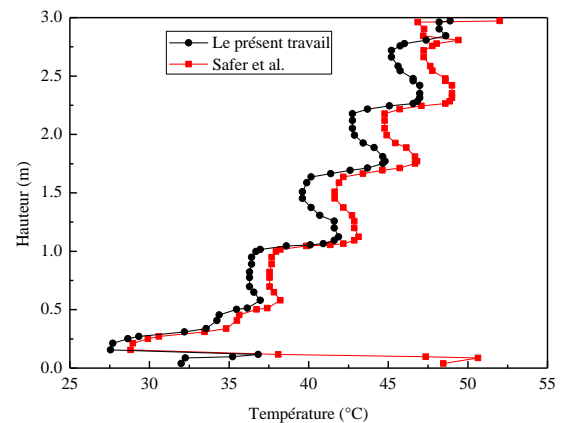


Figure IV.3 : Evolution de la température.

Pour le champ thermique, une deuxième validation est accomplie par la comparaison du coefficient du transfert de chaleur convectif. Deux coefficients du transfert convectif sont définis pour accomplir cette validation : le coefficient du transfert convectif entre la surface intérieure du vitrage extérieur et l'air du canal, (côté gauche), noté  $h_{conv-1}$ , et le coefficient du transfert convectif entre la surface intérieure du vitrage intérieur et l'air du canal, (côté droit), noté  $h_{conv-2}$ . La figure IV.4, montre une bonne concordance entre les valeurs obtenues par la présente simulation et le travail de Safer et al.[48]. Dans le présent travail, la moyenne de ces deux coefficients est de  $3.056 \text{ W/m}^2.\text{K}$  pour  $h_{conv-1}$  et de  $3.268 \text{ W/m}^2.\text{K}$  pour  $h_{conv-2}$ , par contre Safer et al. [48], ont indiqué pour ces deux coefficients les valeurs suivantes :  $3.02 \text{ W/m}^2.\text{K}$  et  $3.15 \text{ W/m}^2.\text{K}$ , soit une erreur relative de 1.17% et 3.75%, ce qui confirme un bon accord entre les deux travaux.

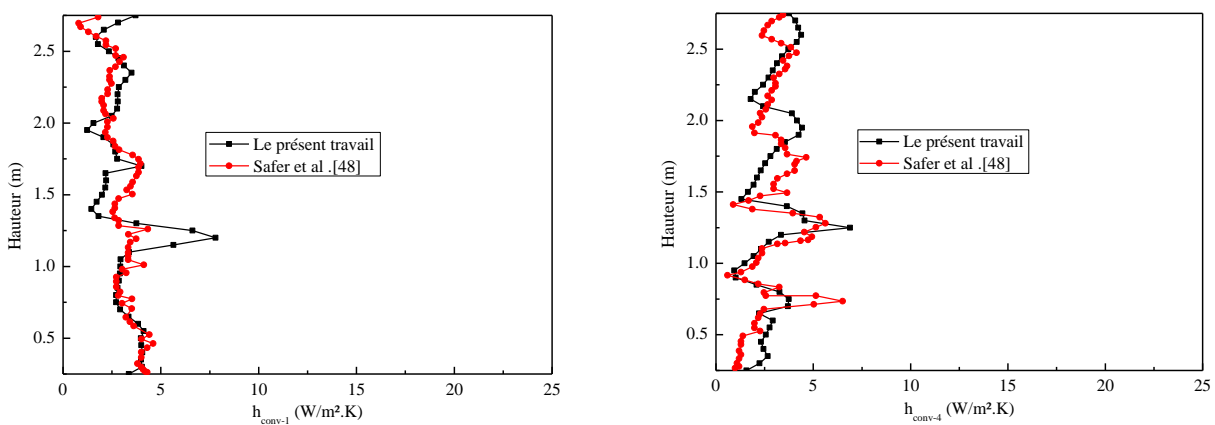


Figure IV.4 : Comparaison des coefficients du transfert convectif.

#### IV.4 Présentation du champ thermo-aéroulique

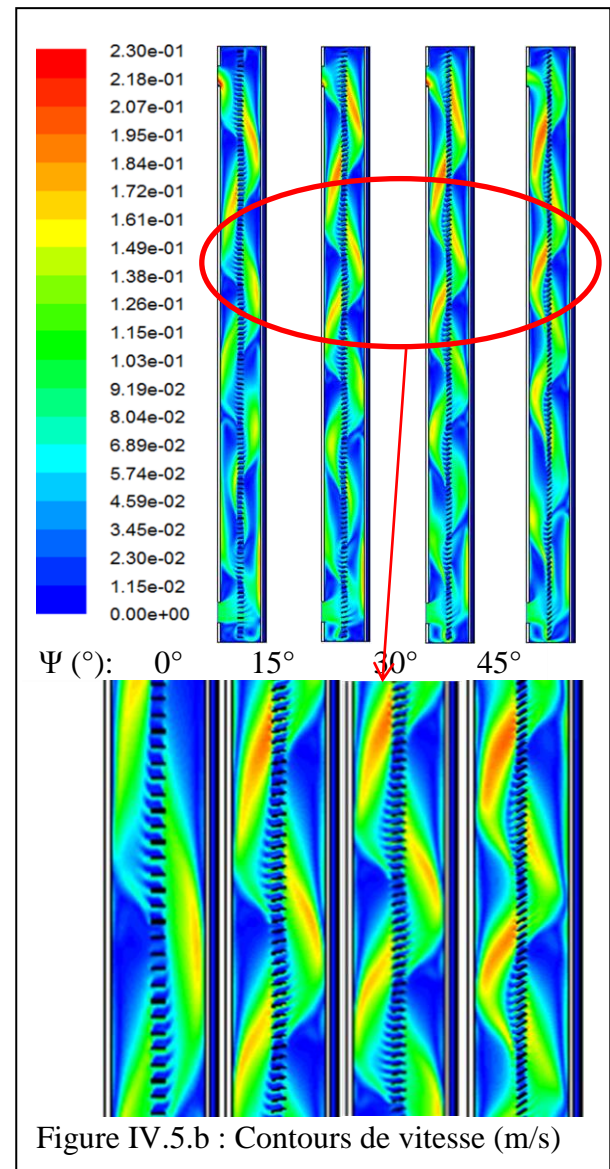
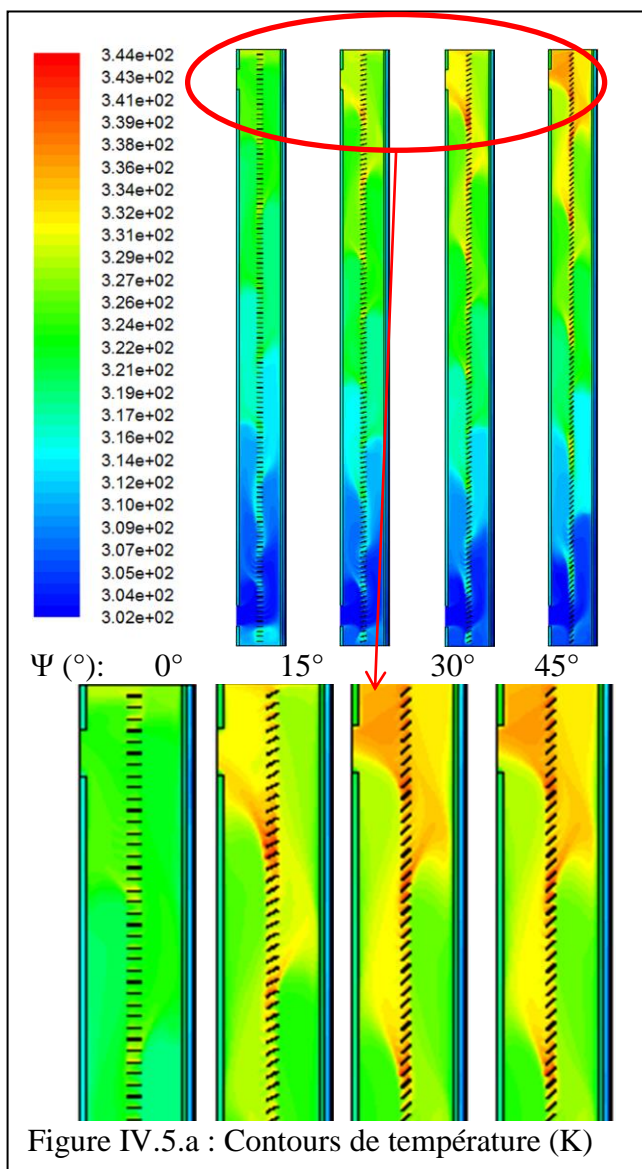
Pendant les jours d'été, la température ambiante extérieure peut être très importante, beaucoup plus importante qu'en hiver. L'incidence du rayonnement solaire direct sur les parois de la DSF peut provoquer une surchauffe indésirable du canal. De ce fait, et pour mieux comprendre le comportement thermo-aéroulique de la DSF, nous présentons pour une journée représentante la période chaude, une analyse de l'évolution des paramètres les plus influents, tel que la vitesse et ses deux composantes, la température, les paramètres de la turbulence et le flux radiatif échangé entre les différents composants de la DSF, et le flux de chaleur pénétrant à l'intérieur du local.

Pour accomplir les simulations on a imposé une intensité de rayonnement solaire direct de  $1000\text{W/m}^2$ . Afin de quantifier le maximum du rayonnement incident sur la paroi extérieure, on suppose un angle d'incidence normal, ( $\theta=0^\circ$ ). Les simulations sont exécutées pour quatre angles d'inclinaison des lamelles, ( $\Psi=0^\circ, 15^\circ, 30^\circ$  et  $45^\circ$ ), et avec les mêmes conditions aux limites mentionnées précédemment.

##### IV.4.1 Evolution des champs de vitesse et de température

La visualisation du champ de vitesse et de température par des contours est un outil pratique pour mettre en évidence le comportement de l'écoulement de l'air du canal. Les figures IV.5.a et IV.5.b, illustrent les contours des températures et des vitesses. Pour les quatre positions de l'angle ( $\Psi$ ), on constate sur la figure IV.5.a, que la température des lamelles est plus élevée que la température des verres et de l'air, plus de  $65^\circ\text{C}$ . Ceci est principalement dû au coefficient d'absorption du matériau des lamelles, qui est l'aluminium. Le flux de chaleur absorbé par les lamelles est transféré vers l'air du canal et sa température est plus élevée que le verre intérieur et extérieur. Ainsi, l'air s'élève au milieu du canal, puis tombe sur chaque côté le long du verre, ce qui provoque une orientation du flux de chaleur vers la partie la plus haute et entraîne des vitesses plus élevées à la section supérieure que la section inférieure, Figure IV.5.b. La cause de cette situation est l'effet de flottabilité due à la présence d'un gradient de densité du fluide. En conséquence, la partie supérieure du canal est toujours plus chaude que la partie inférieure, ce qui confirme le bon choix de l'ouverture de sortie dans la partie supérieure. La figure IV.5.b, indique que le comportement de la vitesse de l'air du canal est oscillatoire, et sa valeur est influée par l'inclinaison des lamelles. Pour mieux indiquer cette situation, on présente sur la figure IV.6, le profil de vitesse pour la moitié gauche et droite du canal, indiquée par les lignes (A) et (B), respectivement. La figure IV.6,

montre que la vitesse de la ligne (A), augmente lorsque l'inclinaison des lamelles est importante, ( $\psi=45^\circ$ ), on a enregistré une valeur moyenne de 0.087 m/s, ce qui favorise l'extraction de l'air du canal. Cependant pour la surface intérieure du verre intérieur, ligne (B), la vitesse a été diminuée jusqu'à une valeur moyenne de 0.062m/s, pour cette même inclinaison. On peut dire que l'inclinaison des lamelles oriente l'air vers les surfaces des intérieures des verres, ce qui crée une différence de températures entre les verres et les lamelles.



La variation de la température entre les verres, les lamelles et l'air, est présentée sur la figure IV.7. Il est clair que l'effet de l'angle d'inclinaison des lamelles est important sur la température du verre intérieur et les lamelles. Pour l'angle  $\psi=0^\circ$ , la température moyenne de la surface intérieure du verre intérieur est la plus élevée par rapport aux autres inclinaisons,

environ 35°C et celle des lamelles est la plus petite valeur, environ 49°C. Cependant, lorsque l'angle  $\psi=45^\circ$ , on constate une situation inverse, pour la surface du verre environ 31.8°C et pour les lamelles 56.2°C.

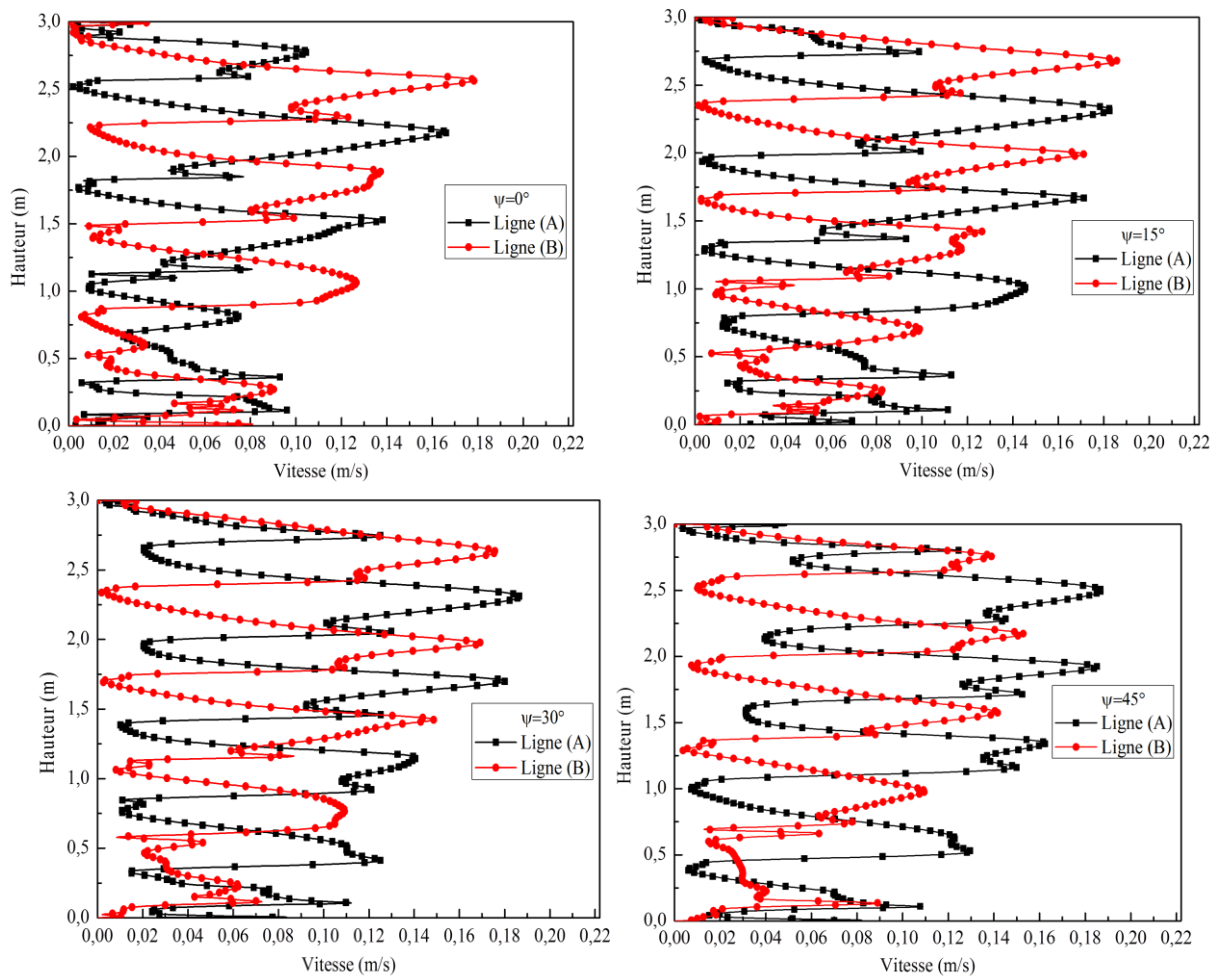


Figure IV.6 : Profil de vitesse côtés gauche et droit du canal.

D'une façon générale, on peut dire que l'inclinaison des lamelles oriente l'écoulement de l'air du canal vers les surfaces des verres et augmente la température des lamelles.

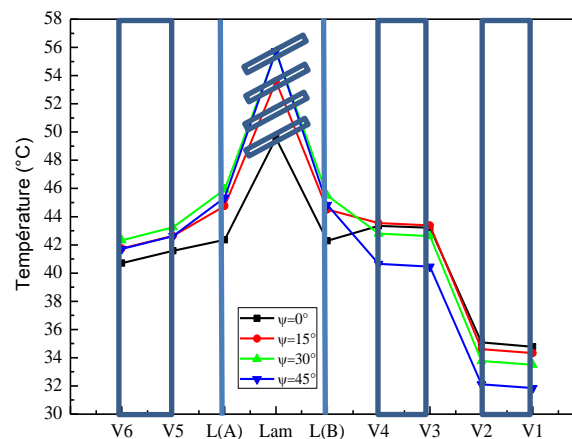


Figure IV.7 : Variation de la température des composants de la DSF.

#### IV.4.2 Evolution de la vitesse verticale et axiale

Un autre caractère de l'écoulement de l'air, est la domination de la vitesse verticale par rapport à la vitesse axiale, illustrée sur la figure IV.8. Sur les deux côtés du canal et loin des lamelles la vitesse verticale, est maximale et représente plus de 90% de la vitesse totale de l'air. La cause de cette situation est l'effet de flottabilité, qui est d'origine thermique, agis dans la direction opposée à la gravité et génère une importante vitesse verticale  $V_y$  par rapport à la vitesse axiale  $V_x$ , on parle ici de la variation de la masse volumique de l'air.

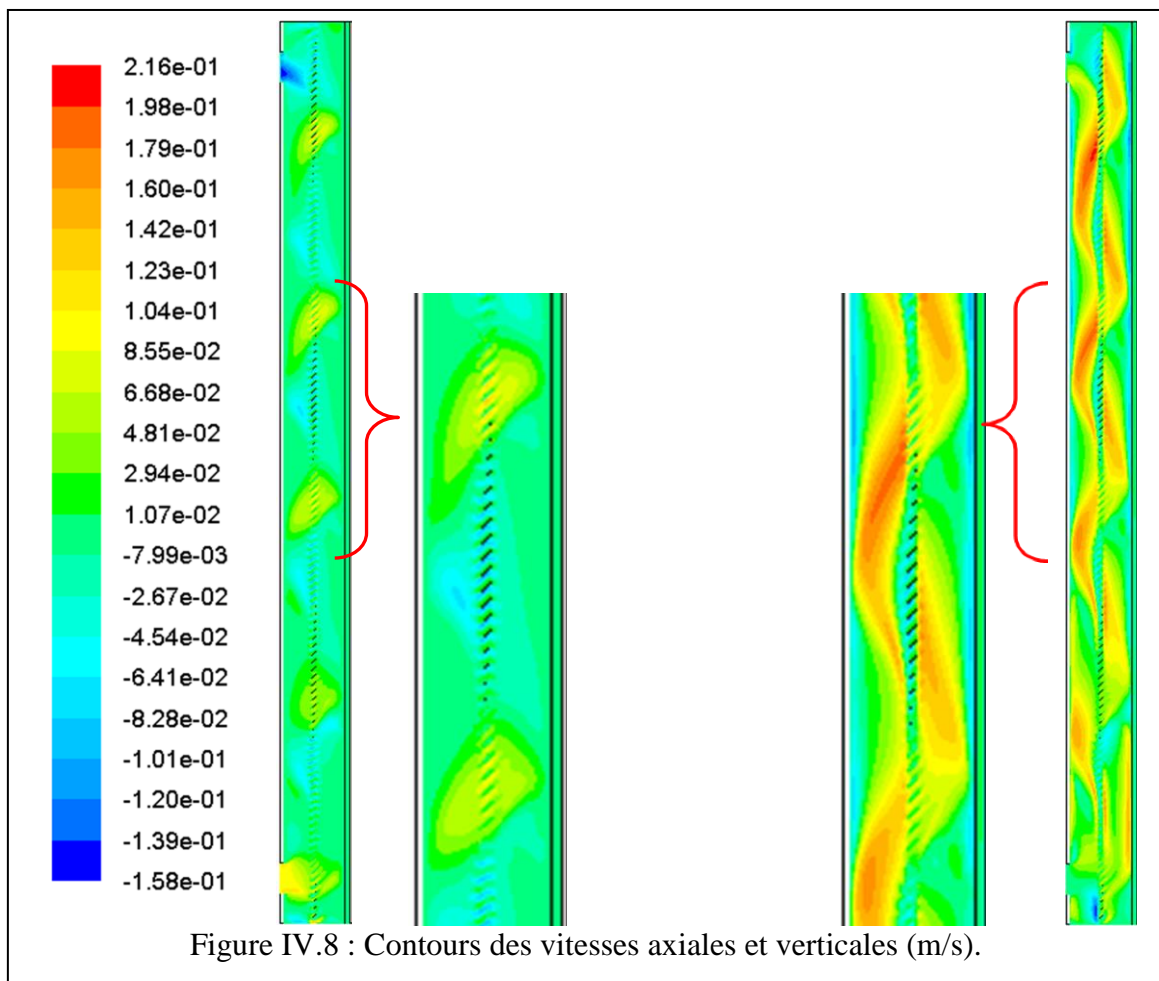
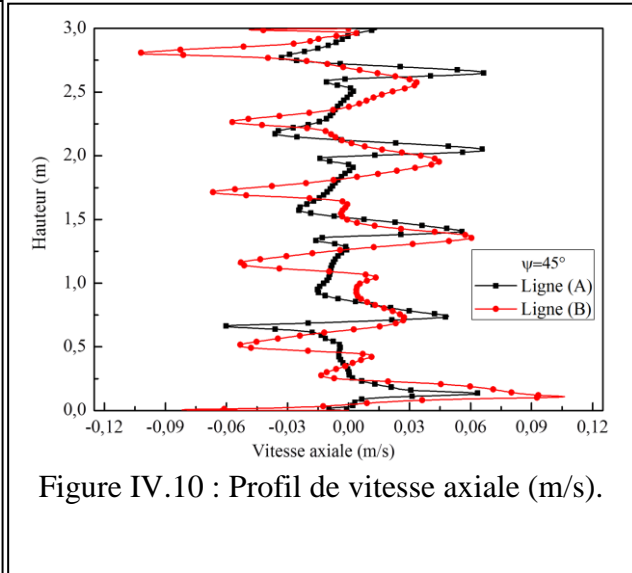
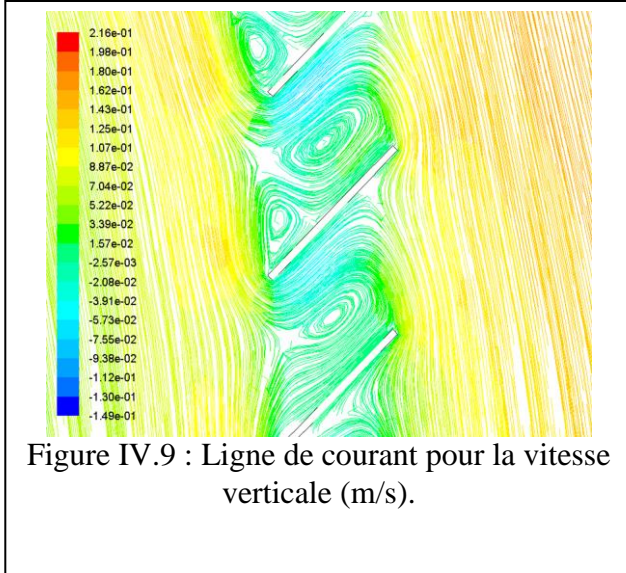


Figure IV.8 : Contours des vitesses axiales et verticales (m/s).

Proche des lamelles et entre ses deux surfaces, la vitesse verticale est quasiment nulle et parfois négative. Les lignes de courant illustrées sur la figure IV.9, montre que l'écoulement dans cette zone s'inverse suite à l'apparition des zones de recirculation. La diminution de la vitesse verticale dans cette région, donne la naissance à une vitesse horizontale importante, qui oriente l'écoulement de l'air vers les surfaces des verres. La figure IV.10, confirme cette constatation et indique que la vitesse axiale se développe entre deux

valeurs opposantes, l'une positive et l'autre négative. Ce scénario empêche le déplacement de l'air vers le haut du canal. Dans ce cas le canal risque d'être surchauffé et le flux pénétrant à l'intérieur est important.



#### IV.4.3 Evolution de l'énergie cinétique et l'intensité turbulente

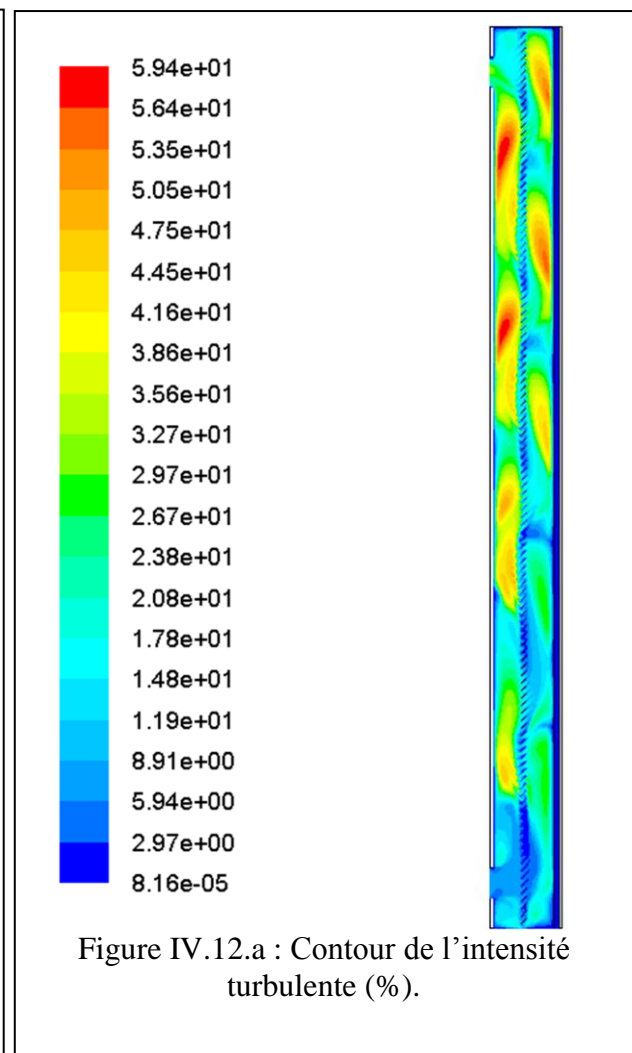
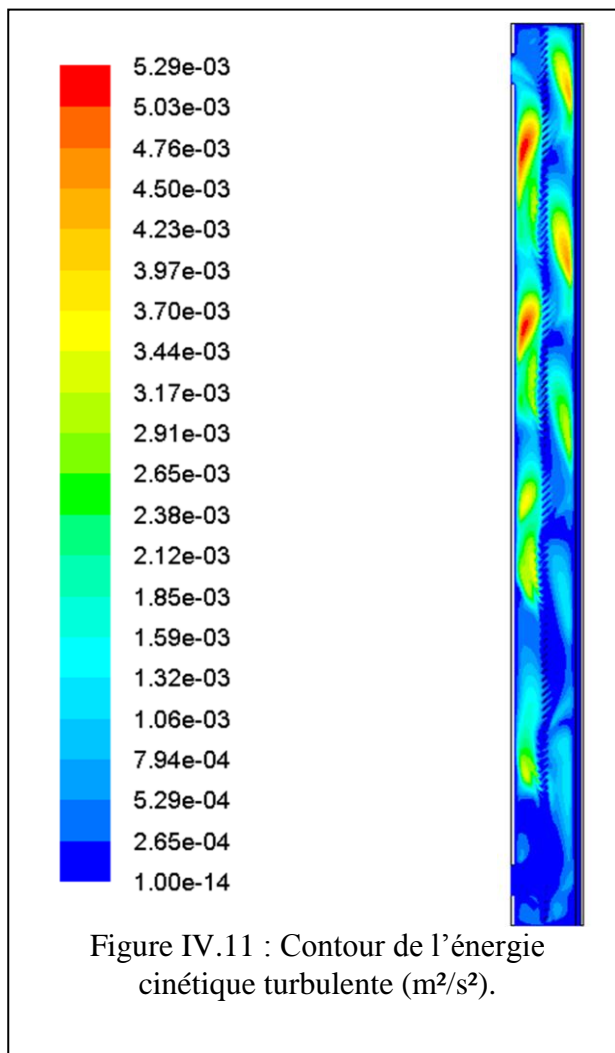
Comme c'était mentionné dans le chapitre précédent, l'écoulement de l'air du canal est supposé turbulent, donc nous présentant dans cette partie l'évaluation des paramètres liés à la turbulence à savoir : la variation de l'énergie cinétique et sa production et l'intensité turbulente. La distribution de la variation de l'énergie cinétique et de l'intensité turbulente est représentée respectivement par les Figures IV.11 et IV.12, tandis que la production de l'énergie cinétique turbulente due au gradient de vitesse moyenne et celle due aux forces de flottabilité sont indiquées respectivement, sur les Figures IV.13.a et IV.13.b.

La figure IV.11 montre que la variation de l'énergie cinétique turbulente est oscillatoire, avec des valeurs maximales observées loin des surfaces des verres. Proche des surfaces, elle est minimale, ce qui traduit ainsi une diminution de la turbulence. En effet, l'énergie cinétique turbulente dépasse  $5.20 \cdot 10^{-3} \text{ (m}^2/\text{s}^2)$ , dans laquelle, on constate la création des tourbillons sur les deux côtés du canal.

La variation de la masse volumique de l'air qui est importante dans cette région, modifie le profil de l'énergie cinétique turbulente qui conserve toutefois le comportement oscillatoire. Elle est à l'origine de la création de ces tourbillons, c'est-à-dire, que la



convection naturelle est le responsable principal du déplacement de l'air vers la partie supérieure et au déclenchement de la turbulence, (création des tourbillons).



Néanmoins, la vitesse imposée à l'entrée, et qui participe au mouvement de l'air, rend la définition du type de la convection indispensable. Pour distinguer entre les différents types de convection, le nombre de Richardson qui est défini par :  $(Ri=Gr/Re^2)$  est évalué à 51.76, comme valeur moyenne. Une telle valeur est largement supérieure à 1, ce qui traduit l'importance de la convection naturelle par rapport à la convection forcée.

La distribution de l'intensité turbulente présentée sur la figure IV.12.a, rejoint celle de l'énergie cinétique turbulente, avec une valeur maximale de 60% et une valeur moyenne de 22.68% à la sortie, à l'entrée sa valeur est de l'ordre de 6%, traduisant la valeur imposée comme condition aux limites.

En réalité, l'écoulement au sein du canal, n'est pas totalement turbulent, il se comporte dans certaines régions comme un écoulement laminaire, sa valeur est importante dans le sens vertical, ce qui traduit l'intérêt de la turbulence pour évacuer l'air du canal. La figure IV.12.b montre l'intensité turbulente calculée sur des profils horizontaux de vitesse aux différentes hauteurs du canal. La figure indique que la valeur de l'intensité à la partie inférieure du canal,

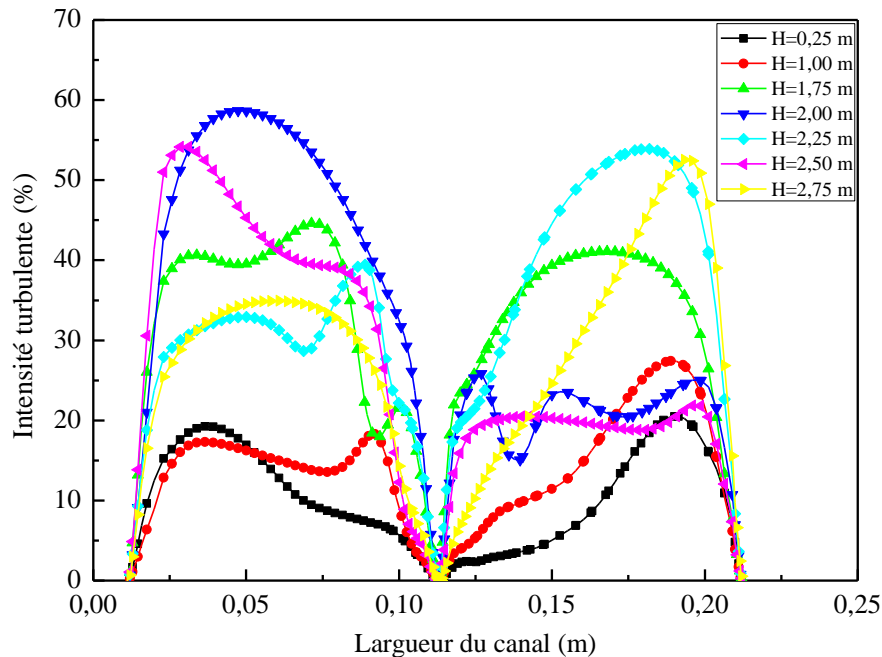


Figure IV.12.b : Profil de l'intensité turbulente (%).

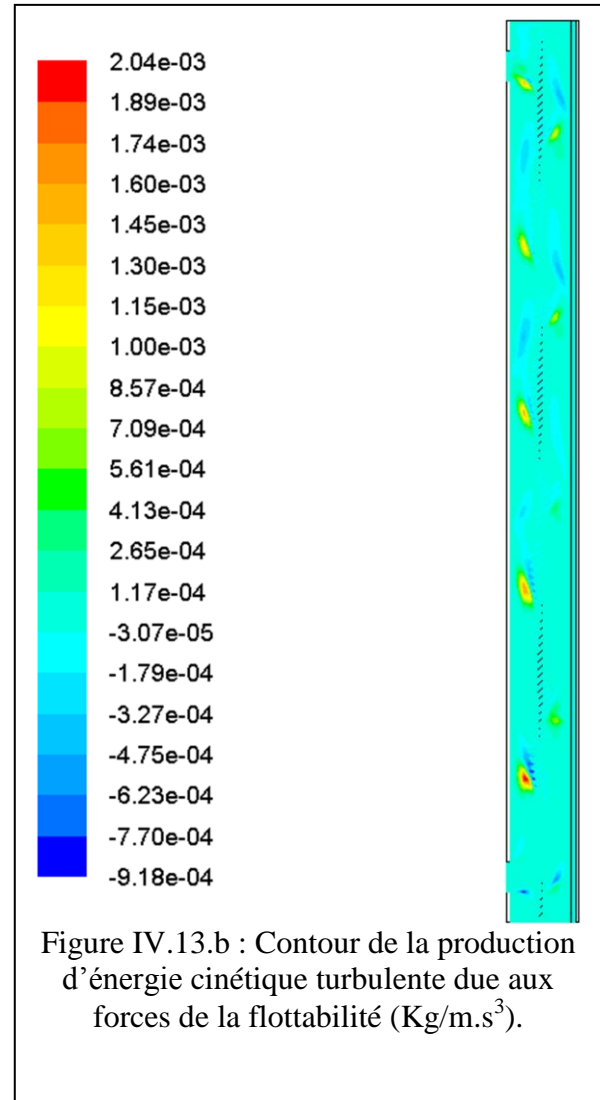
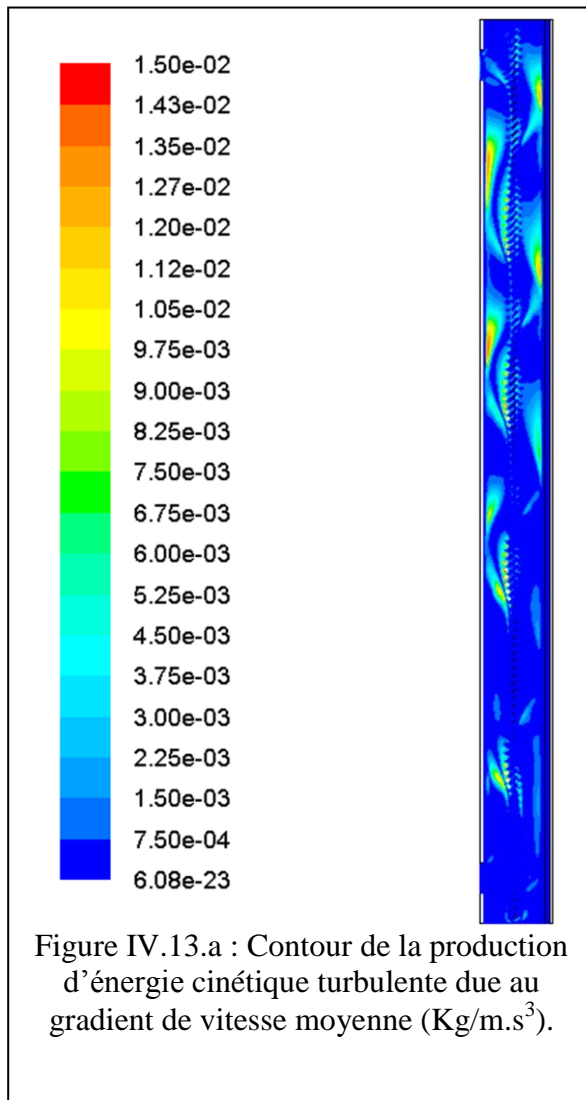
c.-à-d. à la hauteur ( $H=0.25\text{m}$ ), est la plus basse, moins de 20%, alors en se déplace dans le sens vertical sa valeur augmente jusqu'à 59% pour une hauteur  $H=2.75\text{m}$ . Le caractère oscillatoire du mouvement est toujours présent, notamment sur les profils supérieurs, (ex :

$H=2.75$  et  $2.00$  m). Nous rappelons que l'intensité de turbulence est définie par :  $(I = \frac{\sqrt{\frac{2}{3}k}}{U_{ref}})$ ,

avec  $k$  est l'énergie cinétique turbulente et  $U_{ref}$ , est la vitesse de référence.

La figure IV.13.a illustre le contour de la production de l'énergie cinétique turbulente due au gradient de vitesse moyenne, indiquée dans l'équation (II.26), par le terme  $G_k$ . Elle représente l'apport d'énergie qui est transférée du mouvement moyen au mouvement turbulent, il s'agit d'un apport d'énergie comme un terme source dans l'équation de l'énergie cinétique. Il est clair que cette production est créée généralement dans les zones à fort gradient de vitesses, c'est-à-dire entre les zones qui présentent des vitesses moyennes importantes et les zones où la vitesse est très faible, par exemple proches des parois, (verre ou lamelles). Elle diminue dans les zones où la vitesse moyenne est faible, par exemple la

production est quasiment nulle dans la partie supérieure du canal, juste au-dessous de la dernière lamelle. Sur la figure IV.13.b, nous indiquons le contour de la génération de la turbulence due aux forces de flottabilité, mentionnées dans l'équation (II.27), par le terme  $G_b$ .



La contribution de ce terme à la génération de la turbulence est moins importante, par rapport au terme  $G_k$ , sa valeur est négative, indique que la flottabilité tend à supprimer la turbulence, cependant, sa valeur positive tend à l'augmenter. L'objectif de la présentation de ce terme dans le présent travail, est pour montrer une comparaison entre les deux termes de production de l'énergie cinétique turbulente, donc il est évident, que la production due au gradient de vitesse moyenne est la plus importante et elle se comporte d'une manière oscillatoire, semblable à celle de la variation de l'énergie cinétique turbulente.

L'évolution verticale de ce terme, favorise le déplacement du fluide vers la partie supérieure, en plus la présence du gradient de vitesse, amplifie la quantité de cette production.

La quantification des termes ( $G_k$ ) et ( $G_b$ ), a été effectuée à travers une fonction des champs personnalisés « *custom field Functions* », disponible dans le code FLUENT, avec l'utilisation de l'instruction « Solve/set/expert », qui permet de récupérer les différents paramètres nécessaires pour le calcul, tel que, le tenseur des taux de contraintes moyennes, la dérivée de la vitesse, etc.

#### IV.4.4 Présentation du transfert radiatif

Le transfert radiatif a une grande importance dans cette étude, il est traité comme un terme source dans l'équation d'énergie. Le découpage du spectre solaire en deux bandes, offre la possibilité de quantifier en détail les différentes quantités radiatives pour les grandes longueurs d'ondes (GLO), et les courtes longueurs d'ondes (CLO). Ces quantités représentent les échanges radiatifs entre les différentes surfaces de la DSF (verres ou lamelles), seront transmises ensuite par les parois semi-transparentes à l'environnement intérieur. Par exemple, les échanges radiatifs à GLO, des lamelles avec le milieu intérieur et extérieur à travers le verre sont pris en compte dans la présente simulation, ce qui est important mais ignoré dans certaines études ; Simmler et al. [104] et Xu et al. [105]. La contribution et la distribution du transfert radiatif des surfaces des lamelles sont présentées sur les figures IV.15 et IV.16. Cependant, la figure IV.14, résume le mécanisme et les équations utilisées pour l'évaluation des différentes quantités radiatives échangées par les surfaces des lamelles.

La figure IV.14, illustre le flux incident noté par  $q_{inc}$  est la quantité de l'échange radiatif, provenant de toutes les surfaces entourant la surface supérieure des lamelles. Il est la somme du flux radiatif transmis par les verres et émis ou réfléchi par les différentes surfaces des lamelles.

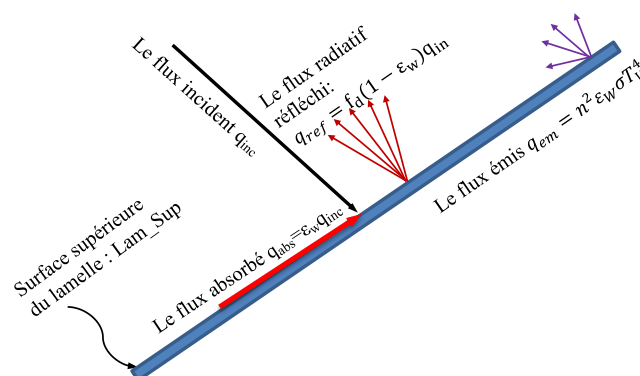


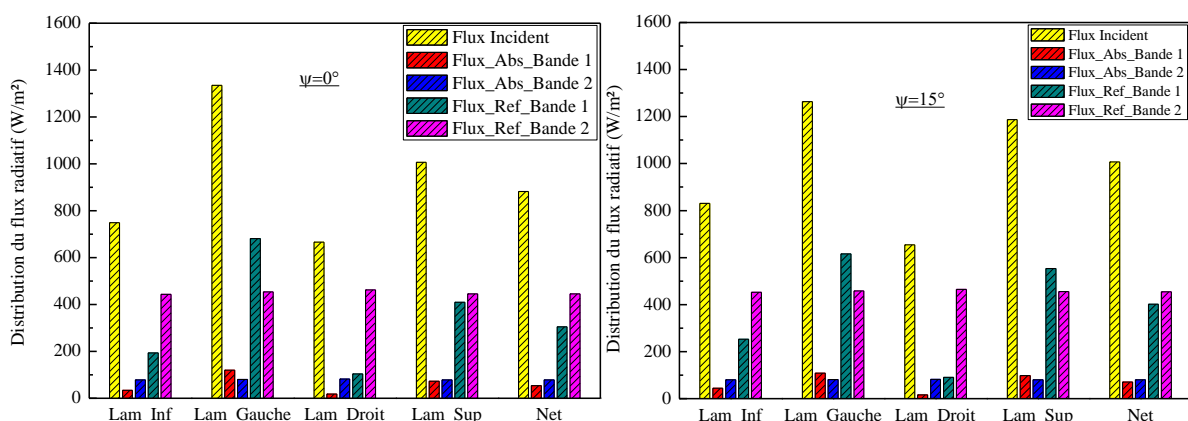
Figure IV.14 : Quantités radiatives échangées par les lamelles.

Pour les deux intervalles spectraux (GLO et CLO), le flux incident est absorbé ( $q_{abs}$ ) et réfléchi ( $q_{réf}$ ) par le matériau des lamelles et uniquement la définition de l'émissivité des lamelles est nécessaire pour quantifier ces deux quantités ( $q_{abs}$  et  $q_{réf}$ ). Bien que, l'évaluation du flux radiatif émis par les lamelles, la connaissance de la température de la surface des lamelles et l'indice de réfraction du milieu adjacent, (dans ce cas c'est l'air), sont nécessaires.

#### IV.4.4.1 Transfert radiatif entre les surfaces des lamelles

La figure IV.15 indique que, dans tous les cas, le flux réfléchi est plus important par rapport au flux absorbé. Nous rappelons que la valeur de l'émissivité des lamelles est fixée à 0.15. Pour les deux angles d'inclinaison  $0^\circ$  et  $15^\circ$  le flux incident sur la partie gauche des lamelles est important par rapport aux autres parties, alors on constate que sa valeur est augmentée sur la partie supérieure, pour des angles supérieurs à  $30^\circ$ . La cause de cette variation du flux incident, est due à l'angle d'incidence, l'indice de réfraction du milieu et l'angle d'inclinaison des lamelles.

Le flux net indiqué sur la figure IV.15, représente la moyenne des différentes quantités radiatives échangées par la protection solaire (surfaces des lamelles). Sa quantification permet ensuite de limiter le flux pénétrant à l'environnement intérieur. La comparaison entre les deux bandes, montre que le flux net dans la bande 2 (GLO), est supérieur à celui des CLO, ce qui implique que non seulement l'orientation des lamelles est suffisante pour contrôler l'impact de la DSF sur l'environnement intérieur, mais la connaissance des propriétés du matériau, notamment l'émissivité est nécessaire.



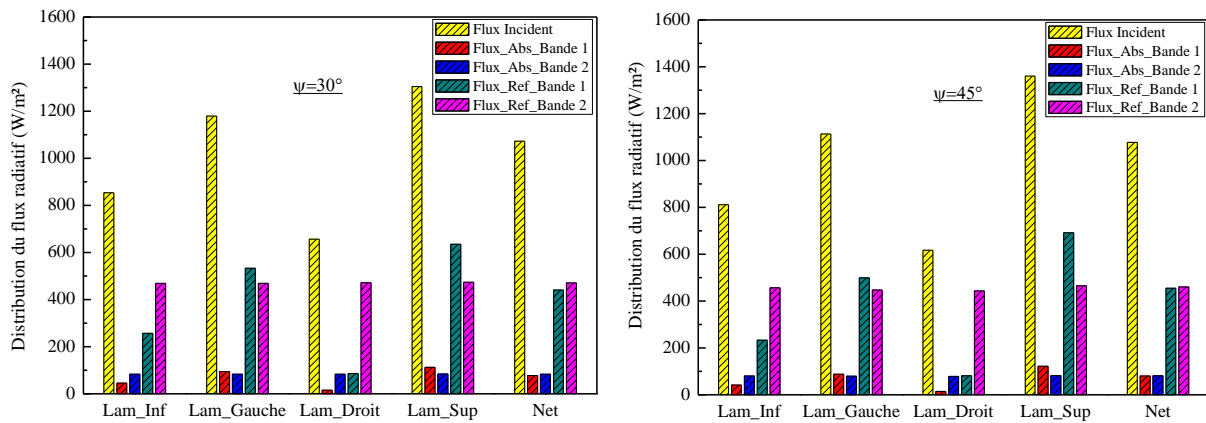


Figure IV.15 : Distribution du flux radiatif absorbé et réfléchi ( $W/m^2$ ).

La figure IV.16, illustre que le flux émis par les différentes surfaces des lamelles est légèrement influé par l'inclinaison des lamelles. Sa valeur est quasiment la même pour les quatre surfaces des lamelles, il est de l'ordre de  $98.23 W/m^2$ . L'origine de cette constatation est la température des surfaces des lamelles qu'est presque identique. Par contre on constate que le flux réfléchi par les surfaces des lamelles est différent et prend ses valeurs maximales pour les surfaces supérieures et gauches. Ces dernières sont exposées au rayonnement solaire direct, ce qui engendre cette augmentation du flux reflété.

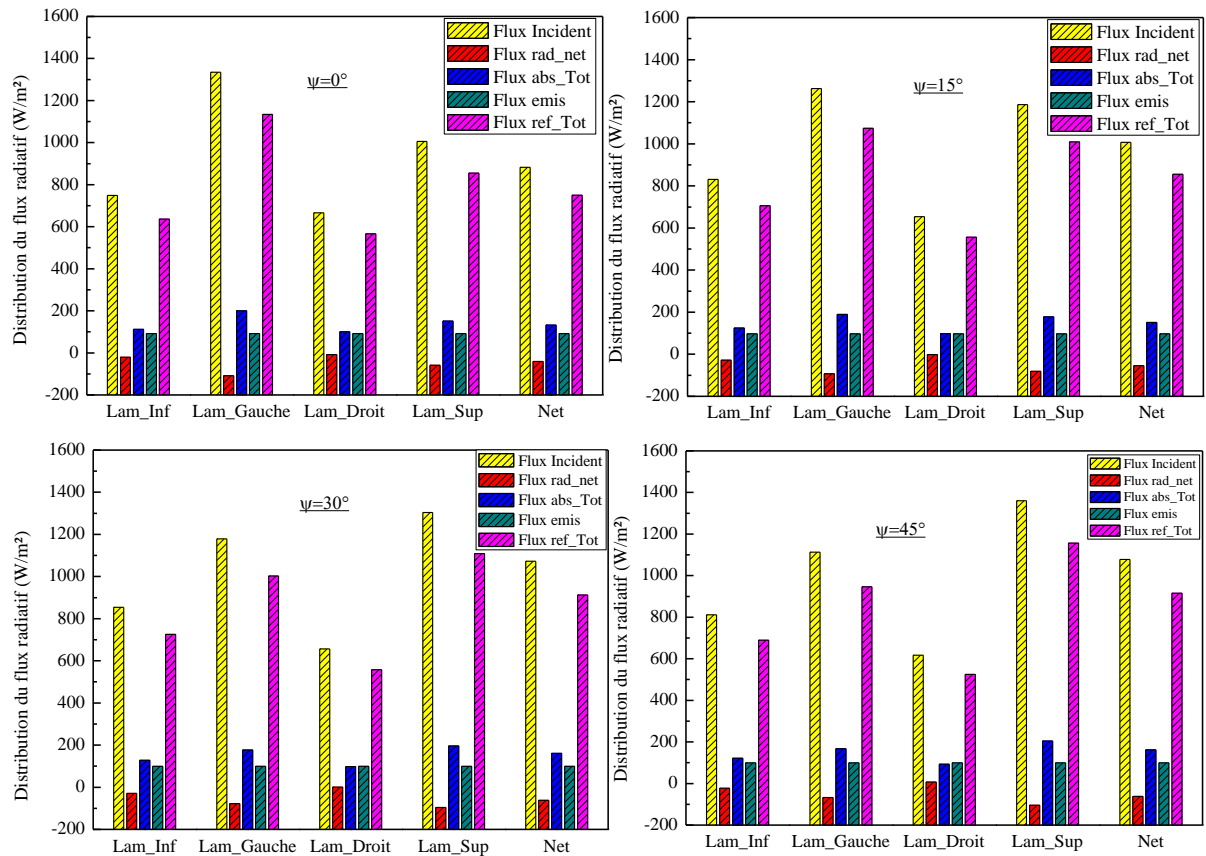


Figure IV.16 : Distribution du flux radiatif net ( $W/m^2$ ).

#### IV.4.4.2 Flux radiatif transmis au milieu intérieur

Dans cette partie, l'effet de la protection solaire sur le flux transmis vers le milieu intérieur, est quantifié pour des angles d'inclinaison allant de  $0^\circ$  (protection solaire totalement ouverte), jusqu'au  $85^\circ$  (position de fermeture). Sur la figure IV.17, il est clair que le flux transmis en CLO, par le verre intérieur vers le milieu intérieur est plus important lorsque l'angle d'inclinaison est  $0^\circ$ , il est presque nul lorsque les lamelles sont en position de fermeture. Pour notre cas, cette dépendance, est liée à l'angle d'inclinaison et l'angle d'incidence qui est normal à la surface du verre extérieure.

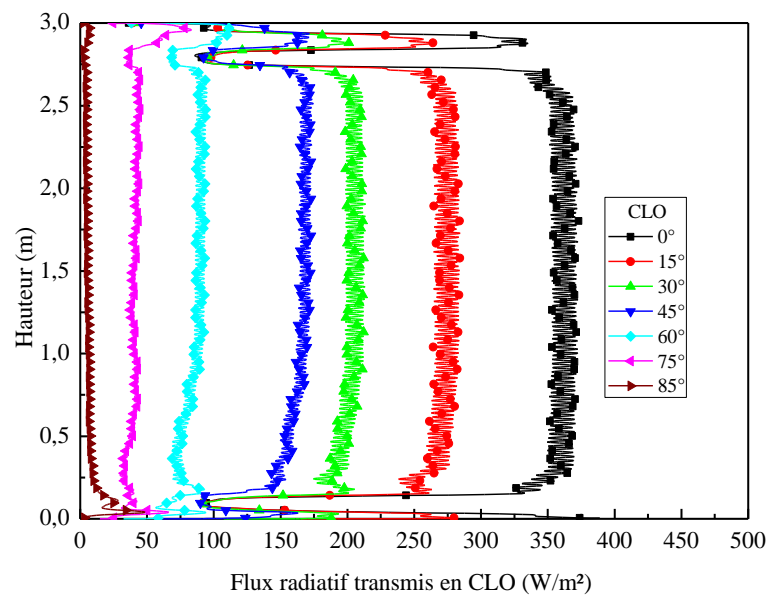


Figure IV.17 : Flux radiatif transmis à l'intérieur, CLO (W/m²).

Par contre le flux transmis en GLO, figure IV.18, est important, même pour la position de fermeture des lamelles. Sa valeur dépasse celle du flux transmis en CLO, par les lamelles pour la position de fermeture. Ce qui confirme, que non seulement l'inclinaison des lamelles permet un contrôle efficace du flux transmis vers le milieu intérieur. Probablement, une étude paramétrique peut mener à un contrôle efficace de ce type de façade. La partie suivante de notre thèse aborde une étude paramétrique qui a fait l'objet d'une publication internationale dans la revue internationale de renommée : « Energy and Building ».

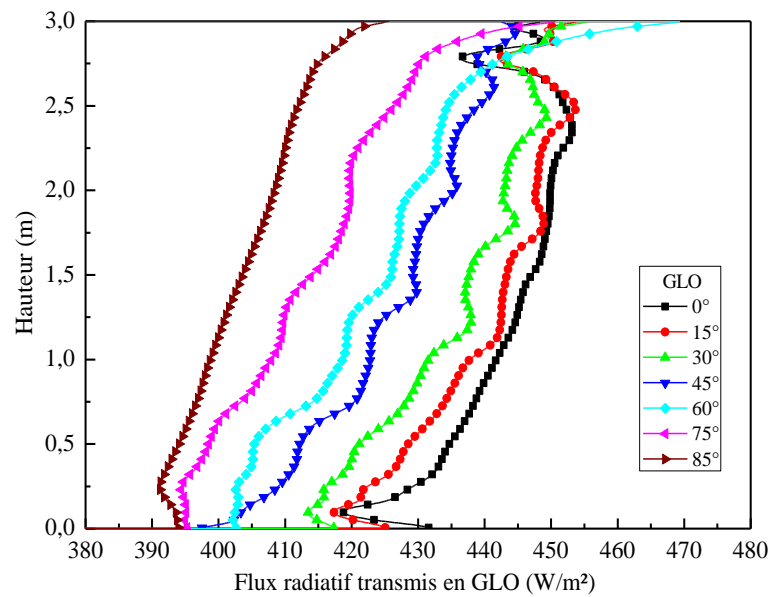


Figure IV.18 : Flux radiatif transmis à l'intérieur, GLO ( $\text{W/m}^2$ ).

#### IV.5 Analyse de l'efficacité énergétique

Dans le cas des façades ventilées, Corgnati et al. [68], Perino et al. [106] et Saelens et al. [10], ont démontré que l'utilisation des coefficients typiques, tels que le facteur d'échange globale,  $U$ , ne sont pas utilisables pour évaluer l'efficacité énergétique d'une DSF ventilée. Cela nous a conduits dans ce travail à analyser les performances de la DSF avec un indice spécifique, appelé : l'efficacité d'isolation dynamique ( $\epsilon_d$ ).

##### IV.5.1 Efficacité d'isolation dynamique

L'efficacité d'isolation dynamique ( $\epsilon_d$ ), est le rapport entre le flux de chaleur éliminée par l'écoulement d'air provenant du canal et le flux de chaleur total qui entre par la surface extérieure. Le flux de chaleur éliminée par l'écoulement d'air est la différence entre le flux de chaleur à l'entrée et à la sortie du canal, mentionné dans l'équation (IV.1) par ( $Q_r$ ). Toutefois, dans le cas d'une façade vitrée, le flux de chaleur total est la somme du flux de chaleur absorbée par le vitrage (à courte onde) et le flux de chaleur dû à l'échange entre le vitrage extérieur et le milieu extérieur (GLO), mentionné par  $Q_{inc}$ .



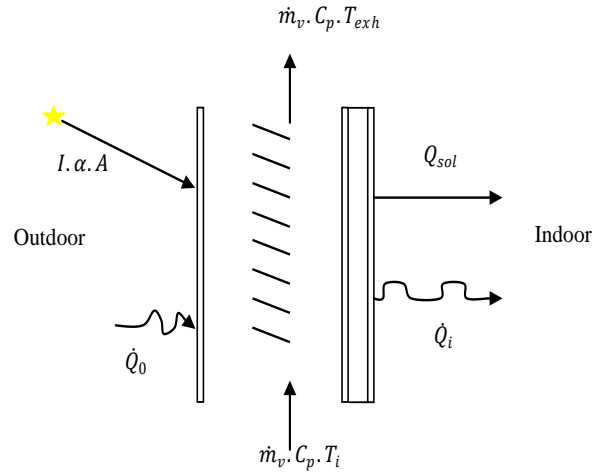


Figure IV.19 : Schéma représentatif des différents échanges entre les composants de la DSF, Corgnati et al. [68].

L'efficacité d'isolation dynamique,  $\varepsilon_d$ , évalue la capacité de la DSF à réduire les flux thermiques entrent à l'environnement intérieur, elle est définie par Saelens et al. [10] :

$$\varepsilon_d = \frac{\dot{Q}_r}{\dot{Q}_{inc}} \tag{IV.1}$$

L'air passant à travers le canal supprime le flux de chaleur ( $Q_r$ ) :

$$\dot{Q}_r = \dot{m}_v \cdot C_p \cdot (T_{exh} - T_i) \tag{IV.2}$$

Avec,  $Q_{inc}$  : flux de chaleur entrant à travers le vitrage extérieur (CLO et GLO) :

$$\dot{Q}_{inc} = [I \cdot \alpha \cdot A + \dot{Q}_0] \tag{IV.3}$$

Ensuite, le principe de la conservation donne l'équation suivante, Figure IV.19 :

$$[I \cdot \alpha \cdot A + \dot{Q}_0] = \dot{Q}_i + Q_{sol} + \dot{m}_v \cdot C_p \cdot (T_{exh} - T_i) \tag{IV.4}$$

Avec:  $\dot{Q}_i = Q_{Glo} \cdot A$

On trouve :

$$\varepsilon_d = \frac{\dot{m}_v \cdot C_p \cdot (T_{exh} - T_i)}{(Q_{Glo} \cdot A + Q_{sol} \cdot A) + \dot{m}_v \cdot C_p \cdot (T_{exh} - T_i)} \tag{IV.5}$$

#### IV.5. 2. Objectif

Comme il a été mentionné ci-dessus, l'objectif de cette partie de notre travail est l'évaluation des performances de la DSF par un l'indice spécifique et l'adaptation d'une approche CFD. Par conséquent, il est nécessaire de définir tous les paramètres de l'équation (IV.5). Le code CFD FLUENT offre un accès à tous les paramètres de l'équation (IV.5). En outre, la modélisation du transfert radiatif par l'utilisation de la méthode des ordonnées

discrètes et également le modèle du rayonnement non gris, (l'utilisation du modèle spectral de deux bandes) nous a permis de déduire le flux solaire transmis vers l'environnement intérieur.

Cependant, le transfert de chaleur entre les différents éléments de la DSF et l'écoulement de l'air du canal sont influencés par plusieurs facteurs. Ces facteurs peuvent être regroupés dans lesquelles affectent de manière significative le comportement de la DSF, en trois ensembles : d'une part, l'ensemble géométrique tels que les dimensions de l'entrée et de la sortie, la largeur du canal, l'angle d'inclinaison des lamelles et la distance entre les lamelles et le vitrage extérieur ou intérieur. La seconde catégorie porte sur les propriétés des matériaux, tels que, les propriétés optiques, l'émissivité du matériau, le coefficient de réfraction et la fraction de diffusion. Nous rappelons que les matériaux utilisés dans ce cas sont : l'air, le verre et l'aluminium. Enfin, la troisième catégorie est celle des paramètres météorologiques tels que le rayonnement solaire incident, l'angle d'incidence, la température ambiante et la vitesse du vent. Comme il a été indiqué auparavant, dans notre travail, nous avons sélectionné la géométrie de la DSF de la cellule des tests de Safer [63], donc, concernant la catégorie géométrique aucun paramètre ne sera changé, sauf la variation de l'angle d'inclinaison des lamelles.

Néanmoins, et dans le but d'évaluer les facteurs qui influent considérablement sur le comportement de la DSF, plusieurs simulations ont été exécutées pour les paramètres suivants: l'angle d'incidence du rayonnement solaire, l'angle des lamelles, l'émissivité du matériau des lamelles et le débit d'air à l'entrée du canal.

## **IV.6. Résultats et discussions**

### **IV.6. 1. Evaluation des flux de chaleur pénétrant à travers la DSF**

Les figures IV.20-(a), (b) et (c), montrent l'évolution des flux de chaleur pénétrant à travers le vitrage intérieur. Ces flux de chaleur sont le flux solaire transmis vers l'environnement intérieur (rayonnement solaire direct), l'échange du rayonnement à GLO, et le flux de chaleur par convection, ces deux derniers flux sont définis entre la surface extérieure du vitrage intérieur et l'air de l'environnement intérieur.

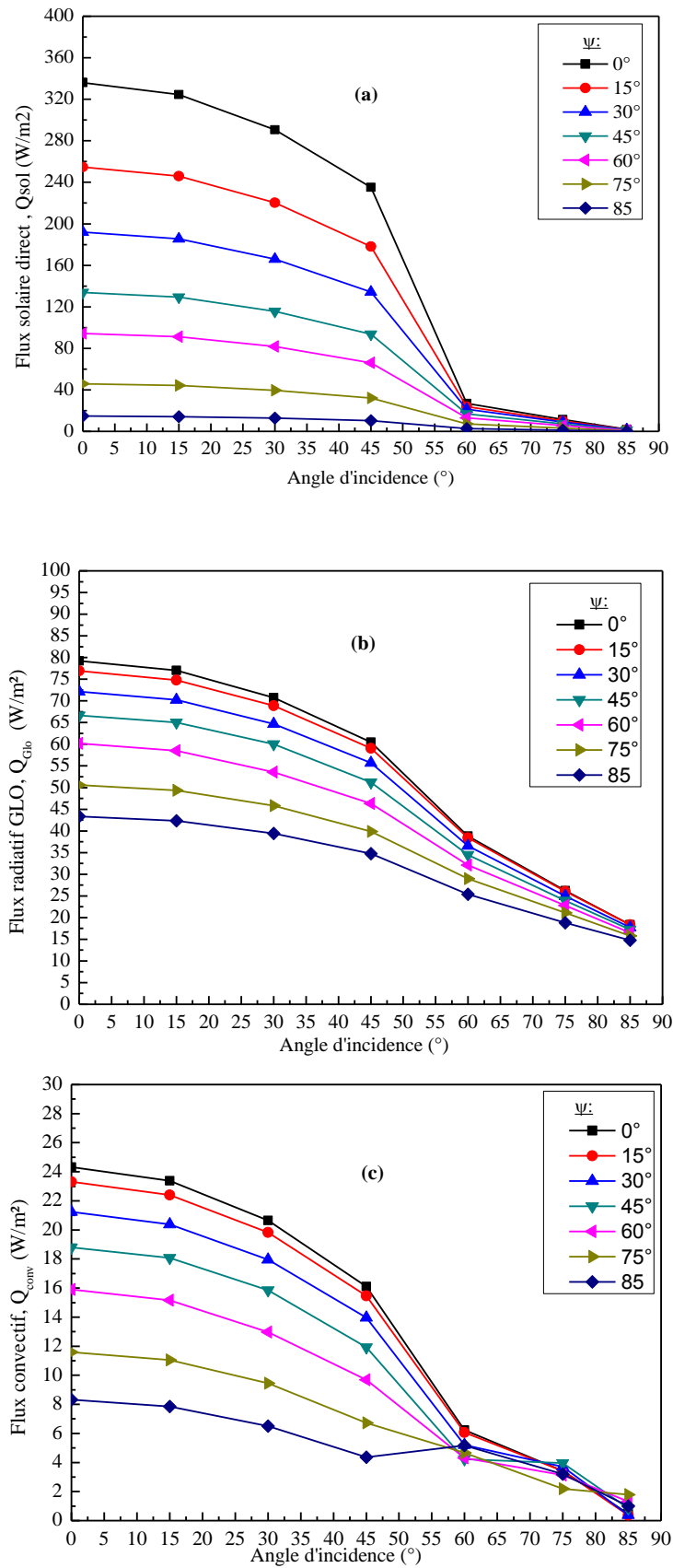


Figure IV.20 : Rayonnement solaire direct, rayonnement de grande longueur d'onde et le flux convectif pénétrant à l'intérieur (a, b et c) respectivement.

Les résultats indiquent clairement que le flux solaire transmis ( $Q_{sol}$ ) et l'échange de rayonnement à GLO, ( $Q_{Glo}$ ) sont plus dominants que le flux de chaleur par convection ( $Q_{Conv}$ ). Nous notons que, lorsque l'angle d'incidence est  $0^\circ$  (incidence normale), le flux de chaleur par convection atteint la valeur maximale =  $24,32 \text{ W/m}^2$ , l'échange de rayonnement à GLO ( $Q_{Glo}$ ), atteint pour les mêmes conditions la valeur de  $79,02 \text{ W/m}^2$ , et le flux solaire transmis est de l'ordre de  $336,02 \text{ W/m}^2$ . La comparaison entre le flux solaire transmis et l'échange par rayonnement à GLO, nous a conduits à distinguer les deux situations suivantes :

#### *A. Cas de l'angle d'incidence $\theta > 45^\circ$*

Lorsque l'angle d'incidence  $\theta > 45^\circ$ , quel que soit l'angle d'inclinaison des lamelles la quantité du flux  $Q_{Glo}$  est plus importante que la quantité du flux solaire  $Q_{sol}$ , nous confirmons aussi cette comparaison par la définition du rapport ( $R = Q_{sol}/Q_{Glo}$ ), comme il est indiqué sur la figure IV.21. Ce résultat peut être expliqué principalement par l'effet de l'angle d'incidence sur la quantité du rayonnement solaire incidente sur le vitrage extérieur.

En d'autres termes, lorsque l'angle d'incidence est  $0^\circ$  (incidence normale), le rayonnement solaire incident  $R_{sg}$  sur le vitrage extérieur est de  $1010 \text{ W/m}^2$ , cependant lorsque l'angle d'incidence est de  $60^\circ$ , le rayonnement solaire incident sur le vitrage extérieur est de  $505 \text{ W/m}^2$ , voir Figure IV.22.

En outre, il convient également de mentionner pour cette situation, que le rayonnement solaire direct tombe uniquement sur les surfaces des lamelles sans toucher la surface intérieure du vitrage intérieur. Le détail de détermination des quantités du flux solaire tombant sur les surfaces des lamelles est abordé dans la section des résultats (Influence de l'émissivité du matériau).

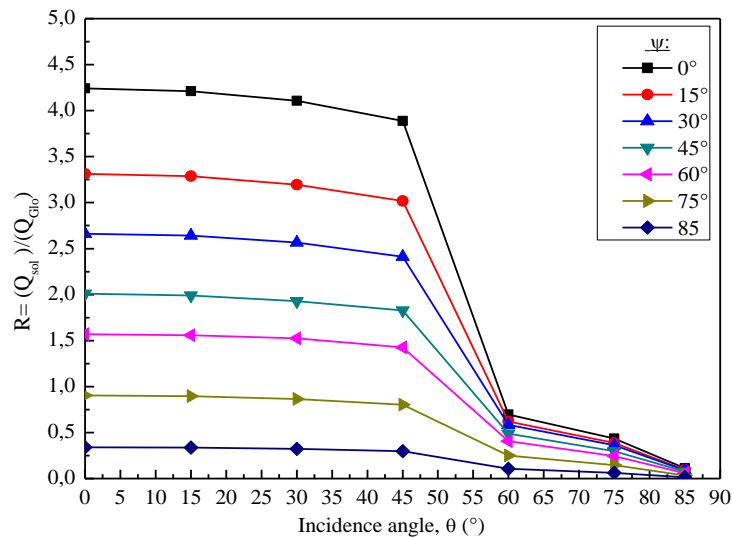


Figure.IV.21 : Comparaison entre le flux solaire direct ( $Q_{sol}$ ) et le flux dû aux grandes longueurs d'ondes ( $Q_{Glo}$ ).

### B. Cas de l'angle d'incidence $\theta \leq 45^\circ$

Lorsque l'angle d'incidence  $\theta \leq 45^\circ$  et l'angle des lamelles  $\Psi \leq 60^\circ$ , le flux solaire transmis varie entre  $336 \text{ W/m}^2$  comme valeur maximale et  $66.07 \text{ W/m}^2$  comme une valeur minimale, le rayonnement du GLO est compris entre  $76.89 \text{ W/m}^2$  et  $46.31 \text{ W/m}^2$ , ce qui correspond au ratio  $R$  qui varie entre 4,24 et 1,43. Donc on peut dire que le flux solaire transmis est largement supérieur au flux du GLO ( $Q_{sol} > Q_{Glo}$ ).

Ensuite, quand l'angle des lamelles  $\Psi > 60^\circ$ , on constate le cas contraire ( $Q_{sol} < Q_{Glo}$ ). De ce fait, lorsque l'angle d'incidence est important, dans ce cas  $\theta \leq 45^\circ$ , c'est l'angle des lamelles qui affecte de manière significative la quantité du flux solaire transmis vers l'environnement intérieur. Par exemple, lorsque  $\Psi = 0^\circ$  et  $\theta \leq 45^\circ$ , nous constatons que la quantité  $Q_{sol}$  est  $336 \text{ W/m}^2$ , la quantité  $Q_{Glo}$  est  $79.89 \text{ W/m}^2$  et le rapport  $R$  est compris entre 4,24 et 3,89. Pour une telle situation, notamment pendant la période estivale, il est généralement souhaitable de réduire ce flux pénétrant vers l'environnement intérieur, afin d'éviter la surchauffe indésirable et de minimiser les charges de refroidissement.

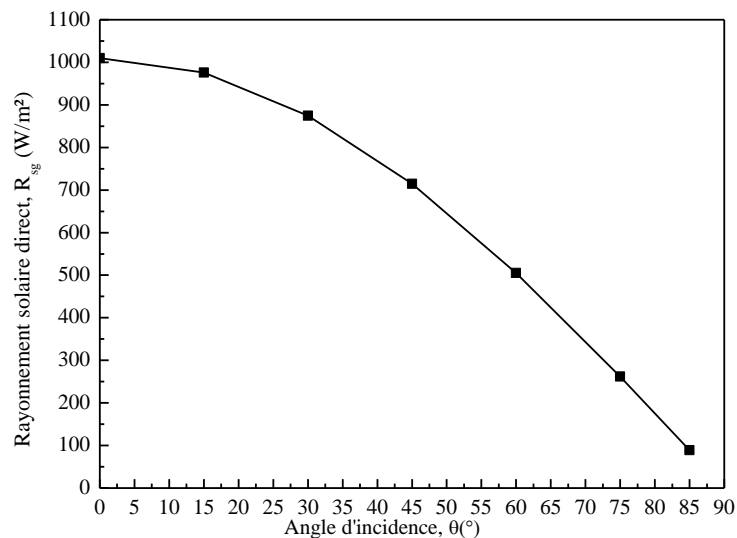


Figure IV.22 : Rayonnement solaire incident sur le vitrage extérieur.

#### IV.6.2. Evaluation de l'efficacité de l'isolation dynamique

Pour évaluer l'efficacité de l'isolation dynamique de la DSF, nous devons d'abord définir les conditions pour lesquelles cet indice spécifique doit être utilisé. Corgnati et al. [68], mentionne que l'efficacité d'isolation dynamique dépend de l'équilibre énergétique du milieu intérieur et l'état qui en résulte ne dépend pas seulement des conditions extérieures.

Dans le présent travail, notre stratégie pour l'utilisation de la ventilation du canal, est basée sur la quantité du flux pénétrant à l'environnement intérieur et la quantité du flux confiné dans le canal, en d'autres termes : quand il est nécessaire de ventiler le canal, nous devons assurer une valeur maximale de l'efficacité de l'isolation dynamique et en même temps, nous devons assurer un minimum de flux solaire transmis à intérieur.

La figure IV.23, confirme que l'efficacité d'isolation dynamique est indépendante de la stratégie de ventilation lorsque  $\theta > 75^\circ$ . Les valeurs négatives indiquent qu'on n'a pas besoin de la ventilation du canal et ceci quelle que soit les conditions extérieures (rayonnement solaire et température ambiante). Ce résultat coïncide avec le raisonnement de Corgnati et al. [68], et en plus ce résultat est acceptable, puisque le rayonnement solaire incident sur la surface extérieure du vitrage extérieur est négligeable en raison des valeurs de l'angle d'incidence du rayonnement.

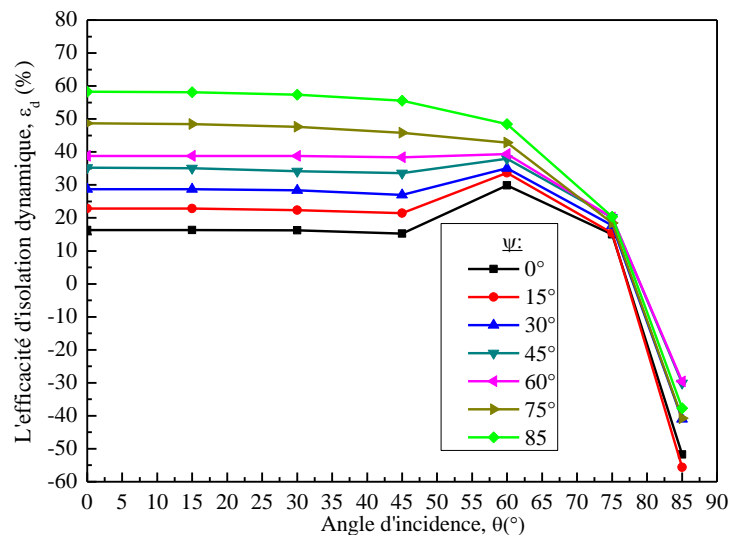


Figure IV.23 : Variation de l'efficacité d'isolation dynamique ( $\epsilon_d$ ) pour différents angles de lamelles.

Cette situation correspond à la période matinale, juste après le lever du soleil ou le soir, juste avant le coucher du soleil. Ainsi, nous constatons que le flux solaire transmis vers l'environnement intérieur est très faible, il est de l'ordre de  $20\text{W/m}^2$ . Nous rappelons que les conditions extérieures sont déjà définies pour cette partie de la simulation, correspondant principalement à la période estivale.

Cependant, lorsque l'angle d'incidence est compris entre  $75^\circ$  et  $60^\circ$ , la valeur de l'efficacité de l'isolation dynamique est augmentée, elle est comprise entre  $15,04\%$  et  $48,43\%$  respectivement. La valeur maximale correspondante à un angle d'inclinaison des lamelles  $\Psi = 85^\circ$ , pour laquelle un minimum de flux solaire est transmis vers l'environnement intérieur.

Alors, pour une valeur d'angle d'incidence comprise entre  $0^\circ$  et  $45^\circ$ , l'efficacité de l'isolation dynamique est pratiquement constante pour chaque angle d'inclinaison des lamelles et prend sa valeur la plus élevée :  $58,28\%$  pour un angle d'incidence  $\theta=0^\circ$  et un angle d'inclinaison des lamelles  $\Psi=85^\circ$ , ainsi la quantité de rayonnement solaire transmis à l'intérieur est réduite à  $2,04\text{W/m}^2$ .

On peut conclure à partir de cette situation, que l'efficacité d'isolation dynamique est importante lorsque le rayonnement solaire incident sur la surface extérieure du vitrage extérieur est considérable, cas ( $\theta = 0^\circ$ ) et tombe d'une manière directe sur les surfaces des lamelles, par exemple lorsque  $\Psi=85^\circ$ , ce qui entraîne l'augmentation de la quantité du flux

absorbée par le matériau des lamelles qui sera ensuite échangé dans une grande longueur d'onde avec l'air du canal.

Cette conclusion nous a orienté de proposer l'amélioration de l'efficacité de l'isolation dynamique et diminuer le flux transmis vers l'environnement intérieur tout en faisant varier l'émissivité du matériau des lamelles.

### IV.6.3. Effet de l'émissivité du matériau

La prévision du flux de chaleur pénétrant à travers la surface intérieure du vitrage intérieur a été évaluée pour neuf valeurs de l'émissivité des lamelles allant de 0,1 jusqu'au 0,9 avec un incrément de 0,1. Afin d'évaluer l'effet de l'émissivité des lamelles sur le comportement de la DSF l'angle des lamelles est fixé à  $0^\circ$ . Toutefois, l'angle d'incidence a été choisi sur la base de la présence d'une partie ou de la totalité du rayonnement solaire sur la surface des lamelles, en quelque sorte dans lequel les surfaces de cette dernière sont complètement éclairées.

Pour satisfaire à ces conditions, nous introduisons le concept de l'angle de profil limite. Ce concept indique la quantité des rayons solaire qui tombe sur les lamelles des protections solaires et la quantité des rayons solaires qui passe à travers les lamelles sans toucher les surfaces de ces dernières, Chaiyapinunt et al. [107].

L'angle de profil est la projection de l'angle d'altitude solaire ( $\alpha_s$ ) sur un plan normal à la surface de la façade est défini par :

$$\tan\Phi = \frac{\tan\alpha_s}{\cos\gamma} \quad (\text{IV.6})$$

La Figure IV.24, montre que les rayons du soleil tombent directement sur la surface intérieure sans toucher les lamelles, lorsque:  $\Phi = -\Psi$ .

Ensuite, les lamelles sont complètement illuminées si  $\Phi_2 < \Phi \leq \Phi_1$  tels que :

$$\tan\Phi_1 = \frac{S-W.\sin\Psi}{W.\cos\Psi} \quad (\text{IV.7})$$

$$\Phi_2 = -\Psi \quad (\text{IV.8})$$

Puisque, la présentation de la géométrie 2D montre un seul angle et pour ne pas confondre dans ce travail entre la notion de l'angle de profil et de l'angle d'incidence, il a été supposé que les deux angles de simulation sont les mêmes ( $\theta = \Phi$ ).



À partir de l'angle des lamelles  $\Psi=0^\circ$ , les surfaces des lamelles sont totalement éclairées lorsque l'angle d'incidence est  $0^\circ < \theta \leq 45^\circ$ . En plus, lorsque l'angle d'incidence ( $\theta = 45^\circ$ ), le rayonnement solaire incident ne tombe que sur les surfaces des lamelles, sans toucher la surface du vitrage intérieur. En outre, quand ( $\theta = 30^\circ$ ) la quantité du rayonnement solaire incident est plus faible que le cas de ( $\theta = 15^\circ$ ). Donc, pour cette partie de simulation, l'angle d'incidence est fixé pour  $\theta = 15^\circ$ .

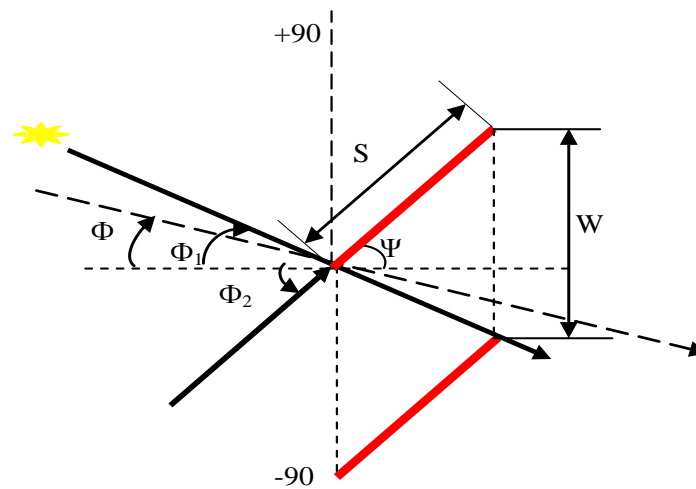


Figure IV.24 : Angles de profils limites.

Sur la Figure IV.25, nous présentons les trois flux pénétrant à l'environnement intérieur : le flux solaire transmis ( $Q_{sol}$ ), l'échange du rayonnement à GLO ( $Q_{Glo}$ ) et le flux de chaleur échangé par convection ( $Q_{Conv}$ ).

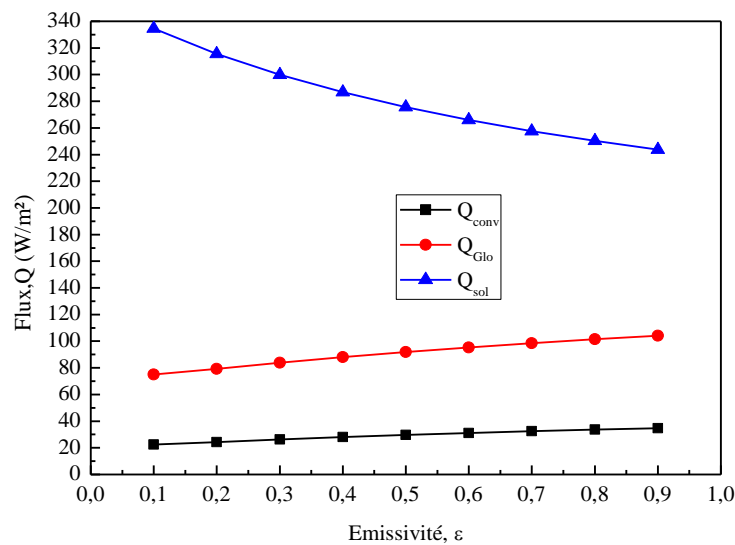


Figure IV.25 : Variation des trois flux ( $Q_{sol}$ ,  $Q_{Glo}$  et  $Q_{Conv}$ ) pénétrant à l'intérieur en fonction de l'émissivité.

Nous constatons que le flux solaire transmis est encore plus dominant que l'échange de rayonnement à GLO et le flux de chaleur par convection. Les quantités  $Q_{Glo}$  et  $Q_{Conv}$ , sont légèrement augmentées lorsque l'émissivité du matériau est augmentée. En plus, la quantité  $Q_{sol}$  pénétrée dans l'espace intérieur est diminuée à 27,11% lorsque l'émissivité du matériau variée de 0,1 jusqu'au 0,9. Cette diminution est essentiellement expliquée par une augmentation du flux absorbé par les lamelles, présenté sur la Figure IV.26, une augmentation de 36,83 W/m<sup>2</sup> à 191,83W/m<sup>2</sup> a été enregistrée lorsque l'émissivité variée de 0,1 à 0,9.

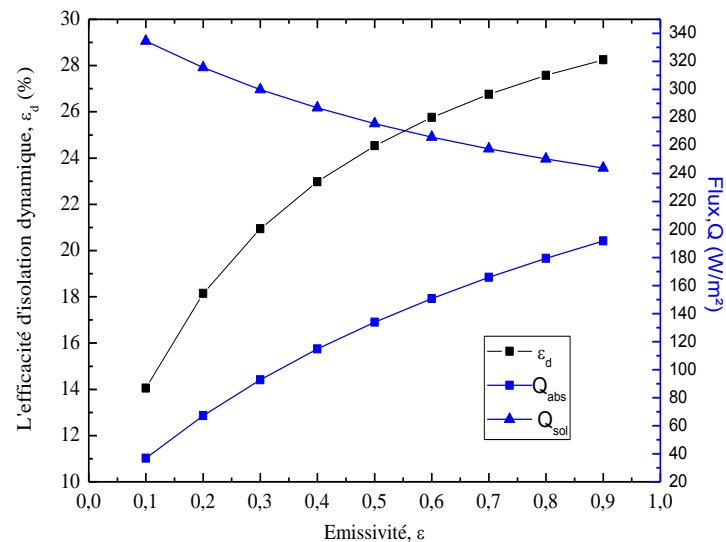


Figure IV.26 : Variation du flux absorbé par les lamelles en fonction de l'émissivité.

De plus, cette augmentation du flux absorbé, augmente considérablement la température du matériau des lamelles, comme le montre la figure IV.27, la température est d'environ 45,88 °C et 69,23 °C lorsque l'émissivité du matériau prend les valeurs de 0,1 et 0,9 respectivement.

On remarque aussi quand l'émissivité du matériau varie de 0,1 à 0,9, engendre une augmentation de l'efficacité d'isolation dynamique de 14,06% à 28,25%. Dans l'ordre de tenter d'améliorer l'efficacité de l'isolation dynamique pour les mêmes conditions, nous avons proposé d'évaluer l'effet du débit massique à l'entrée du canal.

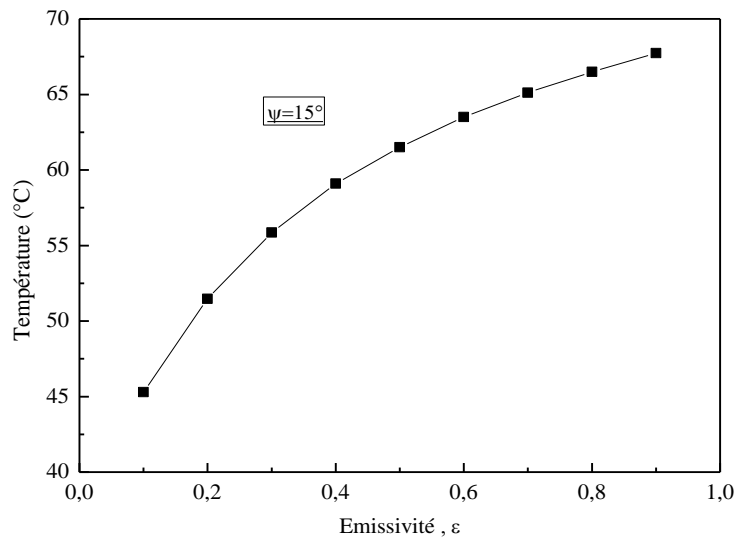


Figure IV.27 : Variation de la température des lamelles en fonction de l'émissivité.

#### IV.6.4. Influence du débit

Dans cette section, nous avons choisi de varier la vitesse d'entrée d'air de 0,1 m/s à 0,35 m/s avec un incrément de 0,05, ce qui correspond aux valeurs du débit massique de (0,018 ; 0,026 ; 0,035 ; 0,044 ; 0,053 et 0,061 kg/s) respectivement. La figure IV.28, montre que l'échange radiatif à GLO ( $Q_{Glo}$ ) et le flux de chaleur par convection ( $Q_{Conv}$ ) diminuent lorsque le débit massique augmente. Cela signifie que la ventilation du canal évacue plus de flux de chaleur vers le milieu extérieur.

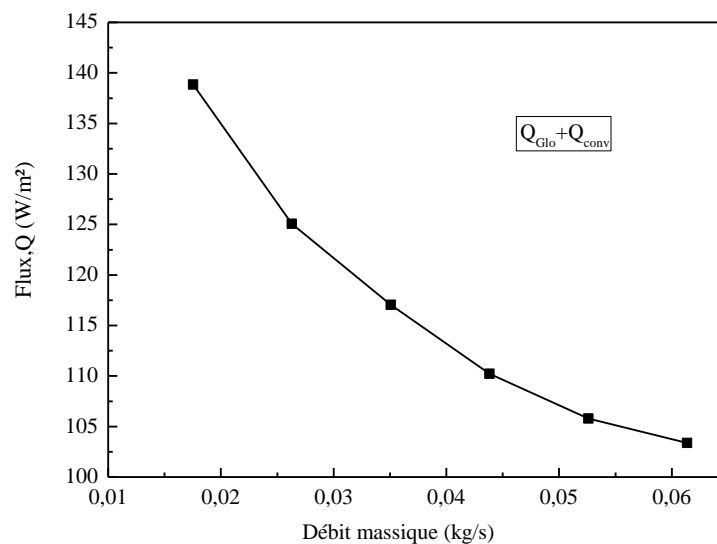


Figure IV.28 : Effet du débit massique sur les deux flux ( $Q_{Glo}$  et  $Q_{Conv}$ ).

En outre, la figure IV.29, montre une amélioration de l'efficacité de l'isolation dynamique, soit une augmentation de 50,49%. Cette amélioration est principalement due à l'évacuation des deux flux  $Q_{Glo}$  et  $Q_{conv}$ . On constate aussi que, le flux absorbé par le matériau des lamelles et le flux solaire transmis ( $Q_{sol}$ ) vers l'environnement intérieur reste constante lorsque le débit varie.

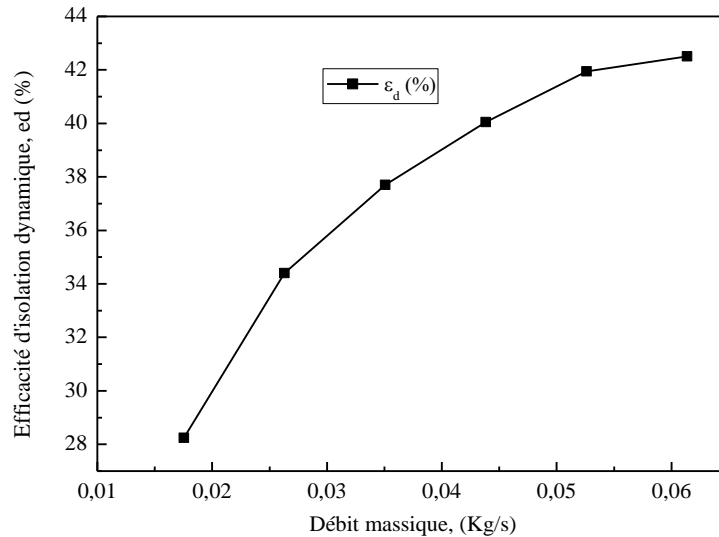


Figure IV.29 : Effet du débit massique sur l'efficacité d'isolation dynamique ( $\epsilon_d$ )

La figure IV.30, illustre que la température de l'air à la sortie du canal et la température des lamelles sont diminuée lorsque la vitesse à l'entrée est augmentée. Pour un débit de 0.053 Kg/s, la température des lamelles est quasiment constante, par contre la température de sortie de l'air à diminuée. Cela confirme que la température des lamelles dépend fortement des propriétés des lamelles.

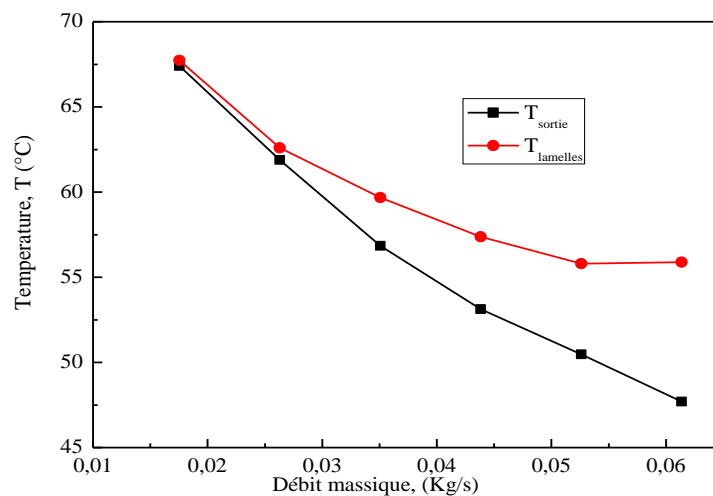


Figure IV.30 : Variation de la température des lamelles et la température de l'air à la sortie en fonction du débit massique.

## Conclusion

Dans ce chapitre, un modèle CFD bidimensionnelle pour une DSF équipée d'une protection solaire type vénitien a été proposé. L'évaluation du flux de chaleur transmis vers l'environnement intérieur et la gestion de la ventilation du canal ont été étudiées. En l'absence de données expérimentales, cette tâche a été achevée à l'aide de l'outil CFD et la définition de l'indice spécifique. L'efficacité de l'isolation dynamique ( $\epsilon_d$ ) est définie comme un indice spécifique.

L'effet de l'angle des lamelles, de l'angle d'incidence, de l'émissivité du matériau et du débit de l'air à l'entrée du canal ont été analysés. Les résultats indiquent que le flux solaire transmis ( $Q_{sol}$ ) et l'échange de rayonnement à grande longueur d'onde ( $Q_{Glo}$ ) sont plus dominant que le flux de chaleur par convection ( $Q_{Conv}$ ). Toutefois, lorsque l'angle des lamelles  $\Psi \leq 60^\circ$  et l'angle d'incidence  $\theta \leq 45^\circ$ , le flux solaire transmis ( $Q_{sol}$ ) est plus élevé que l'échange de rayonnement à grande longueur d'onde ( $Q_{Glo}$ ), et pour ce cas c'est l'angle des lamelles qui influe significativement sur la quantité du flux solaire transmis vers l'environnement intérieur.

En outre, le flux de chaleur transmis atteint ces valeurs minimales lorsque l'angle des lamelles dépasse  $60^\circ$ . Les résultats indiquent également que le flux de chaleur transmis vers l'environnement intérieur est influé aussi par l'émissivité du matériau. Lorsque l'émissivité du matériau augmente le flux de chaleur transmis vers l'environnement intérieur diminue. Cette diminution est essentiellement expliquée par une augmentation du flux absorbé par le matériau des lamelles dans le canal a besoin de plus de ventilation. En ce qui concerne l'efficacité de l'isolation dynamique  $\epsilon_d$ , les résultats montrent que cet indice est indépendant de la stratégie de ventilation lorsque ( $\theta > 75^\circ$ ) et son évaluation est importante lorsque la quantité du rayonnement solaire incident sur la surface extérieure est considérable cas ( $\theta = 0^\circ$ ), et ne tombe que sur la surface des lamelles, cas ( $\Psi = 85^\circ$ ). Ceci est justifié puisque l'augmentation de la quantité du flux absorbée par le matériau des lamelles, elle sera échangée dans une grande longueur d'onde avec l'air du canal. Enfin, l'effet du débit massique est remarquable sur les quantités de  $Q_{Glo}$ ,  $Q_{Conv}$  et par conséquent  $\epsilon_d$ , mais aucune influence sur la quantité de  $Q_{sol}$ . Une augmentation du débit entraîne une diminution de  $Q_{Glo}$ ,  $Q_{Conv}$  et une augmentation de  $\epsilon_d$ , cependant,  $Q_{sol}$  reste pratiquement constante.

## Conclusion générale

Dans le présent travail, un modèle CFD bidimensionnelle d'une DSF équipé d'une protection solaire type vénitien, a été proposé. Nous avons présenté la méthodologie adoptée pour parvenir aux objectifs cités dans l'introduction de la thèse. En l'absence des données expérimentales, l'outil CFD FLUENT 6.3 et la définition de l'efficacité de l'isolation dynamique ( $\epsilon_d$ ) sont introduits pour achever cette étude.

L'approche CFD, qu'on a adoptée a été vérifiée par l'évaluation du nombre adimensionnel  $y^+$  et la méthode du GCI. La validation des résultats issus des simulations du présent travail, est effectuée par une comparaison avec des travaux sélectionnés de la littérature, dont un bon accord est constaté.

Du fait de la nature des propriétés du verre, un modèle bi-bande a été retenue pour quantifier la contribution du rayonnement solaire (CLO) et celle du rayonnement infrarouge (GLO), séparément. L'introduction de ce modèle nous a permis d'évaluer le flux de chaleur transmis vers l'environnement intérieur et l'élaboration d'une gestion de la ventilation du canal de la DSF.

Une étude paramétrique, comporte sur l'effet de l'angle des lamelles, de l'angle d'incidence, de l'émissivité du matériau et du débit de l'air à l'entrée du canal est analysés. Les résultats indiquent que l'angle d'inclinaison des lamelles oriente l'air vers les surfaces des intérieures des verres, ce qui engendre une différence de températures entre les verres et les lamelles. A cause de l'effet de flottabilité la vitesse verticale de l'air est dominante par rapport à la vitesse axiale.

Loin des surfaces des verres l'évolution de l'énergie cinétique turbulente est maximale. Proche des surfaces, elle est minimale, ce qui traduit ainsi la diminution de la turbulence et la variation de la masse volumique de l'air est à l'origine de la création des tourbillons.

L'analyse radiative indique le flux solaire transmis et l'échange de rayonnement à grande longueur d'onde ( $Q_{Glo}$ ) sont plus importants que le flux de chaleur par convection. L'étude montre que l'effet de l'émissivité du matériau est important sur le flux de chaleur transmis vers l'environnement intérieur.

L'introduction de l'efficacité de l'isolation dynamique,  $\varepsilon_d$ , nous a permis de définir une gestion efficace pour la ventilation du canal d'air. L'étude paramétrique, confirme une grande dépendance entre le débit massique et l'échange de rayonnement à grande longueur d'onde ( $Q_{Glo}$ ) et le flux de chaleur par convection, par contre aucun effet constaté sur le flux solaire transmis vers l'intérieur.

A la fin de ce rapport et dans l'esprit de la continuité du présent travail, nous souhaitons, que ce type de façades sera amélioré et en prenant d'autres désignes convenables avec des conditions climatiques des différentes régions de notre pays. Nous proposons aussi une étude pour la période hivernale, afin d'exploiter la quantité d'air chaud.

A notre avis, l'importance de cette étude est d'élargir les résultats obtenus pour une période annuel. Dans ce cas l'outil CFD, est impuissant de réaliser une telle tâche, vu le matériel informatique existant. Nous proposons le développement d'un modèle CFD rapide « FAST CFD », basé sur des données météorologiques des différentes régions de notre pays.

Finalement, et comme dernière conclusion, on peut mentionner que le développement de nouvelles techniques pour la construction des habitats joue un rôle majeur en réponse aux problèmes énergétiques. À cet effet, les ressources doivent être utilisées judicieusement. La consommation d'énergie doit être réduite et d'autres types d'énergies renouvelables doivent être incorporés.

## **Bibliographie**

- [1] Harrison, K., & Meyer-Boake, T. The tectonics of the environmental skin. 2003 University of Waterloo, School of Architecture, 2.
- [2] Cheol-Soo Park. Occupant responsive optimal control of smart façade systems. Thesis of Georgia Institute of Technology: May 2003.
- [3] Poirazis, H., & Rosenfeld, J.L.J. Modelling of Double Skin Façades - Results obtained using WIS, Technical University of Denmark (DTU), 2003, 1601-8605.
- [4] Poirazis H. Double skin façades for office buildings. Lund (Sweden): Department of Construction and architecture, 2004.
- [5] Denis BRUNEAU. Caractérisation et valorisation de protections solaires pour la conception de bâtiments: analyse expérimentale et propositions de modélisations. 2013, Thèse de Doctorat, Université de Bordeaux 1.
- [6] M. Fossaa, C.Menezo, E. Leonardi. Experimental natural convection on vertical surfaces for building integrated photovoltaic (BIPV) applications. *Experimental Thermal and Fluid Science* 2008; 32: 980-990.
- [7] C. Menezo, M. Fossa, and E. Leonardi, "An experimental investigation of free cooling by natural convection of vertical surfaces for building integrated photovoltaic (BIPV) applications," 2007 International Conference on Thermal Issues in Emerging Technologies - Theory and Applications, pp. 119-125, 2007.
- [8] Guohui Gan. Simulation of buoyancy-induced flow in open cavities for natural ventilation. *Energy and Buildings* 2006; 38: 410-420.
- [9] Arons, D.M.M., Glicksman, L.R. (2001). Double Skin, Airflow Facades: will the Popular European Model work in the USA?, Proceedings of ICBEST 2001, International Conference on Building Envelope Systems and Technologies, Ottawa, Canada, vol. 1, 203-207.
- [10] Saelens. D., Energy Performance Assessment of Single Storey Multiple-Skin Façades. Ph. D. thesis, K. U. Leuven, Leuven, Belgium, 2002.



- [11] X. Loncour, P. Wouters, G. Flamant, M. Blasco, impact of double ventilated facades in buildings, in: Building for the Future: The 16th CIB World Building Congress 2004, in-house publishing, Rotterdam (Netherlands), 2004.
- [12] Oesterle. E., Leib, R.D., Lutz, G., Heusler, B. (2001). Double skin facades: integrated planning: building physics, construction, aerophysics, air-conditioning, economic viability, Prestel, Munich.
- [13] Holmes. M.J.; Optimisation of the thermal performance of mechanically and naturally ventilated glazed facades. Renewable Energy 1994, 5: 1091-1098.
- [14] Von Grabe. J. A prediction tool for the temperature field of double facades. Energy and Buildings 2002; 34:891-899
- [15] Ciampi. M, Leccese F, Tuoni G. Ventilated facades energy performance in summer cooling of buildings. Solar Energy 2003, 75:491-502.
- [16] Park. C, Augenbroe G, Messadi T, Thitisawat M, Sadegh N. Calibration of a lumped simulation model for double-skin façade systems. Energy and Buildings 2004, 36:1117-1130.
- [17] Balocco. C. A non-dimensional analysis of a ventilated double facade energy performance. Energy and Buildings 2004; 36:35-40.
- [18] Balocco. C, Colombari M. Thermal behavior of interactive mechanically ventilated double glazed facade: non-dimensional analysis. Energy and Buildings 2006, 38:1-7.
- [19] EnergyPlus™, EnergyPlus Engineering Reference - The Reference to Energy Plus Calculations, 2013, 867-1008
- [20] J. Tanimoto, K. Kimura, Simulation study on an air flow window system with an integrated roll screen, Energy and Buildings 1997, 26: 317-325.
- [21] Stec W, Van Paassen D. Defining the performance of the double skin façade with the use of the simulation model. In: Eighth international IBPSA conference, Eindhoven 2003.
- [22] Stec W, Van Paassen D, Maziarz A. Modelling the double skin façade with plants. Energy and Buildings 2005, 37:419-427

- [23] Stec W, Van Paassen D. Symbiosis of the double skin façade with the HVAC system. *Energy and Buildings* 2005, 37:461-469.
- [24] Elisabeth Gratia, André De Herde. Natural cooling strategies efficiency in an office building with a double-skin façade. *Energy and Buildings* 2004, 36:1139-52.
- [25] Elisabeth Gratia, André De Herde. Optimal operation of a south double-skin façade. *Energy and Buildings* 2004; 36:41-60.
- [26] Elisabeth Gratia, André De Herde. Is day natural ventilation still possible in office buildings with a double-skin façade? *Building and Environment* 2004; 39:399-409.
- [27] Elisabeth Gratia, André De Herde. Natural cooling strategies efficiency in an office building with a double-skin façade. *Energy and Buildings* 2004; 36:1139-1152.
- [28] Elisabeth Gratia, André De Herde. Natural ventilation in a double-skin façade. *Energy and Buildings* 2004; 36:137-146.
- [29] Elisabeth Gratia, André De Herde. Are energy consumptions decreased with the addition of a double-skin? *Energy and Buildings* 2007; 39:605-619.
- [30] Elisabeth Gratia, André De Herde. Greenhouse effect in double-skin façade *Energy and Buildings* 2007; 39:199-211.
- [31] Elisabeth Gratia, André De Herde. Guidelines for improving natural daytime ventilation in an office building with a double-skin façade. *Solar Energy* 2007; 81:435-448.
- [32] Elisabeth Gratia, André De Herde. The most efficient position of shading devices in a double-skin façade. *Energy and Buildings* 2007; 39:364-373.
- [33] Chan ALS, Chow TT, Fong KF, Lin Z. Investigation on energy performance of double skin façade in Hong Kong. *Energy and Buildings* 2009; 41:1135-42.
- [34] Hashemi N, Fayaz R, Sarshar M. Thermal behavior of a ventilated double skin façade in hot arid climate. *Energy and Buildings* 2012; 42:1823-32.
- [35] HuaYang, XiangxiangSuna, GuoqiangXia, ChunHuaSun, CailingChen. The Impact of Double Skin Facade on Building Energy Consumption in Daylighting Control Mode. *Applied Mechanics and Materials* 2013; Vols. 353-356: 3105-3108.

- [36] Z. Zhai, M. Johnson, M. Krarti, Assessment of natural and hybrid ventilation models in whole-building energy simulations, *Energy and Buildings* 2011; 43 (9):2251-2261.
- [37] Kim D.W, Park. C. Difficulties and limitations in performance simulation of a double skin façade with EnergyPlus. *Energy and Buildings* 2011; 43: 3635-3645.
- [38] Faggembauu D, Costa M, Soria M, Oliva A. Numerical analysis of the thermal behaviour of ventilated glazed facades in Mediterranean climates. Part I: Development and validation of a numerical model. *Solar Energy* 2003 75:217-228.
- [39] Faggembauu D, Costa M, Soria M, Oliva A. Numerical analysis of the thermal behaviour of ventilated glazed facades in Mediterranean climates. Part II: Applications and analysis of results. *Solar Energy* 2003; 75:229-239.
- [40] Saelens D, Carmeliet J, Hens H. Energy performance assessment of multiple-skin facades. *HVAC&R Research* 2003; 9:167-185.
- [41] Saelens D, Roels S, Hens H. Strategies to improve the energy performance of multiple-skin facades. *Building and Environment* 2008; 43:638-650.
- [42] Saelens D, Roels S, Hens H. The inlet temperature as a boundary condition for multiple-skin facade modelling. *Energy and Buildings* 2004; 36:825-835.
- [43] Wurtz E, Nataf JM, Winkelmann F. Two- and three-dimensional natural and mixed convection simulation using modular zonal models in buildings. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1999; 42:923-40.
- [44] K.C. Mendoca, C. Inard, E. Wurtz, F.C. Winkelmann, A zonal model for predicting simultaneous heat and moisture transfer in buildings, in: *Proceedings of Indoor Air*, 2002.
- [45] Jiru TE, Haghghat F. Modeling ventilated double skin façade- A zonal approach. *Energy and Buildings* 2008; 40:1567-76.
- [46] N. Hamza, Double versus single skin facades in hot and areas. *Energy and Buildings* 2008; 40: 240-248.
- [47] T.E. Jiru, Y.-X. Tao, F. Haghghat. Airflow and heat transfer in double skin façades. *Energy and Buildings* 2011; 43: 2760-2766.

- [48] N. Safer, M. Woloszyn, J.J. Roux, Three-dimensional simulation with a CFD tool of the airflow phenomena in single floor double-skin facade equipped with venetian blind. *Solar Energy* 2005; 79(2), 193-203.
- [49] Mootz, F., J.J. Bezier. Numerical study of a ventilated facade panel. *Solar Energy* 1996, 57(1): 29-36.
- [50] Manz, H. Numerical simulation of heat transfer by naturel convection in cavities of façade elements. *Energy and Buildings*, 2003, 33:305-311.
- [51] K. Yin, T. Wung, K. Chen, Natural convection in an air layer enclosed within rectangular cavities. *International Journal of Heat Mass Transfer* 1978; 21: 307-315.
- [52] J. Xaman, G.Alvarez, L. Lira, C. Estrada. Numerical study of heat transfer by laminar and turbulent natural convection in tall cavities of façade elements. *Energy and Buildings* 2005; 37:787-794.
- [53] N. Ince, B. Launder. On the computation of buoyancy-driven turbulent flows in rectangular enclosures, *International Journal of Heat and Fluid Flow* 1989; 10:110-117.
- [54] Z. Yılmaz, F. Çetintas. Double skin façade's effects on heat losses of office buildings in Istanbul. *Energy and Buildings* 2005; 37: 691-697.
- [55] B. Todorovic, T. Cvjetkovic, Double Facades Buildings-Heat Losses and Cooling Loads Calculation Based on Inter-Space Temperature, ECOS, 2002.
- [56] J. Darkwa, Y. Li, D.H.C. Chow. Heat transfer and air movement behavior in a double-skin façade. *Sustainable Cities and Society* 2014, 10:130-139.
- [57] H. Shahid, D. Naylor. Energy performance assessment of a window with a horizontal Venetian blind. *Energy and Buildings* 2005; 37: 836-843.
- [58] D. Naylor. M. Collins. Evaluation of an approximate method for predicting the U value of a window with a between-panes blind. *Numerical Heat Transfer Part a-Applications* 2005; 47: 233-250.
- [59] Manz H. Total solar energy transmittance of glass double façades with free convection. *Energy and Buildings* 2004; 36: 127-136.

- [60] Manz H, Frank T. Thermal simulation of buildings with double-skin façades. *Energy and Buildings* 2005; 37: 1114-1121.
- [61] Y. Ji, M.J. Cook, V.I. Hanby, D.G. Infield, D.L. Loveday, L. Mei. CFD Modeling of double-skin facades with venetian blinds , in: *Proceedings of Building Simulation, 2007*; 1491-1498.
- [62] Hazem, A., Ameghchouche, M., Bougriou, C. A numerical analysis of the air ventilation management and assessment of the behavior of double skin façades. *Energy and Buildings* 2015, 102, 225-236.
- [63] Safer, N. Modélisation des façades de type double-peau équipées de protections solaires : Approches multi-échelles. Thèse de Doctorat, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon 2006.
- [64] Draco Iyi, Reaz Hasan, Roger Penlington, Chris Underwood. Double skin façade: Modelling technique and influence of venetian blinds on the airflow and heat transfer. *Applied Thermal Engineering*, 2014; 71:219-229.
- [65] L. D. L. Mei L, Infield DG, Hanby V, Cook M, Li Y, Holmes M, Bates J., The Influence of Blinds on Temperatures and Air Flows within Ventilated Double-Skin Facades. Présenté à la conférence “Clima 2007 Well Being Indoors”.
- [66] Pasut. W. M. De Carli. Evaluation of various CFD modelling strategies in predicting airflow and temperature in a naturally ventilated double skin façade. *Applied Thermal Engineering* 2012; 37: 267-274.
- [67] Zöllner A, Winter ERF, Viskanta R. Experimental studies of combined heat transfer in turbulent mixed convection fluid flows in double-skin-facades. *Journal of Heat and Mass Transfer* 2002; 45(22):4401-4408.
- [68] S.P. Corgnati, M. Perino, V. Serra. Experimental assessment of the performance of an active transparent facade during actual operating conditions. *Solar Energy* 2007; 81: 993-1013.
- [69] V. Serra, F. Zanghirella, M. Perino, Experimental evaluation of a climate facade: energy efficiency and thermal comfort performance, *Energy and Building* 2010; 42: 50-62.

- [70] Gan, G. Thermal transmittance of multiple glazing: computational fluid dynamics prediction. *Applied Thermal Engineering*; 2001; 21(15): 1583-1592.
- [71] Blocken, B., and Carmeliet J. Spatial and temporal distribution of driving rain on a low-rise building. *Wind and Structures*, 2002; 5(5): 441-462.
- [72] Manz H, Schaelin A, Simmler H. Airflow patterns and thermal behavior of mechanically ventilated glass double facades. *Building and Environment*; 2004; 39(9): 1023-1033.
- [73] Coussirat M, Guardo A, Jou E, Egusquiza E, Cuerva E, Alavedra P. Performance and influence of numerical sub-models on the CFD simulation of free and forced convection in double-glazed ventilated façades. *Energy and Building*; 2008; 40(10):1781-1789.
- [74] E. Saadjan, *Les bases de la mécanique des fluides et des transferts de chaleur et de masse pour l'ingénieur*, Sapiientia Éditions, 2009 (ISBN 978-2-911761-85-0).
- [75] Fluent, *Fluent 6.3 User's Guide* , Fluent Inc., NH, USA, 2006.
- [76] Tennekes H; Lumley J L. *A first course in turbulence*. 16th printing, Massachusetts institute of technology. 1997; Cambridge.
- [77] Comte-Bellot G. et Bailly C. *Turbulence*. 2003; CNRS Editions, Paris.
- [78] Candel S. *Mécanique des fluides*. 1995; Dunod, Paris.
- [79] Spalart, P. R. and Allmaras, S. R., 1992, "A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows. AIAA Paper 92-0439
- [80] T.-H. Shih, W. W. Liou, A. Shabbir, Z. Yang, and J. Zhu. A New k- Eddy Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows- Model Development and Validation. *Computers Fluids*, 1995; 24(3):227-238.
- [81] D. C. Wilcox. *Turbulence Modeling for CFD*. DCW Industries, Inc. La Canada, California. 1998.
- [82] Versteeg H.K., Malalasekera W. *An introduction to computational fluid dynamics, the finite volume method*. New York (United States): John Wiley & Sons Inc., 1995, 272p.

- [83] Kumar S, Saini RP. CFD based performance analysis of a solar air heater duct provided with artificial roughness. *Renewable Energy*; 2009; 34(3):1285-1291.
- [84] Yadav AS, Bhagoria JL. Heat transfer and fluid flow analysis of solar air heater: a review of CFD approach. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*; 2013; 23(4):60-79.
- [85] R. A. W. M. Henkes, F. F. van der Flugt, and C. J. Hoogendoorn. Natural Convection Flow in a Square Cavity Calculated with Low-Reynolds-Number Turbulence Models. *Int. J. Heat Mass Transfer*; 1991; 34:1543-1557.
- [86] J.P.A.J. van Beeck & C. Benocci, *Introduction to Turbulence Modeling*, 2004.
- [87] Launder B.E., Spalding D.B. The numerical computation of turbulent flows. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*; 1974; 3(2): 269-289.
- [88] Wolfshtein M. The Velocity and temperature distribution of one-dimensional flow with turbulence augmentation and pressure gradient. *Int. Journal Heat Mass Transfer*. 1969; Vol. 12: 301-318.
- [89] H. C. Chen and V. C. Patel. Near-Wall Turbulence Models for Complex Flows Including Separation. *AIAA Journal*, 26(6):641-648-1988.
- [90] B. Kader. Temperature and Concentration Profiles in Fully Turbulent Boundary Layers. *Int. J. Heat Mass Transfer*; 24(9):1541-1544, 1981.
- [91] J.A. Duffie, W.A. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes*, Wiley-Inter Science, New York, USA, 1980.
- [92] J. F. Sacadura. *Initiation aux transferts thermiques. Technique et documentation*, 1980.
- [93] M. F. Modest. *Radiative heat transfer*. Mc Graw-Hill International Ed., Mechanical Engineering Series, 1993.
- [94] Siegel, R., Howell, J, *Thermal Radiation Heat Transfer*. 2002 Taylor & Francis, New York, NY.
- [95] Muresan C., Vaillon R., Ménézo C., Morlot R. Discrete ordinates solution of coupled conductive radiative heat transfer in a two-layer slab with Fresnel interfaces subject to diffuse

and obliquely collimated irradiation. *Journal of Quantitative Spectroscopy and Radiative Transfer*, 2004, Vol. 84, 551-562.

[96] Patankar SV. *Numerical heat transfer and fluid flow*. Washington DC, Hemisphere; 1980.

[97] Celik, Ishmail B, Urmila Ghia, Patrick J Roache. Procedure for estimation and reporting of uncertainty due to discretization in CFD applications. *Journal of fluids*, ASME; 2008, 130:7: 1-4.

[98] Schwer, Leonard E. Is your mesh refined enough ? Estimating discretization error using GCI .2008; 7th LS-DYNA Anwenderforum.

[99] Roache, P.J. "Verification and Validation in Computational Science and Engineering," Hermosa Publishers, Albuquerque; 1998.

[100] NASA NPARC Alliance Verification and Validation, Examining Spatial (Grid) Convergence, <http://www.grc.nasa.gov/WWW/wind/valid/tutorial/spatconv.html>.

[101] Roache, P. J. (1994). Perspective: A method for uniform reporting of grid refinement studies. *Journal of Fluids Engineering*, 116, 405-413.

[102] K. Nicol, The energy balance of an exterior window surface, *Building and Environment*, 1977; 12: 215-219.

[103] D.L. Loveday, A.H. Taki, Convective heat transfer coefficients at a plane surface on a full-scale building facade, *International Journal of Heat Mass Transfer* 1996; 39: 1729-1742.

[104] H. Simmler, B. Binder, Experimental and numerical determination of the total solar energy transmittance of glazing with venetian blind shading, *Build. Environ.* 43 (2) (2008) 197-204.

[105] X. Xu, Z. Yang, Natural ventilation in the double skin facade with venetian blind, *Energy Build.* 40 (8) (2008) 1498-1504.

[106] Perino, M., Zanghirella, F., 2005. Synthetic indices for assessing performances of ventilated facade. IEA – Annex 44 – Integrating Environmentally Responsive Elements in Buildings, 2nd Annex Forum, Tsukuba, Japan.



[107] Somsak Chaiyapinunt, Supakit Worasinchai. Development of a mathematical model for a curved slat venetian blind with thickness. *Solar Energy* 2009; 83:1093-111.

## ملخص

هذا العمل يخصص نمذجة السلوك الحراري للواجهات ذات التهوية و المزدوجة الطبقة. لقد قمنا بحل الاقتران الحراري للإشعاع و الحمل باستخدام النهج CFD وطريقة تنسيق منفصلة. لقد تم انجاز دراسة وسطية للمعايير الأكثر تأثيرا على السلوك الحراري لهذا النوع من الواجهات مثل زاوية ميل شرائح الواجهات الشمسية، معدلات تدفق التهوية، ابتعاثية المواد وزاوية سقوط الإشعاع الشمسي. تم التحقق من صحة النموذج العددي مع النتائج الموجودة في الأعمال السابقة. وأخيرا تم عرض فعالية العزل التحريكي للاستعمال الرشيد لتهوية قناة الواجهات المزدوجة الطبقة. ولقد أشارت نتائج الدراسة إلى أنه بالإمكان التحكم الجيد في الطاقة من خلال الاستغلال العقلاني لقناة تهوية الواجهة. ان اختيار مواد مكونات الواجهة، الاستعمال الجيد للواجهات الشمسية، الظروف المناخية والتحكم في تدفق قناة التهوية، يجعل من السلوك الحراري لهذا النوع من الواجهات DFS جد معقد، مما يتطلب منا في هذا العمل تقديم مساهمة في وضع نموذج يعبر عن مختلف الظواهر الفيزيائية التي تظهر في هذه الواجهات.

الكلمات المفتاحية : الواجهات المزدوجة الطبقة , CFD , الإشعاع الشمسي , التهوية , فعالية العزل التحريكي

## Résumé

Ce travail a été consacré à la modélisation du comportement thermo-aérodynamique des façades à double peau ventilée. Le couplage thermique convection-rayonnement est résolu à l'aide d'une approche CFD et la méthode des ordonnées discrètes. Une étude paramétrique, portant sur l'effet des paramètres les plus influents sur le comportement de la DSF a été établie; tel que l'angle d'inclinaison des lamelles, les débits de ventilation, l'émissivité du matériau des lamelles et l'angle d'incidence du rayonnement solaire. La validité du modèle numérique a été vérifiée avec des résultats de la littérature. Finalement l'efficacité de l'isolation dynamique  $\epsilon_d$ , est introduite pour une gestion rationnelle de la ventilation du canal de la DSF. L'étude nous a indiqué qu'un contrôle d'énergie significative est possible en exploitant la ventilation du canal de la DSF. Le choix des matériaux, la gestion des protections solaires, les conditions météorologiques et le débit de la ventilation du canal, rendent le comportement thermo-aérodynamique de la DSF complexe, ce qui nécessite cette contribution à la modélisation des différents phénomènes physiques.

**Mots clés : Façade double peau, CFD, efficacité d'isolation dynamique, Rayonnement solaire, Ventilation.**

## Abstract

This work was devoted to modeling the airflow and thermal behavior of double skin facades with ventilated channel. The coupled convection-radiation heat transfer is solved using a CFD approach and the discrete ordinate method. A parametric study was carried out on the effect of the most influential parameters on the DFS behavior, such as the slat angle, the flow rates, the emissivity material and the incidence angle of solar radiation. The simulation results were verified with results from the literature. Finally, the dynamic insulation efficiency  $\epsilon_d$ , is introduced for a rational management of ventilation channel. The study indicated that a significant energy control is possible by exploiting the ventilation channel. The materials choice, the shading device management, the weather conditions and the flow rate of ventilation air, render the process of the heat transfer and the airflow complex, which requires this contribution for modeling the different physical phenomena occurring in the DSF.

**Keywords: Double Skin Facade, CFD, Dynamic insulation efficiency, Solar radiation, Ventilation.**