



# Thèse en cotutelle

entre

I ' Université Djillali Liabès de Sidi Bel Abbès (Algérie)

et

I ' Université de Reims Champagne-Ardenne (France)

en vue d'obtenir le titre de

**Docteur en 3ème cycle LMD**

Spécialité : Mécanique

Option: Energétique et environnement

**Docteur de l'Université de Reims**

**Champagne-Ardenne**

Spécialité : Mécanique des fluides, énergétique,  
thermique, combustion, acoustique.

Présentée par

**Mohammed Hichem BENZAAMA**

## **Etude du confort thermique dans l'habitat par des procédés géo-héliothermiques**

Thèse soutenue le     /     / 2017, devant le jury composé de messieurs :

**Mohammed MAKHLOUF**

Professeur, Université Djillali Liabès, Sidi Bel Abbes, Algérie

**Noureddine RETIEL**

Professeur, Université Abdelhamid Ibn Badis, Mostaganem, Algérie

**Belkacem DRAOUI**

Professeur, Université Tahri Mohammed, Béchar, Algérie

**Abderrahim BOUDENNE**

Maitre de Conférence, HDR, Université Paris-Est , France

**Riad BENELMIR**

Professeur, Université de lorraine, France

**Abderahemane MOKHTARI**

Professeur, LMST, Université des Sciences et de la Technologie, Oran, Algérie

**Mohammed LACHI**

Professeur, GRESPI/ LTM, Université de Reims Champagne-Ardenne, France

**Chadi MAALOUF**

Maitre de Conférence, HDR, GRESPI/ LTM, Université de Reims Champagne-Ardenne, France

Président

Examineur

Rapporteur

Examineur

Rapporteur

Directeur de thèse

Directeur de thèse

Co-Directeur de thèse

Ce travail de thèse en cotutelle a été réalisé au niveau du laboratoire LMST (Laboratoire sol, Matériaux et Thermique, Faculté d'Architecture et de Génie Civil, de l'Université Mohamed Boudiaf d'Oran), et au Laboratoire de Thermomécanique du GRESPI (Groupe de Recherche En Sciences Pour l'Ingénieur, Université de Reims Champagne-Ardenne, France), et au Laboratoire LMSR (Laboratoire de Matériaux et Systèmes Réactifs de l'Université Djillali Liabès de Sidi-Bel-Abbès).

Je tiens à remercier mon directeur de thèse le Professeur Abderrahmane MOKHTARI de l'Université Mohamed Boudiaf d'Oran, Algérie, dont j'ai apprécié son encadrement et sa disponibilité. Le Professeur Abderrahmane MOKHTARI a su me faire découvrir les nombreuses facettes du monde de la recherche.

Mes sincères remerciements, tout en exprimant ma profonde gratitude, vont à mon directeur de thèse en France, le Professeur Mohammed LACHI de l'Université de Reims Champagne-Ardenne, pour l'encadrement et ses conseils, ainsi que pour les encouragements dans la réalisation de ce travail. J'aimerais souligner à quel point j'ai apprécié sa grande disponibilité, sa qualité humaine d'écoute et de compréhension, ainsi que ses conseils éclairés tout au long de ce travail de recherche.

Egalement je remercie infiniment mon co-directeur de thèse Mr Chadi MALOUF de l'Université de Reims Champagne-Ardenne pour sa disponibilité et au temps qu'il m'a consacré afin de m'aider à résoudre les difficultés rencontrées dans cette thèse, et aussi pour l'enrichissement scientifique en thermique du bâtiment qu'il m'a apporté.

Je tiens à exprimer mes respects au Professeur Guillaume POLIDORI, Directeur du GRESPI. Je le remercie pour son aide efficace et pour ses conseils toujours pertinents.

Je tiens également à remercier les membres du jury et en particulier les rapporteurs Messieurs Riad BENELMIR de l'Université de Lorraine (France) et Belkacem DRAOUI de l'Université de Béchar (Algérie) ainsi que Messieurs Abderrahim BOUDENNE de l'Université Paris-Est (France) et Nouredine RETIEL de l'Université de Mostaganem (Algérie) pour avoir accepté d'examiner mon travail de thèse.

Mes remerciements vont également à mes enseignants et en particulier Mrs Mohammed MAKHLOUF, Ali KHALFI, et Miloud AMINALLAH. Je leur suis reconnaissant pour leurs nombreux conseils et soutien tout au long de mon parcours.

Je remercie mon collègue Sayeh MENHOUDJ pour m'avoir aidé sur la partie expérimentale et d'e m'avoir consacré autant de temps. Un grand merci à mes collègues Cherif LEKHAL et Ahmed ALAMI pour leur soutien moral et pour leur aide apportés tout au long de ce travail.

Et enfin, j'adresse des pensées reconnaissantes à mes chers parents, à ma famille et à mes proches pour leurs encouragements et leur soutien permanent.

## Résumé

Ce travail s'inscrit dans le cadre de la recherche des solutions d'économie d'énergie du bâtiment tout en utilisant des sources naturelles et renouvelables (Energie solaire pour le chauffage et la géothermie pour le rafraîchissement). Il est nul besoin de rappeler que l'Algérie dispose d'un potentiel énergétique héliogéothermique important.

Dans ce travail de thèse on s'intéresse particulièrement à l'étude du confort thermique (hiver et été) dans l'habitat alimenté par un plancher hydraulique réversible.

Pour mener à bien cette étude, nous disposons d'un gisement solaire important d'une part et d'autre part d'un dispositif expérimental à échelle réelle. Une pièce munie d'un plancher hydraulique réversible (chauffant ou rafraichissant) est instrumentée. Une citerne de stockage enfuie à quelques mètres de la surface du sol afin de bénéficier du rafraichissement géothermique. Un service d'asservissement permettant la régulation du système en fonctionnement mode chauffage ou mode rafraichissement. Plusieurs sondes de mesures reliées à une station d'acquisition qui est reliée à un ordinateur permettent le suivi des évolutions de températures.

La modélisation de la structure de l'enveloppe de la cellule et l'évolution de la température de l'air intérieur et celle des parois sont réalisées sous le logiciel TRNSYS. A l'aide des résultats obtenus par TRNSYS, logiciel FLUENT nous a permis de modéliser la tache solaire et son influence sur le plancher chauffant sous les conditions climatiques de la ville d'Oran.

Après validation, la simulation numérique est utilisée pour étudier le comportement thermique de la cellule, les performances énergétiques du plancher réversible et le calcul des économies d'énergie que l'on pourrait réaliser avec de tels systèmes.

### ***Mots clés :***

*Local - Plancher hydraulique réversible - TRNSYS - FLUENT - Tache solaire - Confort thermique.*

**Study of the thermal comfort in  
building by geo- solar thermal  
processes**



## **Abstract**

This work is part of the search for energy saving solutions in the building industry while using natural and renewable sources, such as solar energy for heating and geothermal energy for refreshment. There is no need to recall that Algeria has a very large geothermal gravitational energy potential in view of its geographical position.

In this thesis work, we are particularly interested in the study of thermal comfort in the case of a housing powered with a reversible hydraulic floor (heating and cooling).

To carry out this study, as we can see Algeria have an important solar field and on the other hand we use an experimental system representing a real scale local. To do this, a room with a reversible hydraulic floor (heated or refreshing) is instrumented. A storage tank buried in the ground at few meters from the ground surface is used for the geothermal refreshment during the warm periods. A service system allows us to regulate the system in heating or cooling mode. Several measuring probes used are connected to an acquisition station which is connected to a computer for monitoring of temperature évolutions.

The modeling of the structure of the cell envelope is carried out under the TRNSYS software. With this, we have access to evolutions of the temperatures of the indoor air and to that of the walls. These results obtained by TRNSYS are used in a second step as input data for the FLUENT software. This allows us to model the solar spot and its influence on the heating floor under the climatic conditions of the city of Oran.

After validation, numerical simulation is used to study the thermal behavior of the cell, the energy performance of the reversible floor and the calculation of the energy savings that could be achieved with such systems.

### **Keywords :**

*Local - reversible hydraulic floor - TRNSYS - FLUENT - Solar spotlight - Thermal comfort.*

## Table des matières

<b>Résumé</b> .....	3
<b>Introduction générale</b> .....	21
<b><u>Chapitre I : Généralités:</u></b>	
<b>I.1</b>	
<b>Introduction</b> .....	22
<b>I.2 La consommation d'énergie</b> .....	22
I.2.1 Contexte mondiale.....	22
I.2.2 Consommation énergétique en Algérie.....	22
I.2.2.1 Consommations dans le secteur ménager en Algérie.....	23
I.2.2.2 Consommation du gaz naturel et d'électricité en Algérie.....	24
<b>I.3 Démarche de réduction de la consommation d'énergie dans le bâtiment</b> .....	25
I.3.1 Démarche HQE.....	26
I.3.2 Démarche Négawatt.....	26
I.3.3 Solution de bâtiment passif.....	27
I.3.3.1 Stratégie du chaud.....	28
I.3.3.2 Stratégie du froid.....	28
I.3.4 Solutions de systèmes énergétiques à intégrer au bâtiment.....	28
<b>I.4 Réglementations thermiques</b> .....	32
I.4.1 Réglementation américaine.....	32
I.4.2 Réglementation française.....	32
I.4.3 Réglementation Algérienne.....	32
<b>I.5 Notions du confort thermique</b> .....	33

I.5.1 Facteurs liés à l'état de la personne.....	33
I.5.2 Facteurs liés à l'environnement.....	34
I.5.2.1 Température de l'air et température opérative.....	34
I.5.2.2 Humidité relative.....	35
I.5.2.3 La vitesse de l'air.....	35
I.5.3 Indice pour l'évaluation du confort thermique.....	36
I.5.4 les normes du confort thermique.....	37
I.5.5 La plage du confort thermique.....	38
I.5.6 Diagramme bioclimatique de Givoni.....	39
<b>I.6. Données climatiques et le confort.....</b>	<b>40</b>
I.6.1. Données géographiques .....	40
I.6.2. Zones climatiques en Algérie .....	40
I.7. Transfert thermique dans le bâtiment.....	41
I.7. 1 Modèle mathématique de la tache solaire.....	42
I.7. 2 Modèles de convection naturelle.....	46
<b>I.8 Plancher chauffant/Rafrichissant (Réversible).....</b>	<b>54</b>
<b>I.9 Positionnement de l'étude.....</b>	<b>65</b>
<b>Conclusion.....</b>	<b>67</b>
 <b><u>Chapitre II : Approche expérimentale:</u></b>	
<b>II.1 Introduction.....</b>	<b>69</b>
<b>II.2 Études antérieurs réalisées au sein de la cellule d'essai.....</b>	<b>70</b>
<b>II.3 Description de la cellule.....</b>	<b>71</b>
II.3.1. Localisation de la cellule .....	71

II.3.2. Description physique de la cellule .....	71
II.3.2.1. Composition des parois verticales .....	72
II.3.2.2. Composition des planchers (haut, bas) .....	73
<b>II. 4 Systèmes énergétiques couplés à la cellule .....</b>	<b>74</b>
II 4.1 Citernes enterré .....	74
II. 4.2 Système solaire .....	76
II. 4.2.1 Capteur solaire thermique.....	76
II. 4.2.2 Module de transfert hydraulique .....	77
<b>II. 5. Système de raccordement.....</b>	<b>78</b>
<b>II. 6. Système de mesure.....</b>	<b>78</b>
II. 6.1 Capteurs de températures.....	78
II. 6.2 Station météorologique.....	79
II. 6.3 Acquisition des données.....	80
II. 6.4 Enregistrement des données.....	81
<b>II. 7 Emplacement des capteurs de température.....</b>	<b>81</b>
<b>II. 8 Conclusion.....</b>	<b>83</b>
 <b><u>Chapitre III : Approche numérique:</u></b>	
<b>III.1 Introduction.....</b>	<b>85</b>
<b>III.2 Simulation sous GAMBIT-FLUENT.....</b>	<b>86</b>
III.2.1 Mise en œuvre numérique .....	86
III.2.2 Formulation mathématique du problème .....	86
III.2.3. Les différents types des modèles de turbulence .....	87
III. 2. 3 La méthode des volumes finis .....	90

III. 2. 4 Génération du maillage.....	90
III. 2. 5 Indépendance de la solution du maillage.....	91
III. 2. 6 Résolution et discrétisation .....	92
III. 2. 7 Intégration des équations de transport .....	93
III. 2. 8 Sous-relaxation.....	94
III. 2. 9 Critère de convergence .....	95
III. 2. 10 Modèle de rayonnement (Solar load) .....	95
III. 2. 11 Conditions aux limites.....	97
<b>III. 3 Simulation sous TRNYS</b> .....	99
III.3.1 Définition .....	99
III.3.2 Transferts thermiques sur TRNSYS .....	100
III.3.2. 1 Transferts thermiques dans bâtiment.....	100
III.3.2. 2 Modélisation des murs sous TRNSYS.....	102
III.3.2. 3 Le modèle mathématique du sol.....	103
III.3.3 Déroulement de la simulation.....	103
III.3.4 Stratégie de couplage TRNSYS.16-FLUENT .....	105
<b>III. 4 Conclusion</b> .....	107

## **Chapitre IV : Etude de résultats expérimentaux et numériques:**

<b>IV. 1 Introduction</b> .....	109
<b>IV.2 Chauffage par le plancher chauffant</b> .....	109
IV.2.1 Résultats expérimentaux du PSD .....	109
IV.2.2. Simulation sous TRNSYS.....	114
IV.2.3 Validation du modèle sous TRNSYS.....	115

<b>IV.2.4. Validation du modèle de la tache solaire sous FLUENT.....</b>	<b>117</b>
<b>IV.2.5 Effet de la tache solaire sur le plancher chauffant .....</b>	<b>119</b>
IV.2.5.1 Localisation de la tache solaire.....	119
IV.2.5.2 Effet de la tache solaire sur le plancher chauffant.....	121
<b>IV.2.6 Etude paramétrique.....</b>	<b>124</b>
IV.2.6.1 Orientation.....	125
IV.2.6.2 Site géographique .....	126
IV.2.6.3 Position de la fenetre.....	127
IV.2.6.4 Effet de la surface du vitrage .....	131
IV.2.6.5 Effect du facteur d'ensoleillement sur le plancher chauffant.....	132
IV.2.6.6 Protection solaire.....	133
<b>IV.3 Plancher rafraichissant couplé à un système géothermique .....</b>	<b>134</b>
IV.3.1. Résultats expérimentaux .....	134
IV.3.2. Validation sous TRNSYS.....	136
IV.3.3. Comparaison avec une zone aride : Cas de la ville de Bechar.....	139
IV.3.4 Optimisation du plancher rafraichissant.....	141
IV.3.4.1 Effet des caractéristiques thermo-physique de la citerne sur la température superficielle du plancher rafraichissant.....	141
IV.3.4.1.1 Effet du volume sur la température superficielle du plancher rafraichissant.....	143
IV.3.4.1.2 Effet de la conductivité thermique de la citerne sur la température du plancher rafraichissant .....	143
IV.3.4.2 Effet des paramètres thermo-physiques du circuit hydraulique sur la température de surface .....	144
IV.3.6.2.1 Effet de l'espacement.....	144

IV.3.4.2.2 Effet de la conductivité.....	147
IV.3.4.2.3 Effet de l'épaisseur .....	147
<b>IV. 4 Conclusion.....</b>	<b>146</b>
<b>Conclusions et perspectives .....</b>	<b>149</b>
<b>Bibliographie .....</b>	<b>152</b>

<b>Symbole</b>	<b>Désignation</b>	<b>Unité</b>
A	L'irradiation solaire apparente à la masse d'air $m=0$	W/m <sup>2</sup>
Av	Surface du vitrage (partie transparente)	m <sup>2</sup>
Ac	Surface du cadre	m <sup>2</sup>
A	Amplitude de température de surface du sol	°C
$a_p$	Coefficients linéarisés de $\phi$	
b	Représente la contribution de la partie constante du terme source $S_\phi$	
B	Coefficient d'extinction atmosphérique	magnitude/air mass
BM	Métabolisme basal	W/m <sup>2</sup>
$c_w$	Chaleur spécifique	J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup>
Ds	Rayonnement solaire incident diffus sur une surface inclinée	W/m <sup>2</sup>
D	Le diamètre de tube	m
$dA$	Vecteur de surface	
Es	Rayonnement solaire incident direct sur une surface inclinée	W/m <sup>2</sup>
$Edn$	Irradiation directe normale	W/m <sup>2</sup>
$Ed$	Irradiation solaire diffuse	W/m <sup>2</sup>
$F_{\text{horizon}}$	Facteur de correction pour les zones ombragées voisines	
F	Facteurs d'ombrage pour les obstructions géométriques	
$f_{abs}$	Valeur absolu d'un nombre	
Gs	Rayonnement solaire réfléchi par le sol sur une surface inclinée	W/m <sup>2</sup>
$g_\theta$	Transmittance solaire totale pour le rayonnement solaire direct	
$g_\phi$	Transmittance solaire totale pour le rayonnement solaire diffus	
$g_\emptyset$	Transmittance solaire totale pour le rayonnement solaire diffus	
$G_w$	Débit massique de l'eau respectivement	Kg/hr
$G_k$	Terme de production de l'énergie cinétique turbulente due aux gradients moyens de vitesse	
$h_c$	Coefficient de transfert thermique convectif	W/m <sup>2</sup> K <sup>1</sup>
$h_r$	Coefficient de transfert thermique radiatif	W/m <sup>2</sup> K <sup>1</sup>
$h_s$	Hauteur du soleil	m
he	Coefficient de transfert de chaleur surfacique extérieure	W/m <sup>2</sup> .K
h	Enthalpie statique	J kg <sup>-1</sup>
K	Conductivité thermique de l'air	W / m K
Lv	Périmètre total des vitrages;	
MP	Composante posturale	W/m <sup>2</sup>
MW	Composante d'activité	W/m <sup>2</sup>
MM	Composante de déplacement du corps en fonction de la vitesse	W/m <sup>2</sup>
m	Débit massique de l'eau	Kg/hr
P	Pression statique	Pa
Q	Apport de l'eau chaude injectée au plancher chauffant	W
$Q_{\text{sun}}$	Énergie solaire transmise	W



Q1	Capacité de chauffage dans la pièce	W
Q2	La chaleur perdu au niveau du plancher chauffant	W
R <sub>0</sub> et R <sub>1</sub>	La résistance thermique des couches inférieures et supérieures du dissipateur de chaleur	m <sup>2</sup> K / W
S	Surface	m <sup>2</sup>
S <sub>b</sub>	Surface de la tache solaire sur le sol de la pièce	m <sup>2</sup>
T <sub>mr</sub>	Température radiante moyenne	°C
T <sub>a</sub>	Température ambiante	°C
T <sub>Si</sub>	Température de la surface interne de la paroi	°C
t <sub>g</sub>	Températures de l'eau d'alimentation	°C
t <sub>h</sub>	Températures de retour d'eau	°C
t <sub>w</sub>	Température de la paroi de la conduite	°C
t <sub>a</sub>	Température de l'air	°C
t <sub>y0</sub>	Température de surface de la couche d'isolant	°C
t <sub>out</sub>	Température de l'environnement extérieur de la pièce d'essai	°C
T <sub>wi</sub>	Température d'eau à l'entrée du circuit hydraulique	°C
T <sub>px</sub>	Température moyenne de la surface du circuit hydraulique	°C
T <sub>i</sub>	Température au noeud i	°C
T <sub>s</sub>	Température moyenne de la surface du sol	°C
t <sub>min</sub>	Jour où la température de surface est minimale	
t	Temps	Jours
u <sub>i</sub>	Composante de vitesse moyenne suivant la direction i	m/s
U <sub>v</sub>	Coefficient de transmission thermique du vitrage	W/m <sup>2</sup> K
U <sub>c</sub>	Coefficient de transmission thermique du cadre	W/m <sup>2</sup> K
ν <sub>t</sub>	Viscosité cinématique turbulente	m <sup>2</sup> /s
ν	Viscosité cinématique	m <sup>2</sup> /s
w	Le pas entre les tubes	m
Z	Profondeur	m
φ <sub>GLO</sub>	Densité de flux radiatif de grande longueur d'onde	W/m <sup>2</sup>
φ <sub>CLO</sub>	Densité de flux radiatif de courte longueur d'onde	W/m <sup>2</sup>
ψ <sub>c</sub>	Coefficient de transmission thermique linéique du cadre du vitrage	
ε <sub>px</sub>	Coefficient global de transmission de chaleur	W/m <sup>2</sup> ·K <sup>1</sup>
ε	Taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente	m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup>
η <sub>p</sub>	L'efficacité énergétique	
η	Coordonnée locale normale à la paroi	
τ	Coordonnée locale tangentielle à la paroi	
∅	Représente une quantité scalaire	
U <sup>→</sup>	Vecteur de vitesse instantanée	
Γ <sub>φ</sub>	Coefficient de diffusion de φ	
∇ <sup>→</sup> φ	Gradient de φ	

$\Delta\emptyset$	Changement de $\emptyset$	
$\alpha$	Facteur de sous relaxation	
$\alpha$	Diffusivité thermique du sol	$\text{m}^2/\text{s}$
$\gamma$	Angle azimutal	deg
$\delta$	Kronecker Delta	

Tableau I.1 : consommation d'électricité par habitant (en kWh) (Source : SONELGAZ, bulletin statistique 1970-2002, ONS, 2002).

Tableau I.2: Les exigences de confort thermique pour des types de lieux [22].

Tableau I.3: Liste des normes ISO qui traitent les ambiances thermiques [21].

Tableau I.4: Modèle QuickTrak [41].

Tableau I.5: Modèle Ultra-fin [41].

Tableau I.6: Modèle Roth [41].

Tableau I.7: Modèle Thermalboard [41].

Tableau I.8: Modèle Wrmboard [41].

Tableau I.9: Modèle RAUPANEL [41].

Tableau II. 1: Caractéristiques du plancher réversible de la cellule d'essai.

Tableau III.1 : valeurs des constantes du modèle k- $\epsilon$ .

Tableau III.2 : Constantes du modèle RNG k- $\epsilon$ .

Tableau III.3 : Paramètres de l'air.

Tableau III.4 : Paramètres de vitrage.

Tableau III.5 : Conditions aux limites des parois (12 Janvier à 13h).

Tableau III.6 : Conditions aux limites des parois (12 Janvier à 15h).

Tableau III.7 : Composition des parois verticales.

Tableau III.8 : Composition du plancher haut.

Tableau III.9 : Caractéristiques du plancher bas de la cellule d'essai.

Tableau. IV 1: Coefficients de convections.

Tableau. IV. 2: les coordonnées géographiques des deux cites.

Tableau. IV. 3: Conditions aux limites (12 Janvier à 13h).

Tableau. IV 4: Conditions aux limites (12 Janvier à 15h).

Tableau. IV 5. les coordonnées géographiques des deux cites.

Tableau. IV.6. Propriétés physiques du sol sableux.

Tableau. IV.7. Etude paramétrique.

Figure I.1 : Consommation d'énergie par secteur (période 1980-2000)(Source : D.G.E, 2000).

Figure I.2 : répartition de la consommation et évolution par secteur [source : APRUE]

Figure I.3: Consommation de gaz et électricité (en milliers de tonne) dans le secteur ménager en Algérie. (Source : DGE/EPE, 2000) [3].

Figure I.4 : Démarche néga Watt [4].

Figure I.5: évolution de consommation électrique d'une famille [source : olivier Sidler]

Figure I.6 : Plancher solaire direct [5].

Figure I.7. Schéma d'un échangeur air/sol [11].

Figure I.8 : Représentation d'indice de PMV.

Figure I.9 : Représentation d'indice de PPD [23].

Figure II.10: Exemple de plage de confort sur le diagramme de l'air humide [22].

Figure II.11: Zones de confort thermique en fonction de la vitesse de l'air [22].

Figure I.12 : Diagramme bioclimatique de Giovanni [22].

Figure I.13 : Classification du climat en Algérie.

Figure I.14 : Schéma de différents modes de transfert de chaleur dans une pièce dotée d'un plancher chauffant.

Figure I.15 : Paramétrage géométrique de la surface de la tache solaire [26].

Figure I.16 Angle solide  $\omega_{i,j}$  de la fenêtre du point de vue d'une maille (i, j) [27].

Figure I.17 : Prise en compte de l'encastrement pour le calcul de la tache solaire [27].

Figure I.18 : Vue de dessus d'une fenêtre protégée pour le paramétrage des masques latéraux [26].

Figure I.19: Vue de dessus d'une fenêtre protégée pour le paramétrage de la casquette [26].

Figure I.20: Vue dans le plan d'un rayon solaire pour le calcul de la partie éclairée d'une fenêtre protégée [26].

Figure I.21 : Schéma de la convection dans une enceinte avec gradient horizontal de température [32].

Figure I.22: Représentation de la cavité [33].

Figure I.23: Vitesse moyenne à  $Y=0.5$  et  $Z=0.0533$  et  $Z=0.8$  (Tian et Karayiannis (2000)).

Figure I.24: Lignes de courant (à gauche) et isothermes (à droite) pour Cas I : (a-b)  $Ri = 0.1$ , (c-d)  $Ri = 1$ , (e-f)  $Ri = 10$ .

Figure I.25: Lignes de courant (à gauche) et isothermes (à droite) pour Cas II : (a-b)  $Ri = 0.1$ , (c-d)  $Ri = 1$ , (e-f)  $Ri = 10$ .

Figure I.26: Lignes de courant (à gauche) et isothermes (à droite) pour Cas III : (a-b)  $Ri$

=0.1, (c-d)  $Ri = 1$ , (e-f)  $Ri = 10$

Figure I.27: Schéma représentant la force de traînée visqueuse [32].

Figure I.28: Isotherme et lignes de courant pour  $Pr=7$  (a)  $Ra=103$ ,  $\psi_{max} = 1.09$  ; (b)  $Ra = 10^5$ ,  $\psi_{max} = 19.16$  ; (c)  $Ra = 10^6$  ;  $\psi_{max} = 43.35$  ; (d)  $Ra = 10^7$   $\psi_{max} = 75.96$ .

Figure I.29: Cellules de Rayleigh-Bénard obtenues dans l'expérience.

Figure I.30 : Champ de vitesse moyenne et cartographie de son module pour un écart de température  $\Delta T = 10^\circ C$  ( $Ra_H = 1,06 \times 10^8$ ).

Figure I.31: Les champs verticaux dans le plan médian vertical ( $y = 0$ ) à l'instant  $t=240$  à deux nombres de Rayleigh (a)  $Ra=3.80 \times 10^7$ , (b)  $Ra=3.08 \times 10^8$ .

Figure I.32: Modèle QuickTrak [41].

Figure I.33: Modèle Ultra-fin [41].

Figure I.34: Modèle Roth [41].

Figure I.35: Modèle Thermalboard [41].

Figure I.36: Modèle Wrmboard [41].

Figure I.37: Modèle RAUPANEL [41].

Figure I.38: Discrétisation spatiale d'un plancher chauffant [42].

Figure I.39: segmentation du circuit ( $K=0$ ) to return ( $k=K$ ). [42].

Figure I.40: Schéma de bilan thermique du plancher chauffant [43].

Figure II.1 : Vue en 3d de la cellule expérimentale.

Figure II.2 : Situation géographique de la région d'étude.

Figure II.3 : Présentation de la cellule expérimentale.

Figure II.4 : Composition des parois latérales de la cellule. [69].

Figure II.5 : Composition du plancher terrasse de la cellule d'essai. [69].

Figure II.6 : Circuit hydraulique utilisé dans la cellule. [67]

Figure II.7 : Vue en plan de la citerne.

Figure II.8 : Réalisation de la fouille.

Figure II.9 : Raccordement de deux citernes au plancher rafraichissant.

Figure II.10 : Raccordement des deux citernes par les regards.

Figure II.11 : Capteur solaire thermique vitré.

Figure II.12 : Présentation du module de transfert hydraulique.

Figure II.13 : Collecteur de raccordement avec le circuit hydraulique.

Figure II.14 : Pompe de circulation TYPE SALMSON

Figure II.15 : Thermocouples type K utilisés dans la cellule.

Figure II.16 : Dispositif de mesure de l'hygrométrie.

Figure II.17 : Station météorologique.

Figure II.18: Chaîne d'acquisition des données type KEITHELEY.

Figure II.19 : Emplacement des thermocouples dans la chaîne d'acquisition.

Figure II.20 : Postes d'enregistrement des données.

Figure 21 : Emplacement des thermocouples dans le circuit hydraulique.

Figure II.22 : Emplacement des thermocouples à l'entrée et à la sortie de circuit hydraulique.

Figure II.23 : Présentation des points de mesure de l'air intérieur.

Figure III.1 : Illustration des étapes de simulation sur GAMBI-FLUENT.

Figure III.2 : Types de maillages utilisés sur "FLUENT [73].

Figure III.3 : Maillage utilisé dans l'étude.

Figure III.4 : Indépendance de maillage [74].

Figure III.5 : Volume de contrôle des configurations en 2D et 3D pour la résolution en volumes finis [73].

Figure III.6 : Convergence de la solution.

Figure III.7 : Solar calculator.

Figure III.8 : Bilan convectif d'un bilan d'air. [76].

Figure III.9 : Flux de chaleur surfaciques et températures dans TRNSYS [76].

Figure III.10 : Introduction des données climatiques.

Figure III.11 : Simulation sous TRNSYS studio.

Figure III.12 : Affichage des résultats.

Figure III.14 : Illustration du couplage temporel (TRNSYS gère une simulation à long terme, et FLUENT fonctionne à certains moments spécifiques).

Figure IV.1: Evolution de la température de l'air extérieur.

Figure IV.2: Évolution journalière de la température à la sortie du capteur solaire (18 mars à partir de 10h).

Figure IV.3: Evolution de la température superficielle du plancher chauffant.

Figure IV.4: Présentation des points de mesure de l'air intérieur.

Figure IV.5: Evolution de la température de l'air des points influencé par le rayonnement solaire.

Figure IV.6: Evolution de la température de la zone ombragée à différentes positions (hauteur de 1.4 m).

Figure IV.7: Evolution de la température de l'air intérieur du local suivant le plan horizontale (à partir de 18mars à 10h).

Figure IV.8 Schéma simplifié de la simulation sous TRNSYS.16

Figure IV.9 Evolution de la température de l'air intérieure.

Figure IV.10 : Simulation sous TRNSYS.

Figure IV.11: Évolution des températures retour et surface du plancher chauffant (sim et exp) avec la température extérieure. Période du 20 décembre 2011

Figure IV.12: Modèle de la Pièce.

Figure IV.13: Validation du modèle de la tache solaire.

Figure IV.14 : Localisation de la tache solaire à 13h (12 Janvier).

Figure IV.15 : Localisation de la tache solaire à 15h (12 Janvier).

Figure IV.16 : Effet de la tache solaire sur le comportement thermique du plancher chauffant.

Figure IV.17 : Evolution de la température superficielle suivant l'axe-X à différents moments ( $Z = -2\text{m}$  à 13h,  $Z = -3\text{m}$  à 15h).

Figure IV.18 : Effet de la tache solaire sur la température intérieure ( $y = 0.7\text{ m}$  et  $z = -2\text{ m}$ ).

Figure IV.19 : Contours de température à  $z = -1.2\text{ m}$  de la paroi Nord: (a) à 13h et (b) à 15h.

Figure IV.20 a: Contours de température. Khorasanizadeha [50].

Figure IV.20 b: Lignes de courant. Khorasanizadeha [50].

Figure IV.21 a : Contours de température (Présente étude à 14h, à  $z = -1.2\text{ m}$  de la paroi Nord).

Figure IV.21 b : Lignes de courant. (Présente étude à 14h, à  $z = -1.2\text{ m}$  de la paroi Nord).

Figure IV.22: Evolution de la température superficielle suivant l'axe-X à différentes orientations. ( $z = -2\text{ m}$  pour l'orientation sud;  $z = -2\text{ m}$  pour l'orientation ouest)

Figure IV.22: Localisation de la tache solaire (12 Janvier à 13h).

Figure IV.23: Comportement thermique du plancher chauffant pour les deux villes (12 Janvier à 13h).

Figure IV.24: Evolution de la température superficielle suivant l'axe-X pour les deux villes (12 Janvier à 13h). ( $z = -2\text{ m}$  pour Oran;  $z = -3\text{ m}$  pour Lyon)

Figure IV.25: Modèles des pièces.

Figure IV.26: Comportement thermique du plancher chauffant pour la configuration 1 à 13h. (Pour  $z = -2\text{ m}$ )

Figure IV. 27: Comportement thermique du plancher chauffant pour la configuration 2 à 13h. . (Pour  $z = 1.8\text{ m}$ )

Figure IV.28: Comportement thermique du plancher chauffant pour la configuration 1 à 15h. (Pour  $z = -3\text{ m}$ )

Figure IV.29: Comportement thermique du plancher chauffant pour la configuration 2 à

15h. (Pour  $z = 1.8$  m)

Figure IV.30: Contours de température à  $z = - 1.2$  m de la paroi nord à 13h. (a) configuration 1, (b) configuration 2.

Figure IV.31: Contours de température à  $z = - 1.2$  m de la paroi nord à 15h. (a) configuration 1, (b) configuration 2.

Figure IV.32 : Modèles des pièces

Figure IV.33 : Comportement thermique du plancher chauffant pour les deux configuration.

Figure IV.34: Comportement thermique du plancher chauffant pour les deux cas: (a) journée ensoleillé (b) journée nuageuse.

Figure IV.35: Evolution de la température superficielle suivant l'axe-X pour les deux cas (12 Janvier à 13h). ( $z = -2$  m pour une journée ensoleillé;  $z = - 2$  m une journée nuageuse).

Figure IV.36: Comportement thermique du plancher chauffant pour les deux cas: (a) avec protection solaire (b) Sans protection solaire.

Figure IV.37 : Evolution de la température extérieur et l'humidité relative.

Figure IV.38 : Evolution de la température de la surface du plancher rafraichissant.

Figure IV.39 : Evolution de la température de l'air intérieur.

Figure IV.40: Besoins en rafraichissement.

Figure IV.41 : Simulation du système sur TRNSYS.

Figure IV.42 : Confrontation des résultats.

Figure IV.43 : Confrontation des résultats.

Figure IV.44 : Température de l'air intérieur avec et sans citernes rafraichissantes.

Figure IV.45 : Zonage climatique en Algérie pour le rafraichissement [96].

Figure IV.46 : Temperature extérieur des deux villes : Oran et Bechar.

Figure IV.47: Irradiation totale des deux villes : Oran et Bechar.

Figure IV.48 : Gain de température à Oran et à Bechar  $\Delta T = (T^{\circ}\text{ext} - T^{\circ}\text{int})$ .

Figure IV.49 : Schéma simplifié d'une citerne enterrée couplé à la cellule expérimentale.

Figure IV.50: Effet du volume de la citerne enterré sur la température superficielle du plancher rafraichissant (tole galvanisé).

Figure IV.51: Effet de la conductivité de la citerne enterré sur la température superficielle du plancher rafraichissant ( $V=4\text{m}^3$ ).

Figure IV.52 : Effet de l'espace.

Figure IV.53 : Effet de la conductivité .

Figure IV.54 : Effet de l'épaisseur.



# **Introduction**

La maîtrise de la consommation d'énergie ne cesse d'être la préoccupation majeure dans tous les domaines de la recherche. L'amenuisement des ressources fossiles, leur effet sur l'environnement, et leur surcoût de plus en plus croissant en matière d'exploitation, fait que la recherche sur l'utilisation des énergies renouvelables soit en plein essor. Le bâtiment, lieu de travail, de production et d'habitation, consomme à lui seul jusqu'à 40% de l'énergie totale consommée dans le monde. Malgré les efforts apportés sur la technique d'isolation thermique dans le bâtiment, il en demeure que la consommation d'énergie pour le conditionnement climatique reste importante et ne cesse de marquer son implication dans la production des gaz à effet de serre.

Pour lutter contre la pollution de l'environnement et contre le réchauffement climatique, une alternative aux énergies fossiles est recherchée en développant l'utilisation des énergies renouvelables telles que l'énergie solaire, l'énergie éolienne et l'énergie géothermique. Dans cet esprit, nous proposons de contribuer à cette démarche en essayant de développer les concepts de systèmes solaire et géothermique pour répondre aux besoins de conditionnement climatique (chauffage/rafraîchissement) des bâtiments dans le contexte maghrébin. En effet, les pays du Maghreb sont caractérisés par des climats influencés par l'océan atlantique, la méditerranée et le désert saharien, qui leurs procurent des situations climatiques inconfortables thermiquement entre les saisons d'hiver et d'été, et ce qui engendre des besoins de chauffage et de rafraîchissement importants par région. Le recours aux solutions énergétiques conventionnelles pénalise le bâtiment en termes de consommation d'énergie. Des recherches antérieures locales effectuées ont permis d'analyser l'efficacité énergétique de systèmes à énergie renouvelable pour le besoin énergétique du bâtiment dans le contexte maghrébin sans prendre en compte le problème du confort thermique des ambiances. Pour répondre à ce besoin, nous avons proposé, dans cette thèse, d'étudier et d'évaluer le niveau du confort thermique de l'ambiance d'un local couplé à des systèmes héliogéothermiques. Notre recherche s'inscrit dans les thématiques relevant du programme de recherche de l'équipe thermique au laboratoire LMST (Laboratoire sol, Matériaux et Thermique, Faculté d'architecture et de génie civil, USTOMB) en collaboration avec le laboratoire de GRESPI (Groupe de Recherche En Sciences Pour l'Ingénieur, université de Reims Champagne-Ardenne (France)). La pièce écrite, en plus de l'introduction et de la conclusion est structurée en quatre chapitres:

Le premier chapitre est consacré à la compréhension du mécanisme du transfert thermique dans le bâtiment, à la présentation du plancher réversible et à la présentation d'une bibliographie succincte et récente apportée sur ce sujet.

L'étude expérimentale est présentée dans le chapitre 2. La cellule d'essai existante au campus universitaire IGCMO-USTOMB Oran (Algérie), support important de cette étude, est présentée avec ses deux pièces (une en témoin et l'autre de mesure). Les systèmes énergétiques (capteur solaire, puits climatique enterré et citerne d'eau enterrée) existants comme équipements intégrés à la cellule sont décrits avec leurs modes de fonctionnement et système de mesure selon la saison considérée. Ce chapitre présente aussi le système expérimental nouvellement intégré permettant de mesurer la température de l'air en différents points du volume de la pièce selon le protocole choisi. Il traite aussi de la métrologie adoptée pour l'enregistrement des différentes mesures aux niveaux des différents systèmes considérés y compris la mini station qui permet l'enregistrement des paramètres du climat extérieur (température de l'air, humidité relative et vitesse/direction du vent).

Dans le troisième chapitre, nous présentons le modèle représentatif de la partie expérimentale ajoutée au banc d'essai existant. Description de la géométrie de la cavité étudiée, de la disposition des capteurs de température à différents endroits et des équations gouvernantes de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie. Un formalisme de résolution numérique des équations gouvernantes est développé. Une partie dans ce chapitre est consacrée à la présentation des codes de calcul (FLUENT, TRNSYS) qui ont servis aux différents montages de simulation. Une méthodologie d'interface des deux codes est adoptée pour répondre aux besoins de calcul de différentes variables du fluide en mouvement.

Le chapitre quatre est consacré à la présentation et confrontation des résultats des deux approches : expérimentale et par simulation. Il traite aussi l'interprétation et analyse des résultats en vertu des lois de comportement énergétique dans ce domaine.

Enfin nous terminons ce travail par une conclusion générale qui résume les principaux résultats obtenus.

**Chapitre I**  
**Généralités**

## **I.1 Introduction**

Notre travail traite un problème physique concernant le comportement thermique de l'air intérieur d'un bâtiment chauffé ou rafraîchi par un circuit hydraulique, de ce fait nous nous proposons de décrire d'une manière succincte le comportement thermique dynamique de l'air intérieur ainsi le confort thermique des occupants. Dans ce chapitre nous allons citer quelques travaux effectués dans le cadre de cette recherche.

Nous décrirons également les différents travaux qui se sont intéressés à l'amélioration du plancher chauffant et rafraîchissant.

## **I.2 La consommation d'énergie**

### **I.2.1 Contexte mondiale**

40 % de la population mondiale reste privée d'électricité à cause de la consommation d'énergie mondiale qui est restée très longtemps stable lorsque l'homme l'utilisait que pour sa survie et ses besoins alimentaires.

À partir de 1850, la révolution industrielle a provoqué une augmentation brutale des besoins en énergie. Celle-ci n'a cessé ensuite de croître de façon explosive sous l'effet conjoint de l'augmentation du niveau de vie et la croissance simultanée de la population [1].

A l'échelle mondiale, le secteur du bâtiment représente de 30 à 40% de la consommation d'énergie et est responsable de 30% de l'ensemble des émissions de gaz à effet de serre.

### **I.2.2 Consommation énergétique en Algérie**

L'énergie est au cœur de nombreuses problématiques mondiales et locales en termes d'approvisionnement d'efficacité et de pollution [2]. Les bâtiments ne font pas exception à la règle puisque ce secteur est le plus gros consommateur d'énergie en Algérie avec 45.5% du total, suivi du secteur des transports de 27.7% et ensuite le secteur industriel avec 26.8% [3] comme indique la figure I.1

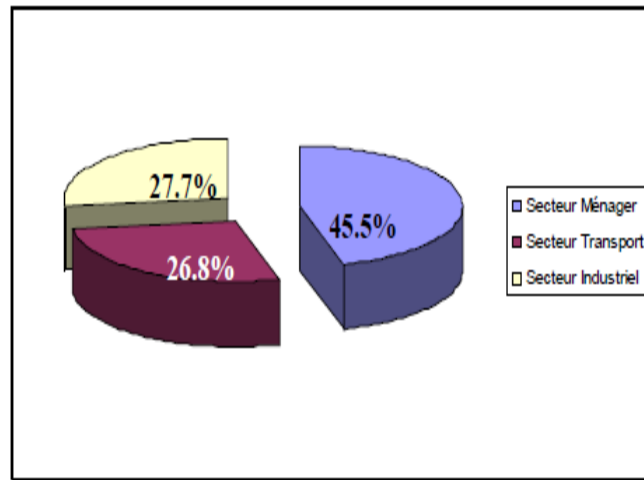


Figure I.1 : Consommation d'énergie par secteur (période 1980-2000)  
(Source : D.G.E, 2000)

#### I.2.2.1 Consommations dans le secteur ménager en Algérie :

La consommation globale d'énergie en Algérie, a été probablement multipliée par quatre entre les années 1980 et 2000 [3]. L'électricité, le gaz naturel, fuel, charbon, bois et même les piles électriques sont les vecteurs d'énergie du secteur domestique [3]. Les différents types d'énergies sont:

- Le chauffage qui représente la plus forte dépense environ 60% de l'énergie domestique [3].
- L'éclairage, l'électroménager, l'audio visuel et la climatisation représentent près de 20% de l'énergie [3].
- L'eau chaude sanitaire nécessaire, représente près de 15% [3].
- La cuisson représente près de 5% [3].

Sachant que, la consommation d'énergie finale par habitant est de 0.48 TEP en 1990, son évolution passera de 0.71 TEP en 2000 à 1.35 TEP en 2010 et de 1.88 TEP en 2020 [3].

La figure I.2 présente la répartition de la consommation d'énergie où l'on constate que le gaz est le plus consommé (32%) pour le secteur de transport. Notons que le gaz et l'électricité sont les énergies à consommer dans le secteur du bâtiment dont sa consommation a atteint 38% (tertiaire + résidentiel).

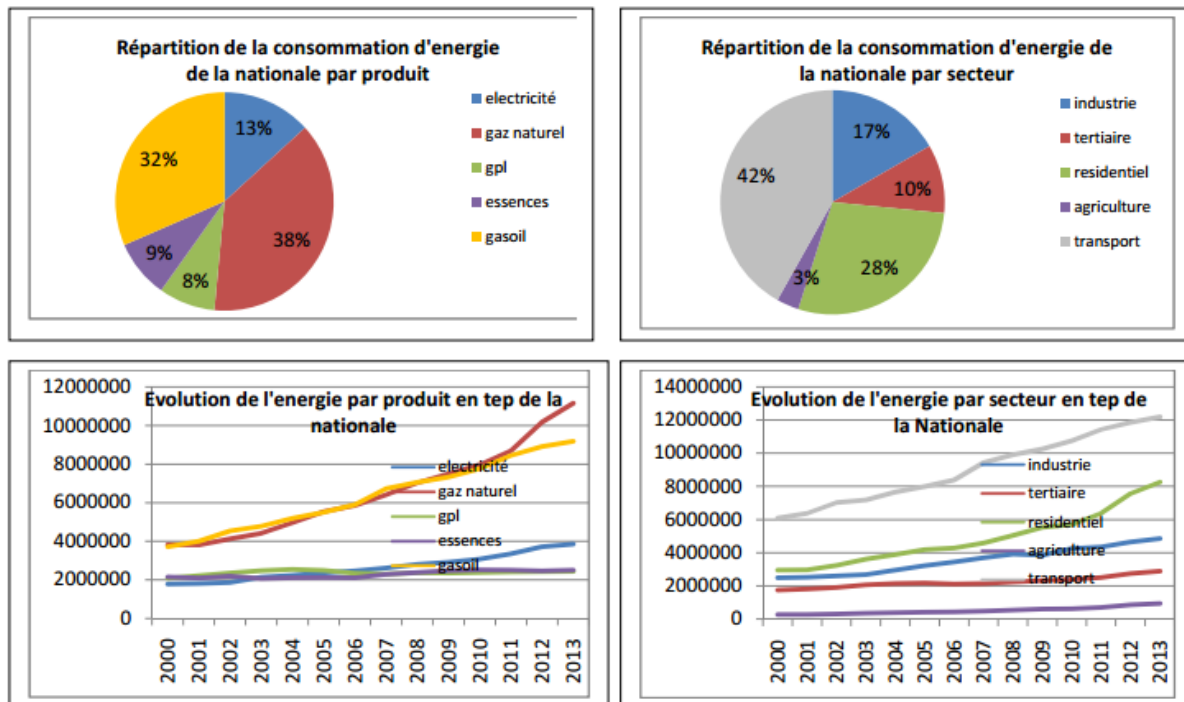


Figure I.2 : répartition de la consommation et évolution par secteur [source : APRUE]

### I.2.2.2 Consommation du gaz naturel et d'électricité en Algérie

La consommation du gaz naturel a démarré en 1961 au rythme de 156 millions de m<sup>3</sup>, et elle atteint 1.4 milliards de m<sup>3</sup> en l'an 2000 [3].

D'après les données statistiques relevées auprès des services SONELGAZ (Figure I.3), on enregistre une évolution de la consommation de gaz où le recours à l'utilisation du gaz naturel a multiplié par 30 en l'an 2000 avec un rythme annuel de 4.6% d'évolution prévisible de la consommation [3].

Quant à la consommation et à la production d'électricité, elles enregistrent une augmentation de 41,5% et 61,5% durant la période de 1980 à 1990 [3]. La consommation d'électricité en Algérie a augmenté durant les dernières années de 4% par an et la demande d'électricité devait à long terme croître de 7% par année [3].

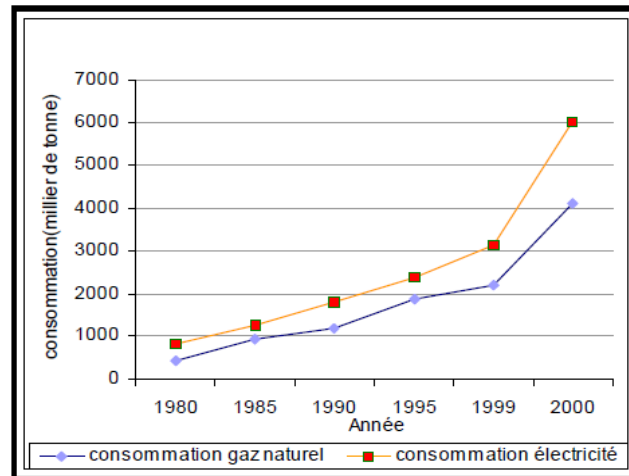


Figure I.3: Consommation de gaz et électricité (en milliers de tonne)  
dans le secteur ménager en Algérie.

(Source : DGE/EPE, 2000) [3]

Le tableau I.1 montre que la consommation d'électricité domestique par rapport à la consommation nationale finale s'est élevée de 19.2 % à 30.17 % durant la période 1996 à 2002 [3] et on peut constater que :

1- L'évolution de la consommation avec des taux élevés contrairement au taux moyen a connu son pic durant la première crise pétrolière de 1970-1973, soit 15.05% et puis, elle sera de 5.79% durant les années 1996 à 2000 et enfin de 5.2% de 2000 à 2002 [3].

2- L'évolution de la consommation d'électricité s'est accompagnée par l'augmentation de la consommation / habitant de 126.26 KWh en 1970 à 702 KWh en 2002 [3] comme le montre le tableau I.1 :

Tableau I.1 : consommation d'électricité par habitant (en KWh) (Source : SONELGAZ, bulletin statistique 1970-2002, ONS, 2002)

Année	1970	1980	1990	1995	1996	2000	2002
Consommation/habitant	126.2	327.03	539.51	568.4	577.26	658	702

### **I.3 Démarche de réduction de la consommation d'énergie dans le bâtiment**

Pour réduire la consommation d'énergie et les impacts induits sur l'environnement, nous présentons dans ce qui suit deux démarches en vue d'une meilleure conception thermique de bâtiment et de systèmes énergétique intégré.

1. Démarche de haute qualité environnementale (HQE)
2. Démarche NEGAWATT



### I.3.1 Démarche HQE :

La démarche haute qualité environnementale HQE est basée sur un certain nombre de cibles concernant la maîtrise des impacts sur l'environnement extérieur. Nous les citons comme suit :

- Relation harmonieuse des bâtiments avec leur environnement immédiat
- Choix intégré des procédés et produits de construction
- Gestion de l'énergie (eau et les déchets d'activité)
- Entretien et maintenance des systèmes énergétiques
- Confort hygrothermique, acoustique et visuel
- Conditions sanitaires générales pour qualité meilleure d'eau et d'air

### I.3.2 Démarche Négawatt

Nous avons donc vu qu'il était important, pour réduire l'impact environnemental d'un bâtiment, de réduire ses consommations énergétiques. L'association négaWatt1 propose la démarche générale suivante qui devrait être le fondement de toute action de maîtrise d'énergie dans tous les domaines :

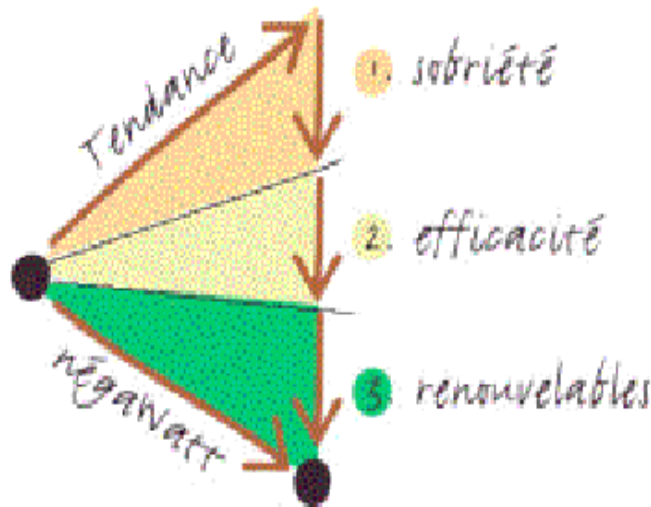


Figure I.4 : Démarche néga Watt [4]

Pour mettre en œuvre cette démarche, nous présentons dans la figure I.5 un exemple d'un cas d'étude d'une famille de quatre personnes hors usage thermique qui consomme, hors toute mesure d'économie, 4000 KWh/an. L'application du poste1 a permis de consommer que 1450 KWh/an (63,75% d'économie). Avec plus d'efficacité énergétique la famille consomme 1200 KWh/an et enfin en utilisant l'énergie renouvelable (photovoltaïque), cette même famille ne consommera que 250 KWH/an du réseau d'électricité national.

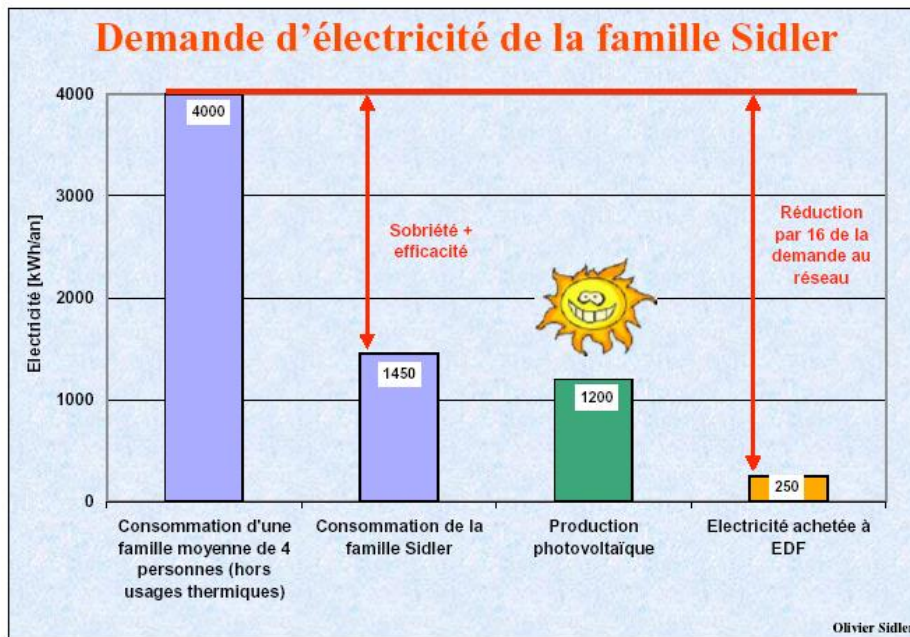


Figure I.5: évolution de consommation électrique d'une famille [source : olivier Sidler]

### I.3.3 Solution de bâtiment passif

Un bâtiment est dit « passif » s'il est construit en essayant de profiter atouts de l'environnement extérieur (vent, température, ensoleillement) sur le plan énergétique. Grâce à son inertie thermique, par l'utilisation de matériaux à chaleur massique élevée, il procure des ambiances climatiques stables à l'intérieur pour des variations climatiques considérées à l'extérieur. Le besoin énergétique se fait faiblement sentir. Le recours aux appareils de conditionnement climatique (chauffage /climatisation) ne doit être envisagé que dans un deuxième temps si les conditions de confort l'imposent. Petit à petit, la philosophie de conception précédente a été un peu détournée de son objectif initial car l'adjectif « passif » est aussi utilisé aujourd'hui pour des constructions labellisées très performantes, à faible demande en énergie primaire :

Passivhaus : label allemand très renommé,,,,,,,,,,,,, (chauffage < 15 KWhep/m<sup>2</sup>/an)

BEPAS : « Bâtiment à énergie passive »,,,,,,,,,,,,,(chauffage < 15 KWhep/m<sup>2</sup>/an)

BBC « Bâtiment basse consommation »,,,,,,,,,,,,,(chauffage < 50 KWhep/m<sup>2</sup>/an)

Pour le bâtiment passif, deux types de stratégies ont été définies : la stratégie du chaud et celle du froid.

### I.3.3.1 Stratégie du chaud

En saison de chauffage, le bâtiment a besoin d'énergie pour assurer un confort thermique. Le bâtiment doit avoir une orientation au sud avec de grandes surfaces vitrées, en privilégiant les pièces de vie en évitant les masques aux entrées solaires d'hiver. Les apports solaires accumulés à l'intérieur permettront d'améliorer la température d'ambiance et se conservent grâce à l'isolation thermique de l'enveloppe. La chaleur est distribuée à l'intérieur par une bonne circulation d'air (ventilation naturelle).

### I.3.3.2 Stratégie du froid

En saison estivale le bâtiment a besoin de rafraîchissement et on doit empêcher au maximum les entrées solaires par les ouvertures en utilisant des brise-soleils horizontaux au Sud des brise-soleils verticaux à l'Est et à l'Ouest. Les ouvertures zénithales ne sont pas recommandées dans cette stratégie.

Concevoir et optimiser un bâtiment nécessite les exigences suivantes : performances de l'enveloppe, maîtrise de l'air et pertinences énergétiques.

### I.3.4 Solutions de systèmes énergétiques à intégrer au bâtiment

L'énergie solaire est une énergie renouvelable propre et à faible impacts sur l'environnement extérieur se présente comme une énergie alternative à l'énergie fossile. Elle est utilisée dans le bâtiment pour la production d'eau chaude sanitaire (chauffe eau solaire) et pour le chauffage (plancher solaire direct ) comme indique la figure I.6:

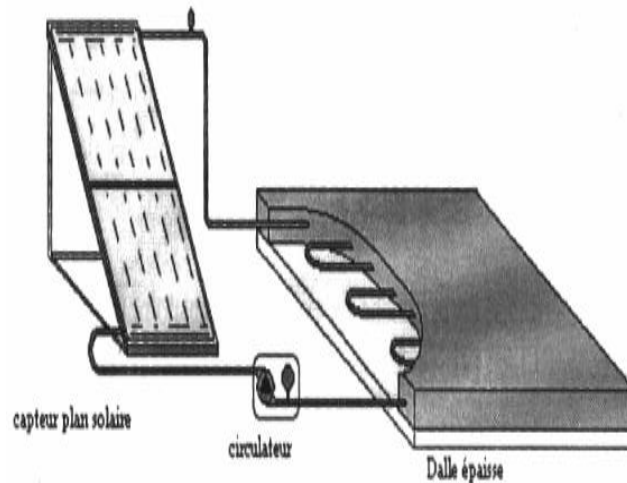


Figure I.6 : Plancher solaire direct [5]

Les paramètres de fonctionnement pour le plancher solaire direct sont :

- La température ambiante du local : le plancher chauffant peut assurer une température homogène de 18°C.
- La température superficielle du plancher : pour une température intérieure de 19°C, la température superficielle maximale du sol ne doit pas dépasser les 29°C (DTU 65.8).
- La température du fluide à l'entrée du plancher chauffant : elle ne devra pas excéder 50°C (DTU 65.8).
- Le pas de pose qui est généralement comprise entre 10 cm et 30 cm.

Plusieurs travaux de recherche se sont intéressés à l'étude du potentiel de chauffage de ces systèmes solaires. Des études expérimentales et analytiques ont été publiées dans la littérature .Parmi lesquelles on citera :

Une étude expérimentale a été faite par R. Kharchi et al [5], au sein du Centre de Développement des énergies renouvelables (Algérie), sur un plancher composé d'une dalle en béton de 3,2 m<sup>2</sup> de surface, 17 cm d'épaisseur, un serpentin en cuivre de 16/18 mm de diamètre et de 13 m de longueur et d'un capteur solaire plan à eau de 1,8 m<sup>2</sup> de surface. Dans cette étude, il a été démontré qu'un système (PSD) peut stocker plus de 10000 KJ d'énergie pour une température superficielle du plancher chauffant variant entre 22-24 °C.

Une étude théorique, effectuée par A. Mokhtari et al [6] sur l'efficacité énergétique d'un plancher solaire sous les conditions météorologiques d'Oran (Algérie), a montré que les besoins d'énergie couverts par le solaire sont de 90% environ des besoins totaux du bâtiment avec un ratio de captation (surface capteurs sur surface plancher chauffant) de 0,2 et de 60% avec un ratio de 0,1 seulement.

Les résultats expérimentaux de S. Menhoudj et al [7] ont montré que pour les conditions météorologiques d'Oran (Algérie), la couverture solaire est de 67 % pour un ratio de captation de 0,2, ce qui reflète bien l'économie d'énergie apportée par le système (PSD).

Z. Bensaïd et al [8] ont développé un procédé économique de chauffage d'une habitation par voie solaire pour le site de Tlemcen, et prédit les performances en fonction de l'ensoleillement. Le but de cette étude est de faciliter la tâche d'ingénieur qui s'appuie sur certains critères et règles connus dans l'énergétique du bâtiment, en outre elle permet une meilleure rentabilité économique et un confort agréable.

N. Belkacem et al [9] ont procédé à la simulation numérique du comportement thermique des ambiances intérieures d'une maison chauffée par un plancher réversible, en utilisant le logiciel Fluent et pour des conditions climatiques algériennes. Les résultats montrent que le plancher réversible chauffe la pièce de l'habitat de manière homogène. Ce système procure un meilleur confort thermique par rapport aux autres systèmes conventionnels tel qu'une pompe à chaleur (PAC) air/air.

K. Imessad et al [10] présentent les résultats d'une étude expérimentale faite sur une habitation prototype, munie d'un dispositif de chauffage. Le dispositif est un système solaire combiné qui permet grâce à des capteurs solaires de chauffer l'habitation et de produire de l'eau chaude sanitaire. L'étude fait ressortir que les performances du dispositif sont dépendantes des conditions climatiques externes, néanmoins l'intégration des parois à forte inertie thermique a pour effet d'alléger l'impact des variations de la température extérieure et du rayonnement solaire sur la température intérieure.

Le stockage saisonnier est un système géothermique utilisé pour le chauffage ou bien pour le rafraîchissement de l'air intérieur des bâtiments en exploitant l'inertie thermique du sol (Figure I.7). En effet le profil de température du sol dépend de plusieurs facteurs tels que les propriétés thermo-physiques du sol et les conditions climatiques du site. Des solutions de combinaison des systèmes à énergie renouvelables offre de meilleurs performances énergétiques au bâtiment.

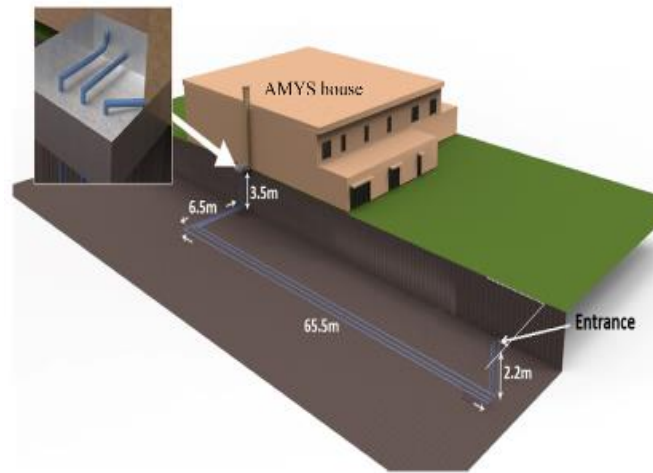


Figure I.7. Schéma d'un échangeur air/sol [11].

Plusieurs auteurs se sont intéressés à l'étude des performances des systèmes géothermiques intégrés au bâtiment tels que; Khabbaz et al. [12]. Sous les conditions météorologiques de Marrakech (Maroc), ils ont montré que l'échangeur air/sol est performant durant la période du rafraîchissement puisqu'il procure une température de soufflage quasi-constante d'environ 24°C, alors que la température extérieure oscille entre 22°C et 40°C.

Pour un climat désertique, Al Ajmi et al. [13] ont étudié la capacité de rafraîchissement des échangeurs air/sol pour les bâtiments d'habitation. Les résultats des simulations ont montré que l'échangeur air/sol pourrait abaisser la température intérieure de 2,8° C au cours de l'été, une réduction de 30 % de la demande de rafraîchissement a été obtenue.

Pour les conditions météorologiques du sud de l'Algérie, Sehli et al. [14] ont montré que les systèmes d'échangeurs air /sol seuls ne sont pas suffisants pour créer le confort thermique, mais peuvent être utilisés pour réduire la demande d'énergie dans les bâtiments en combinaison avec les systèmes de climatisation conventionnels.

Hatraf et al. [15] ont fait une modélisation d'un échangeur air-sol, destiné au rafraîchissement des bâtiments. Un modèle numérique basé sur la méthode des différences finies, a permis de résoudre numériquement l'équation de l'énergie pour obtenir la profondeur optimale d'enfouissement de l'échangeur. Une étude expérimentale pendant une période d'une journée (24 h) sur le site de l'université de Biskra a été menée pour suivre l'évolution de la température de l'air tout le long de l'échangeur afin de valider les résultats trouvés par simulation.

Peretti et al. [16] ont développé un modèle à l'aide du programme de simulation FLUENT. Ce modèle est validé par des résultats expérimentaux à Ajmer (Inde occidentale). Une concordance des résultats de la simulation et de l'expérience est obtenue. L'effet des

paramètres de fonctionnement (nature du matériau du conduit, vitesse de circulation de l'air) sur la performance thermique de l'échangeur air /sol est étudié. Ils ont évalué les performances énergétiques de deux échangeurs (Pvc et Acier) pour les besoins en rafraîchissement à Jaipur en Inde. Les résultats montrent que les performances énergétiques de l'échangeur ne sont pas influencés par la nature du matériau du conduit enterrée par contre la vitesse de l'air influe considérablement sur les performances énergétiques du système (pour une vitesse de l'air variant de 2 m/s à 5m/s et le COP varie entre 1,9 à 2,9).

Afin de répondre à ces différents objectifs, des réglementations thermiques ont été élaboré pour objectif d'améliorer l'efficacité énergétique des bâtiments et augmenter le niveau du confort thermique des occupants tout en réduisant la consommation énergétique des bâtiments.

#### **I.4 Réglementations thermiques :**

##### I.4.1 Réglementation américaine

L'American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers (plus connue sous le sigle (ASHRAE) est une organisation internationale technique spécialisée dans le domaine des génies thermiques et climatiques (chauffage, ventilation, air climatisé, production de froid), elle a développé en 1974 la première norme de mesure sur les consommations énergétiques dans le bâtiment, ce qui a permis à cette société d'en créer plusieurs autre normes entre 1980 et 2013. En 1993 ASHRAE a développée des normes pour les bâtiments du secteur résidentiel (1998, 2000, 2003, 2006, 2009, 2012). Le code 2009-IECC est le plus utilisé dans les états américains [17].

##### I.4.2 Réglementation française

En France, plusieurs réglementations thermiques ont été établies pour l'amélioration énergétique des bâtiments. La première réglementation a été établie en 1974 et ne portait que sur l'enveloppe du bâtiment pour des logements neufs [17]. Les réglementations RT1982, RT1988, RT2000, RT2005, RT2012, deviennent de plus en plus restrictives en intégrant un champ d'action de plus en plus large et ne s'appliquent qu'aux constructions neuves [17].

##### I.4.3 Réglementation Algérienne

En Algérie, Le centre national de la recherche de l'industrie du bâtiment (CNERIB) a élaboré des documents techniques réglementaires à l'usage des professionnels du bâtiment réglementant et renforçant le choix entre les performances thermiques globales du bâtiment aussi bien dans le choix des matériaux que la conception du cadre bâtiment [18]. On citera

parmi ces documents techniques réglementaires, trois règlements relatifs aux problèmes de consommation d'énergie thermique dans le bâtiment :

- Le DTR.C 3-2 décrit les règles de calcul des déperditions calorifiques d'hiver pour les bâtiments à usage d'habitation [18].
- Le DTR.C 3-4 décrit les règles de calcul des apports calorifiques d'été pour les bâtiments [18].
- Le DTR.C 3-31 Décrit les principes de la réglementation relative à la conception de la ventilation naturelle des locaux à usage d'habitation [18].

Ces règlements sont portés sur l'efficacité énergétique dans les bâtiments neufs à usage d'habitation et autres. Il permet de porter le niveau d'économie d'énergie à plus de 40% pour les besoins en chauffage et en climatisation [18], et acquis un meilleur confort thermique pour les occupants.

### **I.5 Notions du confort thermique.**

La zone du confort thermique a été calculée pour la première fois en 1923 [19] par les ingénieurs F.C. Houghten et C. Yaglou au laboratoire de Pittesbourg de American Society of Heating and Ventilating Enginneers (ASHVE).

Plusieurs chercheurs ont proposé des valeurs de la température intérieure correspondant le mieux aux critère du confort thermique comme Heschong (1979) qui a déterminé un intervalle de température entre 14-21°C en Grande Bretagne, le Psychologue Rohles (2007) et A. Ackermann (2002) qui ont conclu que la température de confort d'hiver a changé et passée de 18°C (1923) à 20°C (1941) à 25°C (1960) et cela d'après une statistique durant 40 ans de recherche et d'observation.

Le confort thermique est lié à plusieurs facteurs environnementaux tels que la température de l'air, le rayonnement solaire, l'humidité relative et les facteurs de l'individu tels que l'activité physique, le niveau d'habillement, etc. [20].

#### **I.5.1 Facteurs liés à l'état de la personne :**

**Le métabolisme** : Lié à une activité particulière de la personne. La température humaine est maintenue autour de 37,8°C indépendamment des conditions extérieures.

Plusieurs méthodes ont été proposées par la norme ISO 8996 [AFNOR, 1990] pour déterminer le métabolisme. Trois niveaux sont classés selon le degré de précision [21] : Le premier niveau est classifié par type d'activité et par profession. Le deuxième niveau



correspond à une estimation par les composantes d'activité. Au 3ème niveau, le métabolisme est déterminé par mesure directe [21].

Le métabolisme est déterminé analytiquement par l'équation suivante :

$$M = BM + MP + MW + MM \quad (1)$$

Avec :

BM : métabolisme basal en W/m<sup>2</sup>

MP : composante posturale en W/m<sup>2</sup>

MW : composante d'activité en W/m<sup>2</sup>

MM : composante de déplacement du corps en fonction de la vitesse, W/m<sup>2</sup>

**L'habillement**, correspond à la résistance thermique aux échanges de la chaleur entre l'environnement et la peau de l'occupant. Les échanges de chaleur entre l'être humain et l'environnement sont effectués par divers méthodes : échange par conduction, convection et rayonnement.

### I.5.2 Facteurs liés à l'environnement :

#### I.5.2.1 Température de l'air et température opérative :

La température de l'air influe sur les échanges par convection qui est considéré comme l'un des termes principaux du bilan thermique. Dans une pièce, la température de l'air intérieur n'est pas uniforme, Une stratification thermique peut se produit dans la pièce engendrant l'inconfort.

La température opérative permet de définir la température du confort thermique, qui prend en compte l'effet de la convection et du rayonnement. Elle est exprimé par la relation suivante :

$$T_{op} = \frac{h_r T_{mr} + h_c T_a}{2} \quad (2)$$

$h_c$  = coefficient de transfert thermique convectif

$h_r$  = coefficient de transfert thermique radiatif

$T_a$  = température ambiante

$T_{mr}$  = température radiante moyenne.

### I.5.2.2 Humidité relative :

Elle représente la quantité de vapeur d'eau qui se trouve dans l'air. L'humidité relative a un effet significatif sur la sensation du confort thermique de l'occupant, elle doit être comprise entre 30% et 70% pour éviter l'inconfort.

### I.5.2.3 La vitesse de l'air :

La vitesse de l'air est un paramètre important sur le confort thermique, car elle influe sur les échanges de chaleur par convection. A l'intérieur des bâtiments, on considère généralement que le confort thermique des occupants est assuré tant que la vitesse de l'air ne dépasse pas 0.2 m/s. Le tableau I.2 présente les exigences du confort thermique en fonction des types de lieux.

Tableau I.2: Les exigences de confort thermique pour des types de lieux [22].

Type de bâtiment /Lieu	catégorie	Température opérative (°C)		Vitesse moyenne max de l'air (m/s)		
		Été (saison de refroidissement de l'ambiance)	Hiver (saison de réchauffement de l'ambiance)	Été (saison de refroidissement de l'ambiance)	Hiver (saison de réchauffement de l'ambiance)	
Bureau individuel « espace ouvert »	A	24.5 ± 1.0	22.0 ± 1.0	0.12	0.10	
Salle de conférence auditorium	B	24.5 ± 1.5	22.0 ± 2.0	0.19	0.16	
Restaurant Salle de classe	C	24.5 ± 2.5	22.0 ± 3.0	0.24	0.21	
catégorie	Différence verticale de température (°C)	Plage de température du sol (°C)	Asymétrie de rayonnement de température (°C)			
			Plafond chaud	Mur froid	Plafond chaud	Mur froid
A	< 2	19-29	< 5	< 10	< 14	< 23
B	< 3	19-29	< 5	< 10	< 14	< 23
C	< 4	17-31	< 5	< 13	< 18	< 35

### I.5.3 Indice pour l'évaluation du confort thermique :

#### A-Indices PMV (Predicted Mean Vote)

C'est l'avis moyen d'un groupe de personnes exprimant un vote de sensation de confort thermique. Une valeur de PMV négative signifie qu'une majorité des occupants a plutôt froid et une valeur positive signale qu'ils ont chauds (figure I.8).

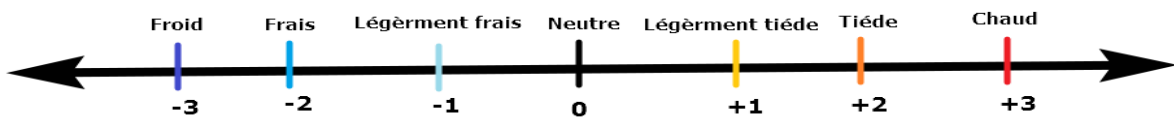


Figure I.8 : Représentation d'indice de PMV

#### B- Indices PPD (pourcentage prévu des insatisfaits) :

C'est le pourcentage des personnes insatisfaites par rapport à une situation. Il est en fonction de l'indice PMV. La figure ci-dessous montre la relation entre les indices PMV et PPD

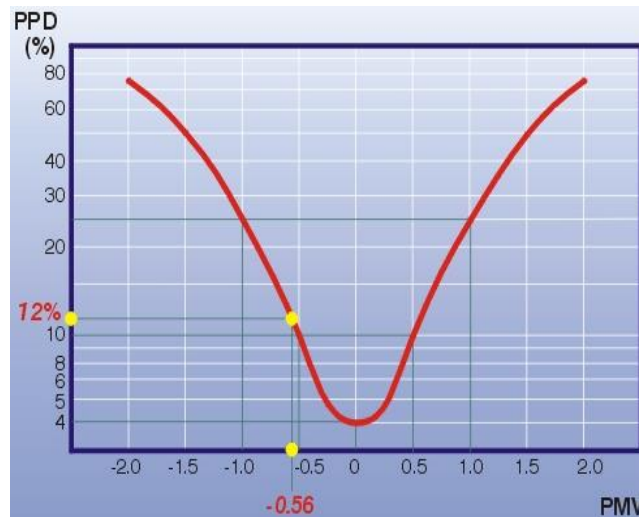


Figure I.9 : Représentation d'indice de PPD [23]

Pour la situation neutre ( $PMV=0$ ), le taux d'insatisfaction est de 4% parmi les occupants. Par contre pour la situation dans laquelle le  $PMV$  est de  $-0.56$ , Le taux d'insatisfaction est de 12%. On peut conclure que le PPD augmente de la même manière si le  $PMV$  s'écarte de 0 vers le froid et vers le chaud et qu'il est impossible de trouver une situation où le pourcentage des insatisfaits est de 0%.

### I.5.4 les normes du confort thermique :

L'utilisation des normes permet l'amélioration des conditions thermiques des occupants dans les bâtiments. Plusieurs normes internationales sont utilisées pour la conception des bâtiments afin d'assurer un meilleur confort thermique durant les périodes de chauffage ou bien de rafraîchissement.

La norme ISO 7243 propose une méthode simple basée sur le calcul d'un indice de WBGT (wet bulb globe température) qui représente la contrainte thermique à laquelle un individu est soumis. La méthode analytique de la norme ISO 7730 permet d'évaluer des ambiances thermiques en se référant aux indices PMV et PPD. Le tableau I.3 présente les normes ISO qui traitent les ambiances thermiques.

Tableau I.3: Liste des normes ISO qui traitent les ambiances thermiques [21]

	<i>Norme</i>	<i>Titre</i>
Ambiance modérée	NF EN ISO 7730	Ergonomie des ambiances thermiques -- Détermination analytique et interprétation du confort thermique par le calcul des indices PMV et PPD et par des critères de confort thermique local (2005)
	NF EN ISO 10551	Ergonomie des ambiances thermiques – Evaluation de l'influence des ambiances thermiques à l'aide d'échelles de jugements subjectifs (Juin 2001)
	ISO 13732-2	Ergonomie des ambiances thermiques - Méthodes d'évaluation de la réponse humaine au contact avec des surfaces – Partie 2: Contact humain avec des surfaces à température modérée (2001)
Ambiance chaude	ISO 7243 (NF EN 27243)	Ambiances chaudes – Estimation de la contrainte thermique de l'homme au travail, basée sur l'indice WBGT (température humide et de globe noir), (Février 1994)
	ISO 7933 (NF EN 12515)	Ambiances thermiques chaudes – Détermination analytique et interprétation de la contrainte thermique fondées sur le calcul de la sudation requise (Septembre 1997)
	ISO 13732-1	Ergonomie des ambiances thermiques - Méthodes d'évaluation de la réponse humaine au contact avec des surfaces – Partie 1: Surfaces chaudes
Ambiance froide	ISO 11079	Évaluation des ambiances froides -- Détermination de l'isolement requis des vêtements (1993)
	ISO 13732-3	Ergonomie des ambiances thermiques - Méthodes d'évaluation de la réponse humaine au contact avec des surfaces – Partie 3: Surfaces froides (2005)
Normes de support	NF EN ISO 11399	Ergonomie des ambiances thermiques – Principes et application des Normes internationales pertinentes (Mars 2001)
	NF EN ISO 7726	Ergonomie des ambiances thermiques – Appareils de mesure des grandeurs physiques (Janvier 2002)
	NF EN ISO 9886	Evaluation de l'astreinte thermique par mesures physiologiques (Juin 2001)
	ISO 8996 (NF EN 28996)	Ergonomie – Détermination de la production de la chaleur métabolique (Février 1994)
	NF ISO 9920	Ergonomie des ambiances thermiques – Détermination de l'isolement thermique et de la résistance à l'évaporation d'une tenue vestimentaire (Juin 1995)
	NF EN ISO 12894	Ergonomie des ambiances thermiques – Surveillance médicale des personnes exposées à la chaleur ou au froid extrêmes (Septembre 2001)
	NF EN ISO 13731	Ergonomie des ambiances thermiques – Vocabulaire et symboles (Mars 2002)

### I.5.5 La plage du confort thermique

le confort thermique constitue une exigence essentielle à la quelle le chercheur doit apporter les réponses nécessaires. Le confort thermique est très complexe en raison de l'interaction de plusieurs variables environnementales tels que, la température résultante sèche, l'humidité intérieure, la température de surface du plancher réversible et la vitesse de l'air intérieur:

- ✓ Confort d'hiver: 1)  $T^{\circ}\text{air}$  -16 °C -20 °C pour une humidité de 40 et 60 % (DTU 65.8).
  - 2) La température superficielle maximale du plancher chauffant ne doit pas dépasser 28°C en tout point du local pour une température intérieure de 19°C (DTU 65.8).
  - 3) La température d'entrée au plancher chauffant ne devra pas excéder les 50 °C selon la norme (DTU 65.8).
  
- ✓ Confort d'été: 1) La température résultante sèche ne doit pas dépasser les 26°C (ASHRAE)
  - 2) La température de surface du plancher rafraichissant doit être comprise entre 19 et 27°C (ASHRAE).

On peut définir la plage du confort hygrothermique dans le diagramme présenté sur la figure II.10:

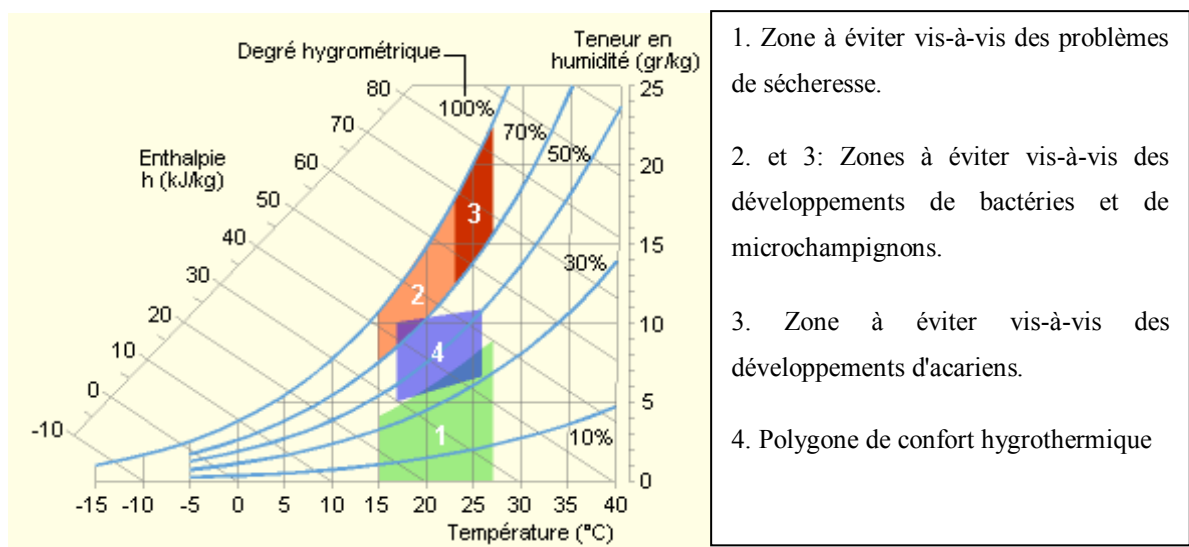


Figure II.10: Exemple de plage de confort sur le diagramme de l'air humide [22]

A l'intérieur des bâtiments, on considère généralement que le degré du confort thermique acquis si la vitesse de l'air ne dépasse généralement pas 0,2 m/s comme indique la figure ci dessous:

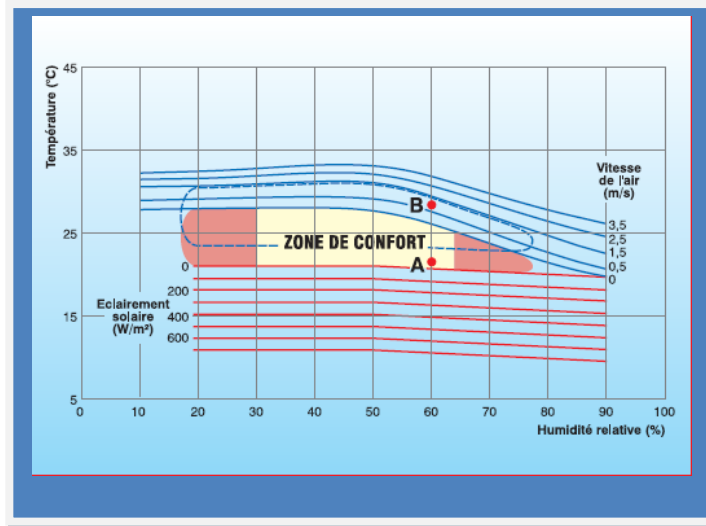


Figure II.11: Zones de confort thermique en fonction de la vitesse de l'air [22]

### I.5.6 Diagramme bioclimatique de Givoni

La figure I.12 présente un diagramme psychrométrique élaboré par B. Givoni dont il représente les limites des ambiances confortables. La figure I.12 montre que la zone de confort est située entre la plage de température de 20 à 26°C. L'aire extérieure à cette zone est subdivisée en zones secondaires, où il propose des procédures permettant de réintégrer les conditions de confort [22].

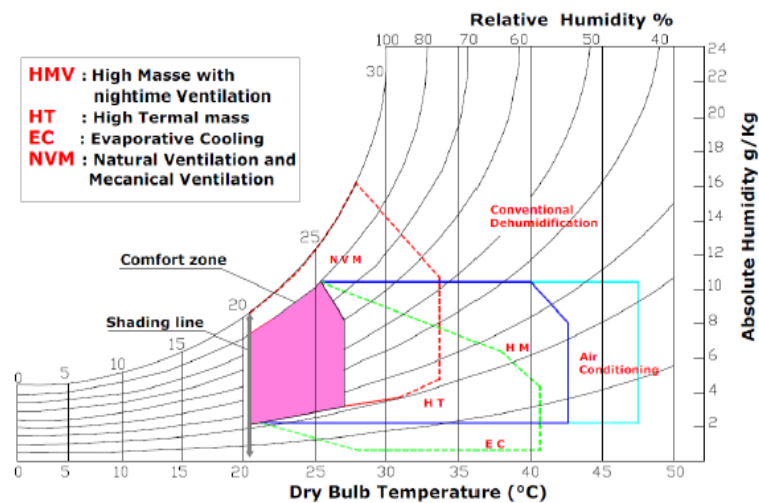


Figure I.12 : Diagramme bioclimatique de Givoni [22].

## **I.6. Données climatiques et le confort :**

### **I.6.1. Données géographiques :**

L'Algérie est caractérisée par une diversité de zones climatiques qu'on peut classer en trois catégories :

1. Le Tell : climat tempéré humide de type méditerranéen.
2. Les Hautes plaines : climat de type continental.
3. Le Sahara : climat aride et sec.

Elle est située entre la latitude 18° et 38° Nord, et entre 9° de longitude Ouest, et 12° de longitude Est, le méridien international 0° Greenwich passant près de la ville de Mostaganem. Les distances entre le nord et le sud, l'est et l'ouest varient de 1500 à 2000 Km.

### **I.6.2. Zones climatiques en Algérie :**

L'Algérie occupe une superficie de 2.381.741 Km<sup>2</sup> avec une large variété géographique et climatique allant du littoral au désert. Les principales zones climatiques sont (voir figure I.13) :

Zone A: le littoral marin dont le climat est particulièrement tempéré avec des hivers doux et pluvieux, et des étés chauds et humides.

Zone B: l'arrière littoral montagne caractérisée par un climat froid en hiver, en revanche les étés sont chauds et moins humides.

Zone C: les hauts plateaux caractérisé par des hivers plutôt froids et longs avec la même altitude que la zone A et B et des étés chauds et secs.

Zone D : elle représente le climat saharien caractérisé par un gisement solaire important et une faible humidité, la période d'hiver est plus courte avec des jours modérés et des nuits très froides, l'été est très chaud avec des températures atteignent les 45°C à l'ombre.

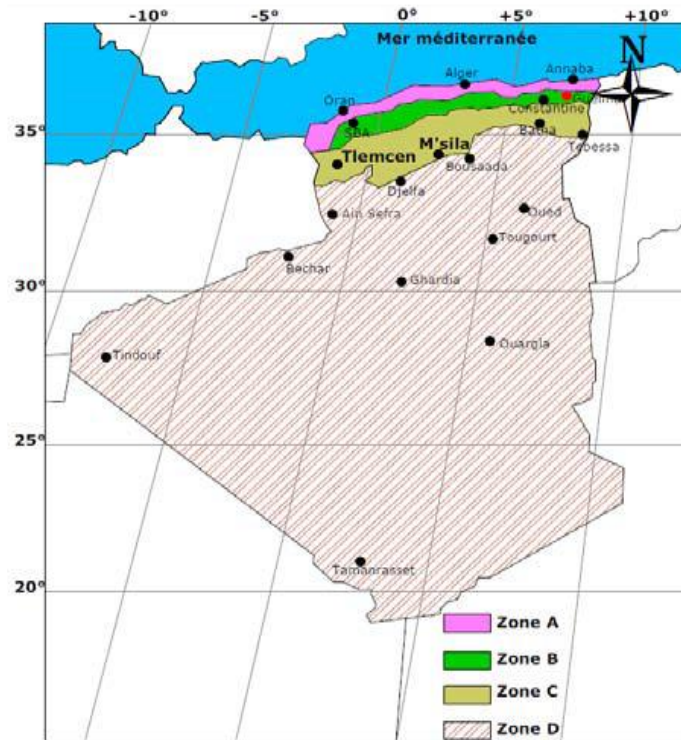


Figure I.13 : Classification du climat en Algérie.

(Source: Ouvrage, 'Recommandations Architecturales', ENAG Edition, Alger).

Le comportement thermique d'un bâtiment dépend des sollicitations extérieures tels que la température de l'air extérieur, l'échange radiatif avec son environnement et le transfert de masse. Un bâtiment est composé d'éléments liés entre eux et les transferts thermiques se font simultanément par conduction, convection et rayonnement.

Dans la partie suivante, un modèle d'enveloppe de bâtiment est présenté. L'équation de la chaleur et les flux d'énergie entre les parois et l'environnement extérieur seront alors développées tandis que le modèle de la tache solaire dû à l'incidence du rayonnement solaire, sera présenté.

### **I.7. Transfert thermique dans le bâtiment :**

Un bâtiment échange perpétuellement des flux avec les ambiances intérieures, sachant qu'une paroi de bâtiment peut donner lieu à trois transferts thermiques différents : la conduction au sein de la paroi, la convection entre les faces de la paroi et l'air intérieur, et le transfert thermique par rayonnement avec les autres parois (figure I.14).



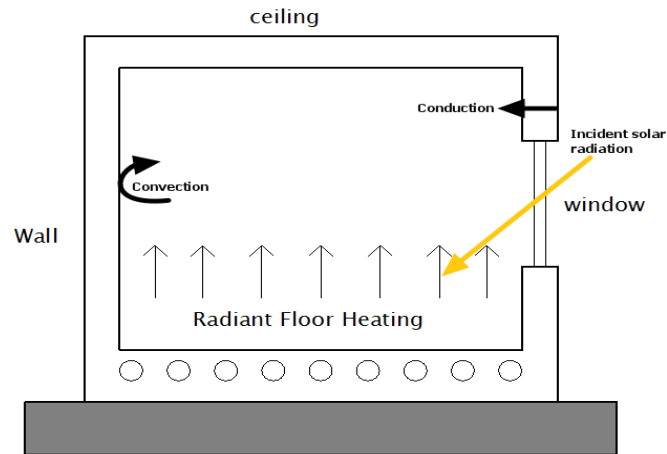


Figure I.14 : Schéma de différents modes de transfert de chaleur dans une pièce dotée d'un plancher chauffant.

Pour  $n$  éléments, On écrit l'équation de transfert de chaleur par conduction dans chaque élément par (N. Benradouane) [24] :

$$\rho_i c_{pi} e_i \frac{\rho \partial T_i}{\partial t} = \phi_{i-j,i} + \phi_{i+1,j} \quad (3)$$

En ce qui concerne les échanges radiatifs, on distingue les échanges de courtes longueurs d'onde (CLO) et les grandes longueurs d'onde (GLO) :

$$\phi_{ray} = \phi_{CLO} + \phi_{GLO} \quad (4)$$

Le transfert convectif aux abords d'une paroi est donné par l'équation (5) :

$$Q_{conv_i} = h_i S (T_{si} - T) \quad (5)$$

Où  $T_{si}$  Température de la surface interne de la paroi.

### I.7. 1 Modèle mathématique de la tache solaire

Les surfaces vitrées ont des propriétés de transmettre le rayonnement solaire dans les bâtiments. L'intensité solaire transmise par le vitrage joue un grand rôle sur la variation du comportement thermique d'un local. L'énergie solaire transmise est évaluée par [25] :

$$Q_{sun} = F_{horizon} \cdot F_{near} \cdot g_{\theta} \cdot E_s + g_{\phi} \cdot D_s + g_{\varphi} \cdot G_s \quad (6)$$

Le coefficient de transmission thermique global d'une fenêtre  $U_f$  est donné par l'équation suivante :

$$U_f = \frac{A_V U_V + A_C U_C + L_V \psi_C}{A_V + A_C} \quad (7)$$

En fonction de la position de la fenêtre et celle du soleil, Tittlein [26] a présenté 20 cas d'études pour lesquels le calcul de la tache solaire se diffère par rapport à son endroit dans la pièce. On présente le premier cas d'étude dans lequel la tache solaire est projetée seulement sur la surface du sol [26] (figure I.15) :

$$S_b = \frac{f_{abs} (L_f \cdot \cos(\alpha_s) \cdot H_f \cdot \cos(h_s))}{\sin(h_s)} \quad (8)$$

Où  $S_b$  surface de la tache solaire sur le sol de la pièce,  $f_{abs}$  valeur absolu d'un nombre,  $L_f$  largeur de la fenêtre,  $\alpha_s$  angle entre la projection du rayon solaire sur le sol et la normale à la fenêtre (opposé de l'azimut si façade sud),  $H_f$  hauteur de la fenêtre,  $h_s$  hauteur du soleil

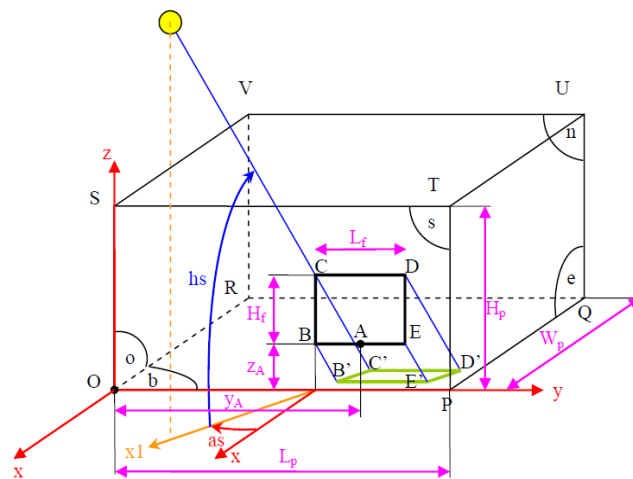


Figure I.15 : Paramétrage géométrique de la surface de la tache solaire [26].

Si nous considérons une facette (i, j) à l'intérieur de la pièce (figure I.16), située sous le niveau de la fenêtre. Le rayonnement diffus en fonction de l'angle solide  $\omega_{i,j}$  est présenté par les formules suivantes [27] :

$$\begin{cases} I_{d,90,i,j} = \omega_{i,j} \cdot \tau_b \cdot I_{d,90} & \text{pour les facettes situées sur une paroi verticale} \\ I_{d,0,i,j} = \omega_{i,j} \cdot \tau_b \cdot I_{d,0} & \text{pour les facettes situées sur une paroi horizontale} \end{cases} \quad (9)$$

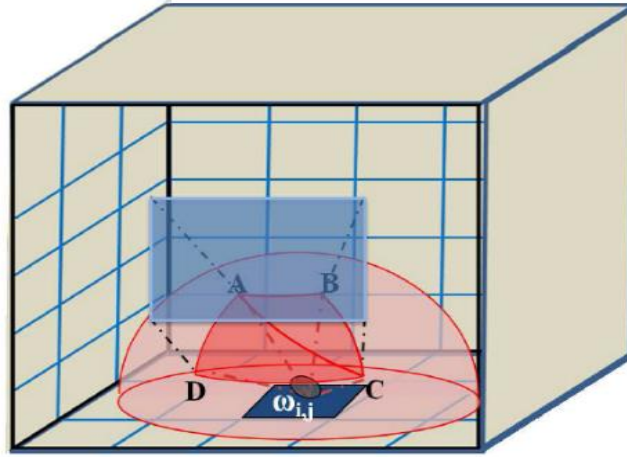
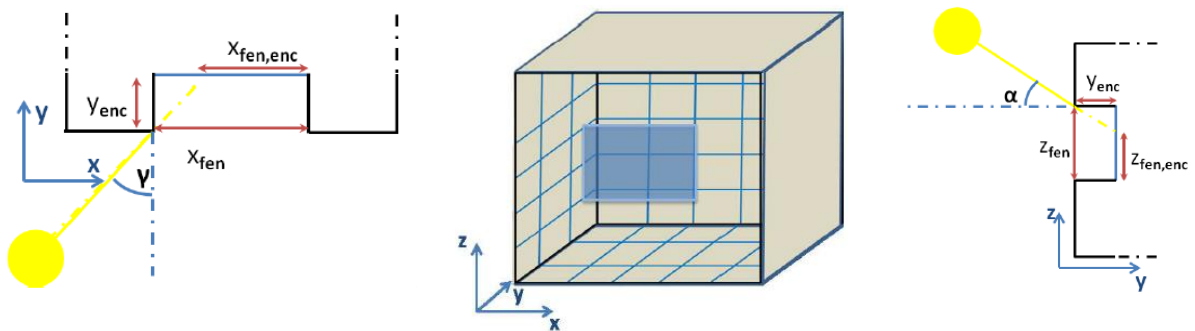


Figure I.16 Angle solide  $\omega_{i,j}$  de la fenêtre du point de vue d'une maille (i, j) [27]

Pour notre cas d'étude, la fenêtre est placée dans le mur sud de notre cellule de test. La position de la fenêtre dans le mur influence particulièrement sur la taille et la position de la tache solaire. A cet effet, la taille réelle de la fenêtre est modulée généralement en fonction de la profondeur d'encastrement et de la position du soleil [27] (voir la figure I.17) :



a) Encastrement de la fenêtre - Coupe x-y

b) géométrie de la cellule

c) Encastrement de la fenêtre - Coupe x-z

Figure I.17 : Prise en compte de l'encastrement pour le calcul de la tache solaire [27]

Les coordonnées des coins de la fenêtre non obstrués par les contours de l'encastrement sont alors données par les relations [27]:

$$\begin{cases} x_{fen,enc} = x_{fen} - y_{enc} \cdot \tan(\gamma_{sun}) \\ x_{fen,enc} = y_{fen} \\ z_{fen,enc} = z_{fen} - y_{enc} \cdot \tan(h_{sun}) \end{cases} \quad (10)$$

Afin d'éviter la surchauffe dans le bâtiment, un calcul géométrique des dimensions de la zone irradiée de la fenêtre ( $H_{f,ec}$  et  $L_{f,ec}$ ) est réalisé par [26] pour prendre en compte les protections solaires comme indique les figures I.18-20:

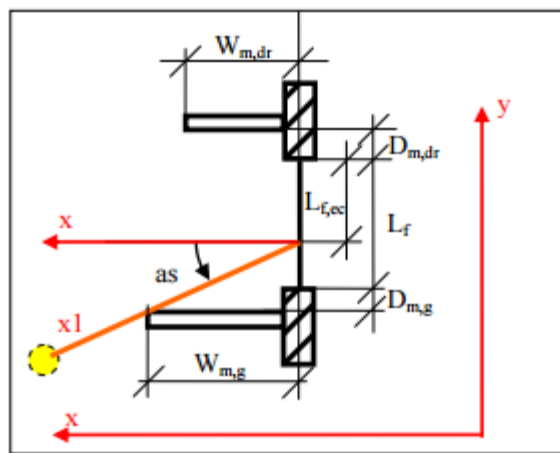


Figure I.18 : Vue de dessus d'une fenêtre protégée pour le paramétrage des masques latéraux [26]

Pour les masques latéraux, on calcule la largeur de la fenêtre éclairée par le soleil ( $L_{f,ec}$ ) en utilisant la formule suivante [24]:

$$L_{f,ec} = \begin{cases} \min(L_f, \max(0, L_f + D_{m,g} - W_{m,g} \cdot \tan(as))) \\ \min(L_f, \max(0, L_f + D_{m,dr} - W_{m,dr} \cdot \tan(as))) \end{cases} \quad (11)$$

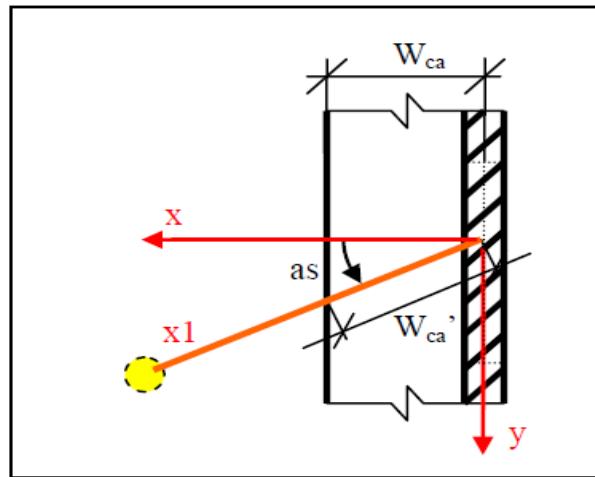


Figure I.19: Vue de dessus d'une fenêtre protégée pour le paramétrage de la casquette [26]

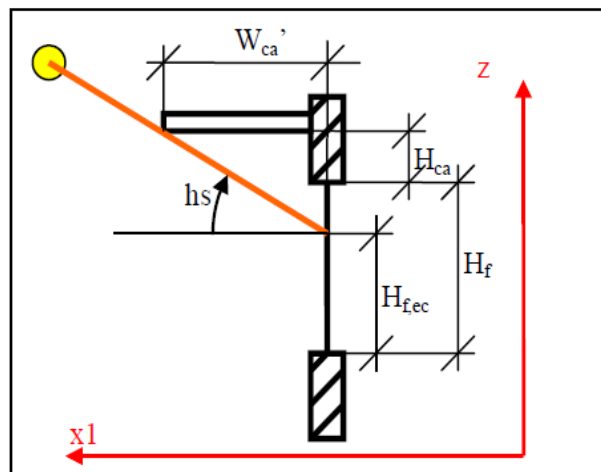


Figure I.20: Vue dans le plan d'un rayon solaire pour le calcul de la partie éclairée d'une fenêtre protégée [26]

On peut calculer la hauteur de la fenêtre éclairée ( $H_{f,ec}$ ) dans le cas d'une casquette qui peut être au-dessus de la fenêtre en utilisant la formule suivante [26]:

$$H_{f,ec} = \left( H_f, H_f + H_{ca} - W_{ca} \cdot \frac{\tan(h_s)}{\cos(a_s)} \right) \quad (12)$$

### I.7. 2 Modèles de convection naturelle:

La résolution des problèmes du transfert de chaleur par convection exigent la solution des équations de continuité, de Navier-Stokes et l'équation d'énergie, qui expriment la conservation de masse, de quantité de mouvement et d'énergie Irfan Kurtba [28] :

a-Equation de continuité :

Elle exprime la loi de conservation de la masse pour un volume de contrôle matériel. Elle s'exprime sous la forme suivante :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (13)$$

b-Equation de la quantité de mouvement :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i \quad (14)$$

c-Equation de l'énergie :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} (\rho h) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i h) = u_i \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left( K \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + \tau_{ij} \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i} \quad (15)$$

L'utilisation de l'approximation de Boussinesq consiste à considérer que les variations de la masse volumique sont négligeables aux niveaux de tous les termes des équations de quantité de mouvement ( $\rho = \rho_0$ ), sauf au niveau du terme de gravité. La variation de  $\rho$  en fonction de la température est donnée comme suit :

$$\rho = \rho_0 (1 - \beta(T - T_0)) \quad (16)$$

Avec :  $T_0$  température de référence,  $\beta$  est le coefficient d'expansion thermique à pression constante,  $\rho_0$  est la masse volumique du fluide à  $T_0$ .

La circulation d'air dans une cavité vide est généralement due à un écart de température entre les parois. Catton (1978) [29], Yang (1988) [30] et Ostrach (1988) [31] ont réalisé une synthèse sur ce sujet dont les résultats expérimentaux et de modélisations ont été présentés. D'après ces auteurs, deux types d'écoulement sont générés par les forces de flottabilité:

Le premier type d'écoulement est appelé convection conventionnelle qui se produit lorsque le gradient de densité est perpendiculaire au champ de pesanteur. C'est le cas d'une paroi verticale d'une cavité rectangulaire est chauffée et celle située en face est refroidie (différentiellement chauffé) comme indique la figure I.21 :

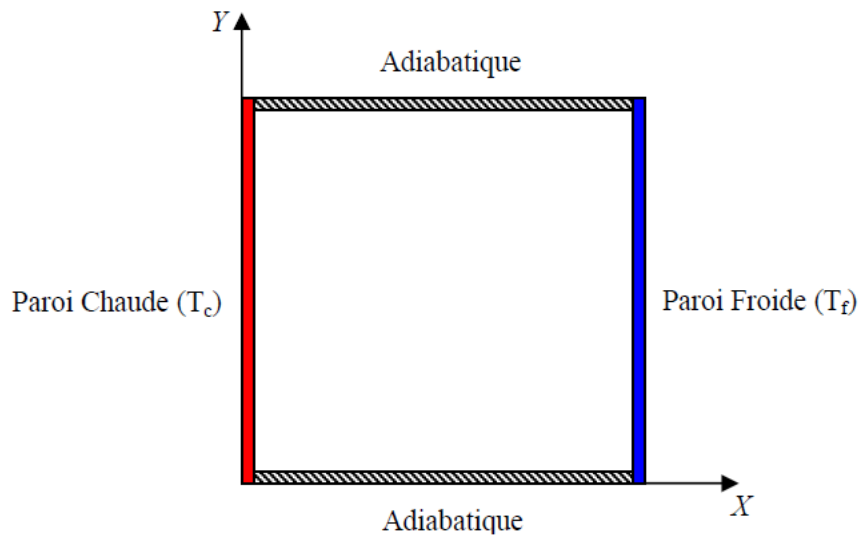


Figure I.21 : Schéma de la convection dans une enceinte avec gradient horizontal de température [32]

Plusieurs chercheurs ont étudié ce phénomène de convection tels que: **Mergui et al [33]** Ont fait une étude expérimentale sur une cavité différentiellement chauffée à une température constante pour un nombre de Rayleigh de  $1,69 \times 10^9$ . Des mesures de températures au niveau des parois permettent d'étudier la répartition de la température. Dans la partie centrale de la cavité, deux cellules secondaires de recirculation ont été observés (figure I.22).

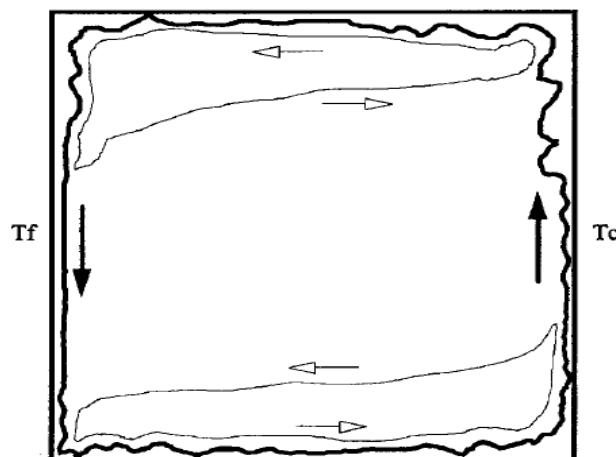


Figure I.22: Représentation de la cavité [33].

**Tian et al [34]** ont Réalisé une étude similaire pour un écoulement faiblement turbulent à  $R_{ah} = 1.58 \times 10^9$  avec des températures des parois chaude et froide de l'ordre de  $50 \text{ }^\circ\text{C}$  et  $10 \text{ }^\circ\text{C}$ , respectivement. La distribution de la température et de la vitesse ont été mesurées systématiquement à différents endroits dans la cavité (Figure I.23). La distribution de la température était presque anti-symétrique au centre de la cavité.

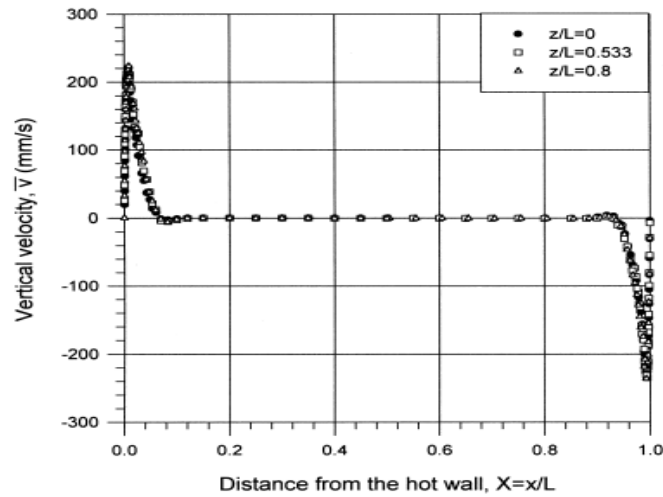


Figure I.23: Vitesse moyenne à  $Y=0.5$  et  $Z=0.0533$  et  $Z=0.8$  (Tian et Karayiannis (2000))

**Gassowski, Xin et Daube [35]** cet article présente une simulation numérique de l'écoulement de la convection naturelle dans une cavité carrée/cubique différentiellement chauffée. Une première bifurcation de structures tourbillonnaires tridimensionnelles a été observée à  $Ra = 3,2 \times 10^7$ . Les résultats montrent que l'écoulement redevient stationnaire pour des valeurs du nombre de Rayleigh plus élevées ( $Ra = 6.5$  et  $7 \times 10^7$ ) tout en conservant les structures tourbillonnaires tridimensionnelles. L'écoulement redevient instationnaire aux alentours de  $Ra = 3 \times 10^8$ .

**H.F. Oztop et I. Dagtekin [36]** ont étudié numériquement la convection mixte stationnaire dans une cavité carrée caractérisée par deux parois verticales mobiles et chauffées différentiellement. Les parois horizontales sont adiabatiques. Trois différents cas sont étudiés (figure I.24-26), dans le premier cas le mur gauche (froid) se déplace vers le haut tandis que le mur droit (chaud) se déplace vers le bas. Dans le deuxième, le mur gauche se déplace vers le bas, tandis que le mur droit se déplace vers le haut. Dans le troisième les deux murs se déplacent vers le haut. Toutes les simulations ont été réalisées avec des valeurs des nombres de Richardson ( $0.01 < Ri < 100$ ) et du nombre de Prandtl ( $Pr = 0.7$ ). Les résultats montrent pour  $Ri < 1$ , le transfert thermique est dominé par convection forcée, pour  $Ri > 1$  il est dominé par convection naturelle et pour  $Ri = 1$ , le régime est un régime mixte.



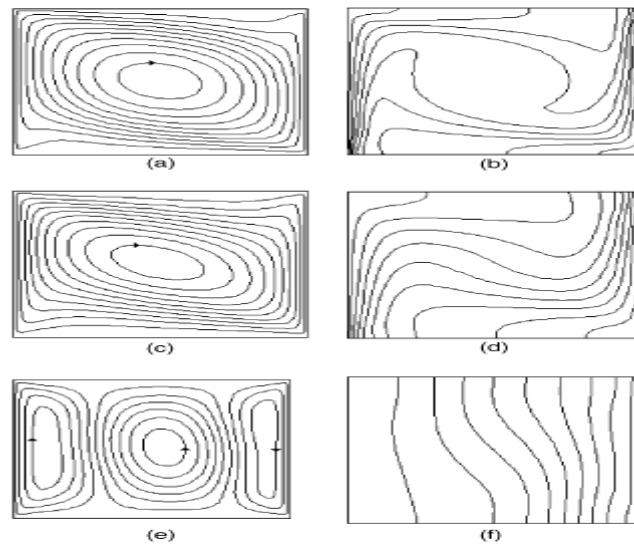


Figure I.24: Lignes de courant (à gauche) et isothermes (à droite) pour

Cas I : (a-b)  $Ri = 0.1$ , (c-d)  $Ri = 1$ , (e-f)  $Ri = 10$

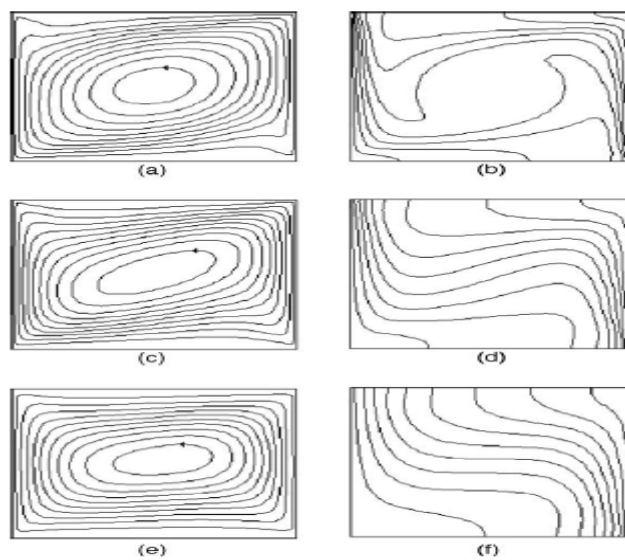


Figure I.25: Lignes de courant (à gauche) et isothermes (à droite) pour

Cas II : (a-b)  $Ri = 0.1$ , (c-d)  $Ri = 1$ , (e-f)  $Ri = 10$

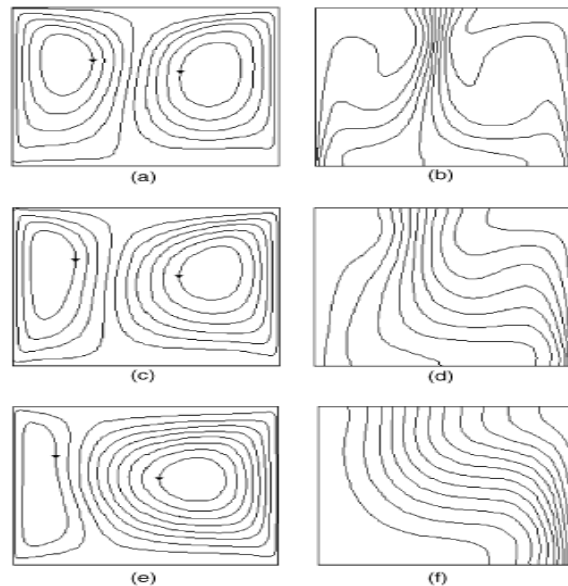


Figure I.26: Lignes de courant (à gauche) et isothermes (à droite) pour

Cas III : (a-b)  $Ri=0.1$ , (c-d)  $Ri=1$ , (e-f)  $Ri=10$

Le deuxième type d'écoulement est appelé convection instable. Ce type d'écoulement est observé quand la paroi horizontale du bas est chauffée et celle du haut est refroidie comme indique la figure I.27.

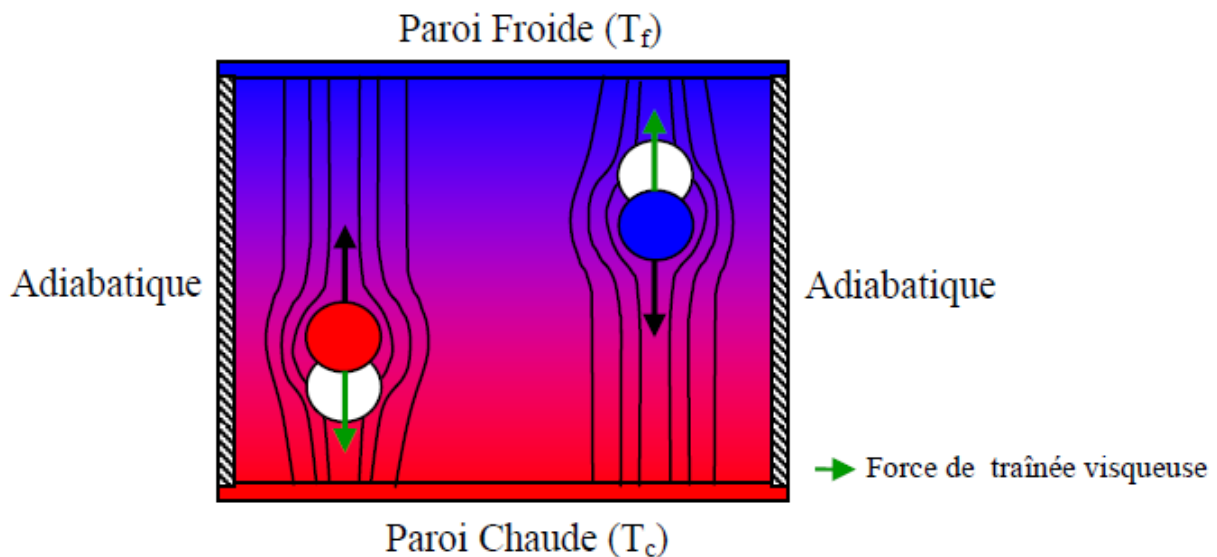


Figure I.27: Schéma représentant la force de trainée visqueuse [32]

**Chargdali et al [37]** ont étudié numériquement la convection naturelle dans une cavité carrée chauffée par le bas pour un nombre de Rayleigh inférieur à  $10^4$ . Des tourbillons ont été constatés pour des nombres de Rayleigh supérieur à  $10^4$ .

**Ganzaroli et al [38]** ont étudié la convection naturelle dans des enceintes rectangulaires chauffées par le bas et refroidies par les côtés. Le nombre de Rayleigh étudié dans cet article varie entre  $10^3$  à  $10^7$  et le rapport de forme varie de 1 à 9. Le but de cette étude est d'étudier l'effet de nombre de Rayleigh (Ra), Prandtl (Pr) et le rapport de forme sur le mouvement de fluide et sur le transport d'énergie (figure I.28). Les résultats montrent un peu d'influence de nombre de Prandtl sur le transfert de chaleur et sur l'écoulement à l'intérieur de la cavité.

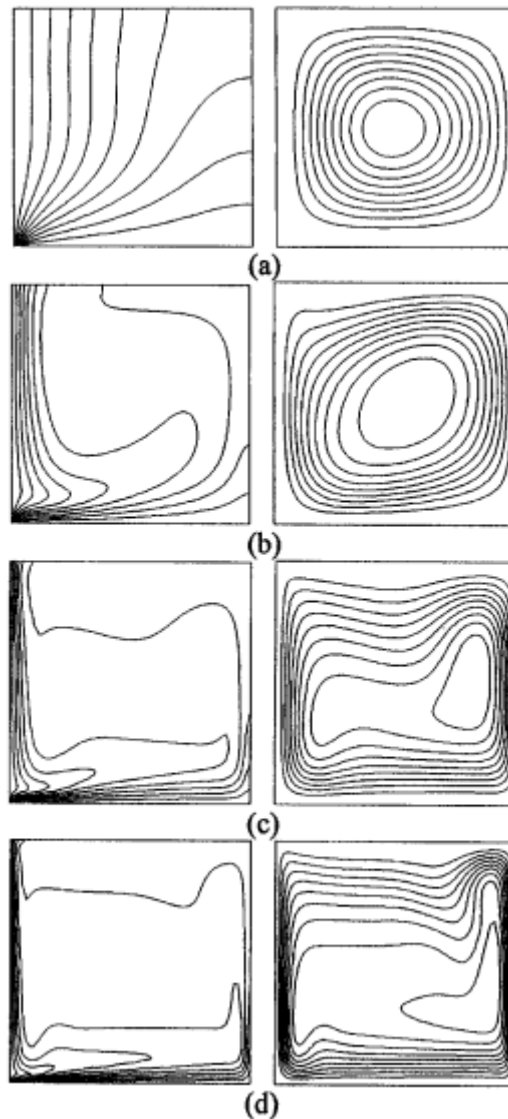


Figure I.28: Isotherme et lignes de courant pour  $Pr=7$  (a)  $Ra=10^3$ ,  $\psi_{\max} = 1.09$ ; (b)  $Ra = 10^5$ ,  $\psi_{\max} = 19.16$ ; (c)  $Ra = 10^6$ ;  $\psi_{\max} = 43.35$ ; (d)  $Ra = 10^7$   $\psi_{\max} = 75.96$

**A.Benkhelifa et al [39]** ont étudié la caractérisation dynamique par PIV-2D de la convection de type Rayleigh-Bénard pour différents écarts de température dans une cavité parallélépipédique pour un rapport de forme ( $H/L$ ) égal à 4 et un nombre de Rayleigh allant

de  $10^8$  à  $4,23 \times 10^8$  (figure I.29). Les résultats montrent l'apparition de trois rouleaux contrarotatifs. Par ailleurs, deux types de circulations secondaires ont été mis en évidence caractérisé par des petites cellules tourbillonnaires dues aux imperfections des conditions aux limites des parois non isothermes (figure I.30 ).

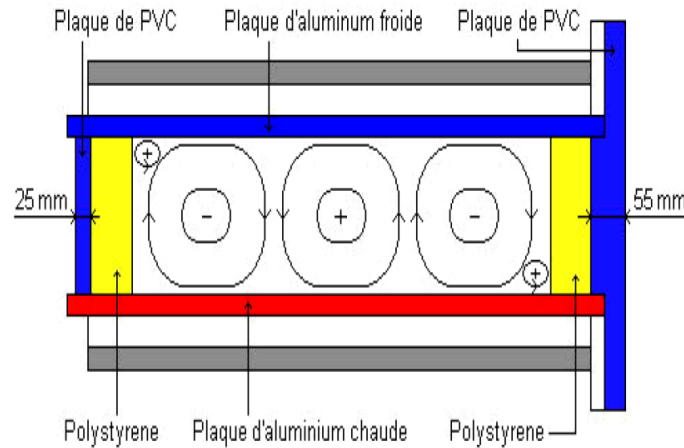


Figure I.29: Cellules de Rayleigh-Bénard obtenues dans l'expérience

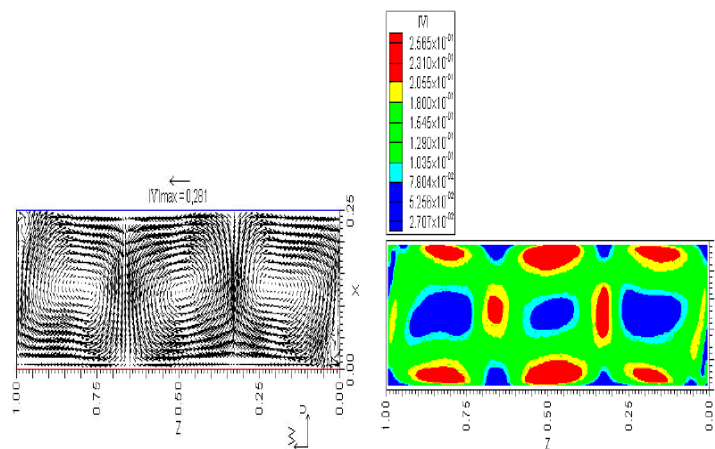


Figure I.30 : Champ de vitesse moyenne et cartographie de son module pour un écart de température  $\Delta T = 10^\circ\text{C}$  ( $Ra_H = 1,06 \times 10^8$ )

**Yang et al [40]** ont développé un modèle numérique basé sur la simulation numérique directe et sur un maillage extrêmement fin pour le cas de la convection turbulente de Rayleigh-Bénard. L'analyse a été faite pour trois nombres de Rayleigh ( $Ra = 3,80 \times 10^7$ ,  $3,08 \times 10^8$  et  $1,58 \times 10^9$ ). Les résultats montrent que les structures tourbillonnaires deviennent plus fines avec l'augmentation du nombre de Rayleigh (Figure I.31).

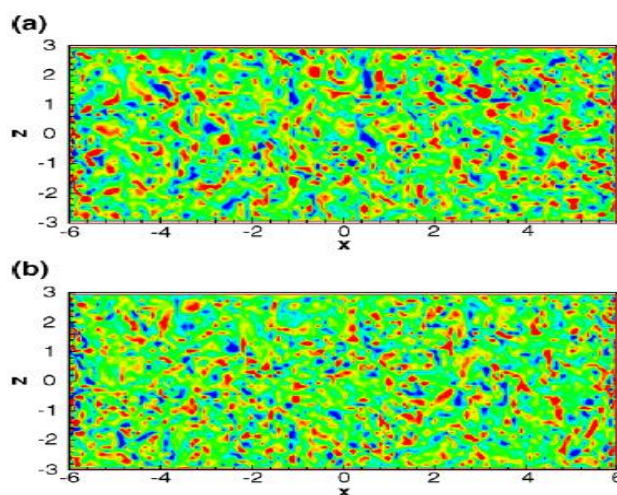


Figure I.31: Les champs verticaux dans le plan médian vertical ( $y = 0$ ) à l'instant  $t=240$  à deux nombres de Rayleigh (a)  $Ra=3.80 \times 10^7$ , (b)  $Ra=3.08 \times 10^8$ .

### **I.8 Plancher chauffant/Rafrichissant (Réversible):**

Les tuyaux utilisés dans le système de chauffage par le sol sont généralement constitués de PER, qui est en polyéthylène réticulé. En règle générale, le diamètre extérieur des tuyaux compris entre 15 et 20 mm. Un tuyau d'un diamètre interne de 16 mm aura une longueur maximale d'environ 100-120 m en raison de la chute de pression dans le tuyau. Un diamètre de tuyau plus petit donne une chute de pression plus élevée dans la conduite et donc une longueur plus courte possible du tuyau.

Cette section donne un aperçu des principaux systèmes de plancher radiant présents sur le marché. Les paramètres de conception pour chaque système peuvent être différents en fonction des caractéristiques physiques, telles que l'espacement de tube, le diamètre et la nature du matériau qui influent d'une façon significatif sur le transfert de chaleur du plancher radiant.

a-Modèle Quik Trak

Figure I.32: Modèle QuickTrak [41]

Tableau I.4: Modèle QuickTrak [41]

Matériau du panneau	Taille du panneau	Epaisseur	Espacement
Bois, Aluminium	7"x48"x1/2"	5/16"	7"

b- Modèle ULTRA-FIN

Figure I.33: Modèle Ultra-fin [41]

Tableau I.5: Modèle Ultra-fin [41]

Matériau du panneau	Taille du panneau	Epaisseur	Espacement
Ailettes en aluminium	N/A	5/8" OD	24"-36"

*c- Modèle ROTH*

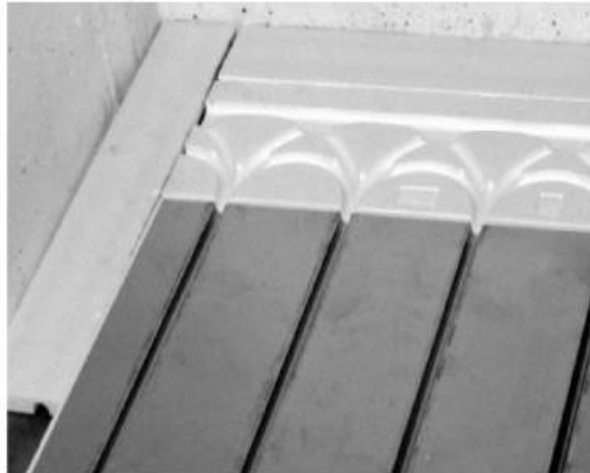


Figure I.34: Modèle Roth [41]

Tableau I.6: Modèle Roth [41]

Matériau du panneau	Taille du panneau	Epaisseur	Espacement
Aluminium et isolation EPS	24"x48", 16"x24"	3/8", 182", 5/8" OD	6"-8", 12"

*d- Modèle Thermalboard*



Figure I.35: Modèle Thermalboard [41]

Tableau I.7: Modèle Thermalboard [41]

Matériau du panneau	Taille du panneau	Epaisseur	Espacement
MDF, Aluminium	16"x48"	3/8" ID	8"

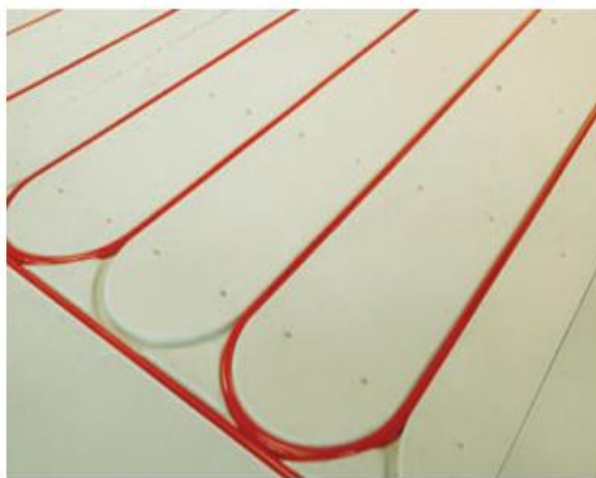
e-Modèle WARMBOARD

Figure I.36: Modèle Wrmboard [41]

Tableau I.8: Modèle Wrmboard [41]

Matériau du panneau	Taille du panneau	Epaisseur	Espacement
contre-plaqué, Aluminium	48"x96"	31/2" ID	12"

f- Modèle RAUPANEL -REHAU





Figure I.37: Modèle RAUPANEL [41]

Tableau I.9: Modèle RAUPANEL [41]

Matériau du panneau	taille du panneau	Epaisseur	Espacement
aluminium extrudé	6"x725"x0.625"	3/8"	6", 8"
	8"x48"x0.625		

La surface du plancher chauffant est subdivisé en plusieurs sous surfaces plus petites, voir la figure 40-41. Le modèle est constitué de plusieurs couches de matériaux, et comprend plusieurs paramètres importants tels que : la distance de centre à centre, l'épaisseur de la dalle, nature du matériau de revêtement de sol et l'épaisseur de l'isolation du sol.

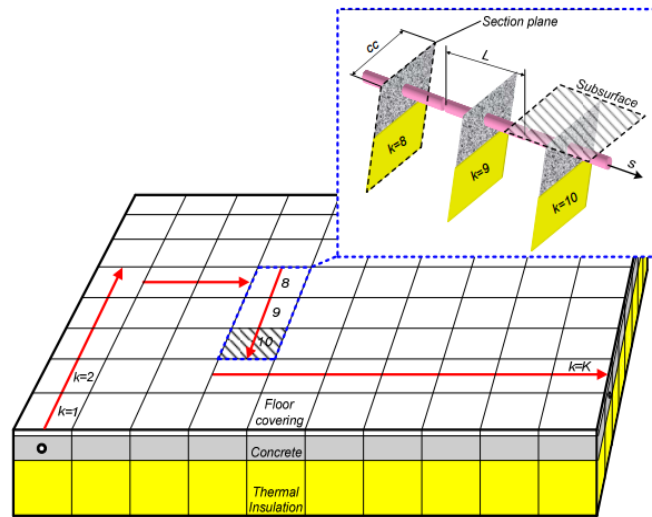


Figure I.38: Discretisation spatiale d'un plancher chauffant [42].

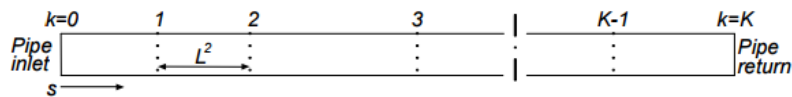


Figure I.39: segmentation du circuit ( $k =0$  à  $k=K$ ). [42].

Le plancher chauffant assure le stockage de la chaleur de manière passive par l'inertie thermique de la dalle chauffante. Pendant le processus de charge, le taux de charge du plancher chauffant est calculé par la formule suivante [41] :

$$\Delta Q = Q - Q_1 - Q_2 \tag{17}$$

Où  $Q$  est l'apport de l'eau chaude injectée au plancher chauffant,  $Q_1$  la capacité de chauffage dans la pièce et  $Q_2$  est la chaleur perdu au niveau du plancher chauffant comme indique la figure I.40.

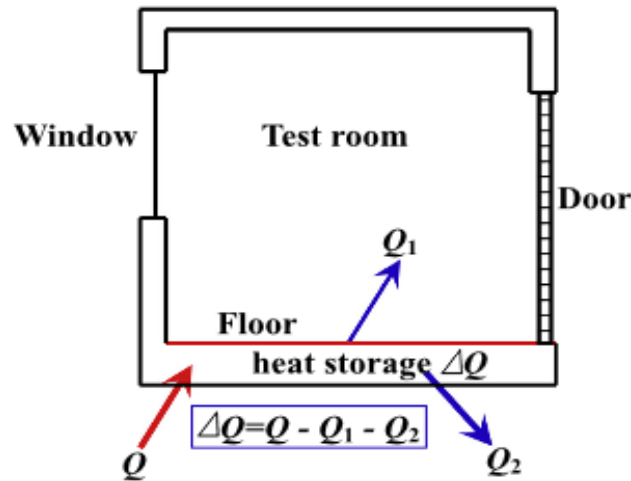


Figure I.40: Schéma de bilan thermique du plancher chauffant [43]

L'apport de l'eau chaude injectée au plancher chauffant ( $Q$ ) est calculée par :

$$Q = C_p m (t_g - t_h) \quad (18)$$

Où  $C_p$  est la chaleur spécifique de l'eau,  $m$  c'est le débit massique de l'eau,  $t_g$  et  $t_h$  sont les températures de l'eau d'alimentation et de retour d'eau, respectivement.

La capacité de chauffage dans la pièce ( $Q_1$ ) est la somme de la chaleur émise par la surface du plancher ( $Q_{1f}$ ), et la chaleur perdue par les tuyaux à l'extérieur de la structure du plancher ( $Q_{1p}$ ) :

$$Q_1 = Q_{1f} + Q_{1p} \quad (19)$$

La chaleur émise par la surface du plancher ( $Q_{1f}$ ) est calculée par :

$$Q_{1f} = h_{tot} A (t_s - t_a) \quad (20)$$

Ou  $h_{tot}$  est la somme du coefficient de transfert de chaleur par convection  $h_c$ , et le coefficient de transfert de chaleur par rayonnante  $h_r$ ,

$$h_{tot} = h_r + h_c \quad (21)$$

Le coefficient de transfert de chaleur par rayonnement est exprimé par ASHRAE

$$h_r = \varepsilon\sigma (T_s^2 + T_a^2) + (T_s + T_a) \quad (22)$$

Le coefficient de transfert convectif est calculé entre la surface du circuit hydraulique et l'air intérieur de la pièce :

$$h_c = 1.04 \cdot \left(\frac{t_w - t_a}{D}\right)^{\frac{1}{4}} \quad (23)$$

La chaleur perdue par les tuyaux à l'extérieur de la structure du plancher ( $Q_{1p}$ ) est donnée par l'équation suivante :

$$Q_{1p} = h_c A (t_w - t_a) \quad (24)$$

Où  $t_w$  et  $t_a$  sont la température de la paroi de la conduite et la température de l'air.

La chaleur perdue au niveau du plancher chauffant ( $Q_2$ ) est donnée par la formule suivante :

$$Q_2 = UA(t_{y0} + t_{out}) \quad (25)$$

où  $t_{y0}$  est la température de surface de la couche d'isolant et  $t_{out}$  est la température de l'environnement extérieur de la pièce d'essai. U est le coefficient de transfert thermique global de la couche isolante du plancher chauffant.

Plusieurs études ont été faites dans le but d'améliorer l'efficacité énergétique du plancher chauffant en faisant varier les paramètres qui influent sur le système tels que, le diamètre, l'épaisseur de la conduite et le pas. Dans une étude expérimentale, **Dongliang Zhanga et al [44]** ont étudié l'influence de l'espacement (pas de pose) des tuyaux et la température à l'entrée du plancher chauffant sur la température de l'air intérieur d'un local. Cette étude montre que la température de la surface et de l'air intérieur diminue lorsque la distance entre les tuyaux augmente. Dans une étude numérique **Dengjia Wang et al [45]** ont étudié l'influence de l'espacement, l'épaisseur du tuyau et la température de l'eau sur la chaleur stockée et dégagée par le plancher chauffant. Les résultats montrent que l'espacement entre les tuyaux a un effet important sur le temps de préchauffage, et l'épaisseur du tuyau a un effet important sur le temps de dégagement de la chaleur. Les résultats de **S. Sattariet al [46]** montrent que le diamètre de la canalisation influe à peine sur la répartition de la température de l'air intérieur.

Par contre, l'épaisseur et le type du matériau de circuit hydraulique ont un effet important sur les performances du système.

L'effet de chauffage passif sur le plancher chauffant a été étudié par plusieurs auteurs tels que, **Andreas K. Athienitis** et al [47]. Ils ont présenté dans cet article un modèle de simulation numérique permet d'étudier les performances énergétiques du plancher chauffant dans une salle d'essai exposée au gain solaire pour différents flux thermique et étudier l'influence de l'épaisseur de la dalle sur la capacité de stockage dans des conditions d'hiver ensoleillés ou nuageux. Les résultats montrent qu'un contrôle de température doit être effectué afin de parvenir à un stockage efficace des gains solaires reçu sur le plancher chauffant et maintenir un niveau de confort thermique. Dans une étude expérimentale **A. K. Athienitis et al** [48] montrent que pour un temps clair, le rayonnement solaire incident sur le plancher chauffant a provoqué une différence de température maximale de 8°C entre la surface irradiée et ombragée. Cette étude a montré qu'un rayonnement solaire incident sur une surface du sol peut entraîner une augmentation de la température du locale d'environ 15°C.

Le stockage de la chaleur par l'intégration des matériaux à changement de phase (MCP) est considéré comme une nouvelle méthode pour améliorer le système de chauffage par le plancher chauffant. **Yi Xia et al** [49] ont étudié un nouveau système de plancher chauffant double couche avec un matériau de changement de phase qui permet de stocker de l'énergie pendant la période hors pointe et l'utilisée durant la période de pointe.

Dans une étude numérique faite sous le logiciel CFD, **Khorasanizadeha al** [50], et **Hasan Karabay et al** [51] ont montré que la répartition de la température de l'air intérieur chauffé par un plancher chauffant est uniforme, cela produit un meilleur confort thermique des occupants.

La technique de rafraichissement par le plancher bas, consiste à faire circuler l'eau froide dans un circuit hydraulique noyé dans la dalle. Le confort thermique dans la période de rafraichissement est très complexe en raison de l'interaction de plusieurs variables environnementaux tels que, la température résultante sèche qui ne doit pas dépasser les 26°C [52] et la température superficielle du plancher rafraichissant comprise entre 19 et 27°C [52].

La température à l'entrée du plancher rafraichissant est un facteur influençant sur la température superficielle en représentant une limite inférieure de cette dernière. La quantité de la chaleur récupérée par l'eau froide passée dans le circuit hydraulique du plancher rafraichissant est exprimée comme suite [53] :

$$q_p = C_w G_w \varepsilon_{px} (T_{wi} - T_{px}) = W_p ((T_{wi} - T_{panel})) \quad (26)$$

Où  $c_w$  et  $G_w$  sont la chaleur spécifique et le débit massique de l'eau respectivement,  $\varepsilon_{px}$  est le coefficient global de transmission de chaleur.  $T_{wi}$  est la température d'eau à l'entrée du circuit hydraulique,  $T_{px}$  est la température moyenne de la surface du circuit hydraulique.  $W_p$  est calculé par les équations suivantes [53] :

$$W_p = \frac{(C_w G_w) \varepsilon_{panel}}{A} \quad (27)$$

$$\varepsilon_{panel} = \frac{\varepsilon_{px}}{1 + (\varepsilon_{px} C_w G_w / A C_f (\frac{1}{\eta_p} - 1))} \quad (28)$$

$$C_f = \frac{1}{R_0} + \frac{1}{R_1} \quad (29)$$

$$\eta_p = \frac{1}{w} \left\{ D + (W - D) \frac{\tanh Z}{Z} \right\} \quad (30)$$

$$Z = \frac{W - D}{2} \sqrt{\frac{C_f}{\lambda d}} \quad (31)$$

Où  $A$  est la surface du plancher rafraichissant (  $m^2$  ),  $R_0$  et  $R_1$  sont la résistance thermique des couches inférieures et supérieures du dissipateur de chaleur (  $m^2 K / W$  ) respectivement,  $h$  est le coefficient de transfert de chaleur du plancher rafraichissant (  $W / m^2 K$  ),  $\lambda$  est le coefficient de transfert de chaleur (  $W / m K$  ),  $d$  est l'épaisseur (  $m$  ),  $\eta_p$  est l'efficacité énergétique,  $w$  est le pas entre les tubes (  $m$  ),  $D$  est le diamètre de tube (  $m$  ).

Le bilan thermique à la surface du plancher rafraichissant est écrit comme suit :

$$\Phi_{surf} = \Phi_{surf.ray} + \Phi_{sur.Conv} = \Phi_{surf.Cond} \quad (32)$$

Le coefficient de transfert thermique total entre le plancher et l'air intérieur de la pièce est calculé par l'équation :

$$h_{total} = \frac{q_{total}}{T_{OP} - T_S} \quad (33)$$

Les besoins nets en énergie pour le refroidissement par mois et par secteur énergétique sont déterminés par la relation ci dessous:

$$Q_F = p_F \cdot Q_{excess,F} \quad (34)$$

Avec:  $p_F$ : la probabilité conventionnelle d'installation d'un refroidissement actif ( $p=1$ ),  $Q_{excess,F}$ , les gains de chaleur excédentaires par rapport à la température de consigne du refroidissement, en MJ.

En rafraîchissement, le risque de condensation peut se manifester sur les performances du plancher rafraichissant. En effet la température de la surface du plancher rafraichissant doit être supérieure à la température de rosé. A cet effet **Y.L. Yin, R.Z. Wang [54]** ont étudié l'effet de la condensation sur trois modèle. Il a été observé que la diminution de la température de l'eau de 16°C à 14°C augmente la condensation d'eau sur la surface du tube. Pour résoudre ce problème **Doosam Song et al [55]**, ont étudié l'effet de la ventilation déshumidificateur sur la condensation du plancher rafraichissant. Les résultats montrent que la ventilation déshumidificateur a permis de maintenir une différence constante de 2 °C ou plus entre la température superficielle du plancher rafraichissant et la température de rosé.

A cet effet plusieurs auteurs se sont intéressés sur la modélisation de la température superficielle du plancher rafraichissement tel que **Xiaozhou Wu et al [56]**, ont proposé un nouveau modèle pour calculer la température superficielle et le transfert de chaleur du plancher rafraichissant. Une étude paramétrique a été faite dans cette étude sur l'influence de la température moyenne de l'eau, le pas du circuit hydraulique et l'épaisseur de chaque couche du plancher rafraichissant sur la température superficielle. Les résultats montrent que pour diminuer la température superficielle, il faut diminuer le pas d'espacement et la température moyenne de l'eau.

L'effet de la surchauffe du plancher rafraichissant dû aux gains solaires est l'un des problèmes du plancher rafraichissant. **K. Zhao et al [57]** ont étudié l'effet du rayonnement solaire sur la capacité de rafraichissement du plancher rafraichissant. Une méthode de calcul a été proposée pour étudier l'effet des différentes valeurs d'émissivités de la surface de la paroi

sur la capacité du rafraîchissement, et l'effet de la localisation et la durée du rayonnement solaire sur la température superficielle du plancher rafraîchissant.

Plusieurs études ont été faite dans le but d'améliorer l'efficacité énergétique du plancher rafraîchissant en faisant varier les paramètres qui influent sur le système tels que, **Lun Zhang, et al [58]**. Les résultats de cette étude montrent que l'épaisseur de chaque couche du plancher rafraîchissant n'a aucun effet sur la température superficielle et le transfert de chaleur. En effet, **Xing Jin et al [59]** ont montré que la conductivité thermique du circuit hydraulique a un effet sur les performances du plancher rafraîchissant quand sa valeur est faible. Cependant, l'effet de la vitesse de l'eau n'a pas un effet significatif sur le système de rafraîchissement.

**Andrzej Odyjas** et al, [60] ont fait une étude paramétrique sur l'effet de l'espacement entre les tuyaux, type du matériau, débit d'eau et la disposition du circuit hydraulique sur la capacité de rafraîchissement du plancher rafraîchissant. Les résultats montrent que pour augmenter la capacité du plancher rafraîchissement il faut diminuer la température d'entrée, augmenté le débit d'eau et diminuer l'espacement.

Sous les conditions météorologiques de la ville de Beijing, **Qingqing Li et al, [61]** ont montré dans une étude expérimentale que la température d'entrée joue un rôle important sur les performances du plancher rafraîchissant par rapport à la vitesse de l'eau dans le circuit. Elle doit être contrôlée pour une valeur supérieure à 17 °C pour éviter le phénomène de la condensation.

### **I.9 Positionnement de l'étude**

L'état de l'art a mis en évidence un nombre relativement important des travaux concernant le comportement thermique du plancher chauffant. Les objectifs de ces travaux sont très divers et concernent soit sur les études paramétriques pour améliorer les performances énergétiques [46], soit sur les simulations CFD d'un phénomène en particulier tel que le comportement thermique dynamique de l'air intérieur [51].

Plusieurs chercheurs se sont intéressés par l'étude de l'effet du rayonnement solaire sur le comportement thermique du bâtiment tels que, **Trombe et al. [62]** Ont montré que la présence de la tache solaire dans une pièce due à l'incidence du rayonnement solaire sur la surface du sol a un impact sur le confort thermique des occupants vu la distribution non homogène du rayonnement dans la pièce. **Boukhris et al. [63]** ont analysé en se basant sur la méthode zonale l'importance de la tache solaire dans le calcul de la température radiante dans



une pièce équipée d'une grande surface vitrée orientée vers le sud sous les conditions météorologiques de la Tunisie.

Dans une étude expérimentale réalisée sur le site EDF R&D au Sud-Est de Paris (France), **Rodler et al.** [64] ont étudié l'effet de déplacement et de la surface de la tache solaire sur les températures des parois horizontales, la température du sol et la température de l'air intérieur pour deux périodes d'une semaine environ, en mi-saison et en été. Les résultats expérimentaux ont été validés par un modèle numérique en 3D. **Tittlein [26]** a présenté 20 cas d'études pour lesquels le calcul de la tache solaire se diffère par rapport à son endroit et comparer les besoins en chauffage par rapport au pourcentage du rayonnement solaire incident sur le sol.

La valeur ajoutée de la présente étude par rapport aux travaux existants réside tout d'abord de prendre en considération l'effet de la tache solaire dans le cas d'une pièce équipée d'un plancher chauffant dans le contexte Algérien. Le nombre important de paramètres considérés (étude en trois dimensions, Une étude paramétrique en fonction de la date, lieu géographique, l'orientation de la pièce, l'emplacement et la surface de la fenêtre, etc...) contribue également à l'originalité de l'étude.

La plupart des modèles existants en thermique du bâtiment ne prennent pas en compte l'impact de l'évolution de la tache solaire sur un plancher chauffant. Prenant l'exemple de **Khorasanizadeha et al [50]** et **H.Karabay al [51]** en négligeant l'effet de la tache solaire, ils ont montré que la répartition de la température dans le système de chauffage par le plancher chauffant est uniforme, cela produit un meilleur confort thermique des occupants.

A cet effet nous proposons une méthode pour simuler le déplacement de la tache solaire sur le plancher chauffant et évaluer son apport de température sous les conditions météorologiques de la ville d'Oran (Algérie).

On s'intéresse dans la deuxième partie, à l'analyse du confort thermique dans une cellule expérimentale rafraîchit par un plancher rafraîchissant couplé à un système géothermique, composé de deux citernes enterrées branchées en parallèle sous les conditions météorologiques de la ville d'Oran. A cet effet nous suivons l'évolution des températures (température de l'air intérieur, température entrée et superficielle du plancher) en veillant au respect du confort thermique par le suivi de la température et à la prévention du risque de condensation du plancher rafraîchissant. Une simulation numérique est réalisée sous le logiciel TRNSYS dont le but de valider les résultats expérimentaux.

Aucune étude expérimentale ou numérique sur l'étude du confort thermique d'un plancher rafraichissant couplé à des citernes enterrées n'a été publiée pour le contexte Magrébin. Le nombre important des paramètres mesurés (température de l'air intérieur, température entrée et superficielle du plancher) contribue également à évaluer les performances énergétiques de ce type de plancher rafraichissant.

**Conclusion:**

Dans ce chapitre, nous nous sommes attachés à introduire le contexte de notre travail qui se ramène au comportement thermique d'un bâtiment chauffé ou rafraichi par un plancher réversible. Une description générale de ces derniers ainsi que des transferts thermiques correspondants ont été présenté.

Nous avons ensuite présenté une recherche bibliographique sur les différents travaux sur le comportement thermique de l'air intérieur et sur le plancher réversible. La littérature est très riche dans ce domaine et beaucoup de recherches, qu'elles soient numériques ou expérimentales, se sont consacrées à améliorer le niveau du confort thermique en utilisant les systèmes énergétiques renouvelables.

## **Chapitre II**

# **Approche expérimentale**

## II.1 Introduction

La construction de la cellule expérimentale rentre dans le cadre d'un projet Franco-Algérien dirigé par le professeur A. Mokhtari du laboratoire de Thermique de l'institut de Génie Civil, Université des Sciences et de la Technologie Mohamed Boudiaf d'Oran USTO(Algérie) et le professeur G. Achard du laboratoire de Génie Civil et Environnement de l'Université de Savoie (France).

Dans ce projet, nous proposons de contribuer à développer les concepts de systèmes énergétiques renouvelables pour répondre aux besoins de conditionnement climatiques (chauffage/rafraîchissement) des bâtiments dans les conditions climatiques de la ville d'Oran (figure II. 1). Le projet traite plusieurs thèmes de recherches tels que :

- Etude numérique d'une citerne d'eau enterrée dans le sol, couplé à un plancher hydraulique pour optimiser les besoins en rafraîchissement du bâtiment.
- Etude expérimentales de l'efficacité énergétique des différents systèmes géothermiques (échangeur air/sol, citerne d'eau) couplés à un local : mesures de températures et de flux énergétique à différents points sensibles du système.
- Etude expérimentale et numérique de l'efficacité énergétique du plancher solaire directe.

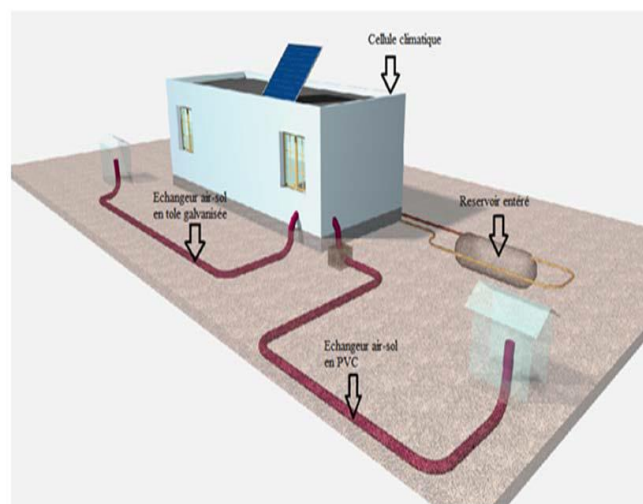


Figure II.1 : Vue en 3d de la cellule expérimentale

## **II.2 Études antérieurs réalisées au sein de la cellule d'essai**

En 1997 H. Kazeoui [65] a exploité la cellule, tout en étudiant le système du plancher solaire direct. L'influence de ce genre de système couplé à un capteur solaire thermique a pu être déterminé du point de vue conditionnement climatique, afin de projeter cette étude sur les locaux se situant dans la région Maghrébine.

Dans la même année, Y. Boukezzi [66] a pu valoriser le système du plancher solaire direct dans une version réversible où elle a étudié le potentiel de rafraîchissement des bâtiments en utilisant le circuit hydraulique, tout en débranchant le capteur solaire, afin de permettre le rafraîchissement de la cellule par l'eau de ville.

S. Menhoudj [67] a exploité lui aussi la cellule d'essai et l'instrumentation projetées dans cette dernière afin d'étudier les performances énergétiques d'un plancher solaire direct.

Une étude expérimentale a été faite par Tennah [68] de l'efficacité énergétique d'un système géothermique représentant un échangeur air / sol pour le besoin de ventilation d'un local. Le dispositif est composé de deux conduits d'air enterrés à deux mètres de profondeur dans le sol dont l'un en Zinc et l'autre en P.V.C chacun séparés et pris dans les mêmes conditions géométriques et d'enterrement dans le sol (Longueur de conduit égale à 20 m, Diamètre nominal de section égal à 125 mm et Hauteur d'enterrement égale à 2m). L'instrumentation mise en place pour mesurer la température à différentes positions pour chaque conduit: température de l'air à l'entrée et la sortie; température du sol.

Un suivi expérimental de l'efficacité énergétique d'un système de stockage saisonnier constitué d'une citerne enterrée a été réalisé durant deux années en profitant du contexte d'un projet opérationnel réalisé par le laboratoire de thermique au département de Génie Civil dans le cadre de la thèse de magister de Gacem [69]. L'instrumentation mise en place et les relevés périodiques effectués ont permis un suivi complet de l'évolution de l'état thermique local du sol, de la citerne et de la cellule d'essai au cours du temps.

Un projet de thèse en cours suivi par S. Menhoudj sur une étude expérimentales de l'efficacité énergétique de deux différents systèmes géothermiques (échangeur air/sol, citerne d'eau) couplés à la cellule expérimentale.

La valeur ajoutée de la présente étude par rapport aux travaux existants réside tout d'abord de prendre en considération l'effet de la tache solaire sur le comportement thermique du plancher

chauffant et sur le comportement thermique dynamique de l'air intérieur. Le nombre important des paramètres étudiés contribue également à l'originalité de l'étude.

Vu les résultats trouvés par Gacem [69], nous avons opté un nouveau dispositif afin d'optimiser les performances énergétiques du plancher rafraichissant. Deux citernes enterrées branchées en parallèle couplées au plancher rafraichissant ont été étudiées dans cette thèse. Nous suivons l'évolution des températures (température de l'air intérieur, température entrée et superficielle du plancher) en veillant au respect du confort thermique par le suivi de la température et à la prévention du risque de condensation du plancher rafraichissant. Une simulation numérique a été faite afin d'étudier le comportement thermique dynamique de l'air intérieur et du plancher rafraichissant.

### II.3 Description de la cellule

#### II.3.1. Localisation de la cellule

La cellule expérimentale est située au niveau de l'institut de Génie Civil IGCMO de l'université des sciences et de la technologie, Mohamed Boudiaf, dans la commune d'Es-Sénia wilaya d'Oran. Es-sénia est située à 35.65° Nord latitude, 0.62° Ouest longitude (figure II.2) et environ 105 mètre altitude au-dessus du niveau de la mer, ayant environ 68 084 résidents.



Figure II.2 : Situation géographique de la région d'étude [69].

#### II.3.2. Description physique de la cellule

La cellule prend une surface de 40 m<sup>2</sup> orientée vers le Nord-Sud, elle se compose de deux locaux semblables, local A équipé par un circuit hydraulique, et local B est utilisé comme local technique (témoin) abritant tous les équipements nécessaires pour le système de mesure

avec les dimensions intérieures de 4,7 m de longueur, de 3,7 m de largeur et la hauteur est de 2,8 m (figure. II.3).

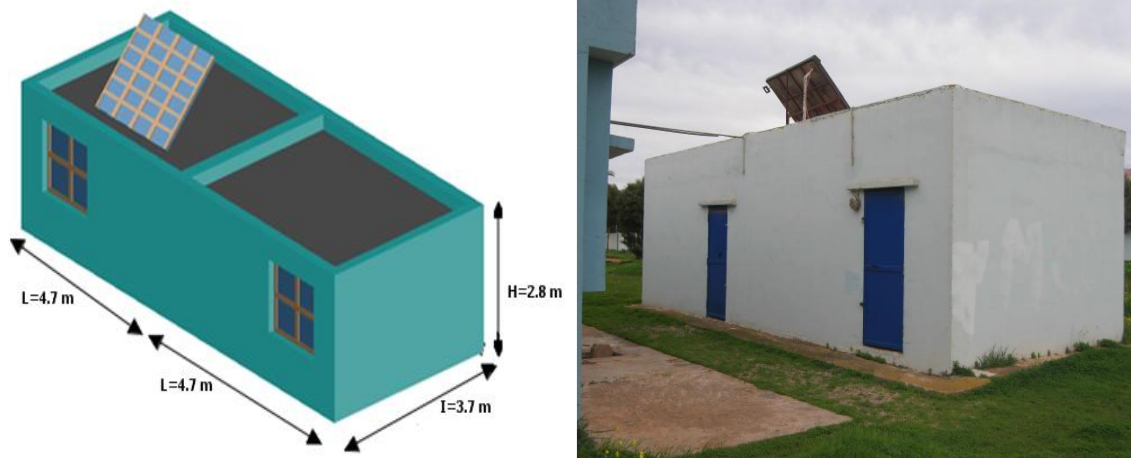


Figure II.3 : Présentation de la cellule expérimentale [67].

#### II.3.2.1. Composition des parois verticales

La construction de la cellule d'essai a été faite pour être considérée comme une construction isolée, les parois ayant une épaisseur de 25 cm, elles sont composées des couches suivantes citées de l'extérieur vers l'intérieur (figure II.4) :

- 1 - Enduit de ciment d'épaisseur 1 cm.
- 2 - Brique première paroi d'épaisseur 10 cm.
- 3 - Isolation en polystyrène d'épaisseur 3.2 cm.
- 4 - Brique deuxième paroi d'épaisseur 10 cm.
- 5 - Enduit de plâtre d'épaisseur 1 cm.

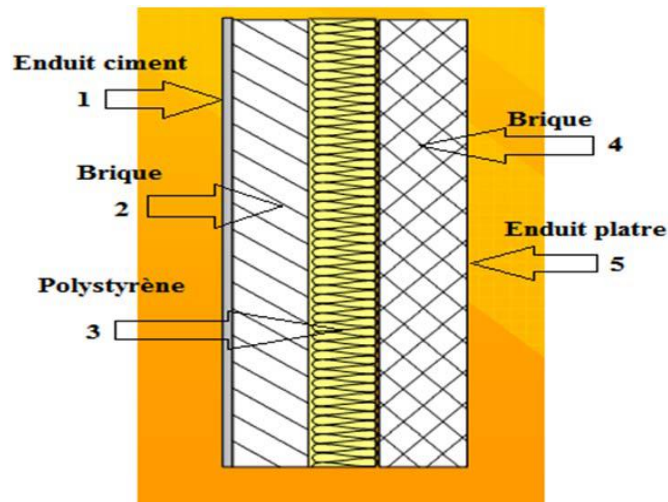


Figure II.4 : Composition des parois latérales de la cellule. [69]

### II.3.2.2. Composition des planchers (haut, bas)

Le plancher terrasse se compose de (figure II.5) :

- 1 - Étanchéité d'épaisseur 3 cm.
- 2 - Forme de pente d'épaisseur 2 cm.
- 3 - Isolation d'épaisseur 2 cm.
- 4 - Plancher en corps creux (corps creux + dalle de compression) d'épaisseur (16+ 4) cm
- 5 - Enduit de plâtre d'épaisseur 1,5 cm.

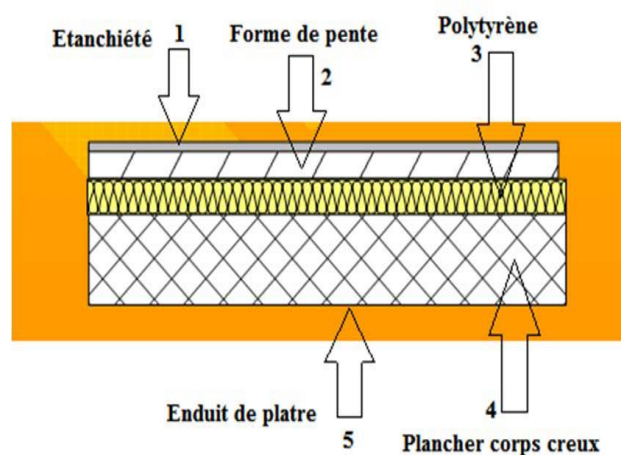


Figure II.5 : Composition du plancher terrasse de la cellule d'essai. [69]

La composition du plancher bas de la cellule est donnée dans le tableau ci-dessous :



Tableau II. 1: Caractéristiques du plancher réversible de la cellule d'essai.

Composition	Épaisseur(m)	Conductivité $\lambda$ (W/m <sup>°</sup> K)	Masse volumique $\rho$ (Kg/m <sup>3</sup> )	Capacité cp (J/Kg <sup>°</sup> C)
Revêtement en gerflex	0.003	0.31	1190	1046
Dallage	0.10	0.75	2450	920
Chappe	0.10	1.75	2450	920
Isolant	0.04	0.038	20	1450

le circuit hydraulique est en PER (polyéthylène réticulé) en deux boucles avec un diamètre de 18 mm. L'espace entre tubes au niveau du plancher est égal à 20 cm. les tubes sont posés sur un treillis soudé posé sur l'isolant, noyés dans une dalle de 10 cm d'épaisseur (voir figure. II.6)

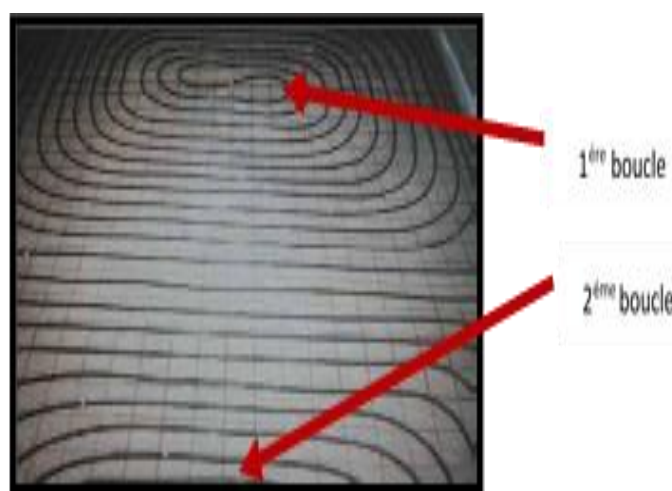


Figure II.6 : Circuit hydraulique utilisé dans la cellule. [67]

## **II. 4 Systèmes énergétiques couplés à la cellule**

### **II 4.1 Citernes enterré**

Ce système géothermique est composé de deux citernes en acier tôle galvanisée de forme cylindrique enterrées dans le sol à une faible profondeur de 2 m du sol. Chacun d'eux comporte une dimension de 2 m de longueur, 1.2 m de diamètre, 2mm d'épaisseur de la tôle galvanisée et un volume total de 2 m<sup>3</sup> muni d'une jauge pour contrôler le niveau d'eau comme indique la figure. II.7:

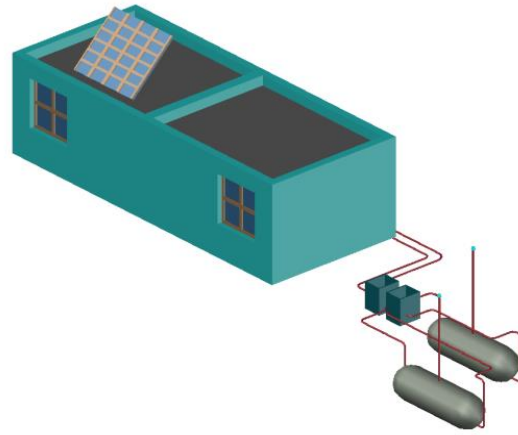


Figure II.7 : Vue en plan de la citerne.

La réalisation de la fouille a été faite à l'aide de la pelle hydraulique (figure II.8) avec les dimensions suivantes :

- 1- Longueur de la fouille: 2,4 m.
- 2- Largeur de la fouille: 2,00 m.
- 3- Profondeur de la fouille: 2 m.



Figure II.8 : Réalisation de la fouille.

Les citernes ayant chacun d'eux deux points de puisage, un situé en haut pour le retour de l'eau, et le deuxième situé en bas de la citerne pour le départ. Le circuit de distribution utilisé dans le système géothermique est de polyéthylène réticulé de diamètre  $D=20\text{mm}$  (Figure II.9), avec une longueur (aller-retour) au plancher de 28 m enterré à une profondeur de 40 cm (Figure II.9). Le raccordement entre les deux citernes se fait par deux regards (Figure II.10)

afin de contrôler le fonctionnement des citernes. Chaque regard comporte deux vannes (V1, V2) pour le circuit allé de l'eau et (V3, V4) pour le circuit retour de l'eau.

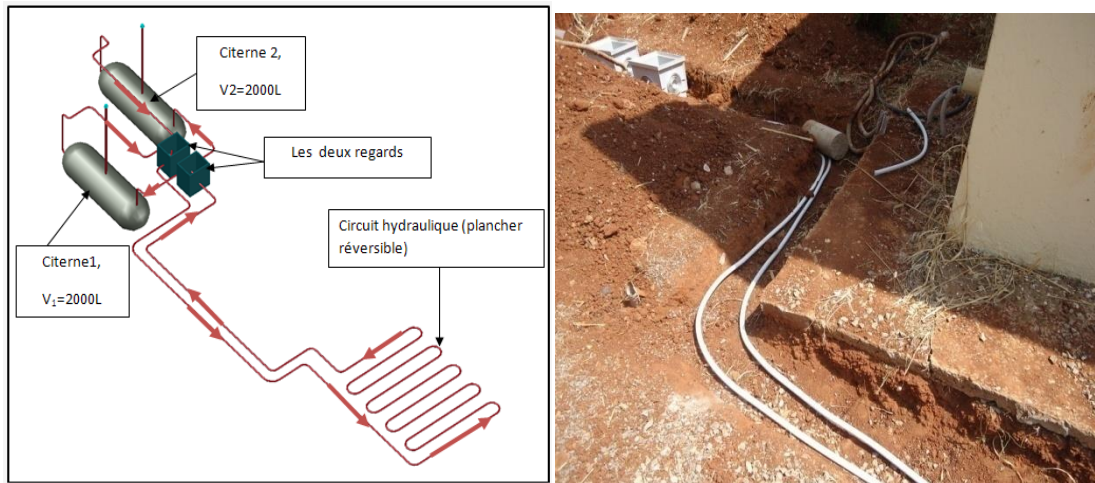


Figure II.9 : Raccordement de deux citernes au plancher rafraichissant.

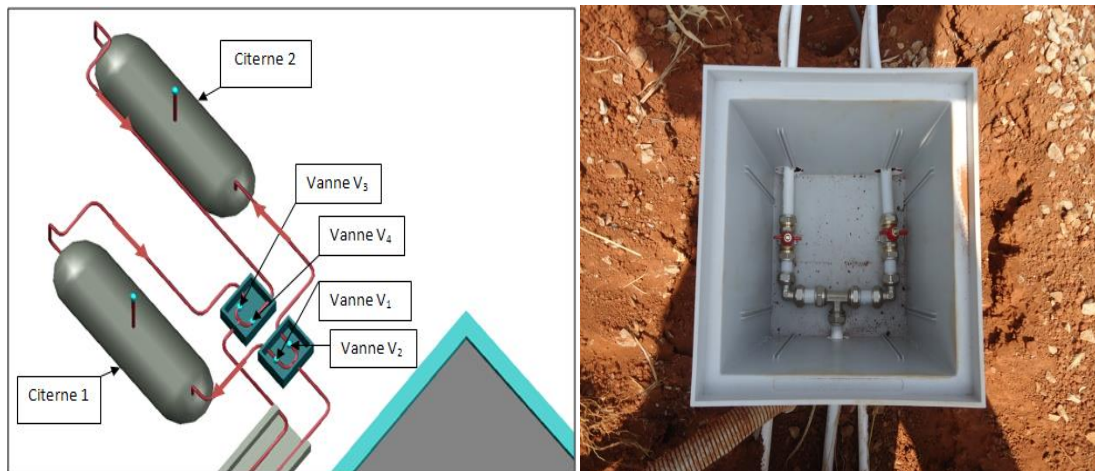


Figure II.10 : Raccordement des deux citernes par les regards.

## II. 4.2 Système solaire

### II. 4.2.1 Capteur solaire thermique

Le type du capteur solaire utilisé dans la cellule expérimentale est un capteur plan vitré d'une surface de  $4.6 \text{ m}^2$  avec une inclinaison de  $45^\circ$  et orienté vers le Sud. (Figure II.11). Le capteur peut alimenter le plancher chauffant pour les besoins en chauffage.



Figure II.11 : Capteur solaire thermique vitré [69].

#### II. 4.2.2 Module de transfert hydraulique

Il contrôle le fonctionnement du système, il comporte les organes suivants (figure II.12) :

- 1- Un manomètre pour mesurer la pression de l'eau
- 2- deux pompes de circulation, une pour le plancher solaire direct et la deuxième pour le ballon d'eau chaude sanitaire
- 3- un vase d'expansion qui permet de compenser la dilatation thermique du fluide
- 4- Table de commande.
- 5- Alimentation électrique.

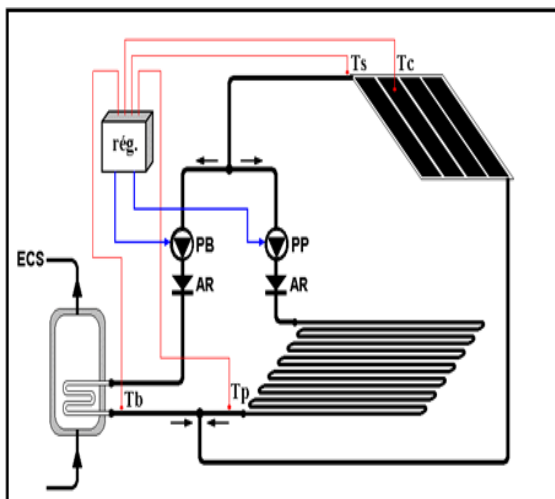


Figure II.12 : Présentation du module de transfert hydraulique [69].



## **II.5. Système de raccordement entre les citernes/ capteur solaire et le circuit hydraulique**

Le raccordement entre les deux citernes et le plancher rafraichissant ou bien entre le capteur solaire et le plancher chauffant se fait par l'intermédiaire des collecteurs (figure II.13) qui permettent d'ouvrir ou de fermer la circulation du fluide exercé par une pompe de circulation SALMSON (figure II.14 ).



Figure II.13 : Collecteur de raccordement avec le circuit hydraulique [69].



Figure II.14 : Pompe de circulation TYPE SALMSON [69].

## **II. 6. Système de mesure**

### **II. 6.1 Capteurs de températures**

Les capteurs de température utilisés dans l'étude expérimentale sont des thermocouples de type K (figure II.15).



Figure II.15 : Thermocouples type K utilisés dans la cellule [69].

### II. 6.2 Station météorologique :

La cellule expérimentale est équipée par une station de mesure des conditions météorologiques composée d'un anémomètre, une girouette, pluviomètre et une mini station météorologique type OREGON (figure II.16 ). Elle peut mesurer les paramètres suivants (figure II.17) :

- 1-La température de l'air extérieur.
- 2-L'humidité relative.
- 3-La vitesse et la direction du vent.
- 4-La pression atmosphérique.
- 5-La Pluviométrie.



Figure II.16 : Dispositif de mesure de l'hygrométrie [69].

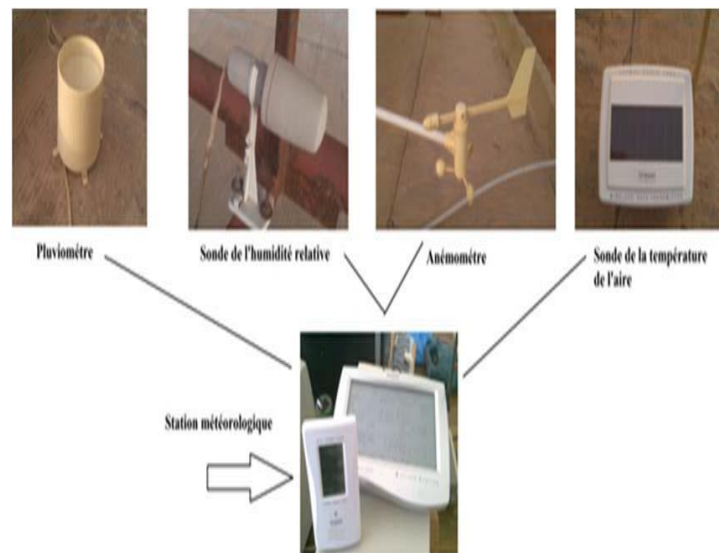


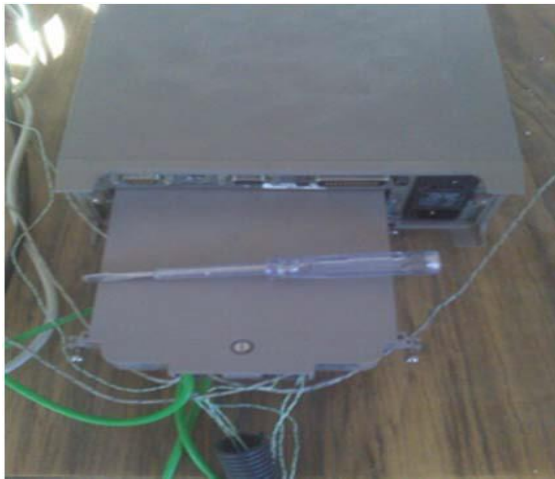
Figure II.17 : Station météorologique [69].

### II. 6.3 Acquisition des données :

La cellule expérimentale est dotée par une chaîne d'acquisition de type KEITHELEY (figure II.18) pour exploiter les mesures de températures à différentes positions. Elle comporte deux slots (figure II.19) et chacun d'eux contient 25 canaux de mesures (figure II.19).



Figure II.18: Chaîne d'acquisition des données type KEITHELEY [69].



a) Vue du slot de la chaîne d'acquisition.



b) Vue des canaux de mesures dans le slot

Figure II.19 : Emplacement des thermocouples dans la chaîne d'acquisition [69].

#### II. 6.4 Enregistrement des données

L'affichage des mesures de la station météorologique et de la chaîne d'acquisition se fait par le biais de deux postes d'enregistrement (figure II.20).



Figure II.20 : Postes d'enregistrement des données [69].

#### II. 7 Emplacement des capteurs de température

- ✓ Un thermocouple est installé au niveau du capteur pour suivre l'évolution de la température du fluide caloporteur.
- ✓ Un thermocouple est installé à la surface du plancher chauffant/rafraichissant.





Figure 21 : Emplacement des thermocouples dans le circuit hydraulique [69].

- ✓ Deux autres capteurs sont placés à l'entrée et à la sortie du circuit hydraulique:



Figure II.22 : Emplacement des thermocouples à l'entrée et à la sortie de circuit hydraulique.

- ✓ Plusieurs thermocouples ont été installés dans la cellule à différentes positions (Hauteur de 1.4m) afin d'étudier la répartition de la température de l'air intérieur durant la période de chauffage et de rafraîchissement (voir la figure II.23).

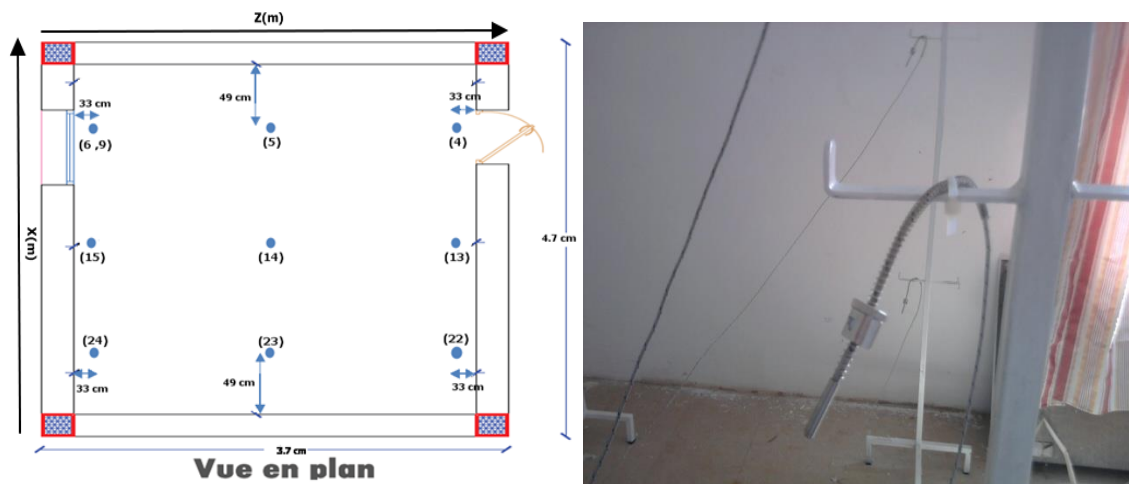


Figure II.23 : Présentation des points de mesure de l'air intérieur.

## II. 8 Conclusion

La plate-forme expérimentale de l'IGCMO a été présentée dans ce chapitre. La plate-forme est alors opérationnelle pour tester les systèmes solaire et géothermique couplés à un circuit hydraulique noyé dans la dalle. Les résultats obtenus expérimentalement vont permettre de valider les modèles numériques proposés.

## **Chapitre III**

# **Approche numérique**

### III.1 Introduction

La première partie de cette étude est menée à l'aide du code de calcul FLUENT basé sur la méthode des volumes finis dont le maillage est assuré par le logiciel GAMBIT. Ce dernier permet de créer la géométrie et le maillage correspondant au cas de notre étude et identifier les conditions aux limites (Figure III.1): Les six frontières sont considérées comme des parois de type (Wall). Le logiciel FLUENT permet de modéliser des phénomènes physiques avec des écoulements de fluide, compressibles ou incompressibles pour un régime stationnaire ou instationnaire tenant compte du rayonnement et de la turbulence.

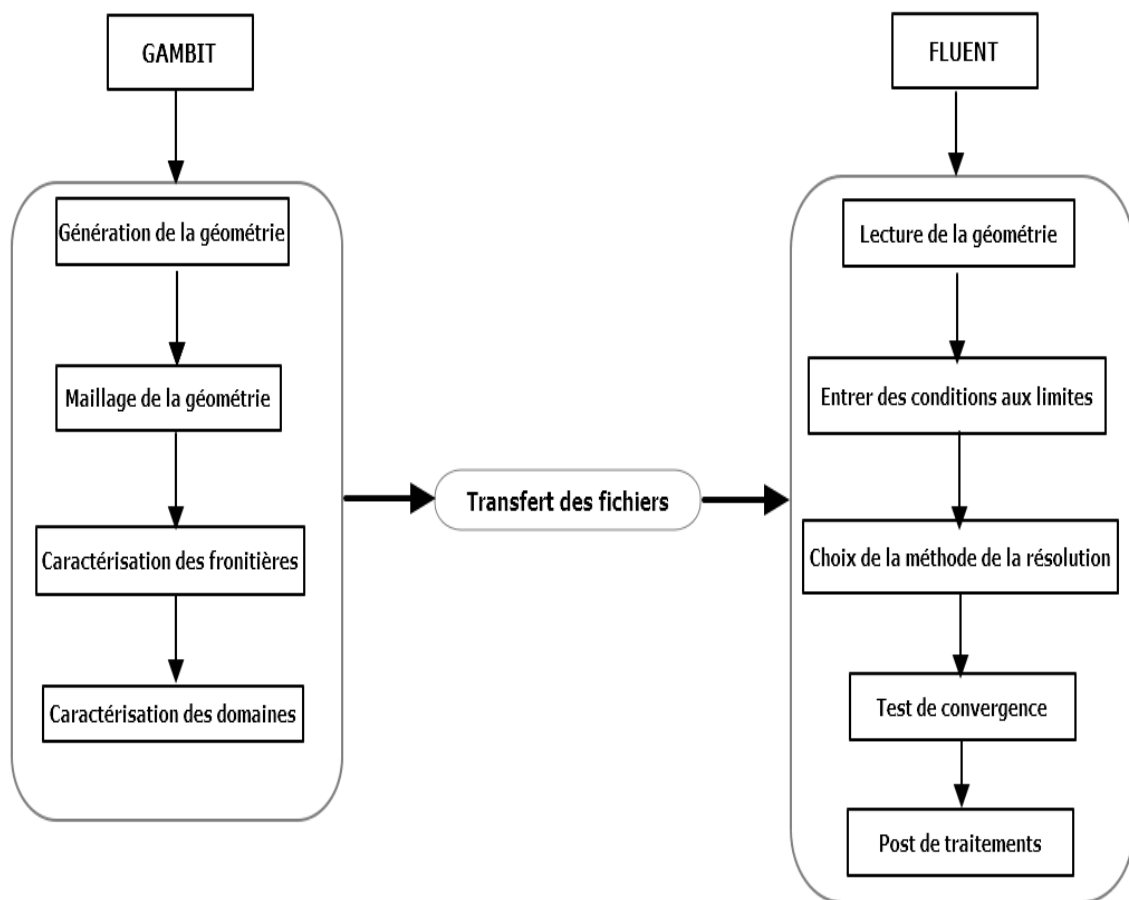


Figure III.1 : Illustration des étapes de simulation sur GAMBI-FLUENT

Dans la deuxième partie, une étude est effectuée par le logiciel TRNSYS afin de modéliser la structure de la cellule expérimentale, les équipements thermiques et la validation des résultats expérimentaux. Ce logiciel est basé sur l'approche par schéma bloc qui facilite de décomposer des problèmes complexes en plusieurs problèmes simples dans un environnement ouvert permettant de rajouter de nouveaux composants et concepts. A la fin une méthode de couplage entre les deux logiciels a été présentée dans le but de valoriser les résultats obtenus par les deux logiciels.

## III.2 Simulation sous GAMBIT-FLUENT

### III.2.1 Mise en œuvre numérique

La mise en œuvre de la simulation numérique avec GAMBIT-FLUENT impose de suivre un certain nombre d'étapes détaillées ci-dessous :

#### **GAMBIT :**

1. Créer la configuration géométrique et générer le maillage.
2. Identifier les conditions aux limites et le domaine.
3. exporter le maillage pour le traiter avec FLUENT.

#### **FLUENT :**

4. Lancer le solveur approprié pour la modélisation en deux ou trois dimensions.
5. Importer le maillage.
6. Sélectionner les modèles physiques.
7. Définir les propriétés des matériaux.
8. Définir les conditions de calcul.
9. Définir les conditions aux limites.
10. Fournir une solution initiale.
11. Régler les paramètres du solveur.
12. Régler les moniteurs de convergence.
13. Exporter les résultats.

### III.2.2 Formulation mathématique du problème

Les équations régissant l'écoulement sont les équations de conservation de la masse (35), de la quantité de mouvement (36) ainsi que l'équation de conservation de l'énergie (37):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (35)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i \quad (36)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} (\rho h) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i h) = u_i \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left( K \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + \tau_{ij} \frac{\partial \tau_i}{\partial x_i} \quad (37)$$

### III.2.3. Les différents types des modèles de turbulence

#### a-Modèle k-ε

Le modèle k-ε standard est basé sur le concept bousinesq :

$$-\rho \overline{u_i u_j} = 2\mu_t s_{ij} - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (38)$$

$s_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\delta u_i}{\delta x_j} \frac{\delta u_j}{\delta x_i} \right)$  : est le tenseur de Reynolds.

$\mu_t = \rho \nu_t = \rho c_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$  : la viscosité turbulente.

avec  $c_\mu = 0.09$ .

L'énergie cinétique turbulente est définie par :

$$K = \frac{1}{2} \overline{u_i u_i} = \frac{1}{2} (\overline{u_1^2 + u_2^2 + u_3^2}) \quad (39)$$

Le taux de dissipation ε de l'énergie cinétique k est donné par :

$$\varepsilon = \nu \overline{\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}} \quad (40)$$

#### a.1 Equation de transport de l'énergie cinétique turbulente k :

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k \overline{U_i})}_1 = \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]}_2 + \underbrace{G_k}_3 - \underbrace{\rho \varepsilon}_4 \quad (41)$$

1 : terme convectif

2 : terme diffusif

3 : taux de production

4 : taux de dissipation

### a.2 Equation de transport du taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente $\varepsilon$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \varepsilon \bar{U}_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (42)$$

Le terme de production  $G_k$  est donné par :

$$G_k = -\rho \bar{u}_i \bar{u}_j \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} = \rho v_t \left( \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} \quad (43)$$

### a.3 Coefficients du modèle k- $\varepsilon$

Les constantes du modèle, données par Launder et Spalding (1974) sont présentées dans le tableau III.1 :

Tableau III.1 : valeurs des constantes du modèle k- $\varepsilon$

$C_\mu$	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	$\sigma_k$	$\sigma_\varepsilon$
<b>0.09</b>	1.44	1.92	1	1.3

### b- Modèle RNG k- $\varepsilon$ :

Le modèle RNG, développé par le groupe de renormalisation [Yakhot & Smith, 1992] consiste en une estimation au cours du calcul de la constante  $C_{\varepsilon 1}$ , qui est remplacée dans l'équation de dissipation par  $C'_{\varepsilon 1}$  et donnée par l'expression (44) [70]. Cette expression ajoute un terme de fonction du taux de déformation  $\eta$  à l'équation du taux de dissipation le rendant ainsi moins diffusif [70].

$$C'_{\varepsilon 1} = C_{\varepsilon 1} - \frac{\eta(1-\frac{\eta}{\eta_0})}{1+\beta\eta^3} \quad (44)$$

avec :  $\eta = \frac{K}{\varepsilon} \sqrt{\frac{P}{\eta_t}}$

Les constantes du modèle RNG sont présentés dans le tableau ci dessous [70] :

Tableau III.2 : Constantes du modèle RNG k-ε

$C_\mu$	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	$\sigma_\varepsilon$	$\eta_0$	$\beta$
<b>0.085</b>	1.42	1.68	0.7179	4.38	0.015

La différence principale entre la version standard et RNG k-ε est dans l'équation du taux de la dissipation turbulente d'énergie [70]. Dans les écoulements à taux de contraintes élevés, le modèle RNG prévoit une faible viscosité turbulente (c.à.d. un taux de dissipation ε élevé et une production de turbulence k faible) que le modèle standard [70]. Bien que le modèle RNG k-ε aie été découvert pour remédier aux insuffisances du modèle standard pour les écoulements avec une grande courbure des lignes de courant, [70]. La version standard de k-ε et RNG k-ε est valide pour les écoulements turbulents loin des parois [70].

#### c- Modèle k-ω :

L'énergie cinétique turbulente k et sa fréquence de dissipation ω sont obtenues à partir des équations suivantes :

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = G_k - \beta' \rho k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \zeta_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) \quad (45)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \omega)}{\partial x_j} = \alpha \frac{\omega}{k} G_k - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \zeta_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) \quad (46)$$

avec:  $\zeta_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}$  ;  $\zeta_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega}$

$\beta' = 0.09$  ;  $\alpha = 5/9$

#### d-Modèle SST (Shear Stress Transport) :

Le modèle de turbulence SST basé sur le transport des contraintes de cisaillement turbulent donne des prévisions fortement précises du début et de la quantité de séparation d'écoulement sous des gradients défavorables de pression [71]. L'idée derrière le SST est de combiner le modèle k-ε et le modèle k-ω à l'aide du coefficient d'amortissement F1 [71]. Ce coefficient est égale à 1 près de la paroi et nulle loin de cette dernière [71].



(47)

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = \overline{G_k} - Y_k + S^2_k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \zeta_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \omega)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \zeta_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S^2_\omega \quad (48)$$

$\overline{G_k}$ : représente la génération d'énergie cinétique turbulente due aux gradients de vitesse moyenne,  $G_\omega$  : représente la génération de  $\omega$ .

$\zeta_\omega$  et  $\zeta_k$  : coefficients de la diffusion effective de  $k$  et  $\omega$  respectivement.

$Y_\omega$  et  $Y_k$  : dissipations de  $k$  et  $\omega$  dues à la turbulence.

$S_k$  et  $S_\omega$  : termes sources.

### III. 2. 3 La méthode des volumes finis

Les équations aux dérivées partielles régissant le mouvement d'un fluide sont en général non linéaires. Les équations ne peuvent être résolues analytiquement. Des méthodes numériques sont donc employées, principalement les méthodes des éléments finis et des volumes finis. Le domaine de calcul est discrétisé suivant un nombre de cellules. Le maillage constitué, en 2 ou 3 dimensions, peut être cartésien, mais aussi curviligne, triangulaire ou autre [72].

### III. 2. 4 Génération du maillage

La génération du maillage est une étape importante dans la résolution des équations qui gouvernent l'écoulement dans une cavité. Il existe plusieurs types de maillage : Les maillages structurés sont des maillages de type grille cartésienne. Ce type de maillage permet de mieux contrôler la qualité des mailles. En revanche ce type de discrétisation est limité seulement pour les géométries simples. Le maillage structuré par bloc permet de subdiviser le domaine en zones qui peuvent être maillées régulièrement. Les maillages non structurés sont utilisés pour une géométrie complexe (figure III.2).

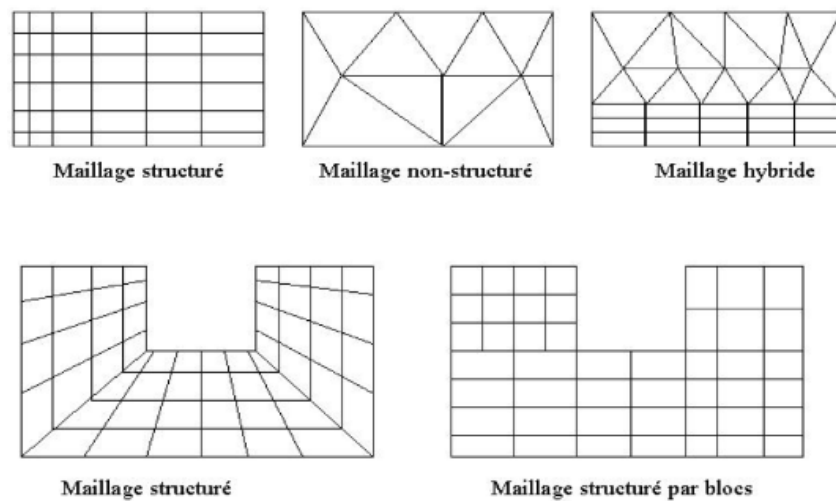


Figure III.2 : Types de maillages utilisés sur "FLUENT [73]

Dans notre cas, on a choisi un maillage tridimensionnel structuré dont la taille de la cellule varie progressivement. Le maillage est serré dans la partie où se trouve la tache solaire pour assurer une bonne résolution dans les régions à fort gradient de température. La figure (III.3) montre la cavité en maillage structuré :

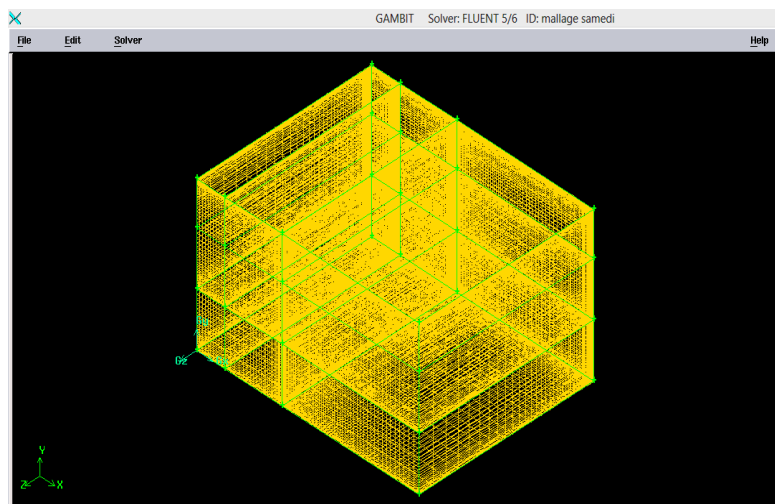


Figure III.3 : Maillage utilisé dans l'étude

### III. 2. 5 Indépendance de la solution du maillage

L'indépendance de la solution du maillage est une étape importante dans la simulation des problèmes CFD. Son but est d'obtenir une solution indépendante de la résolution, permettant de rendre les paramètres insensibles à un certain nombre d'éléments (figure III.4 ).

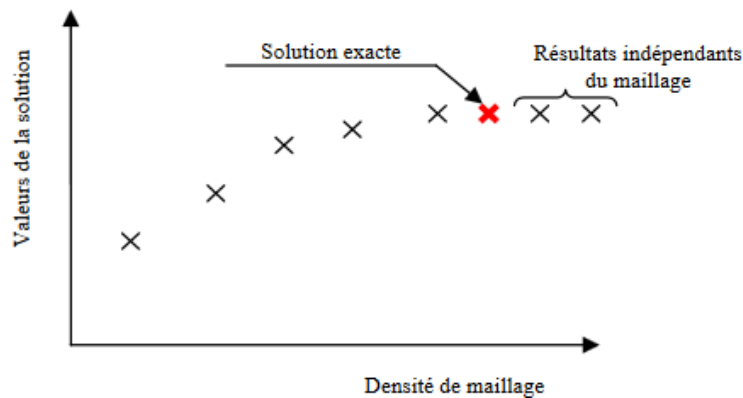


Figure III.4 : Indépendance de maillage [74].

### III. 2. 6 Résolution et discrétisation

La résolution gouvernant la convection naturelle dans la cavité est basée sur la méthode des volumes finis. Cette méthode permet d'assurer la conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie dans tout le domaine du calcul.

Les équations de transport des grandeurs caractéristiques de l'écoulement peuvent se résumer à une expression commune qui peut être schématisée sous la forme différentielle suivante [73], pour la grandeur scalaire  $\phi$ :

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint \rho \phi dV + \iiint \nabla U^{\rightarrow} \phi dV = \iiint \nabla (r_{\phi} grad \phi) dV + \iiint S_{\phi} dV \quad (49)$$

où:

$\phi$ : représente une quantité scalaire

$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \phi)$  : terme temporel

$\nabla U^{\rightarrow} \phi$  : terme de convection

$\nabla (r_{\phi} grad \phi)$  : terme de diffusion

$S_{\phi}$  : terme de source

III. 2. 7 Intégration des équations de transport

Pour la méthode de volumes finis, le volume de contrôle hachuré est présenté sur la figure III.5. Pour un nœud principal P, les points E et W (E = Est, W = Ouest) sont les points voisins de P dans la direction X, tandis que N et S (N = Nord, S = Sud) sont ceux de la direction Y en 2D et en ajoutant B et T (B= Bas, T= Top (haut)) pour la troisième direction Z [73]. Une cellule contenant le nœud P représentée par les lignes discontinues procède quatre nœuds voisins identifiés comme ouest, est, sud, nord, bas et haut (W, E, S, N) en 2D et six nœuds voisins entourant (W, E, S, N, B, T) celle-ci en 3D [73]. Comme précédemment, la notation  $w$ ,  $e$ ,  $s$ ,  $n$ ,  $b$  et  $t$  est utilisée pour se référer aux faces de la cellule se trouvant à l'ouest, est, sud, nord, bas et haut respectivement [73].

L'équation (49) est intégrée sur un volume de contrôle  $\odot dV$  et sa forme intégrale devient alors [73]:

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint (\rho\phi) dV + \iint_f \rho\phi U^{\rightarrow} \cdot n^{\rightarrow} dA = \iint_f \Gamma_{\phi} \cdot \rho \nabla^{\rightarrow} \phi \cdot n^{\rightarrow} dA + \iiint S_{\phi} dV \quad (50)$$

où

$\rho$  : densité du fluide,

$U^{\rightarrow}$ : vecteur de vitesse instantanée,

$dA$  : vecteur de surface ( $dA = n^{\rightarrow} dA$ ),

$\Gamma_{\phi}$ : coefficient de diffusion de  $\phi$ ,

$\nabla^{\rightarrow} \phi$  : gradient de  $\phi$ ,

$S_{\phi}$  : source de  $\phi$  par unité de volume.

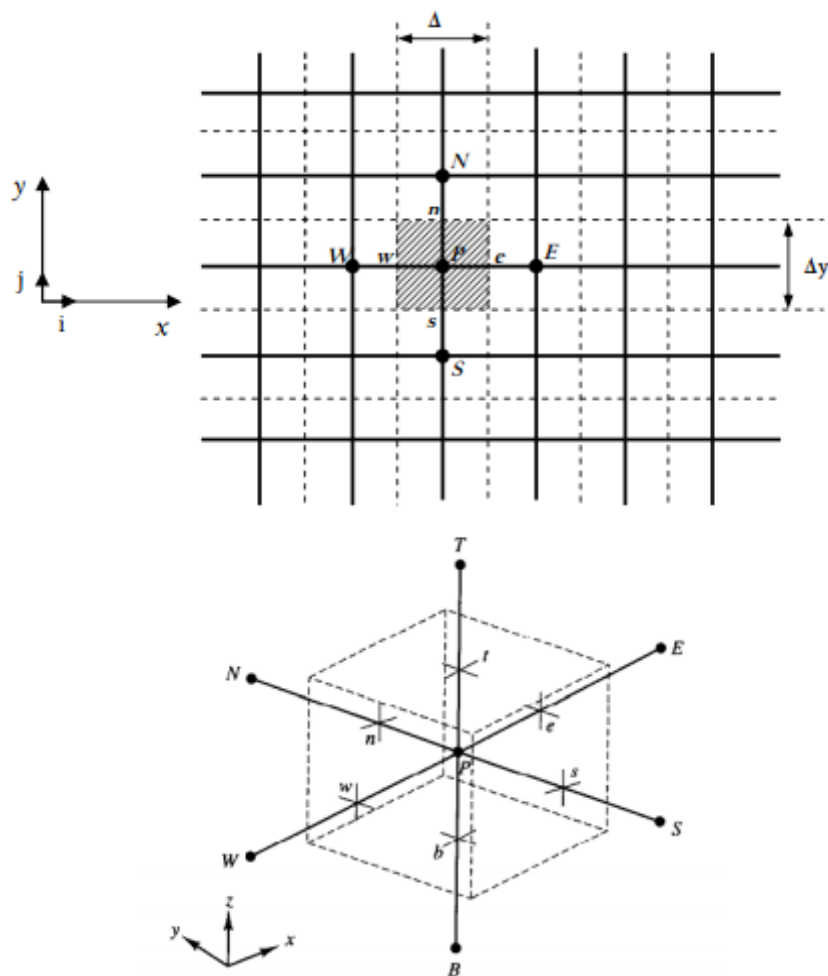


Figure III.5 : Volume de contrôle des configurations en 2D et 3D pour la résolution en volumes finis [73]

### III. 2. 8 Sous-relaxation

La non linéarité de l'équation impose la nécessité de contrôler le changement de la variable  $\varphi$ . La sous relaxation réduit le changement de  $\varphi$  produit durant chaque itération. La nouvelle valeur de la variable  $\varphi_{n+1}$  dépend de la valeur ancienne  $\varphi_n$  du coefficient de sous-relaxation et de la différence entre la valeur calculée avant sous-relaxation et l'ancienne valeur :

$$\Delta\varphi : \varphi_{n+1} = \varphi_n + \alpha\Delta\varphi \quad (51)$$

où  $\Delta\varphi$  est le changement de  $\varphi$  et  $\alpha$  est le facteur de sous relaxation.

### III. 2. 9 Critère de convergence :

La convergence est atteinte lorsque toutes les erreurs tendent à décroître au cours des itérations (figure III.6). A ce stade aucun changement significatif sur les variables ne sera observé. Le résidu pour la variable  $\phi$  dans chaque volume de contrôle est défini comme suit:

$$R_{\phi} = a_p \phi_p - \sum_i a_i \phi_i - b \quad (52)$$

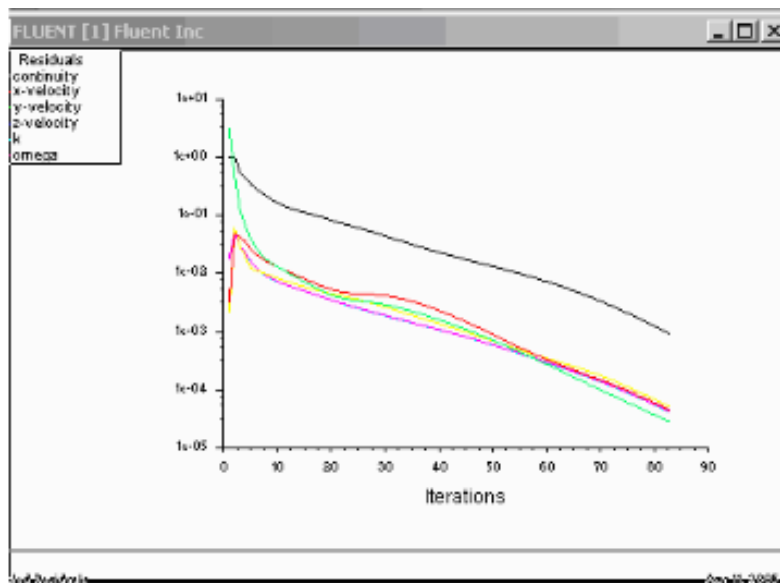


Figure III.6 : Convergence de la solution

### III. 2. 10 Modèle de rayonnement (Solar load) :

Le logiciel FLUENT fournit un modèle de tache solaire, dont la trajectoire peut évoluer à l'intérieur du bâtiment en fonction des paramètres suivants: date, lieu géographique, orientation de la pièce et le fuseau horaire par rapport à GMT (figure III.7 ).

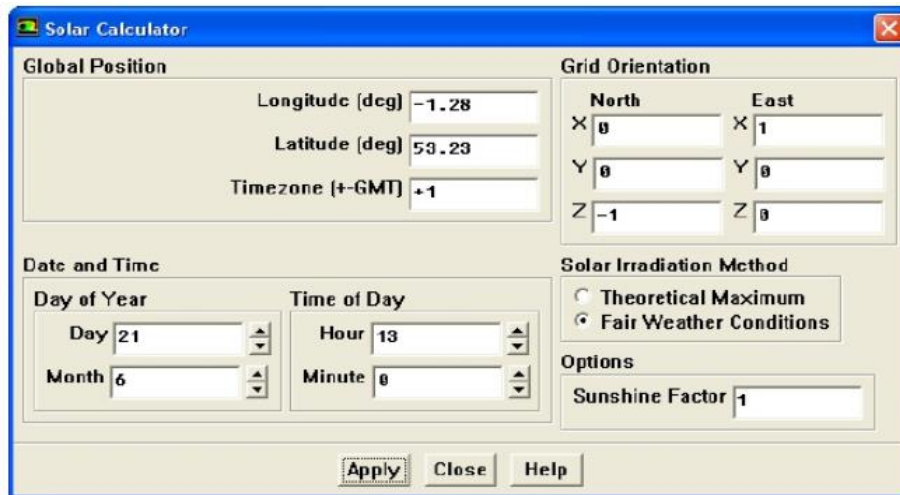


Figure III.7 : Solar calculator

Le logiciel FLUENT fournit deux options pour modéliser la tache solaire : la méthode des conditions météorologiques et la méthode théorique maximale [75].

L'équation de l'irradiation directe normale, appliquant la méthode des conditions météorologiques est tirée du manuel de l'ASHRAE [75] :

$$Edn = \frac{A}{e^{\sin(\beta)}} \quad (53)$$

où A et B sont l'irradiation solaire apparente à la masse d'air  $m=0$  et le coefficient d'extinction atmosphérique, respectivement.  $\beta$  Est l'angle de site (en degrés) au-dessus de l'horizontale.

L'équation pour l'irradiation directe normale utilisée pour la méthode théorique maximale est tirée de NREL's Solar Position [75] :

$$Edn = S_{etrn} Sunprime \quad (54)$$

où  $S_{etrn}$  est l'irradiation solaire directe normale de la partie supérieure de l'atmosphère et  $S_{unprime}$  est le facteur de correction utilisé pour tenir compte de la réduction de Solar load à travers l'atmosphère

Le calcul de l'éclairement diffus dans le modèle est basé sur l'approche proposée dans le manuel fondamental de l'ASHRAE de 2001. L'équation pour l'irradiation solaire diffuse sur une surface verticale est donnée par [75] :

$$Ed = C.Y.Edn \quad (55)$$

où C une constante dont les valeurs sont données dans le tableau 7 du chapitre 30 de l'ASHRAE Handbook of Fundamentals 2001, Y est le rapport entre le rayonnement diffus sur une surface verticale et celui sur une surface horizontale, Edn est l'irradiation directe normale incidente sur la surface de la terre pour un temps clair.

L'équation de l'irradiation solaire diffuse pour les autres surfaces est fournie par [75] :

$$Ed = CEDn \frac{(1+\cos\epsilon)}{2} \quad (56)$$

Où  $\epsilon$  est l'angle d'inclinaison de la surface (en degrés) avec le plan horizontal.

L'équation de l'irradiation solaire réfléchi par le sol sur une surface est donnée par [75] :

$$Er = Edn(C + \sin\beta)\rho_g \frac{(1+\cos\epsilon)}{2} \quad (57)$$

$\rho_g$  étant est la réflectivité de la terre.

### III. 2. 11 Conditions aux limites

Le domaine de calcul est caractérisé par une frontière à laquelle sont appliquées les conditions limites définies avec le modèle physique. Les frontières peuvent être de type fluide ou solide. Cinq types de conditions aux limites thermiques sont disponibles sur FLUENT

- 1- Un flux de chaleur imposé
- 2- Une température imposée
- 3- Transfert thermique convectif
- 4- Transfert thermique radiatif externe
- 5- Combinaison du transfert thermique radiatif et convectif (condition mixte)

Les frontières solides du domaine sont caractérisées par une température imposée. Les frontières non solides du domaine (fluide) sont caractérisées par des conditions différentes selon les données disponibles et les hypothèses imposées. Il est possible d'imposer une entrée



ou une sortie de fluide par une vitesse, pression ou un débit. Plusieurs conditions initiales ont été prises en compte dans notre étude telles que :

Tableau III.3 : Paramètres de l'air.

Masse volumique (Kg/m <sup>3</sup> )	Chaleur massique (j/Kg.K)	Conductivité thermique(W/mK)	Viscosité dynamique (Kg/m s)	B (K <sup>-1</sup> )
1.16	1006.43	0.0242	1.7894 e-05	0.003663

Tableau III.4 : Paramètres de vitrage.

Conductivité thermique (W/mK)	Chaleur massique (j/Kg.K.)	Masse volumique(Kg/m <sup>3</sup> )
1.2	830	2750

Tableau III.5 : Conditions uax limites des parois (12 Janvier à 13h).

à 13h

Parois	Temperature	Coefficient de convection (W/m2.K)
Nord	20.89 °C	/
Sud	21.27 °C	/
Est	20.76 °C	/
Ouest	20.80 °C	/
Plancher bas	23.58 °C	2.71
Plafond	20.60°C	/
Vitrage	20.09°C	/

Tableau III.6 : Conditions uax limites des parois (12 Janvier à 15h).

à 15 h

Parois	Temperature	Coefficient de convection (W/m <sup>2</sup> .K)
Nord	21.33 °C	/
Sud	21.81°C	/
Est	20.08 °C	/
Ouest	21.17°C	/
Plancher bas	23.94°C	2.69
Plafond	20.89°C	/
Vitrage	19.89°C	/

### **III. 3 Simulation sous TRNYS**

#### **III.3.1 Définition**

TRNSYS est un logiciel de simulation dynamique développé par le laboratoire « solar energy » de l'université de WISCONSIN Madison. Il permet de calculer les performances énergétiques des bâtiments mono ou multizones en régime dynamique. Ce logiciel est basé sur une approche par schéma bloc permettant de décomposer des problèmes complexes en plusieurs problèmes simples dans un environnement ouvert afin de rajouter de nouveaux composants et concepts.

Les composants sont identifiés par leurs types et les numéros des unités. Les types les plus utilisés pour la simulation dans le bâtiment sont :

Type 9 : Lecteur de données standard.

Type 54 : Générateur des données météorologiques.

Type 33 : Lecture à partir du diagramme psychrométrique.

Type 16 : Processeur ou générateur d'enseillement.

Type 25 : Impression des données.

Type 65 : Affichage des résultats.

Type 56 : Bâtiment multi zones (simuler le comportement thermique du bâtiment) à l'aide de TRNBUILD.

TRNBUILD produit deux dossiers différents : Le premier est un fichier de données de construction (.BUI) qui contient toutes les informations sur les matériaux de construction, l'orientation, et les matériaux de l'enveloppe. Le second dossier (.nfo) donne l'information concernant les entrées au type 56 et les sorties à prévoir pour la simulation.

### III.3.2 Transferts thermiques sur TRNSYS

#### III.3.2. 1 Transferts thermiques dans bâtiment

Dans cette partie, on a étudié l'évolution du transfert de chaleur par TRNSYS. Les échanges convectifs sont pris en compte comme suit (équation 58) [76]:

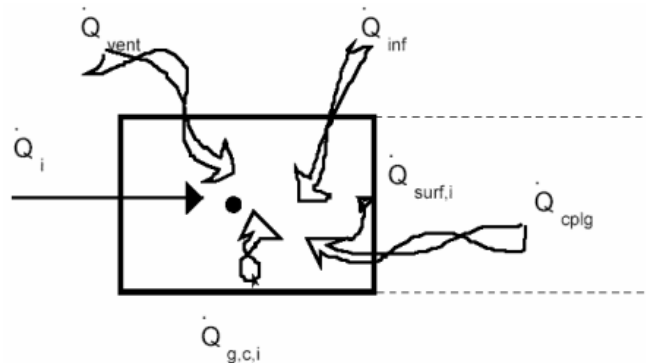


Figure III.8 : Bilan convectif d'un bilan d'air. [76]

$$\phi_{conv,e} = h_{c,e}(T_{se} - T_e) \text{ et } \phi_{conv,j} = \phi_{surf,i} + \phi_{inf,i} + \phi_{vent,i} + \phi_{g,c,i} + \phi_{cp,lg,i} \quad (58)$$

Les gains provenant des surfaces internes  $\phi_{surf,i}$ , [W] sont présentés par la relation suivante [76]:

$$\phi_{surf,i} = U_{w,i} \cdot Aw_i (T_{wall,i} - T_{air}) \quad (59)$$

Les gains provenant des infiltrations  $\phi_{inf,i}$  [W] sont présentés par la relation suivante [76]:

(60)

$$\Phi_{inf,i} = V \cdot \rho \cdot c_p (T_{outside} - T_{air})$$

Les gains provenant de la ventilation  $\Phi_{vent,i}$  [W] sont présentés par la relation suivante [76]:

$$\Phi_{vent,i} = V \cdot \rho \cdot c_p (T_{ventilation,i} - T_{air}) \quad (61)$$

Les gain convectifs dus aux écoulements d'air provenant des zones adjacentes  $\Phi_{cp,lg,i}$ , [W] sont présentés par la relation suivante [76]:

$$\Phi_{cp,lg,i} = V \cdot \rho \cdot c_p (T_{zone,i} - T_{air}) \quad (62)$$

En ce qui concerne les échanges radiatifs, TRNSYS distingue les échanges de courtes longueurs d'onde CLO correspondant à des longueurs d'onde inférieures à 2,5  $\mu\text{m}$  et les grandes longueurs d'onde GLO supérieures à 2,5  $\mu\text{m}$  [76]. A l'intérieur d'une zone, on a :

$$\Phi_{rdi} = \Phi_{CLOi} + \Phi_{GLOi} = \Phi_{g,r,i} + \Phi_{sol,i} + \Phi_{long,i} + \Phi_{gains\ internes,i} \quad (63)$$

Pour une paroi extérieure, l'équation des échanges radiatifs s'écrit [76] :

$$\Phi_{GLOe} = \sigma \cdot \varepsilon_{s,0} (T_{s,0}^4 - T_{fsky}^4) + S_{s,0} \quad (64)$$

Avec  $\Phi_{rdi}$  : les gains radiatifs du nœud de température de surface du mur,

$\Phi_{g,r,i}$  : Les gains radiatifs internes de la zone, reçus par le mur,

$\Phi_{sol,i}$  : Les gains solaires à travers les fenêtrés reçus par le mur,

$\Phi_{long,i}$  : Le flux à grande longueur d'ondes échange entre le mur et les autres murs et fenêtrés,

$\Phi_{gains\ internes,i}$  : Si il existe une charge et ou le bâtiment est occupé.

$s_{s,0}$  : Le rayonnement solaire absorbe par la surface.

Concernant les échanges radiatifs CLO, les flux solaires sont calculés à l'intérieur d'un processeur solaire (Type 16) à partir des données météorologiques (hauteur et azimut du soleil, densité de flux direct et diffus reçus sur un plan horizontal) qui constituent des entrées du Type 16 [76].

### III.3.2. 2 Modélisation des murs sous TRNSYS

La modélisation des murs est basée sur la relation de Mitalas (Mitalas, 1970) [76]. C'est une méthode qui s'appuie sur l'analyse dynamique des échanges de chaleur, et qui permet de calculer avec une bonne précision la conduction dans les murs en régime transitoire [76]. Chaque mur est considéré comme une « boîte noire » et est défini par quatre coefficients qui reflètent son comportement thermique [76]. Le calcul de ces coefficients intègre les propriétés de chaque couche constituant le mur. Quelque soit le mur, les flux de chaleur en conduction respectifs des faces interne et externe du mur s'expriment (figure III.9) [76] :

$$q_{s,0} = \sum_{k=0}^{na} a_s^k \cdot T_{s,0}^k - \sum_{k=0}^{nb} b_s^k \cdot T_{s,i}^k - \sum_{k=0}^{nd} d_s^k q_{s,0}^k \quad (68)$$

et

$$q_{s,i} = \sum_{k=0}^{nb} b_s^k \cdot T_{s,0}^k - \sum_{k=0}^{nc} c_s^k \cdot T_{s,i}^k - \sum_{k=0}^{nd} d_s^k q_{s,0}^k \quad (69)$$

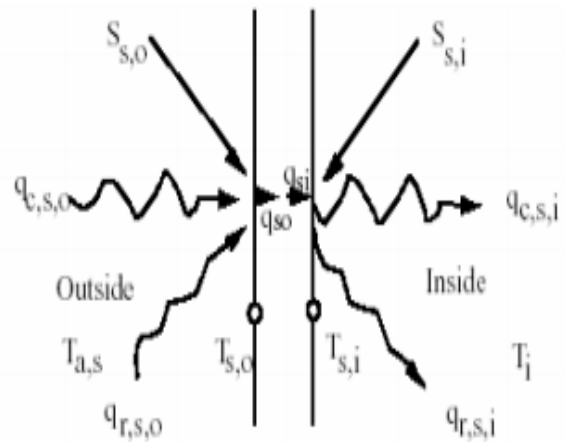


Figure III.9 : Flux de chaleur surfaciques et températures dans TRNSYS [76]

Ces équations de séries en temps des températures et flux de chaleur sont évaluées aux mêmes intervalles de temps. Les coefficients  $a^k$ ,  $b^k$ ,  $c^k$  et  $d^k$  sont des caractéristiques intrinsèques du mur [76]. Ils rendent compte de toutes les informations de conduction, capacité calorifique et épaisseur de chaque couche du mur [76].

Le coefficient  $k$  se réfère au terme dans les séries de temps [76]. Le temps en cours est  $k=0$ , le temps suivant est  $k=1$ , etc [76]. Le temps de base sur lequel ces calculs sont effectués est spécifié par l'utilisateur dans la description du bâtiment sous TRNBUILD [76].

### III.3.2. 3 Le modèle mathématique du sol

Le modèle de Kasuda [77] intégré dans le logiciel de simulation dynamique Trnsys.16 permet de calculer le profil de température dans un sol non perturbé à différentes profondeurs. L'équation est donnée par la formule suivante :

$$T_{\text{sol}} = T_s - A \cdot e^{-Z \cdot \sqrt{\pi / 365 \alpha}} \cdot \cos(2\pi / 365(t - t_{\text{min}} - Z / 2 \cdot \sqrt{365 / \pi \alpha})) \quad (70)$$

Avec :

- $T_s$  : Température moyenne de la surface du sol en °C.
- $A$  : Amplitude de température de surface du sol en °C.
- $Z$  : Profondeur en m.
- $\alpha$  : diffusivité thermique du sol.
- $t$  : temps (jours)
- $t_{\text{min}}$  : jour où la température de surface est minimale.

### III.3.3 Déroulement de la simulation

Le déroulement de la simulation avec le logiciel TRNSYS.16 prend trois étapes importantes.

1. La première étape : Concerne l'introduction des données climatiques de la région d'Oran à l'aide de type Weather data:

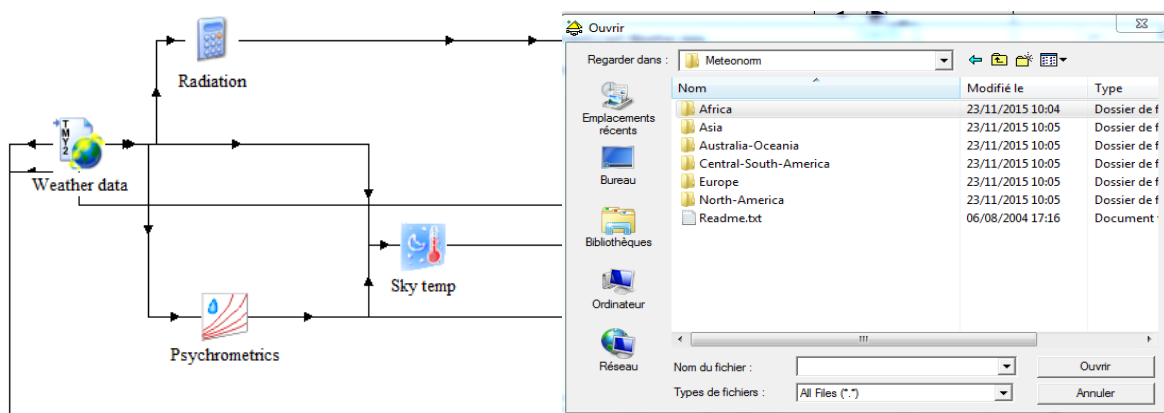


Figure III.10 : Introduction des données climatiques

2. La deuxième étape concerne la description détaillée du bâtiment dans les fichiers TRNBUILD en prenant en compte l'épaisseur, conductivité, la capacité thermique du matériau et l'orientation. La construction de la cellule d'essai a été faite pour être considérée comme une construction isolée, les parois verticales et le plancher haut et bas sont représentés dans les tableaux suivants :

Tableau III.7 : Composition des parois verticales.

Composition	Epaisseur (cm)
Enduit de ciment	1
Brique première paroi	10
Isolation en polystyrène	4
Brique deuxième paroi	10
Enduit de plâtre	1

Tableau III.8 : Composition du plancher haut.

Composition	Epaisseur (cm)
Étanchéité	3
Forme de pente	2
Isolation	2
Plancher en bloc creux (hourdis + dalle de compression)	16 + 4
Enduit de plâtre	1.5

Tableau III.9 : Caractéristiques du plancher bas de la cellule d'essai.

Composition	Épaisseur(m)	Conductivité $\lambda$ (W/m.K)	Masse volumique $\rho$ (Kg/m <sup>3</sup> )	Capacité cp (J/Kg.K)
Revêtement en gerflex	0.003	0.31	1190	1046
Dallage	0.10	0.75	2450	920
Chappe	0.10	1.75	2450	920
Isolant	0.04	0.03	38	920

3. couplage des sources énergétique au bâtiment:

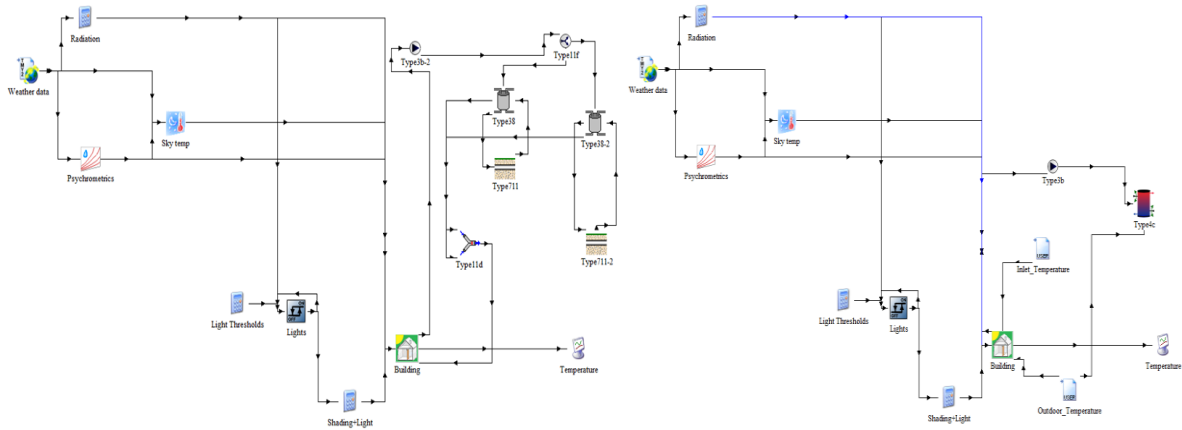


Figure III.11 : Simulation sous TRNSYS studio.

4. La dernière étape concerne la lecture des résultats de la simulation par le biais du type 65d et les exporter au fichier Excel à l'aide du type 25a:



Figure III.12 : Affichage des résultats

III.3.4 Stratégie de couplage TRNSYS.16-FLUENT

L'utilisation du logiciel TRNSYS.16 nous servira à modéliser l'enveloppe de la cellule, le plancher chauffant et les équipements utilisés. La température du plancher chauffant sous



TRNSYS.16 est supposé uniforme. Celle de surchauffe de la zone irradiée n'est pas prise en considération.

Le logiciel numérique FLUENT nous servira à simuler le comportement thermique du plancher chauffant. L'utilisation de ce logiciel nous permettra par ailleurs de cerner correctement l'effet du rayonnement solaire sur la température du plancher chauffant en utilisant des conditions initiales obtenues par le logiciel TRNSYS.16. La Co-simulation permet l'injection des conditions aux limites beaucoup plus réalistes que celles dans les modèles de CFD antérieurs, elles dépendent essentiellement des conditions météorologiques. Le but de la combinaison entre les deux logiciels est simulé le comportement thermique dynamique de la zone irradiée.

[78] Zhai et Chen ont classé les méthodes de couplage en statique, dynamique et en quasi-dynamique. Un couplage statique consiste en "une étape" ou en "deux étapes" échange de données entre le CFD et l'outil de simulation ES. Une stratégie de couplage dynamique consiste en un échange continu de données pour chaque pas de temps dans la simulation.

Se référant aux méthodes de couplage décrites par Zhao et Chen [79], B.L. Gowreesunker [79] a utilisé un modèle quasi-dynamique dans son étude entre TRNSYS et CFD.

En se basant sur ces principes, nous avons choisi la méthode de couplage statique. Un échange de données a été effectué de TRNSYS vers CFD : de températures des parois et de vitrage ainsi que les coefficients de convection du plancher chauffant (voir la figure III.14 ).

Le transfert de chaleur par convection à partir de surfaces interne a un effet majeur sur le confort thermique [80]. Suite à cette hypothèse, le modèle 80 " type 80" a été utilisé pour obtenir le coefficient de convection du plancher chauffant.

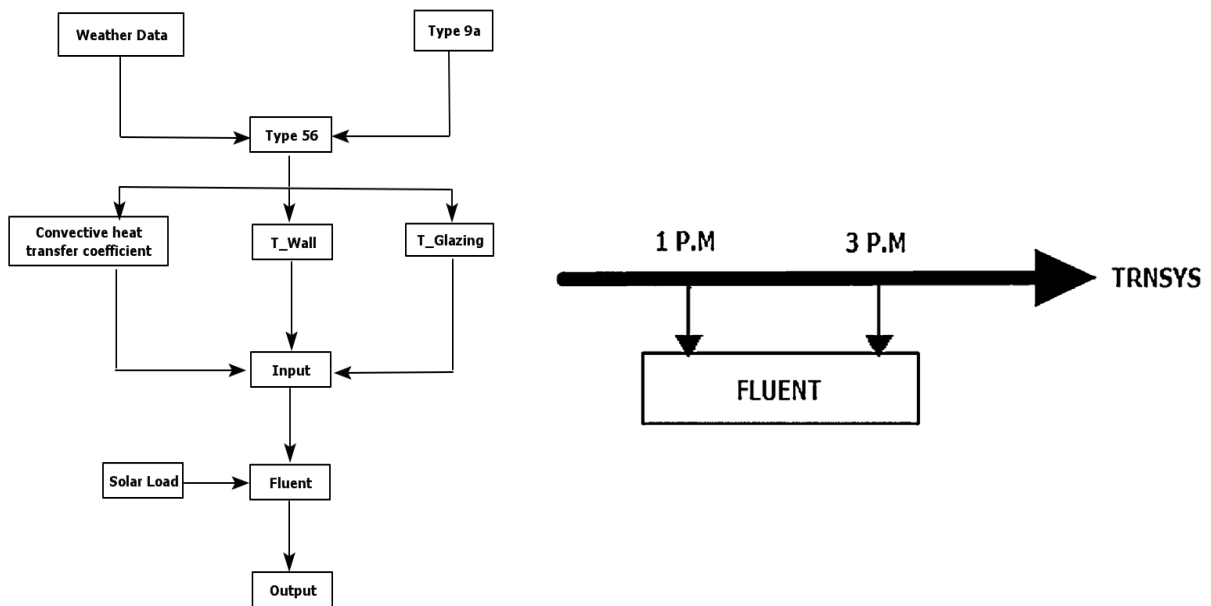


Figure III.14 : Illustration du couplage temporel (TRNSYS gère une simulation à long terme, et FLUENT fonctionne à certains moments spécifiques).

### III. 4 Conclusion

Dans ce chapitre, on a présenté l'approche numérique qu'on a utilisée. Tout d'abord, on a formulé mathématiquement l'écoulement de l'air dans la cavité fermée, après on a présenté les différents transferts thermiques dans le bâtiment sous l'environnement TRNSYS. Par la suite, nous avons décrit la résolution numérique adoptée qui permettra d'aboutir aux résultats qui seront présentés au chapitre 4.

**Chapitre IV**

**Etude de résultats  
expérimentaux et  
numériques**

## **IV. 1 Introduction**

Dans cette partie de thèse, nous allons présenter les résultats de la série de campagnes expérimentales qui ont été faites sur deux sources énergétiques: solaire et géothermique. Les essais ont été réalisés en suivant le comportement thermique du plancher réversible dans des conditions réelles de fonctionnement afin de valider les modèles proposés.

Après avoir décrit notre modèle numérique ainsi que la méthode de résolution, nous nous proposons dans cette partie de présenter les résultats obtenus numériquement sur le comportement thermique du plancher réversible ainsi de l'air intérieur. Nous commençons par la présentation des résultats mettant en évidence l'influence la tache solaire sur le plancher chauffant. Ensuite, nous nous intéresserons à la simulation et l'optimisation du plancher rafraichissant couplé à deux citernes enterrées.

## **IV.2 Chauffage par le plancher chauffant**

### **IV.2.1 Résultats expérimentaux du PSD**

L'étude expérimentale a été faite durant 8 jours au mois de mars (à partir de 18 mars 2014 à 9<sup>h</sup>:56). L'évolution de la température extérieure du site mesurée par la mini station météorologique variant entre 9 et 23 °C. (figure IV.1) :

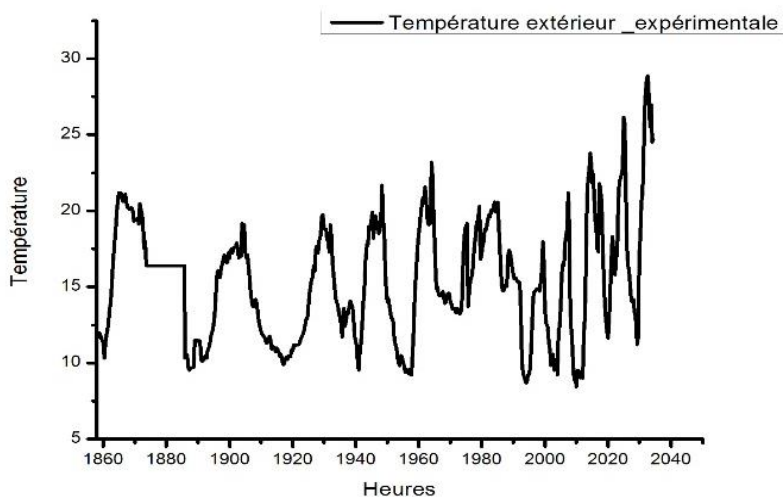


Figure IV.1: Evolution de la température de l'air extérieur.

Un capteur de température (Thermocouple de type K) permet de mesurer la température du fluide caloporteur à la sortie du capteur solaire. La température du fluide caloporteur atteint un maximum de 49.8 °C à 12 h.30 et un minimum de 42°C comme indique la figure suivante :

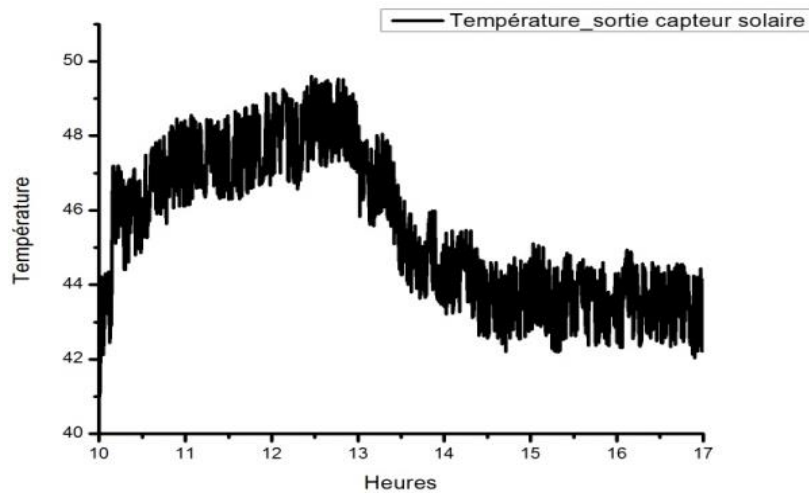


Figure IV.2: Évolution journalière de la température à la sortie du capteur solaire (18 mars à partir de 10h)

La température du fluide caloporteur à la sortie du capteur solaire influe sur la température superficielle du plancher chauffant. La température d'entrée au plancher chauffant ne devra pas excéder les 50 °C selon la norme (DTU 65.8) [81]. La température superficielle du plancher bas enregistrée varie entre 19 °C et 24 °C (température du confort) [82] pendant toute la période de mesure (figure IV.3).

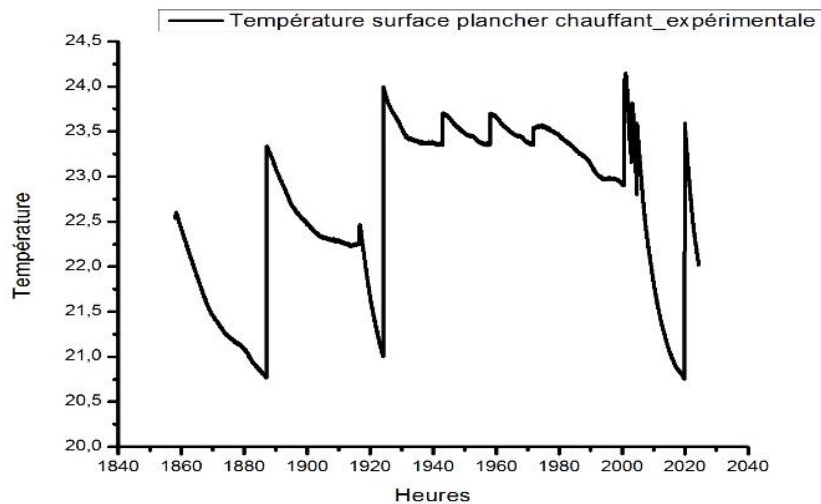


Figure IV.3: Evolution de la température superficielle du plancher chauffant

Dix thermocouples sont installés à différents endroits afin d'étudier la répartition de la température de l'air intérieur (figure IV.4) :

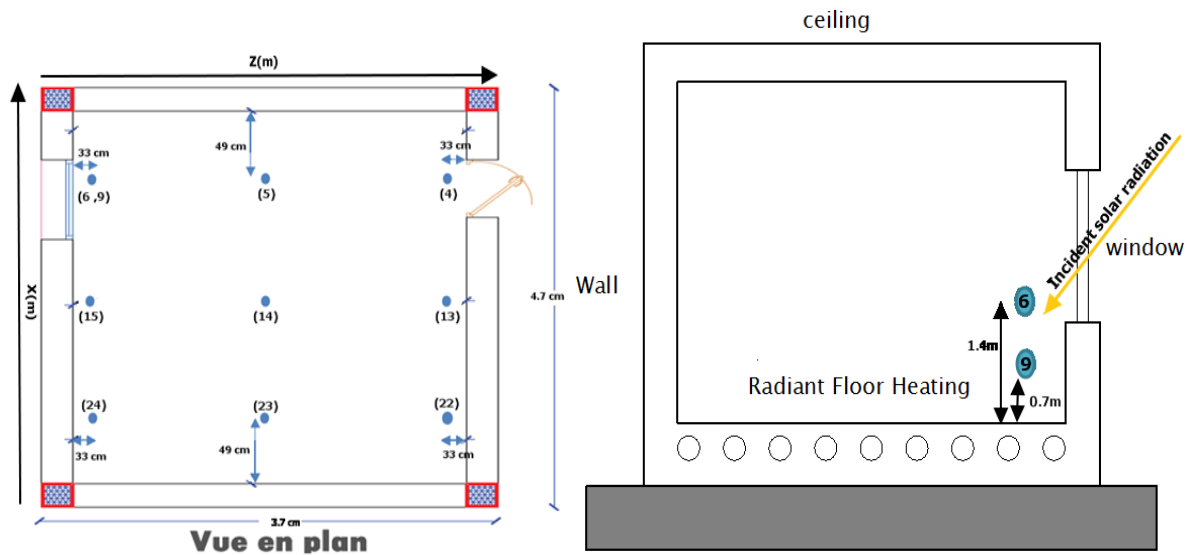


Figure IV.4: Présentation des points de mesure de l'air intérieur.

Les positions "6" et "9" à deux hauteurs différentes 1.4 m et 0.7 m respectivement servent à mesurer la température de l'air intérieur influencé par le rayonnement solaire incident. Les températures relevées sont présentées dans la figure IV.5 :

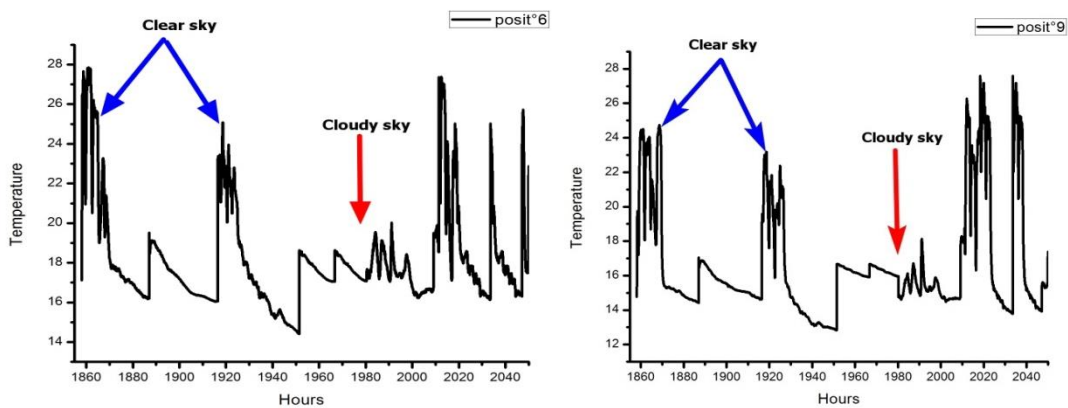


Figure IV.5: Evolution de la température de l'air des points influencé par le rayonnement solaire.

Les deux courbes sont caractérisées par des pics de température causés par l'incidence du rayonnement solaire à travers la fenêtre. La position 6 (Hauteur = 1.4m) est caractérisée par 5 pics de températures dont le maximal est de 28°C et le minimal est de 15°C. De même pour la position 9 (Hauteur=0.7m), la courbe présente 5 pics de température atteignant un maximum de 27.9 °C avec un minimum de 14°C. L'évolution de la température sans rayonnement incident fluctue légèrement autour de 18°C pour la position 6 et 16°C pour la position 9.

L'écart de température constaté pour les journées avec et sans nuage est de 10°C pour la position 6 et de 11.9°C pour la position 9.

Khorasanizadeh et al [50], ont observé dans son étude une distribution homogène de la température de l'air intérieur dans le local où les variations de la température sont indépendantes des directions horizontale ou verticale dans la zone d'occupation. Le rayonnement solaire incident sur la fenêtre n'a pas été pris en considération dans cette étude. D'après ce contexte, on a étudié expérimentalement la distribution de la température à différentes positions (zone ombragée) (figure IV.6) et comparer leurs allures avec celle des positions irradiées (6 et 9) comme indique la figure IV.7:

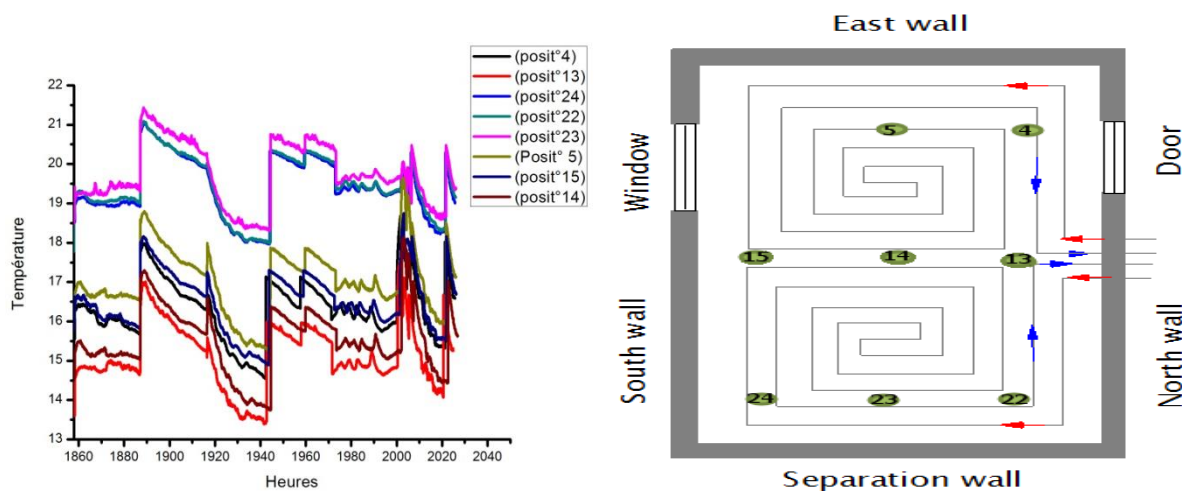


Figure IV.6: Evolution de la température de la zone ombragée à différentes positions (hauteur de 1.4 m).

La figure ci-dessus montre que les températures à différentes positions dans le local prennent la même allure avec un écart de température ce qui explique que le comportement dynamique de l'air intérieur est identique dans toute la zone. On distingue trois parties :

- La première partie se compose des points de mesures situés près de mur adjacent (22, 23, 24) ou l'écart de température entre eux est de l'ordre de 1°C.
- La seconde contient les positions 4, 5 et 15 où l'écart de température entre eux est de l'ordre de 1°C.
- La troisième contient les positions 13 et 14 où l'écart de température entre eux est de l'ordre de 0.75°C.
- L'écart de température entre les positions opposées 22-4, 24-15, 14-23 et 23-5 (Figure IV.6) est de l'ordre de 3°C.

L'écart de température entre les points de mesures est dû à la disposition de circuit hydraulique en deux boucles. Le flux de chaleur émis par le plancher chauffant n'est pas uniforme, ce qui a engendré trois parties de températures.

La comparaison entre les points influencés par le rayonnement solaire (6 et 9) et les points ombragés suivant le plan horizontal durant deux jours à partir du 18 mars (à 10h), est représenté dans la figure suivante:

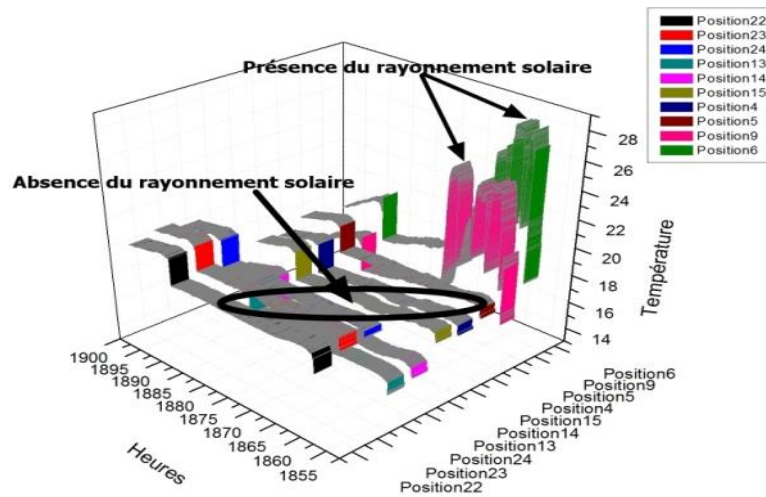


Figure IV.7: Evolution de la température de l'air intérieur du local suivant le plan horizontale (à partir de 18 mars à 10h).

Les résultats montrent que sous l'effet du rayonnement solaire, on obtient un écart de température important entre les deux zones. Le premier jour étant caractérisé par un ciel clair permettant de recevoir une puissance solaire importante perturbant la température du local.

La température durant cette période peut aller jusqu'à 28°C pour la position 6 et 26°C pour la position 9. Elle reste maintenue à 19°C pour les positions 24 et 22, 19.5°C pour la position 23, 16.5°C pour les positions 4 et 16, 7°C pour la position 15, 17°C pour la position 5, et environ 15°C pour les positions 13 et 14.

Durant le deuxième jour (temps couvert), la répartition de la température de l'air intérieur a complètement changé par rapport au premier jour où les pics de température n'ont pas été observés.

La figure.7 montre que l'écart de température sous l'effet de l'irradiation solaire entre les positions influencées par le rayonnement et les positions ombragées peut atteindre une valeur maximale de 12°C. Cette différence de température peut produire une surchauffe dans la zone influencée par le rayonnement solaire ce qui peut provoquer l'inconfort. Cette perturbation de température peut changer le comportement thermique de la zone irradiée.

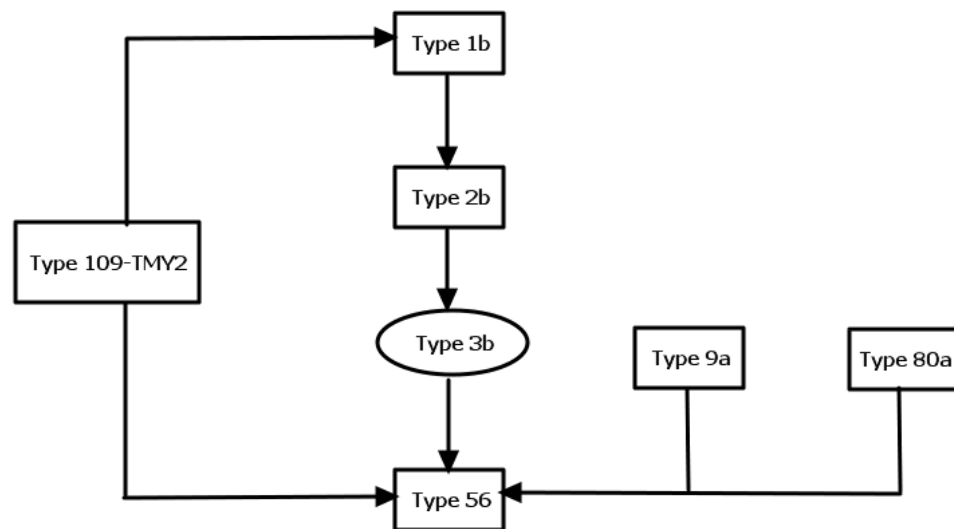


Avec la présence du rayonnement solaire, le comportement thermique de l'air ambiant a complètement changé dans la zone irradiée, ce qui explique que le rayonnement solaire a un effet sur l'homogénéité de la température produite par le plancher chauffant, additivement aux hypothèses de [50] Khorasanizadeh et [51] Hasan Karabay, l'effet du rayonnement solaire sur la distribution de la température de l'air ambiant n'étant pas pris en considération.

#### IV.2.2. Simulation sous TRNSYS

La simulation du système étudié est réalisée en utilisant le logiciel TRNSYS .16. Les types utilisés sont :

- " type 1b " pour modéliser le capteur solaire plan.
- " type 56" décrit le comportement thermique dynamique d'un bâtiment multizone.
- " type 2b" pour contrôler le fonctionnement du système PSD.
- " type 3b" pour les pompes circularisées.
- " type 9a" data Reader : pour introduire la température extérieure mesurée.
- « type 80a » calculer le coefficient de transfert convectif.



• Figure IV.8 Schéma simplifié de la simulation sous TRNSYS.16

La figure IV.9 illustre l'évolution de la température de l'air intérieur mesurée ainsi que par la simulation. D'après les résultats, on a remarqué que la température de l'air intérieur enregistrée, varie entre 16.5 et 20.5 °C, par contre celle obtenue par simulation varie entre 17 et 19.5 °C.

La validation que nous avons effectuée a montré qu'il y a des écarts de températures entre les mesures et la simulation mais en gardant la même tendance.

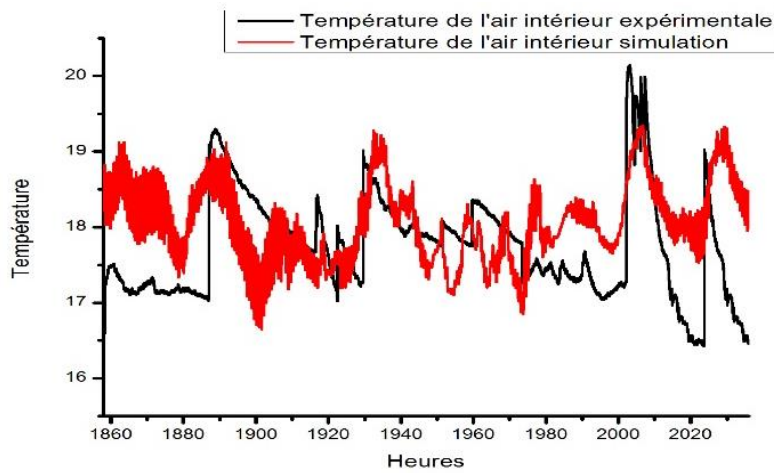


Figure IV.9 Evolution de la température de l'air intérieure.

Vu les erreurs de mesures qui ont été constatées lors de la validation avec le modèle numérique, on était obligé de valider le modèle établi sur TRNSYS avec d'autres résultats expérimentaux afin de coupler les résultats trouvés sur TRNSYS avec le logiciel FLUENT pour étudier l'effet de la tache solaire sur le plancher chauffant qui représente l'objectif de cette étude. Le modèle numérique a été validé avec les résultats expérimentaux trouvés par Merabtine [5]

### IV.2.3 Validation du modèle sous TRNSYS.16

Les résultats expérimentaux et le modèle numérique réalisés par Merabtine [5] ont été validés sous le logiciel TRNSYS.16. L'utilisation du type 56 nous servira à modéliser l'enveloppe de la cellule et le plancher chauffant sous les conditions météorologiques de la période de test (figure IV.10) Les coefficients de convections de différentes parois utilisées dans la simulation sont présentés dans le tableau ci-dessous :

Tableau. IV 1: Coefficients de convections

	A l'extérieur	A l'intérieur
Parois verticales	$R_{se} = 0.04 \text{ [m}^2\text{K/W]} = 1/h_e$	$R_{si} = 0.13 \text{ [m}^2\text{K/W]} = 1/h_i$
La toiture	$R_{se} = 0.05 \text{ [m}^2\text{K/W]} = 1/h_e$	$R_{si} = 0.09 \text{ [m}^2\text{K/W]} = 1/h_i$
Plancher chauffant		$h_i = 2.4 \text{ W/m}^2\text{K [16]}$

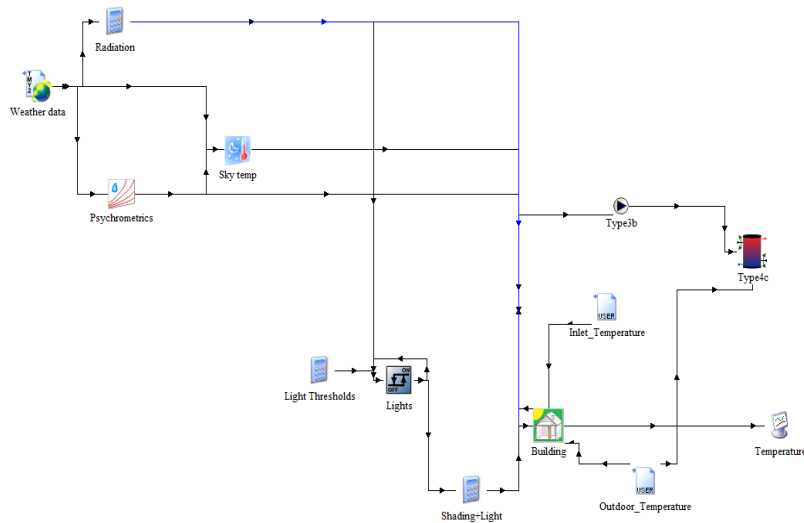


Figure IV.10 : Simulation sous TRNSYS.

Une première étape de validation, comparant les résultats de notre modèle sous TRNSYS.16 aux résultats obtenus par Merabtine [83]. Les température extérieure et la température de l'eau à l'entrée du plancher chauffant mesurées sont utilisé dans la simulation à l'aide du type 9a

Figure IV.11 représente l'évolution de la température de retour et de la surface du plancher chauffant sous les conditions météorologiques de la ville de Nancy. Il existe une bonne concordance entre les résultats trouvés par Merabtine [83] et ceux trouvés par simulation avec le logiciel (Trnsys.16)

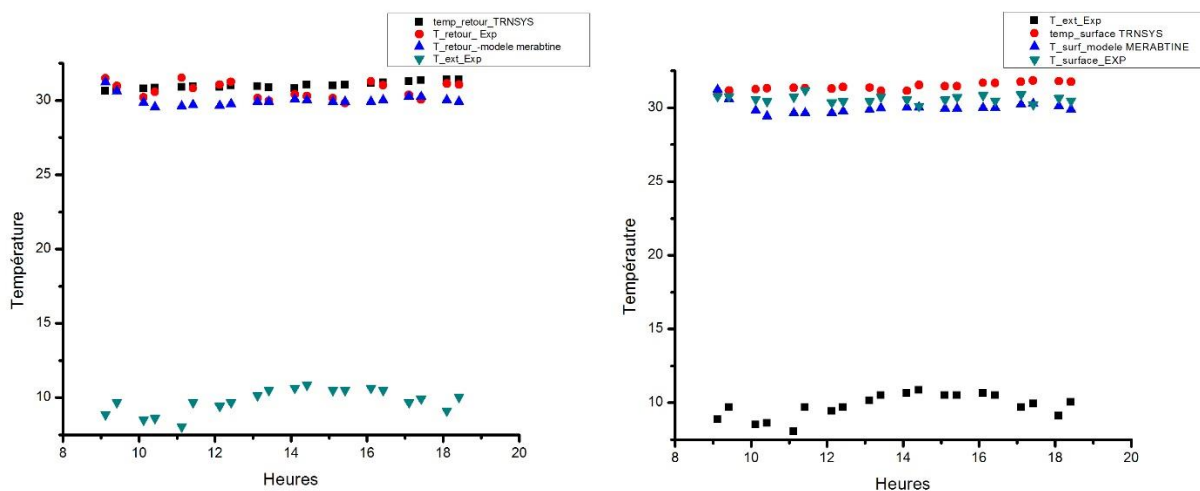


Figure IV.11: Évolution des températures retour et surface du plancher chauffant (sim et exp) avec la température extérieure. Période du 20 décembre 2011

#### IV.2.4. Validation du modèle de la tache solaire sous FLUENT

Le modèle de la tache solaire sur FLUENT est validé avec le modèle de Yosr Boukhris [84] qui est programmé sur FOTRON développé sur l'outil ZAER pour déterminer la position et le trajectoire de la tache solaire.

Le modèle de Yosr Boukhris [84] a été validé avec le modèle de H. Bouia [85]. Ce dernier, il a étudié l'effet de la tache solaire dans une pièce de (5 m × 3 m × 3 m) orientée vers le Nord-Sud et équipée par deux vitrage dans la paroi Sud (figure IV.12). La validation du modèle a été faite pour deux conditions climatiques, Lyon et Marseille pour différentes périodes comme indique la figure figure IV.13.

Tableau. IV. 2: les coordonnées géographiques des deux cites.

Lieu	Latitude	Longitude
Lyon	45,75°	4,85°
Marseille	43,30°	5,40°

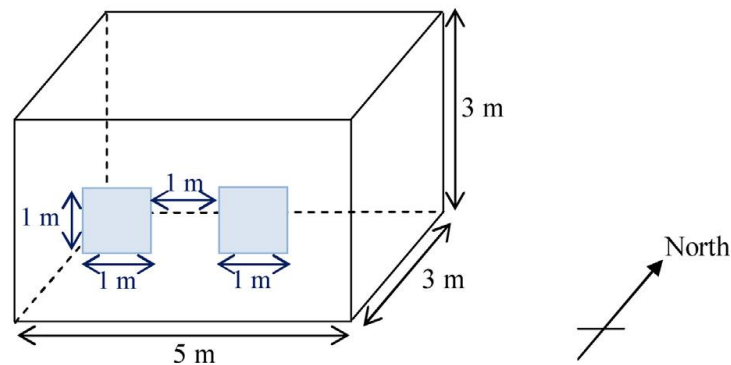
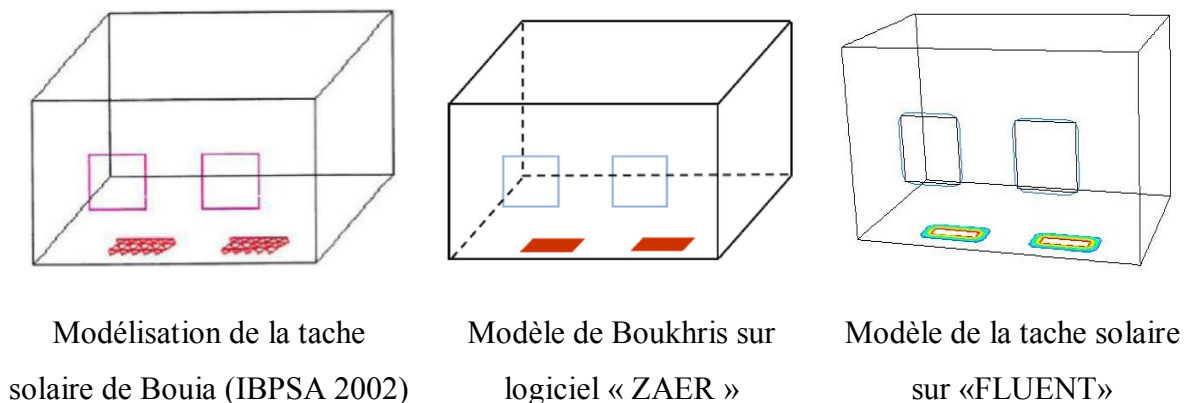
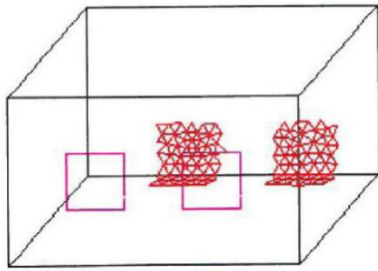


Figure IV.12: Modèle de la Pièce

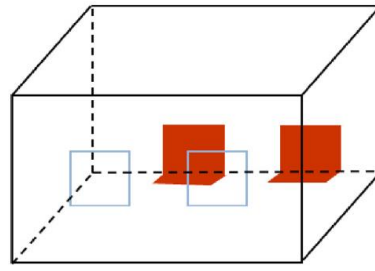
21/06/2002 à 16h \_ Lyon



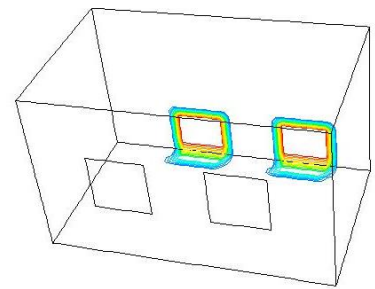
21/12/2002 à 12h\_Lyon



Modélisation de Bouia  
(IBPSA 2002)

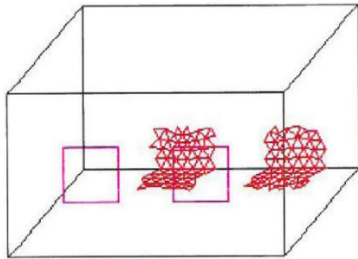


Modèle de Boukhris sur  
logiciel « ZAER »

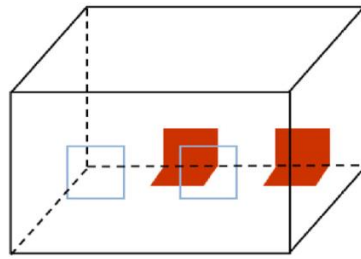


Modèle de la tache sur «  
Fluent »

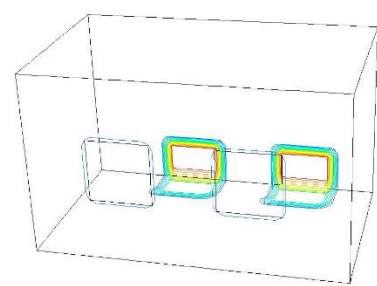
21/12/2002 à 12h\_Marseille



Modélisation de Bouia  
(IBPSA 2002)

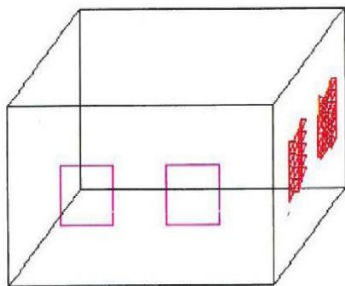


Modèle de Boukhris sur  
logiciel « ZAER »

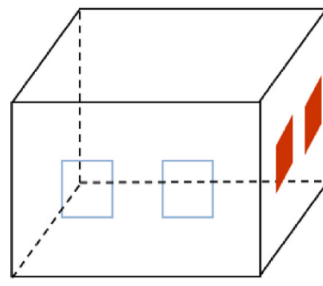


Modèle de la tache sur «  
Fluent »

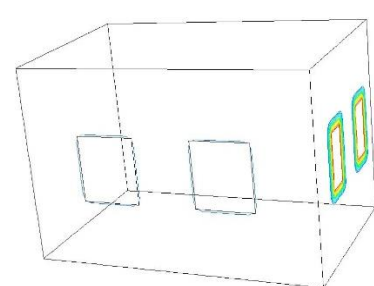
21/12/2002 à 16h\_Marseille



Modélisation de la tache de  
Bouia (IBPSA 2002)



Modèle de Boukhris sur  
logiciel « ZAER »



Modèle de la tache sur «  
Fluent »

Figure IV.13: Validation du modèle de la tache solaire.

IV.2.5 Effet de la tache solaire sur le plancher chauffant: Couplage TRNSYS-FLUENTIV.2.5.1 Localisation de la tache solaire

Le modèle présente la particularité de localiser la tache solaire sur la surface du plancher chauffant à différents instants, permettant de prendre en compte la distribution réelle du rayonnement solaire entrant dans la cellule. On a choisi pour cette simulation la période de 12 Janvier à 13h et à 15 h (journée ensoleillée).

L'écoulement de l'air intérieur dans la cellule est considérée comme un écoulement turbulent, selon la valeur du nombre de Rayleigh ( $Ra = g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot \frac{L^3}{\nu \alpha} > 10^{10}$ ). Le modèle de turbulence utilisé dans cette étude est k- $\epsilon$  Standard pour un régime stationnaire. Le modèle de rayonnement Solar load a été utilisé pour identifier la tache solaire sur le plancher chauffant. La géométrie a été faite en utilisant le logiciel GAMBIT avec 2199174 nœuds.

Tableau. IV. 3: Conditions aux limites (12 Janvier à 13h).

à 13h		
Parois	Temperature	Coefficient de convection (W/m <sup>2</sup> .K)
Paroi nord	20.89 °C	/
Paroi sud	21.27 °C	/
Paroi est	20.76 °C	/
Paroi ouest	20.80 °C	/
Plancher chauffant	23.58 °C	2.71
Plafond	20.60°C	/
Vitrage	20.09°C	/

Tableau. IV 4: Conditions aux limites (12 Janvier à 15h).

à 15h

Parois	Temperature	Coefficient de convection (W/m <sup>2</sup> .K)
Paroi nord	21.33 °C	/
Paroi sud	21.81°C	/
Paroi est	20.08 °C	/
Paroi ouest	21.17°C	/
Plancher chauffant	23.94°C	2.69
Plafond	20.89°C	/
Vitrage	19.89°C	/

Nous pouvons observer que la tache solaire à 13h apparait sur le sol, proche de la paroi ouest (figure IV.14), poursuit sa course vers la paroi est en se décalant légèrement vers le nord à 15h (figure IV.15).

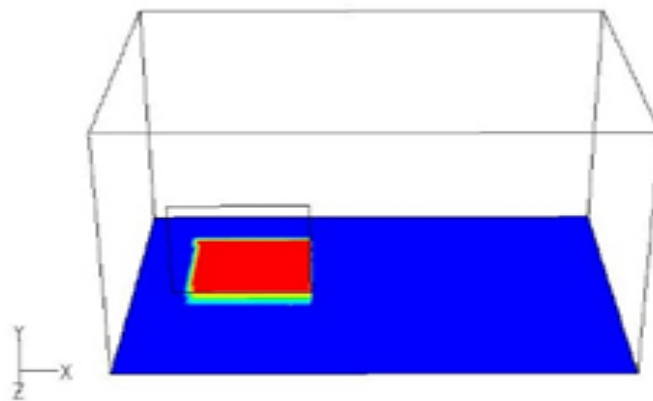


Figure IV.14 : Localisation de la tache solaire à 13h (12 Janvier)

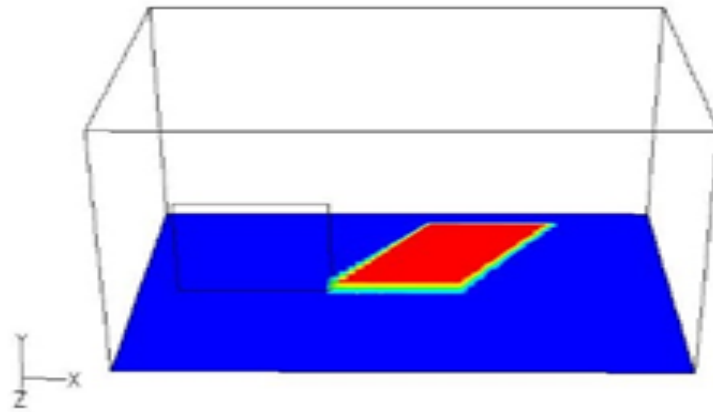


Figure IV.15 : Localisation de la tache solaire à 15h (12 Janvier)

#### IV.2.5.2 Effet de la tache solaire sur le plancher chauffant

Les figures ci dessous présentent l'influence de déplacement de la tache solaire sur le comportement thermique du plancher chauffant. Le passage de la tache solaire provoque un pic de température, témoignant d'un apport énergétique important. Les températures du plancher chauffant restent assez homogènes jusqu'à l'apparition de la tache solaire à 13h au niveau du sol, A cet instant, l'hétérogénéité des températures de surface est assez importante.

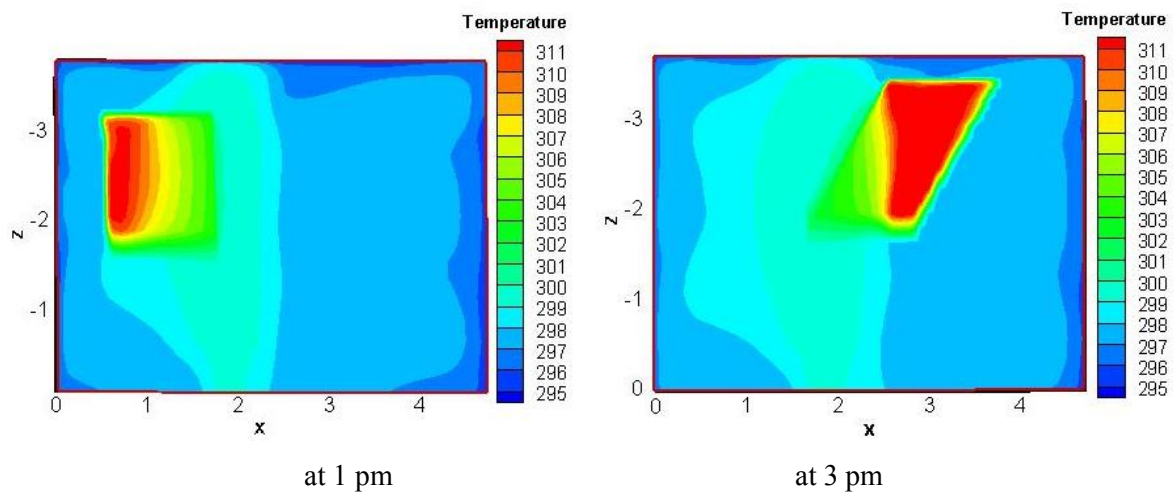


Figure IV.16 : Effet de la tache solaire sur le comportement thermique du plancher chauffant

Au niveau du plancher chauffant, La température superficielle de la zone influencée par la tache solaire atteint une valeur maximale de 38 °C à 13h (figure IV.17), 39.5°C à 15h (figure IV. 17) contre une température autour de 25°C pour la zone ombragée. La différence de température entre la zone irradiée et la zone ombragée est de l'ordre de 13 C° à 13h et 14°C à 15h.



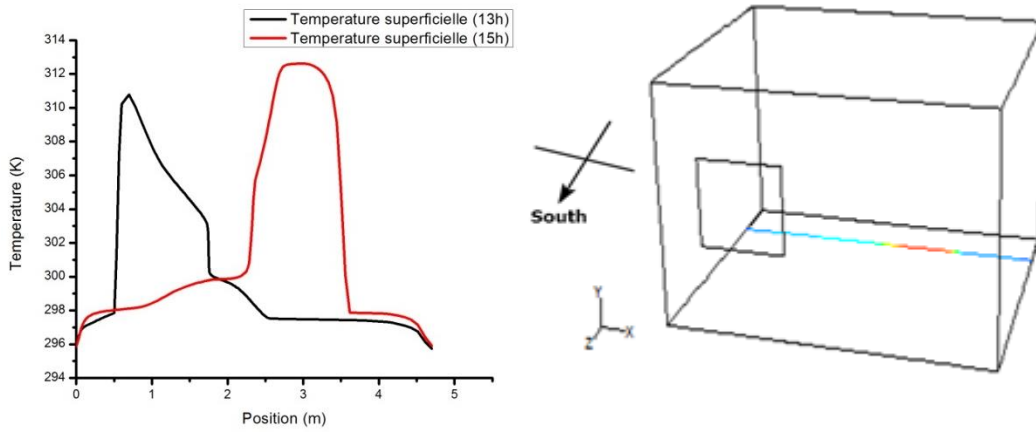


Figure IV.17 : Evolution de la température superficielle suivant l’axe-X à différents moments (Z= -2m à 13h, Z= -3m à 15h)

Dans la zone ombragée, la température de l’air intérieur reste maintenue à 25°C. Par contre la température de l’air intérieur influencée par le passage de la tache solaire prend une valeur maximale de 27°C à 13h et à 15h (figure IV.18- 19), ce qui donne un écart maximal de température de 2°C par rapport à la zone ombragée.

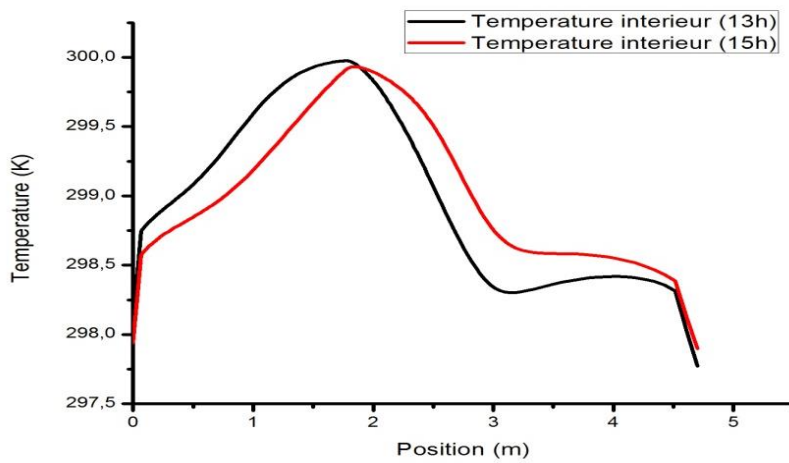


Figure IV.18 : Effet de la tache solaire sur la température intérieure (y = 0.7 m et z= -2 m).

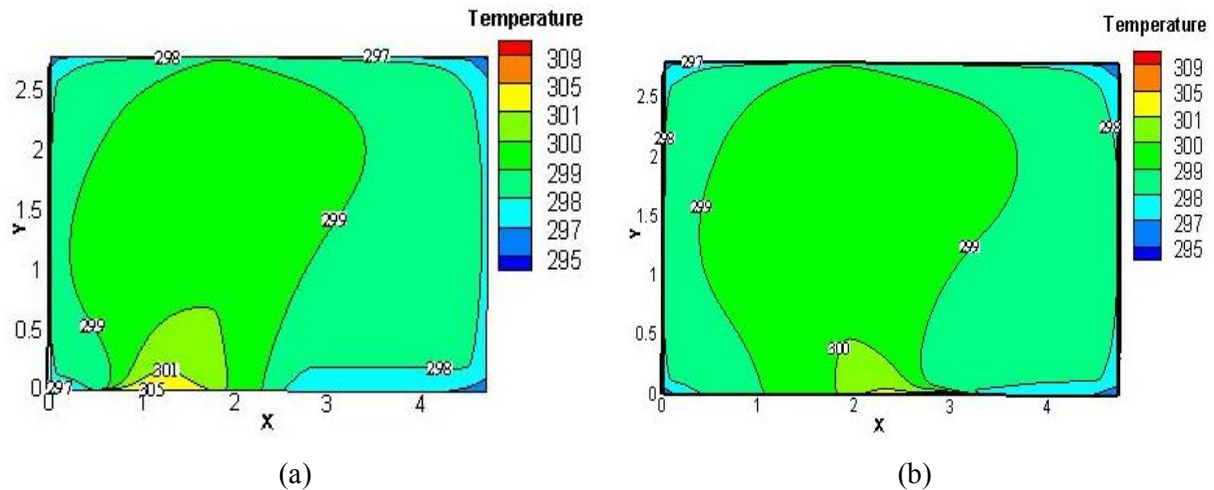
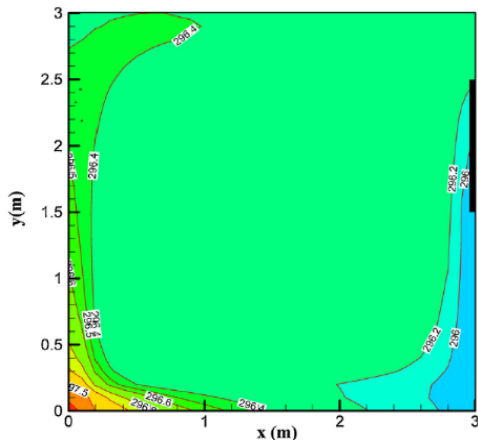
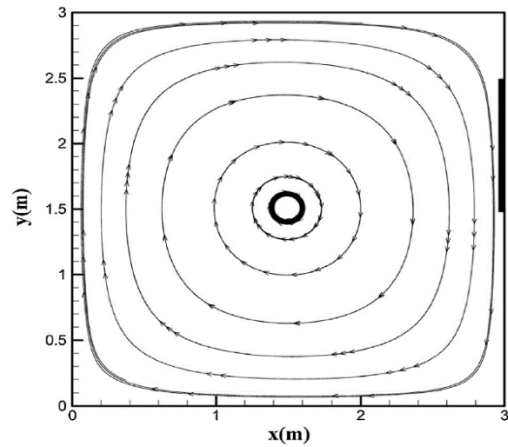


Figure IV.19 : Contours de température à  $z = -1.2$  m de la paroi Nord: (a) à 13h et (b) à 15h.

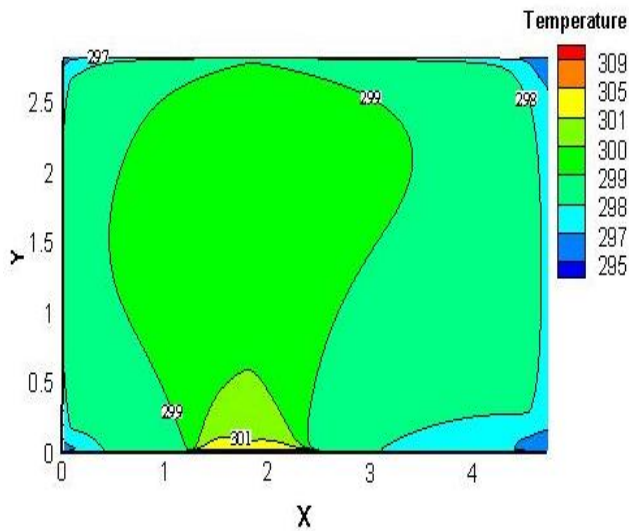
D'après Khorasanizadeh [50] et Hasan Karabay [51], en négligeant l'effet de la tache solaire, ils ont montré que la répartition de la température dans le système de chauffage par le plancher chauffant est uniforme, cela produit un meilleur confort thermique des occupants. Dans notre étude, la température de l'air intérieur est homogène (Figure IV. 21a) dans la zone ombragée ce qui est conforme aux travaux de Hasan Karabay [51] Khorasanizadeh [50]. Cependant dans la zone influencé par la tache solaire, le comportement thermique dynamique de l'air intérieur varie complètement ce qui confirme que la tache solaire change les caractéristiques de chauffage données par le plancher chauffant tel que l'homogénéité de la température (figure IV.21 a-b).



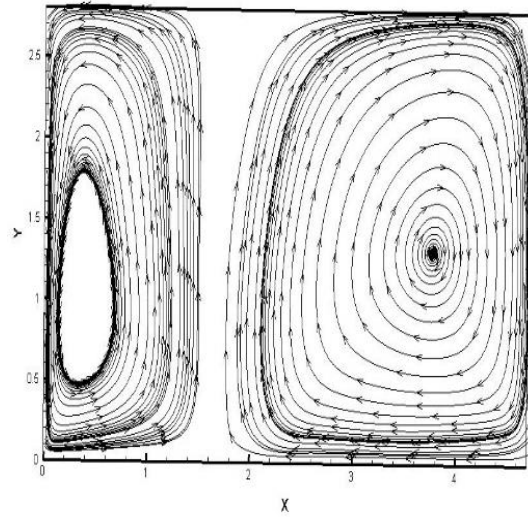
**Figure IV.20 a:** Contours de température.  
Khorasanizadeha [50].



**Figure IV.20 b:** Lignes de courant.  
Khorasanizadeha [50].



**Figure IV.21 a :** Contours de température  
(Présente étude à 14h, à  $z = -1.2$  m de la paroi Nord).



**Figure IV.21 b :** Lignes de courant.  
(Présente étude à 14h, à  $z = -1.2$  m de la paroi Nord).

#### IV.2.6 Etude paramétrique

Le comportement thermique d'une pièce est directement lié à ses caractéristiques thermiques et géométriques et au lieu géographique. A cet effet une étude paramétrique a été faite pour identifier l'effet de la tache solaire sur le comportement thermique dynamique d'un bâtiment pour plusieurs configurations.

#### IV.2.6.1 Orientation:

Plusieurs auteurs ont étudié l'effet de l'orientation du bâtiment sur le comportement thermique de l'air intérieur et sur la consommation d'énergie tels que Maya Yeshwanth Pai [86] et al. Ils ont étudié l'effet de différentes orientations des bâtiments afin de réduire la consommation d'énergie du système de HVAC pour plusieurs zones en Inde. RAJRNAIR et al [87] ont analysé l'effet de l'orientation du bâtiment sur les gains solaires, la température de l'air intérieur et le confort thermique du bâtiment.

Dans les conditions climatiques de la région de Ghardaïa, M. Hamdani et al [88] ont montré que le changement de l'orientation du bâtiment n'est pas bénéfique en termes de confort thermique en particulier dans la saison d'été, puisque ça provoque la surchauffe.

Dans cette partie, nous avons étudié l'effet de l'orientation de la cellule sur l'évolution de la tache solaire sur le plancher chauffant. Nous pouvons observer que la tache solaire apparaît à 13h sur le sol (figure 22) pour le bâtiment orienté dans la direction du Sud, d'autre part pour le bâtiment orienté vers l'ouest la tache solaire n'apparaît pas sur le sol (figure IV.22).

Les températures de la surface de plancher chauffant pour la cellule orientée vers l'ouest restent homogènes environ 26 °C (figure IV.22). Pour le cas d'un bâtiment orienté vers le sud, la présence de la tache solaire a perturbé le comportement thermique du plancher chauffant. L'hétérogénéité de la température du plancher chauffant est importante, la température de la zone irradiée atteint un maximum de 38 °C, ce qui donne une différence de température de 12 °C par rapport à la cellule orientée vers l'Ouest.

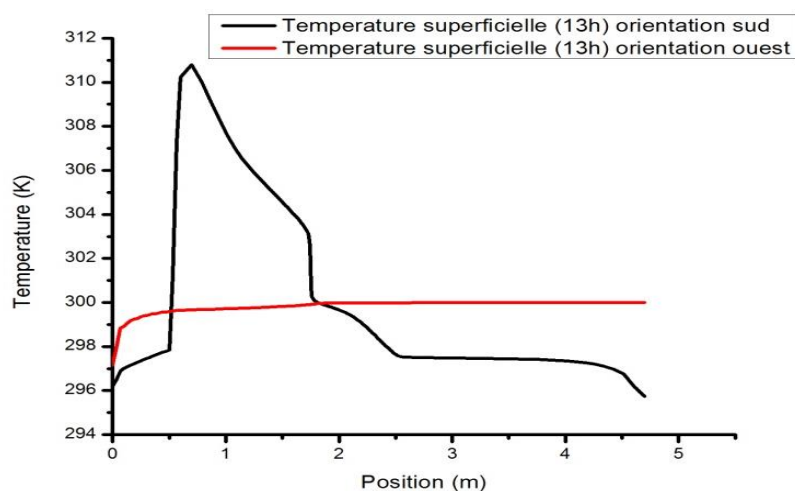


Figure IV.22: Evolution de la température superficielle suivant l'axe-X à différentes orientations. ( $z = -2$  m pour l'orientation sud;  $z = -2$  m pour l'orientation ouest)

## IV.2.6.2 Site géographique :

Afin d'étudier l'influence du climat sur le comportement thermique d'un bâtiment chauffé par un plancher chauffant, nous avons mené une simulation sur la même configuration de la cellule pour la période de 12 Janvier, tout en basant sur deux climats différents, le climat d'une région nord d'Algérie (Oran) qualifié comme étant froid et humide, et un climat de type semi-continental de la ville de Lyon (France).

Tableau. IV 5. les coordonnées géographiques des deux cites.

Lieu	Latitude	Longitude
Lyon	45,75°	4,85°
Oran	35.65°	0.62°

Les résultats montrent que pour le climat de la ville de Lyon, la tache solaire apparait sur le mur nord (figure IV. 22). A cet effet la température de la zone irrédinée atteint une valeur maximale de 32°C (figure IV. 23, 24). En revanche, pour le cas du climat d'Oran la température superficielle du plancher chauffant est influencé par le passage de la tache solaire et prend une valeur maximale de 38°C (figure IV. 24), ce qui donne une différence de 6 °C entre les deux villes.

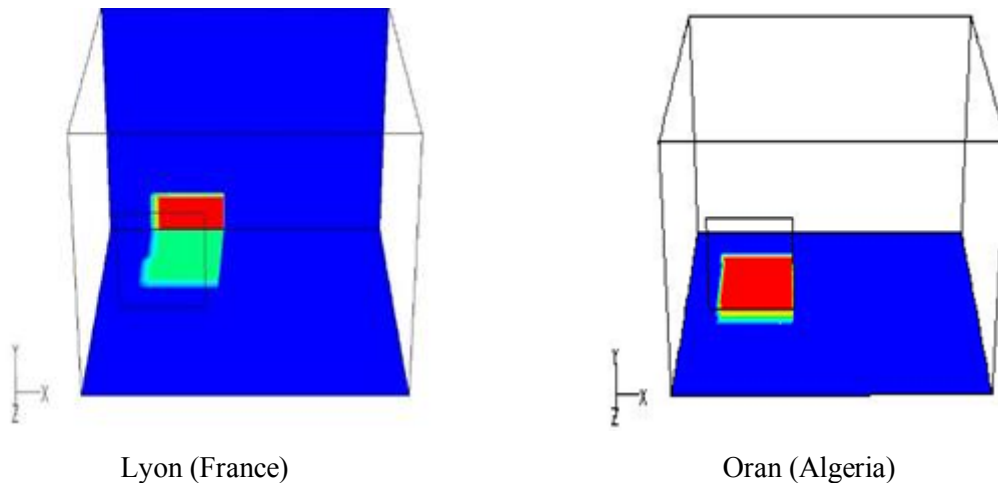


Figure IV.22: Localisation de la tache solaire (12 Janvier à 13h).

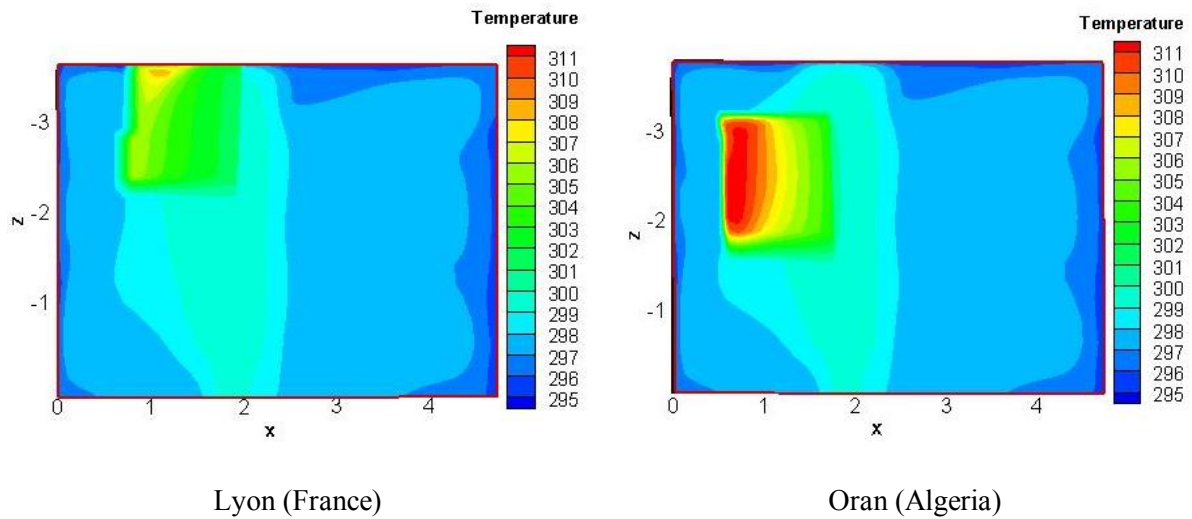


Figure IV.23: Comportement thermique du plancher chauffant pour les deux villes (12 Janvier à 13h).

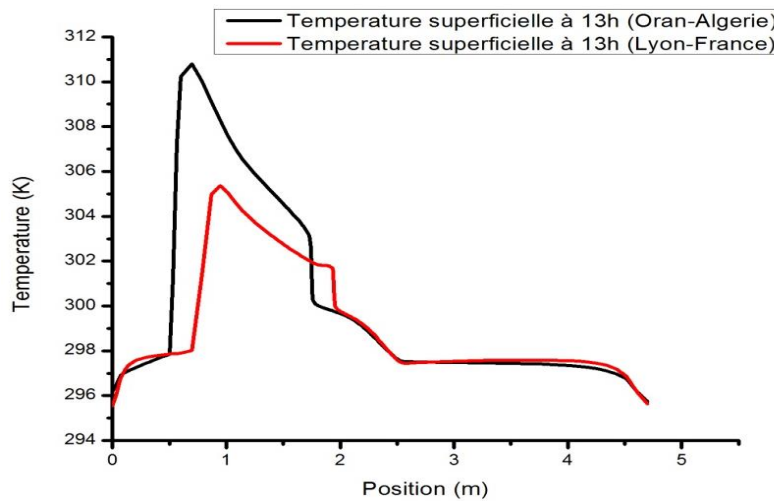


Figure IV.24: Evolution de la température superficielle suivant l'axe-X pour les deux villes (12 Janvier à 13h).  
(z = -2 m pour Oran; z = -3 m pour Lyon)

IV.2.6.3 Position de la fenetre

Suivant l'orientation sud, plusieurs configurations ont été étudié dans cette partie afin d'identifier le meilleur emplacement de la fenetre pour éviter le phénomène de surchauffe à différents moments dans la journée (figure IV. 25).

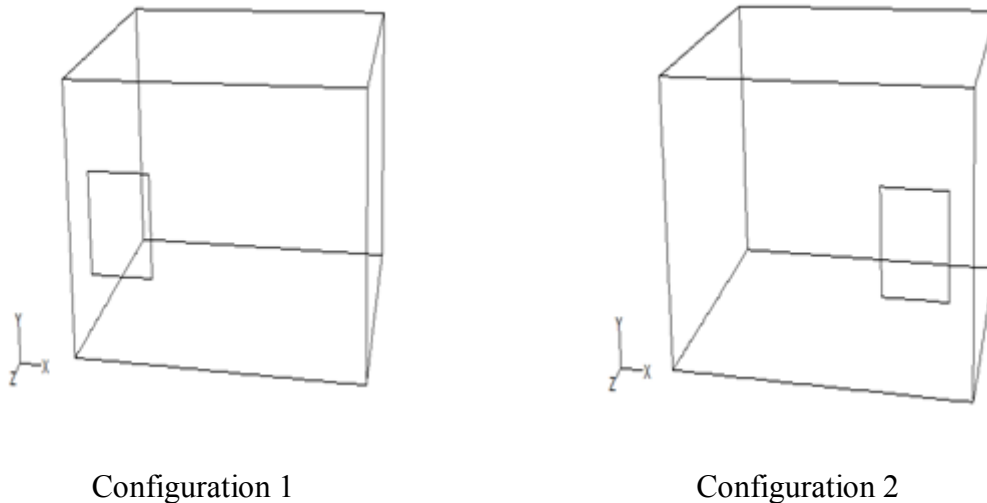


Figure IV.25: Modèles des pièces.

Figures IV. 26-29 montrent la localisation de la tache solaire et l'évolution de la température superficielle du plancher chauffant pour les deux configurations à 13h et 15h.

Les résultats ci dessous montrent que pour la configuration 1, la tache solaire apparaît à 13h sur le sol proche du mur ouest (figure IV. 26), continue sa course vers le mur Est en décalant vers le mur du nord à 15 heures (figure IV. 28). Pour la configuration 2, la tache solaire apparaît sur le sol près du mur est à 13h (figure IV.27), après elle se déplace ensuite vers le mur est à 15h (figure IV.29).

À 13h, la température superficielle de la zone irradiée atteint un maximum de  $38\text{ }^{\circ}\text{C}$  pour le configuration 1 et  $37\text{ }^{\circ}\text{C}$  pour la configuration 2, soit  $14\text{ }^{\circ}\text{C}$  de différence maximale par rapport à la zone ombragée

À 15h, la température de surface de la zone irradiée solaire atteint un maximum de  $39,5\text{ }^{\circ}\text{C}$  pour le configuration 1 et  $38\text{ }^{\circ}\text{C}$  pour la configuration 2, soit  $14\text{ }^{\circ}\text{C}$  de différence maximale par rapport à la zone d'ombre.

La différence de température au niveau de la tache solaire entre la première et la seconde configuration est d'environ  $1,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Les figures IV.30-31 montrent les isothermes pour les deux configurations à  $z = -1,2\text{ m}$  de la paroi nord. Les résultats montrent que le comportement thermique de l'air intérieur varie avec le déplacement de la tache solaire. La valeur de la température de l'air intérieur dans la zone occupée est la même pour les deux configurations, malgré le changement du comportement dynamique de l'air qui induit inévitablement un inconfort thermique pour occupent.



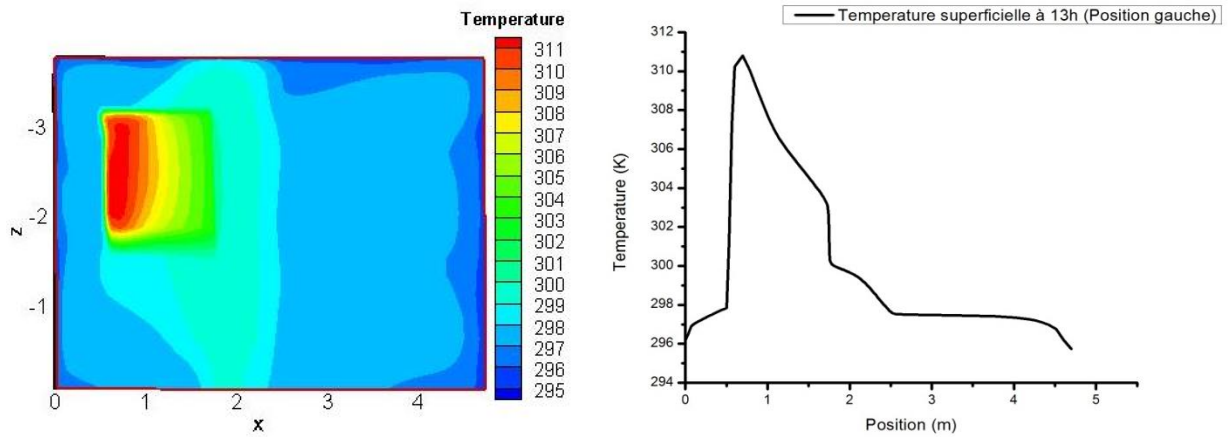


Figure IV.26: Comportement thermique du plancher chauffant pour la configuration 1 à 13h.  
(Pour  $z = -2$  m)

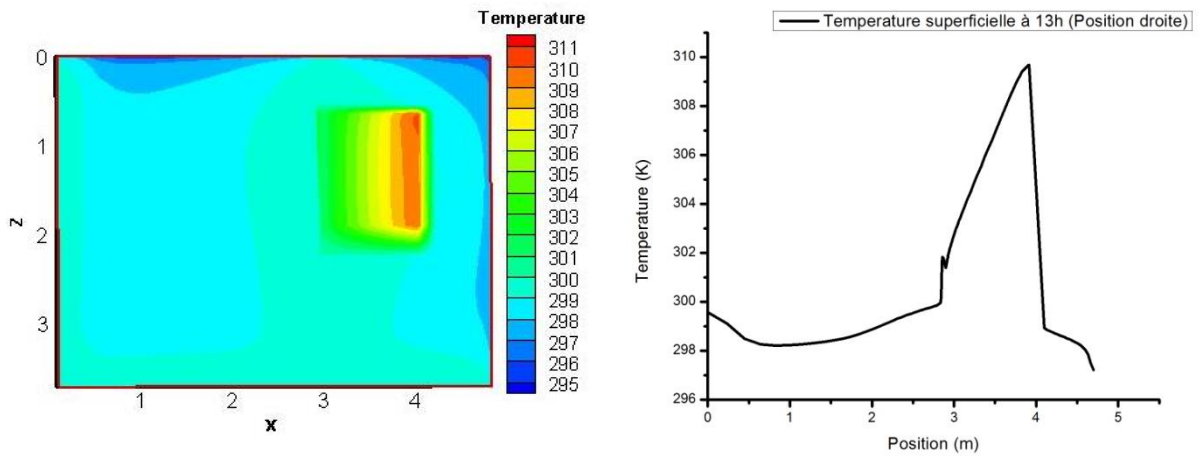


Figure IV.27: Comportement thermique du plancher chauffant pour la configuration 2 à 13h.  
(Pour  $z = 1.8$  m)

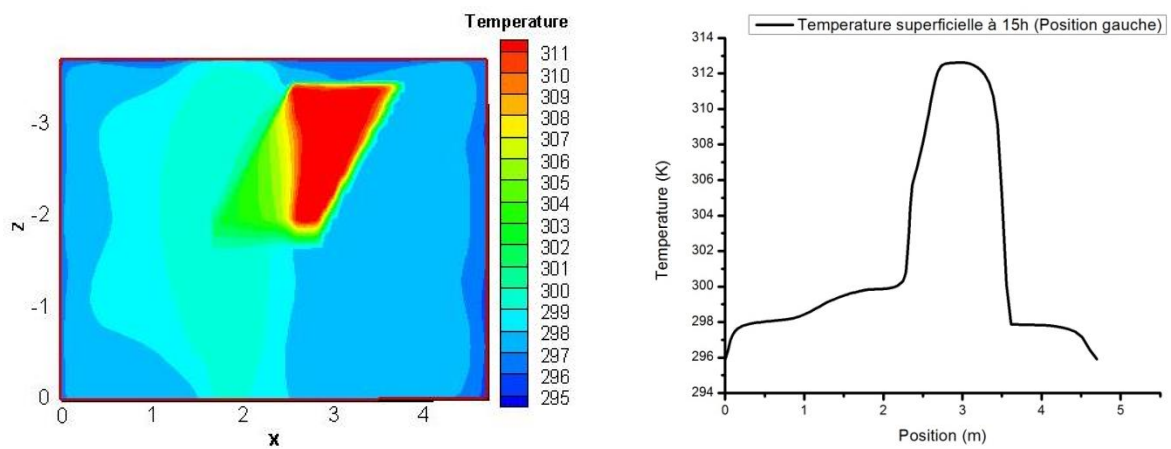


Figure IV.28: Comportement thermique du plancher chauffant pour la configuration 1 à 15h.  
(Pour  $z = -3$  m)



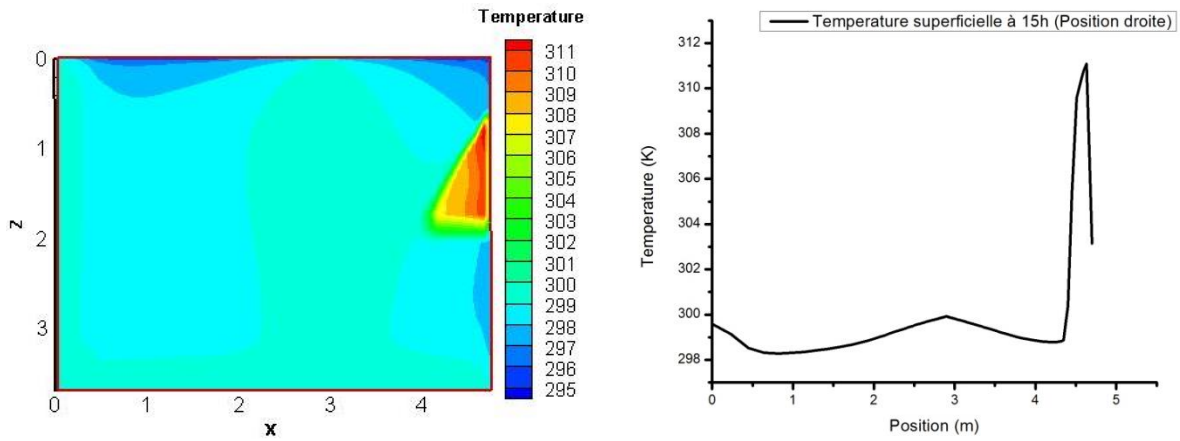


Figure IV.29: Comportement thermique du plancher chauffant pour la configuration 2 à 15h.  
(Pour  $z = 1.8$  m)

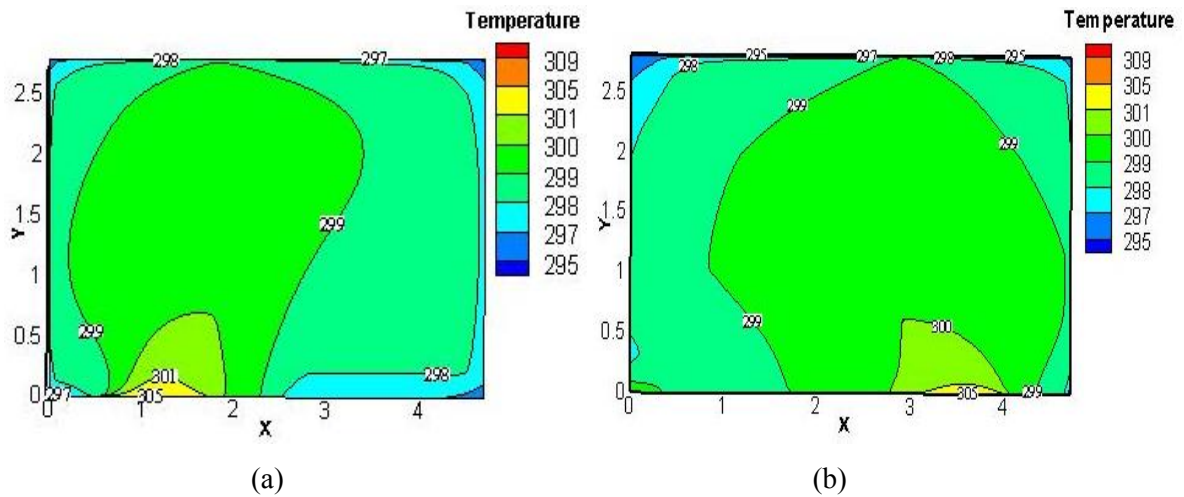


Figure IV.30: Contours de température à  $z = - 1.2$  m de la paroi nord à 13h.  
(a) configuration 1, (b) configuration 2.

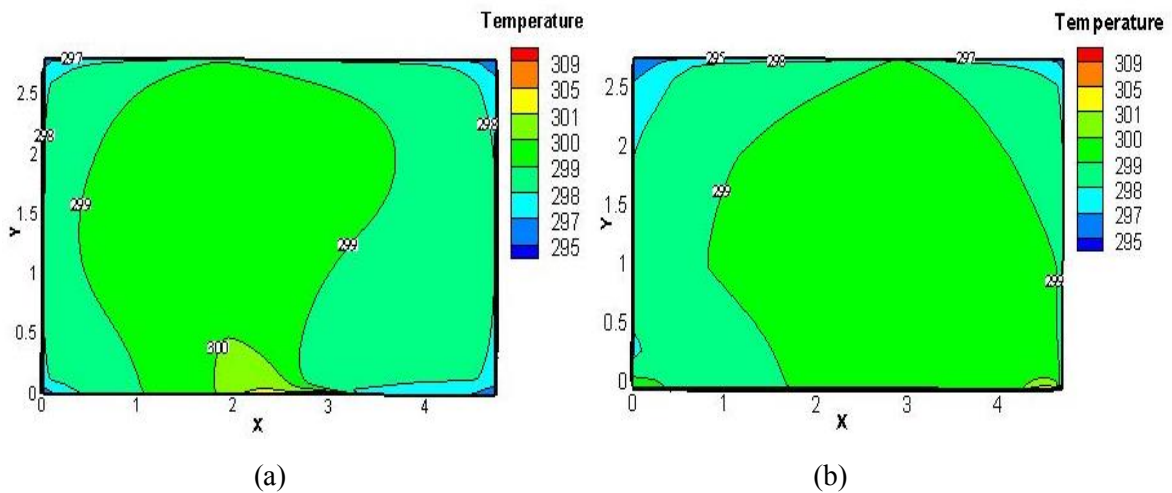


Figure IV.31: Contours de température à  $z = - 1.2$  m de la paroi nord à 15h.  
(a) configuration 1, (b) configuration 2.

#### IV.2.6.4 Effet de la surface du vitrage (12 Janvier à 13h)

La surface des fenêtres ont également une forte influence sur le confort thermique et sur la consommation d'énergie [89-91]. Nedhal Ahmed M. Al-Tamimi [92] ont montré que la surface optimale de la fenêtre peut réduire l'effet du rayonnement solaire sur la température intérieure. A cet effet, nous avons mené une étude paramétrique pour étudier l'effet de la surface de la fenêtre sur le comportement thermique du plancher chauffant et sur la surface de la tache solaire. Deux configurations ont été étudiées comme illustré sur la figure IV. 32. La surface du vitrage de la première configuration est de  $1,2 \text{ m}^2$  et celle de la deuxième est de  $2 \text{ m}^2$ . Les résultats montrent lorsqu'on augmente la surface de la fenêtre, la tache solaire occupe une grande surface sur le plancher chauffant, ce qui peut générer une perturbation importante de la température superficielle du plancher chauffant (figure IV.33).

L'augmentation de la surface de la tache solaire générée par une grande surface de vitrage provoque une augmentation de la zone d'air influencé par la tache solaire, ce qui peut perturber le comportement thermique de l'air intérieur. Le dimensionnement de la surface de la fenêtre dans le cas d'une chambre équipée d'un plancher chauffant est important pour réduire la zone influencée par la tache solaire.

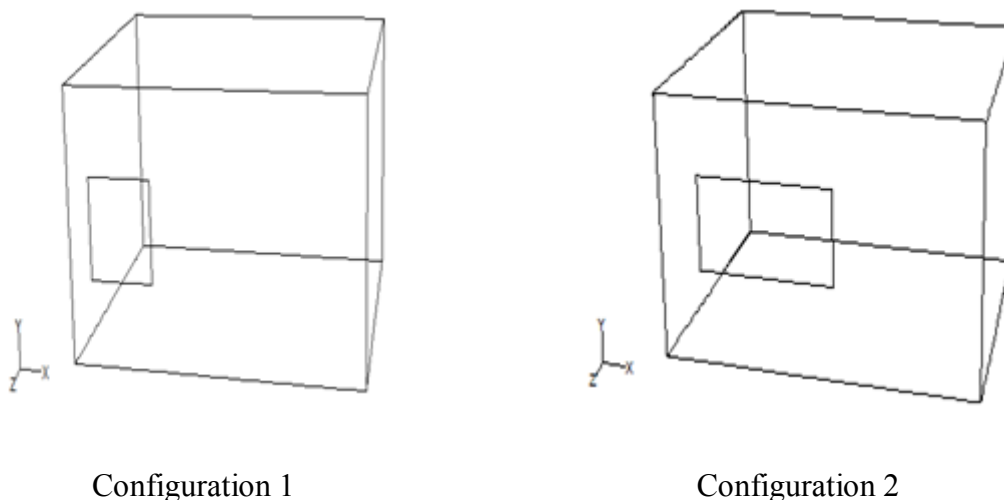


Figure IV.32 :. Modèles des pièces

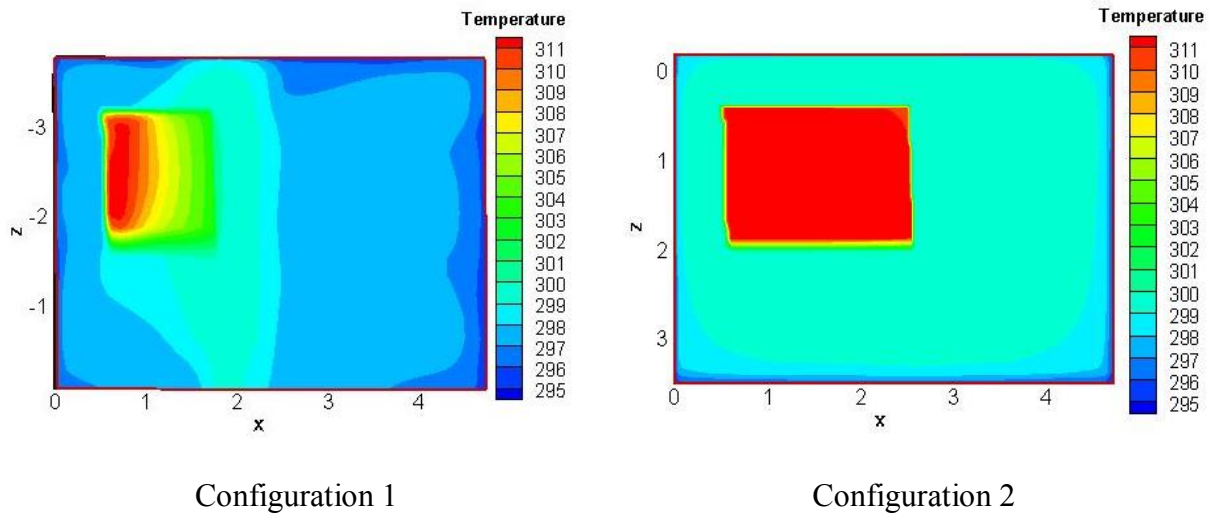


Figure IV.33 : Comportement thermique du plancher chauffant pour les deux configuration.

#### IV.2.6.5 Effect du facteur d'ensoleillement sur le plancher chauffant (12 Janvier à 13h)

L'intensité solaire transmise par le vitrage a une influence sur la variation du comportement thermique de la pièce [93-94]. Le rayonnement solaire dépend de l'état du ciel quand il est clair ou nuageux. A cet effet, nous avons étudié l'effet de facteur d'ensoleillement sur le comportement thermique du plancher chauffant. Le facteur d'ensoleillement est défini comme le pourcentage des nuages couvrant le ciel à un moment donné. Ce facteur peut réduire la puissance du rayonnement solaire transmis dans la chambre. Les figures IV.34-35 montrent le comportement thermique du plancher chauffant pour deux cas : le premier cas est une journée ensoleillée et le deuxième est une journée nuageuse (50% des nuages) à 13h.

Les résultats obtenus ont montré que, lorsqu'on diminue le facteur d'ensoleillement, la température superficielle du plancher chauffant diminue. La différence de température entre les deux cas atteint les 7 °C. Ce facteur produit une influence sur le comportement thermique et doit être pris en compte dans toutes les études menées.

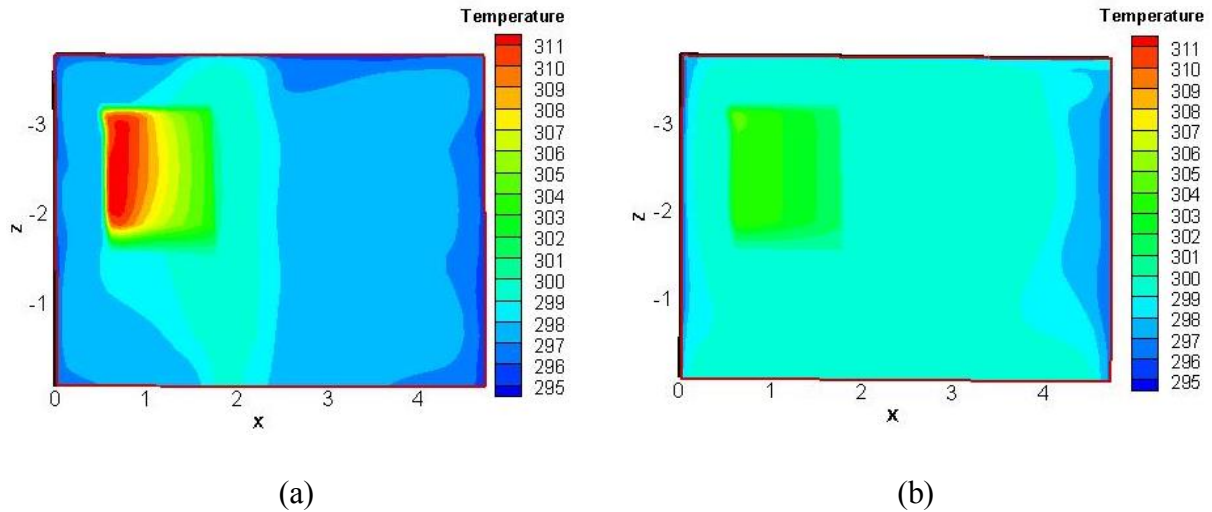


Figure IV.34: Comportement thermique du plancher chauffant pour les deux cas: (a) journée ensoleillé (b) journée nuageuse.

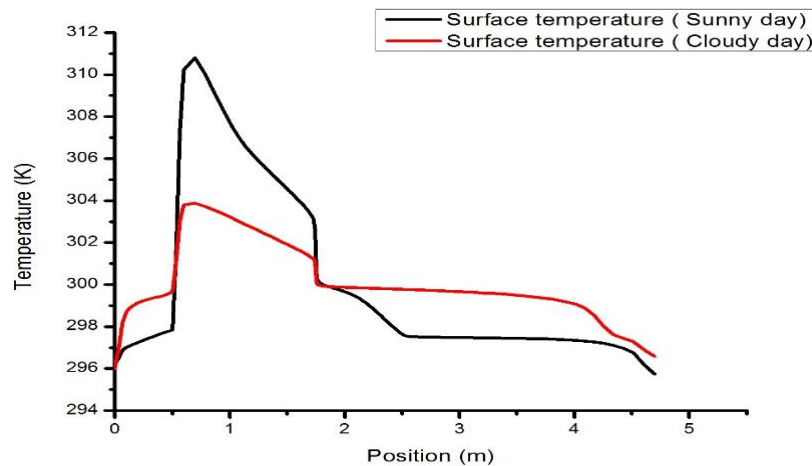


Figure IV.35: Evolution de la température superficielle suivant l'axe-X pour les deux cas (12 Janvier à 13h). ( $z = -2$  m pour une journée ensoleillé;  $z = -2$  m une journée nuageuse).

#### IV.2.6.6 Protection solaire

Dans cette section, nous présentons l'effet de l'utilisation de la protection solaire sur l'apparition de la tache solaire sur le plancher chauffant. La longueur de la casquette solaire est de 60 cm. La figure IV.36 montre une comparaison entre les deux configurations, avec et sans la protection solaire. Les résultats obtenus pour les conditions climatiques de la ville d'Oran montrent que l'utilisation de la casquette solaire réduit la température de la tache solaire de  $7\text{ }^{\circ}\text{C}$  ce qui suggère l'utilisation de la casquette afin d'éviter une surchauffe sur la surface de plancher chauffant.

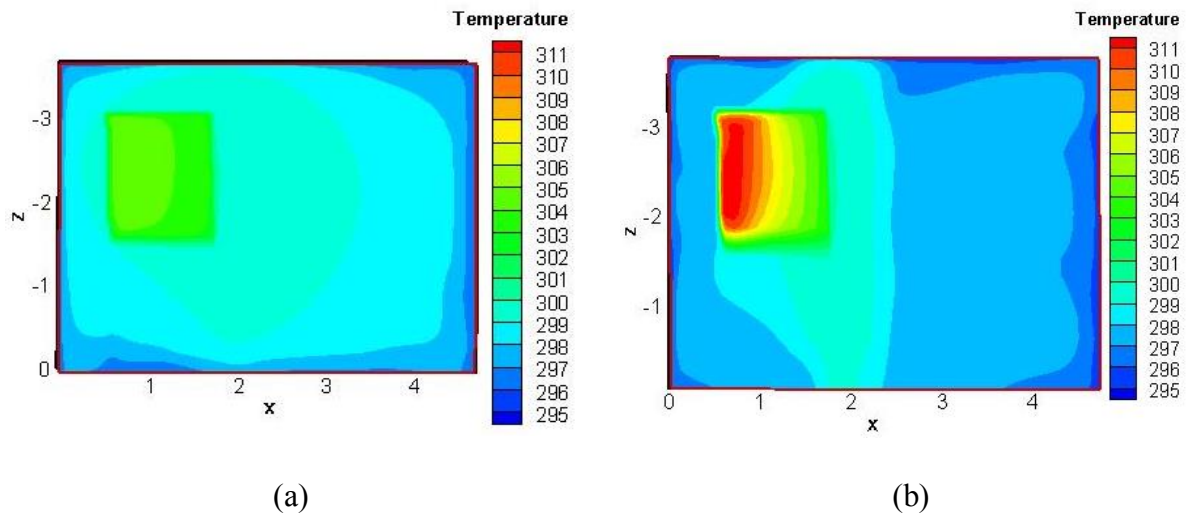


Figure IV.36: Comportement thermique du plancher chauffant pour les deux cas: (a) avec protection solaire (b) Sans protection solaire.

### IV.3 Plancher rafraichissant couplé à un système géothermique

#### IV.3.1. Résultats expérimentaux

Une mini station météorologique de marque OREGON a été installée et reliée à un ordinateur, permettant d'enregistrer les données météorologiques suivantes :

- ✓ La température intérieure de l'air ( $T^{\circ}\text{int}$ ), [°C].
- ✓ La température extérieure ( $T^{\circ}\text{ext}$ ), [°C].
- ✓ L'humidité relative intérieure ( $HR_{\text{int}}$ ).
- ✓ L'humidité relative extérieure ( $HR_{\text{ext}}$ ).

L'évolution de la température extérieure et l'humidité relative intérieure et extérieure enregistrées sont présentées dans les figures ci-dessous :

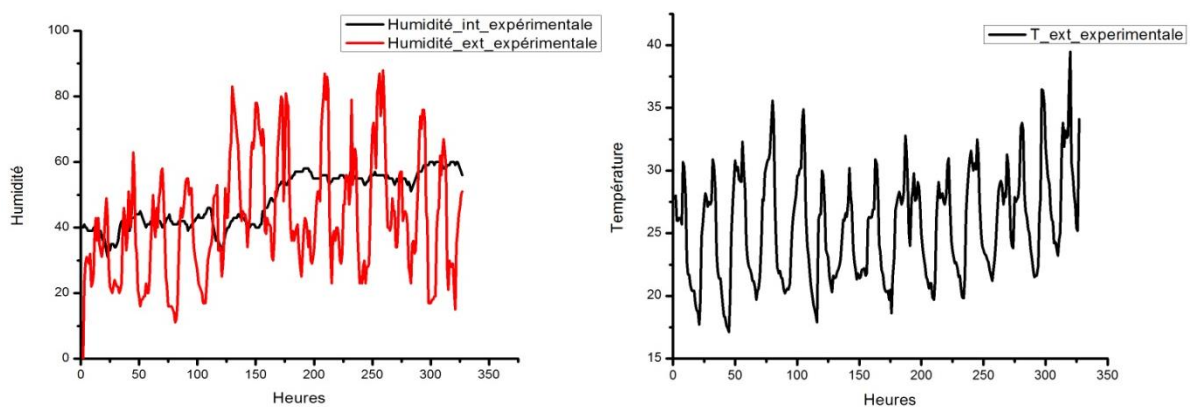


Figure IV.37 : Evolution de la température extérieur et l'humidité relative.

La figure 37 représente l'humidité relative intérieure et extérieure dont les valeurs sont entre 40 et 60% à l'intérieur du local qui correspond aux critères du confort thermique (norme NF S90-351), et entre 20 à 85% à l'extérieur de la cellule d'essai. L'évolution de la température extérieure du site mesurée par la mini station varie entre 17.5 et 39°C .

Le confort thermique dans la période de rafraîchissement est très complexe en raison de l'interaction de plusieurs variables environnementaux tels que, la température résultante sèche qui ne doit pas dépasser les 26°C [95] et la température superficielle du plancher rafraichissant comprise entre 19 et 27°C [95].

En rafraîchissement, le risque de condensation peut se manifester sur les performances du plancher rafraichissant. En effet la température de surface du plancher rafraichissant doit être supérieure à la température de rosé.

Pour tester les performances de ce dernier, nous avons étudié l'évolution de la température superficielle et la température d'entrée au plancher rafraichissant.

La température à l'entrée du plancher rafraichissant et celle de la surface prennent la même allure (figure IV.38). La température de la surface du plancher rafraichissant prend une forme sinusoïdal ascendante débute de 23°C et atteint un maximum de 26.5°C. La température à l'entrée du plancher rafraichissant varie entre 22 et 25°C. L'écart de température entre la température à l'entrée du plancher rafraichissant et la température superficielle atteint les 1.5°C. Les résultats obtenus sont conformes aux critères du confort thermique [95]

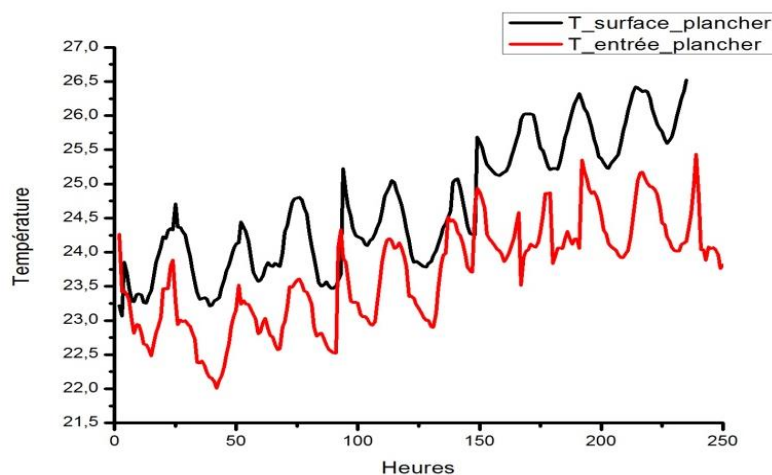


Figure IV.38 : Evolution de la température de la surface du plancher rafraichissant

3 thermocouples ont été dotés dans le local à différentes positions et à une hauteur de 70 cm afin de mesurer la répartition de la température de l'air intérieur.

L'évolution de la température dans la cellule est représentée par la figure IV.39. Elle varie entre 23 et 26.8 °C pour une température de l'air extérieur variant entre 17.5 et 39 °C où il est clair que la température de l'air intérieur se trouve dans un intervalle confortable [95].

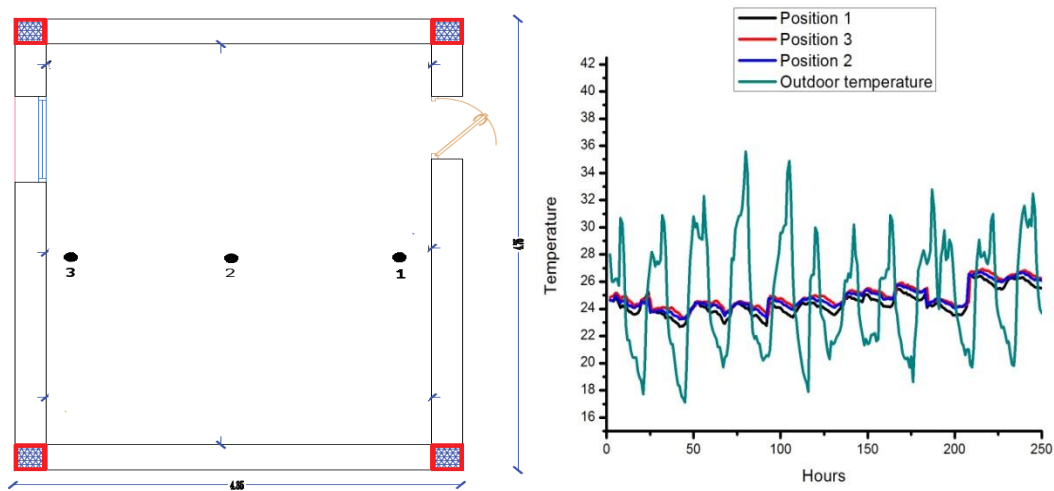


Figure IV.39 : Evolution de la température de l'air intérieur

#### IV.3.2. Validation sous TRNSYS

Le calcul des besoins en rafraîchissement a été fait par une simulation numérique sous le logiciel TRNSYS.16 destiné à la simulation des systèmes thermiques en régime instationnaire. On peut remarquer que les besoins en rafraîchissement maximum sont enregistrés au mois de juillet avec une valeur de 210 KW/h, suivi par le mois d'août avec une valeur de 190 KW/h comme indique la figure ci dessous:

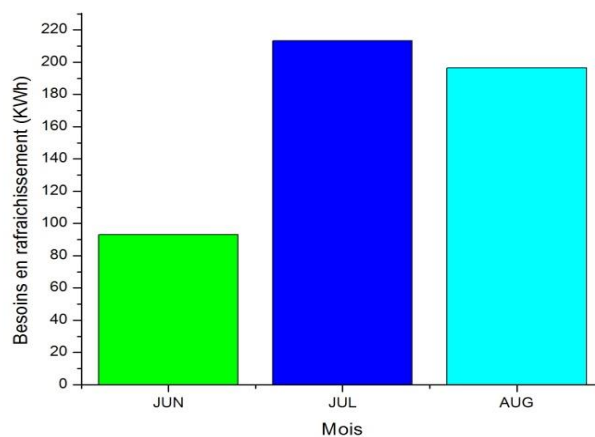


Figure IV.40: Besoins en rafraîchissement



Dans cette étape, on veut connaître le comportement thermique de la cellule suite à une mise en marche continue de deux citernes branchées en parallèle sous des conditions météorologiques de la ville d'Oran.

Plusieurs composants « types », sont disponibles dans la bibliothèque, permettent de simuler en régime transitoire les bâtiments mono ou multi zonaux. Les types utilisés sont (figure IV.41 ):

- " type 38 " pour modéliser les deux citernes enterrées branché en parallèle.
- " type 56" décrit le comportement thermique dynamique d'un bâtiment multizone.
- " type 711 " pour modéliser l'échange thermique entre la citerne et le sol.
- " type 3b-2" pompe circularise.

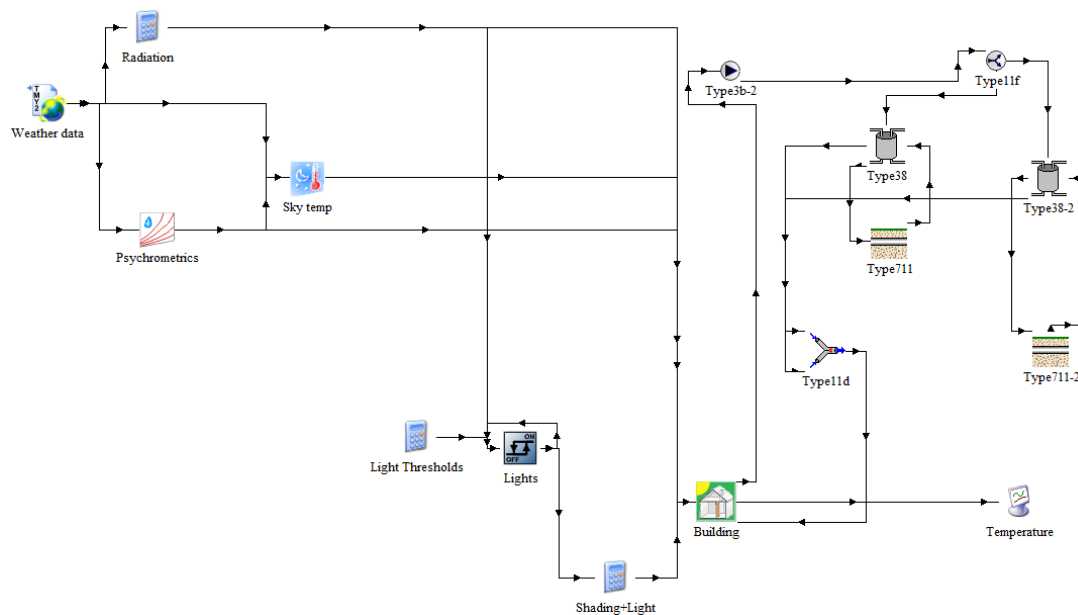


Figure IV.41 : Simulation du système sur TRNSYS.

La figure IV.42 montre l'évolution de la température de l'air intérieur du plancher rafraichissant obtenues expérimentalement ainsi que par la simulation. D'après les résultats, on a remarqué que les deux courbes ont les mêmes tendances. La température enregistrée de l'air intérieur varie entre 23 et 26.8 °C (température du confort) [95], celle obtenue par la simulation varie entre 23.5 et 27.6°C pour une température de l'air extérieur variant entre 17.5 et 39°C.



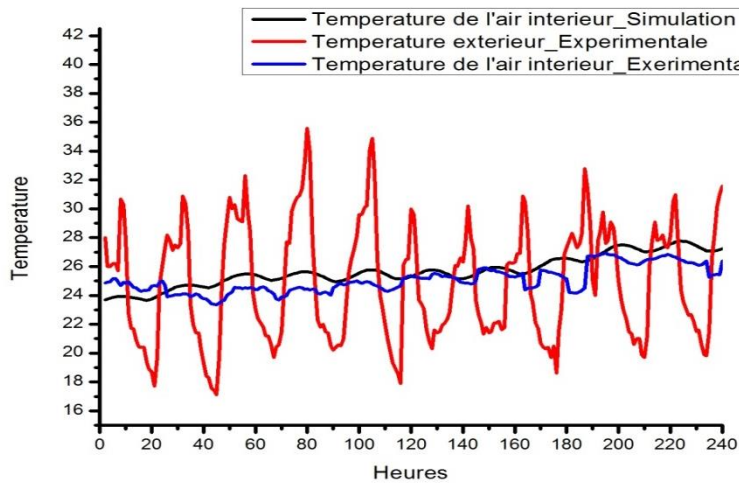


Figure IV.42 : Confrontation des résultats.

La figure IV.43 montre l'évolution de la température superficielle du plancher rafraichissant obtenues par l'expérimental ainsi que par la simulation. D'après les résultats, on a remarqué que les deux courbes ont les mêmes tendances. La température enregistrée de la surface du plancher rafraichissant varie entre 23 et 26.5 °C (température du confort) [95], celle obtenue par simulation varie entre 22.5 et 25.5°C pour une température de l'air extérieur variant entre 17.5 et 39°C.

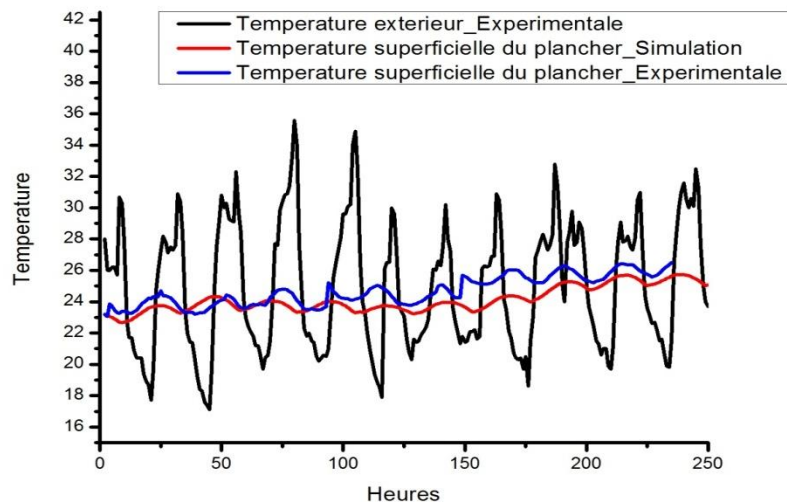


Figure IV.43 : Confrontation des résultats.

La figure IV.44 représente une comparaison entre la température de l'air intérieur de la cellule avec et sans source (citernes enterrées). Les résultats montrent que les citernes rafraichissantes apportent un gain peut aller jusqu'à 3°C, ce qui remet la température de l'air intérieur dans un intervalle confortable.

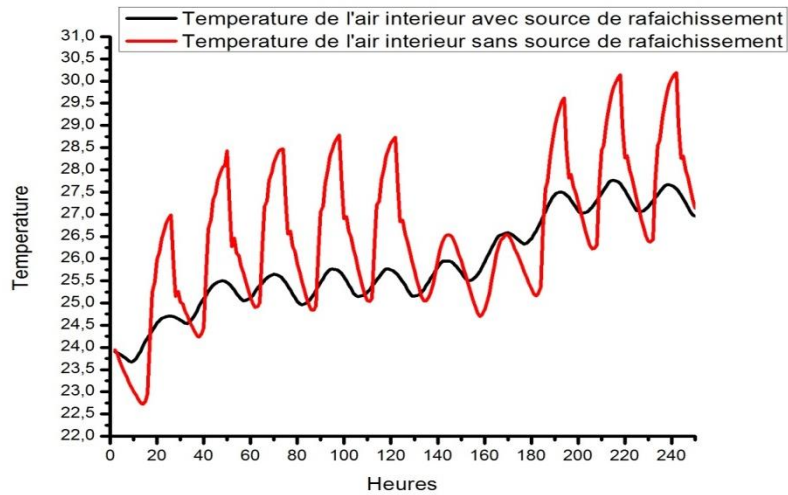


Figure IV.44 : Température de l'air intérieur avec et sans citernes rafraichissantes

IV.3.3. Comparaison avec une zone aride : Cas de la ville de Bechar

L'Algérie est caractérisé par un climat influencé par le désert saharien, qui le procure des situations climatiques inconfortables thermiquement, ce qui engendre des besoins de rafraichissement importants. La figure ci-dessous montre les zones climatiques de l'Algérie et le coût des besoins en rafraichissement.

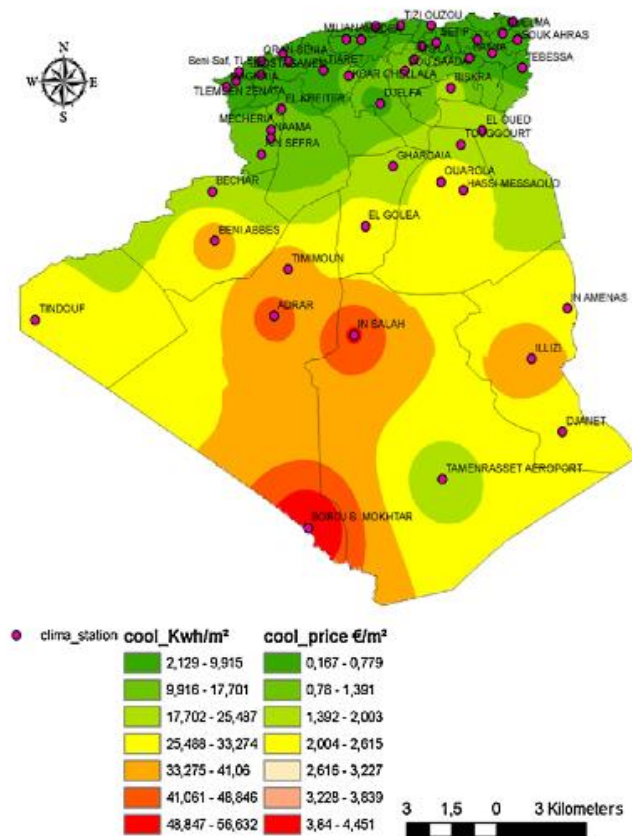


Figure IV.45 : Zonage climatique en Algérie pour le rafraichissement [96].

D'après l'étude de A.Mokhtari.et al [97], l'analyse de la distribution mensuelle de la température et de l'humidité relative de la ville de Béchar indique que la majeure partie de l'année se situe en dehors de la zone de confort. Dans son étude, il a montré qu'on peut améliorer le niveau de confort thermique requis par un choix judicieux des matériaux de construction, de la forme du bâtiment, de l'orientation et les dimensions des ouvertures.

Le confort thermique est estimé essentiellement en fonction des paramètres climatiques extérieurs tels que la température extérieure et le rayonnement solaire global incident sur la surface du sol. En gardant la même structure de la cellule étudiée pour la ville d'Oran et la même source géothermique, une étude comparative a été faite pour deux climats du territoire Algérien, le climat d'une région nord (Oran) qualifié comme étant froid et humide et un sol argileux, et un climat du sud Algérien celui de Bechar, chaud et sec, caractérisé par un sol sableux.

Tableau. IV.6. Propriétés physiques du sol sableux.

Nature du sol	Conductivité thermique (W/m.K)	Chaleur spécifique (j/Kg.K)	Masse volumique (Kg/m <sup>3</sup> )
Sol sableux	2.9	700	2000

Les figures IV.46 et 47 montrent les conditions météorologiques dans les deux villes. ces figures confirment la distinction en deux zones climatiques différentes, Bechar étant située dans la zone la plus chaude et Oran dans la zone froide. Pour le cas de Bechar, nous constatons un surplus dans la température extérieure et l'irradiation solaire totale de l'ordre de 11.84 °C et de 100 W/m<sup>2</sup> respectivement durant la période de test par rapport à la ville d'Oran.

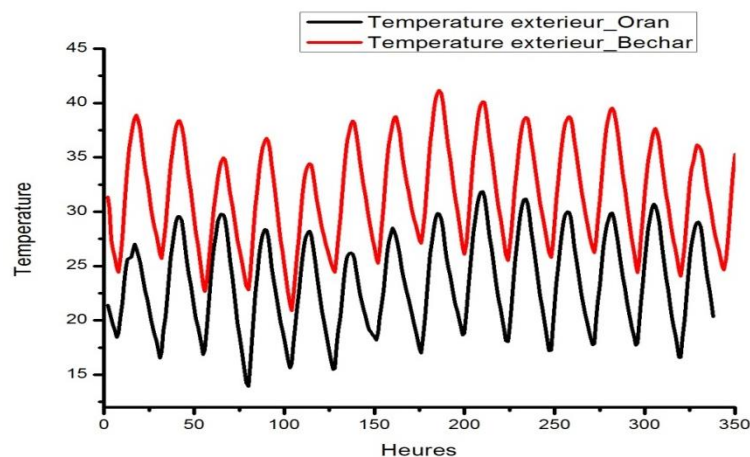


Figure IV.46 : Temperature extérieure des deux villes : Oran et Bechar

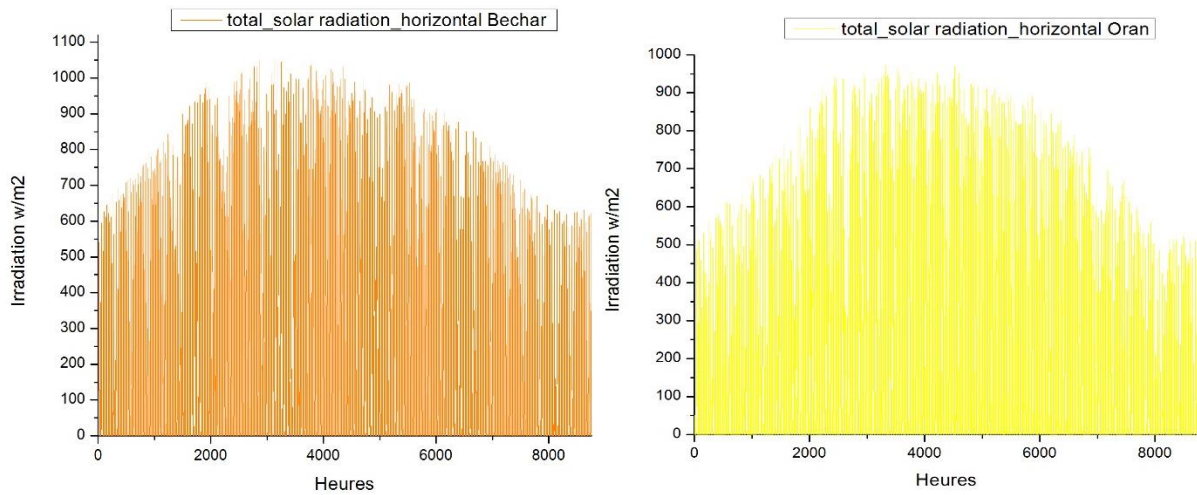
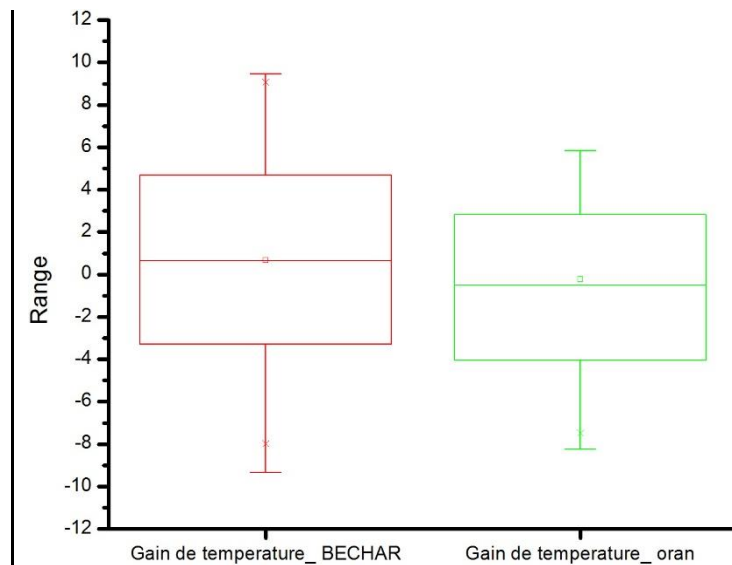


Figure IV.47: Irradiation totale des deux villes : Oran et Bechar

Le gain de température entre la température extérieure et intérieure apporté par la source géothermique durant la journée est de l'ordre de 9 °C pour le climat de Bechar et de 6°C pour le climat d'Oran (figure IV.48 ).

Figure IV.48 : Gain de température à Oran et à Bechar  $\Delta T = (T^{\circ}\text{ext} - T^{\circ}\text{int})$ 

#### IV.3.4 Optimisation du plancher rafraichissant

##### IV.3.4.1 Effet des caractéristiques thermo-physique de la citerne sur la température superficielle du plancher rafraichissant

Plusieurs travaux ont étudié l'effet du sol, volume et la profondeur d'enfouissement de la citerne enterrée sur la température du stockage. Etant donné que dans la littérature les études

antérieures n'ont pas porté sur l'effet de ces paramètres sur la température superficielle du plancher rafraichissant, qui représente un paramètre important pour avoir un confort thermique dans un bâtiment. Un modèle numérique sous TRNSYS à cet effet, a permis de faire une étude paramétrique faisant apparaître les paramètres les plus influents sur le rendement énergétique du plancher rafraichissant.

Les simulations suivantes testent les performances du plancher rafraichissant pendant la période de charge en faisant varier certains paramètres importants tel que les caractéristiques thermo-physiques de la citerne. Une étude paramétrique est réalisée en faisant varier un seul paramètre à la fois, les autres étant ceux du cas de référence. Les résultats du cas de référence apparaissent en gris à la première ligne du tableau IV.7. Nous avons simplifié le modèle du stockage saisonnier par une seule citerne pour simplifier l'étude comme indique la figure ci dessous:

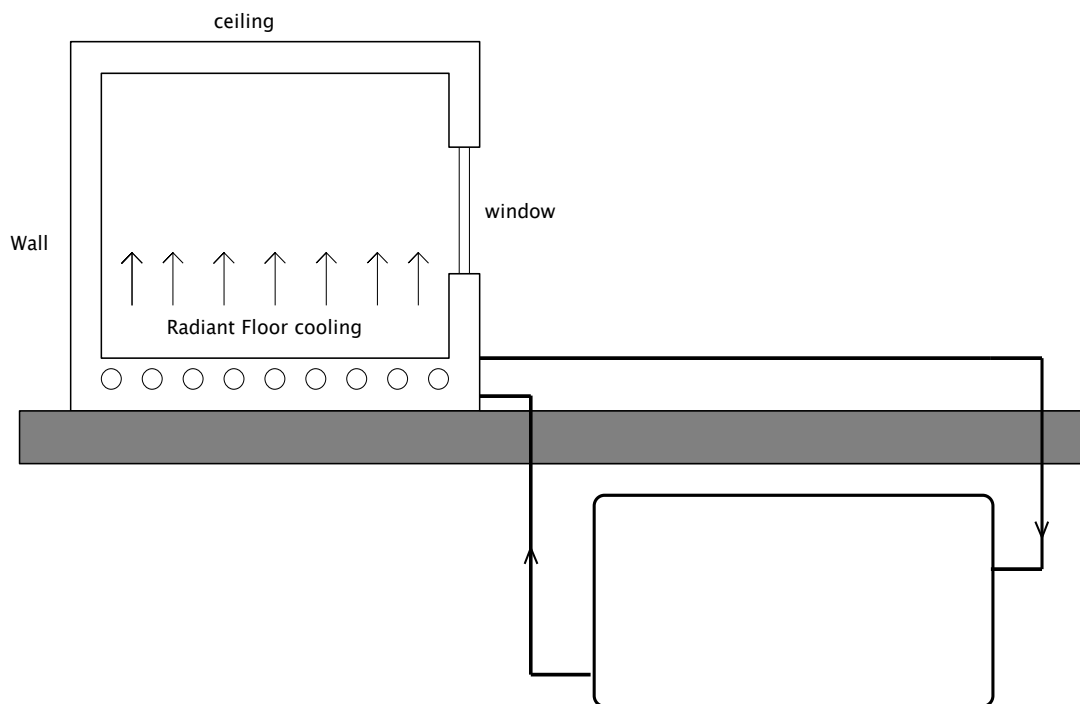


Figure IV.49 : Schéma simplifié d'une citerne enterrée couplé à la cellule expérimentale.

Tableau. IV.7. Etude paramétrique.

Matériaux de la citerne	Conductivités	Volumes totales
Tôle galvanisé	48 W·m <sup>-1</sup> ·K	4m <sup>3</sup>
polyéthylène haute densité	0,51 W·m <sup>-1</sup> ·K	8m <sup>3</sup>
Béton armé	2,2 W·m <sup>-1</sup> ·K	16m <sup>3</sup>

#### IV.3.4.1.1 Effet du volume sur la température superficielle du plancher rafraichissant

Les résultats de simulation obtenus montrent que l'augmentation du volume de stockage entraîne une diminution de la température de la surface du plancher hydraulique jusqu'à 1.5 °C par rapport au cas de référence ( $V=4\text{m}^3$ ) comme indique la figure IV.50:

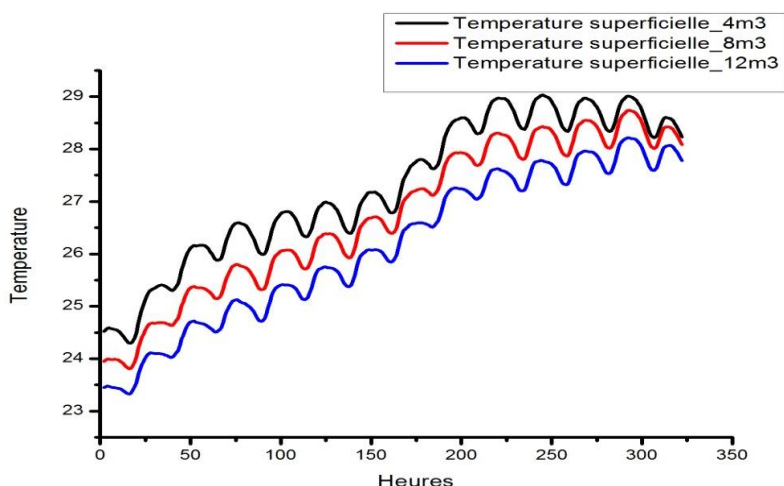


Figure IV.50: Effet du volume de la citerne enterrée sur la température superficielle du plancher rafraichissant (tole galvanisé).

#### IV.3.4.1.2 Effet de la conductivité thermique de la citerne sur la température du plancher rafraichissant

La figure ci-dessous montre que l'augmentation de la conductivité thermique de la citerne entraîne une faible diminution de la température de la surface du plancher hydraulique. Les résultats de la simulation montrent que les matériaux utilisés conduisent à des performances énergétiques presque similaires. En raison de la faible épaisseur de la citerne les différentes valeurs de conductivité thermique influent à peine sur l'échange de la chaleur.

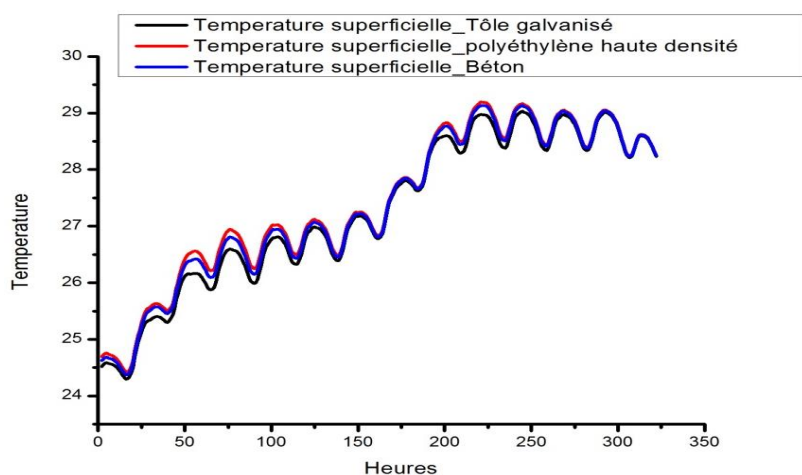


Figure IV.51: Effet de la conductivité de la citerne enterrée sur la température superficielle du plancher rafraîchissant (V=4m³).

#### IV.3.4.2 Effet des paramètres thermo-physiques du circuit hydraulique sur la température de surface :

##### IV.3.6.2.1 Effet de l'espacement

Le "pas", est l'écartement en centimètre entre deux tubes du panneau, il est généralement compris entre 10 cm et 30 cm. Les figures ci-dessous montrent une comparaison entre deux cas d'étude : un circuit hydraulique avec un espacement de 10 cm et un autre avec un espacement de 20 cm.

L'augmentation de l'écart entre les tubes entraîne la diminution de la température superficielle du plancher, cette dernière est donc inversement proportionnelle à l'accroissement du pas de pose. L'écart de température entre la configuration avec un espacement de 10 cm et celui de 20 cm est de l'ordre de 0.11 °C (figure. IV. 52.)



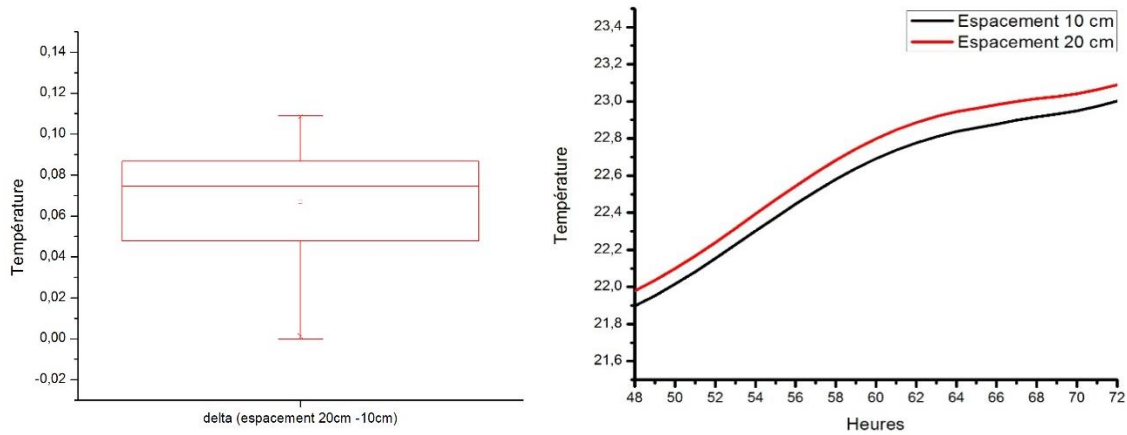


Figure IV.52 : Effet de l'espacement

#### IV.3.4.2.2 Effet de la conductivité

Il apparait nettement sur la figure 53 que la nature du matériau du circuit hydraulique influe sur la température superficielle du plancher rafraichissant. En outre, nous pouvons observer que l'utilisation du matériau dont la conductivité est plus élevée, transmettra par conséquent une proportion plus importante de l'énergie et démunira la température superficielle. L'écart de température entre la configuration avec une conductivité de  $0,35 \text{ W/m}^2$  et celle de  $0,5 \text{ W/m}^2$  est de l'ordre de  $0,11 \text{ }^\circ\text{C}$  (figure IV. 53)

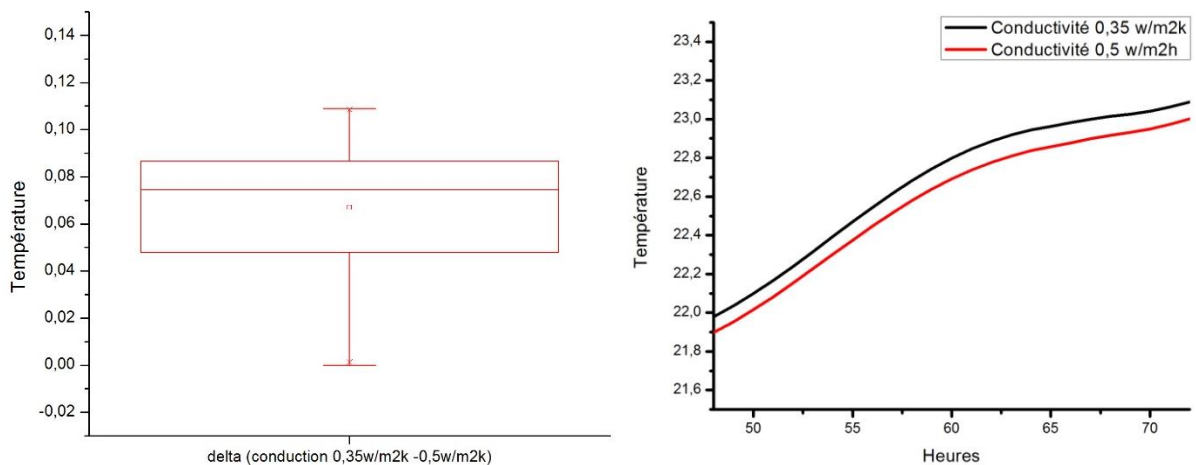


Figure IV.53 : Effet de la conductivité

#### IV.3.4.2.3 Effet de l'épaisseur :

La figure IV. 54 illustre l'évolution de la température superficielle du plancher rafraichissant en fonction du temps pour différentes épaisseurs du circuit hydraulique. Il apparait clairement



que la température de la surface du plancher rafraichissant diminue avec la diminution de l'épaisseur du circuit hydraulique avec un écart de température entre les deux configurations de 0.11 °C.

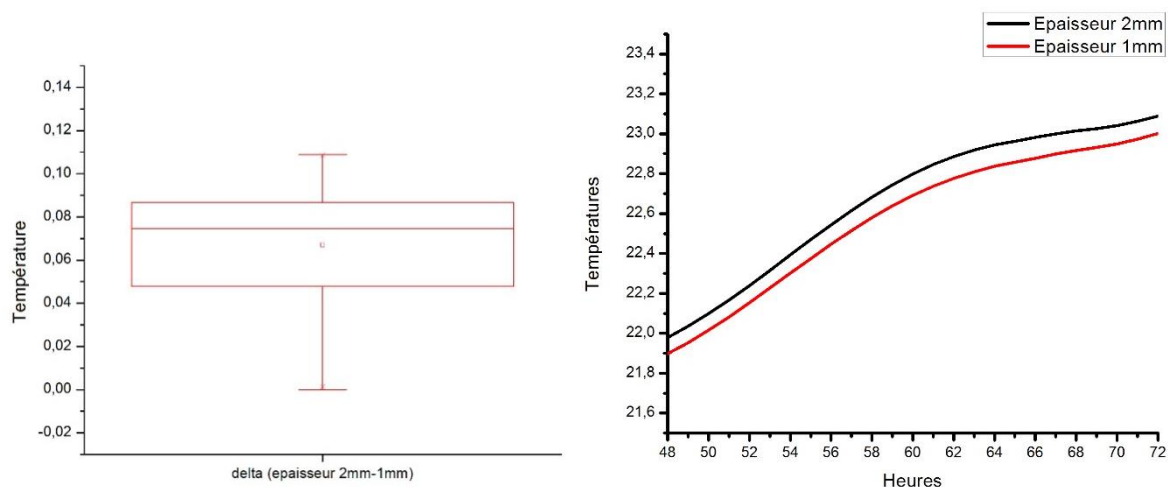


Figure IV.54 : Effet de l'épaisseur

#### IV. 4 Conclusion

Dans la première partie de ce chapitre, on a présenté l'effet de la tache solaire sur le comportement thermique d'un plancher chauffant sous les conditions climatiques de la ville d'Oran en Algérie. A cet effet, un modèle du plancher chauffant a été établi sur TRNSYS afin de valider les résultats expérimentaux.

Le modèle de la tache solaire est établi sous le logiciel FLUENT qui permet de localiser précisément la tache solaire sur la surface du sol à différents moments. Dans ce cas on peut obtenir la température superficielle du plancher chauffant et comparer la zone irradiée avec celle de la zone d'ombre.

Les résultats montrent que la présence de la tache solaire sur le plancher chauffant, au cours d'une journée ensoleillée, a un effet significatif sur l'air intérieur en raison des perturbations générées sur la température de surface du plancher. Cette perturbation provoque une différence de température de 2°C entre la zone de l'air irradiée et ombragée et une différence de 13 °C entre la surface irradiée et ombragée. Ce modèle proposé peut étudier l'effet de l'orientation de la fenêtre ainsi que sa surface sur le comportement thermique dynamique du système de chauffage par le sol.

Les résultats montrent que le comportement thermique de la tache solaire varie en fonction de l'orientation du bâtiment et de l'emplacement géographique.

L'étude paramétrique a montré que le dimensionnement de la surface de la fenêtre et son emplacement dans le cas d'une chambre équipée d'un plancher chauffant est important pour réduire la zone influencée par la tache solaire.

Le dispositif de protection solaire avec une longueur de 0,6 m dans les conditions climatiques de la ville d'Oran en Algérie réduit la température de la tache solaire environ de 7 ° C ce qui suggère l'utilisation de ce système afin d'éviter une surchauffe dans les bâtiments.

La deuxième partie du chapitre a permis de tirer des résultats satisfaisants sur le comportement thermique d'une cellule expérimentale couplée à un système de stockage saisonnier, dans le contexte local Algérien, plus particulièrement celui de la ville d'Oran.

Les résultats obtenus ont montré que l'utilisation de la technique du plancher rafraichissant couplé à un système de stockage saisonnier dans un climat Algérien est très prometteuse. Les deux citernes couplées à un plancher rafraichissant intégré dans la cellule d'essai peuvent maintenir une ambiance confortable à l'intérieure avec un abaissement de 3.5°C par rapport à l'évolution libre.

Le risque de la condensation en surface du plancher a été éliminé pendant toute la durée du suivi expérimental, où la température superficielle reste dans l'intervalle du confort thermique.

L'étude paramétrique est faite dont le but d'améliorer l'efficacité du plancher rafraichissant en faisant varier les paramètres thermo-physique de la citerne. Sur la base de l'étude paramétrique menée, on peut conclure que le volume de stockage a un effet significatif sur les la température superficielle du plancher hydraulique.

L'écart de température superficielle du plancher hydraulique entre les trois matériaux étudiés n'est pas aussi considérable, la nature du matériau n'influe pas considérablement sur l'efficacité énergétique du système.

Les résultats montrent que pour diminuer la température superficielle, il faut diminuer le pas d'espacement, augmenté la conductivité thermique et diminuer l'épaisseur du circuit hydraulique.

# **Conclusion**

## *Conclusion et perspectives*

---

L'avenir de la planète se joue en ce moment même. L'une des solutions au problème énergétique est l'installation de panneaux solaires thermiques et les systèmes géothermiques à basse température, considéré comme une solution écologique.

L'objectif principal de notre travail consiste à étudier l'efficacité énergétique d'un plancher hydraulique réversible pour assurer les besoins en chauffage et en rafraichissement d'un local. Pour cette raison des dispositifs expérimentaux ont été réalisés. Nous avons mené une série de mesures pour explorer les possibilités d'utilisation des dispositifs simples pour le chauffage solaire et le rafraichissement géothermique, et l'utiliser directement pour analyser le confort thermique dans le local.

Les résultats de cette thèse montrent que la présence de la tache solaire sur le plancher chauffant, perturbe le comportement thermique dynamique de l'air intérieur et du plancher chauffant. Le modèle utilisé dans cette thèse permet d'étudier l'effet de l'orientation de la fenêtre, de sa surface ainsi que sa disposition sur le comportement thermique dynamique du système de chauffage par le sol. L'étude paramétrique a montré que le dimensionnement de la surface de la fenêtre et son emplacement dans le cas d'une chambre équipée d'un plancher chauffant est important pour réduire la zone influencée par la tache solaire.

Les résultats obtenus montrent que le dispositif de protection solaire avec une longueur de 0,6 m dans les conditions climatiques de la ville d'Oran en Algérie réduit la température de la tache solaire environ de 7 °C ce qui suggère l'utilisation de ce système afin d'éviter une surchauffe dans les bâtiments.

Les travaux réalisés dans la deuxième partie de la thèse permis de définir l'intérêt de l'utilisation de la technique du plancher rafraichissant couplé à un système de stockage saisonnier pour les conditions climatiques de l'Algérie. Les résultats de ces études sont très encourageants, ils permettent de confirmer la contribution de ce type d'installation dans le confort d'été pour les conditions climatiques de la ville d'Oran.

Le modèle établi sur TRNSYS permet d'améliorer l'efficacité énergétique du plancher rafraichissant en faisant varier les paramètres thermo-physiques de la citerne. Sur la base de l'étude paramétrique menée, on peut conclure que le volume de stockage a un effet significatif sur la température superficielle du plancher hydraulique.

Ce travail de thèse conduit à des nombreuses perspectives qu'il serait intéressant de penser à combiner entre les systèmes énergétiques afin d'optimiser leur contribution dans le confort

### *Conclusion et perspectives*

---

thermique. Un autre dispositif expérimental a été réalisé dans cette thèse dont les résultats obtenus feront l'objet d'une continuité de ce projet de recherche.

Le dispositif est composé d'un système combiné « citerne enterré - échangeurs air/sol ». Nous étudions la distribution de la température de l'air à l'intérieur du local, l'apport énergétique du puits climatique, l'effet de soufflage sur le confort et le comportement thermique dynamique de l'air intérieur.

Une modélisation du système combiné « citerne enterré - échangeurs air/sol » doit être établie à l'aide du logiciel TRNSYS, afin de pouvoir valider les résultats expérimentaux. Les travaux à venir pourraient être dédiés à l'amélioration du modèle proposé sous TRNSYS et proposé un système de contrôle qui gère la consommation d'énergie du ce système énergétique combiné.

# **Références bibliographiques**

## Références

- [1] Guide des 100 actions pour économiser l'énergie
- [2][http://www.actuenvironnement.com/ae/news/energie\\_positive\\_dijon\\_elithis\\_batiment\\_2956.php4](http://www.actuenvironnement.com/ae/news/energie_positive_dijon_elithis_batiment_2956.php4)
- [3] K.BENHALILOU, Impact de la végétation grimpante sur le confort hygrothermique estival du bâtiment cas du climat semi aride, pp. 263, mémoire pour l'obtention du diplôme de magistère, option : architecture bioclimatique, Constantine (Algérie), 2008.
- [4] <https://negawatt.org/La-demarche-negaWatt>.
- [5] R. KharchI, Etude Expérimentale du Comportement Thermique d'un Plancher Solaire Direct, Revue des Energies Renouvelables, Tunis, JITH , 2001, pp. 115-119.
- [6] A. Mokhtari, Utilisation d'un Circuit Hydraulique dans un Plancher pour le Chauffage et le Rafraîchissement des Locaux, Revue des Energies Renouvelables, 1998, Vol.1, pp. 17-27.
- [7] S. Menhoudj, Etude expérimentale d'un système solaire actif-PSD, Revue des Energies Renouvelables, 2012, Vol. 15, pp. 479 – 488.
- [8] Z. Bensaid, Chauffage et Climatisation Thermo-Solaire d'une Habitation, 4th International Conference on Computer Integrated Manufacturing CIP, 2007, pp. 4
- [9] N. Belkacem, Simulation des charges thermiques dans une habitation pilote à plancher réversible. « Nature & Technologie ». C- Sciences de l'Environnement, n° 13/ Juin 2015. pp. 17-22.
- [10] K. Imessad, Etude expérimentale d'un système solaire combiné pour le chauffage par plancher, Revue des Energies Renouvelables, 2015, Vol. 18, pp. 399 – 405.
- [11] M. Khabbaz, Experimental and numerical study of an earth-to-air heat exchanger for air cooling in a residential building in hot semi-arid climate , Energy and Buildings, 2016, Vol. 125, pp. 109–121
- [12] Khabbaz, B. Benhamou, K. Limam, H. Hamdi , A. Bennouna and Pierre Hollmuler: Experimental study of an earth-to-air heat exchanger (Canadian well) for the cooling of a residential building in Marrakech, Agadir (Morocco), 3<sup>rd</sup> Congress of the Moroccan Association of Thermal Sciences, April 2014, pp. 21-22.
- [13] F. Al Ajmi, D. L. Loveday, V. Hanby, The cooling potential of earth-to-air heat exchangers for domestic buildings in a desert climate, Building and Environment, 2006, Vol. 41, pp. 235–244.
- [14] A. Sehli, A. Hasni, M. Tamali, The potential of earth-to-air heat exchangers for low energy cooling of buildings in South Algeria, Energy Procedia, 2012, Vol.18, pp. 496–506.

- [15] N.Hatraf ,F.chabane, A.Brima,N.Moummi et A.Moummi ,parametric study of to design an earth to air heat exchanger with experimental validation, Engineering journal, 2014, Vol 18, Issue 2, pp. 42-53.
- [16] C.Peretti, A.Zarrella, M.DeCarli, R.Zecchin, The design and environmental evaluation of earth-to-air heat exchangers (EAHE). A literature review, Renewable and sustainable Energy reviews, 2013, Vol 28, pp.107-116.
- [17] Hubert BLERVAQUE, Règles de modélisation des systèmes énergétiques dans les Bâtiments Basse Consommation, pp. 201, Thèse de doctorat, Spécialité « Énergétique », MINES ParisTech Centre Efficacité énergétique des Systèmes, octobre 2014.
- [18] DALI k, Mise en application de la réglementation thermique des bâtiments, La Lettre de l'Aprue, Bulletin trimestriel n° 10, décembre 2006, APRUE, Alger, p. 06.
- [19] Hamell Khalissa, cours n°2: confort thermique, Faculté des sciences et de la technologie, Université de Biskra.
- [20] Alain Liébard, Traité d'architecture et d'urbanisme bioclimatiques, édition Le Moniteur, 2005.
- [21] B. Moujalled, Modélisation dynamique du confort thermique dans les bâtiments naturellement ventilés, pp. 330, Thèse de doctorat, Spécialité «Génie Civil», L'Institut des Sciences Appliquées de Lyon, janvier 2007.
- [22] AKCHICHE Zineb, Etude de comportement d'une cheminée solaire en vue de l'isolation thermique, pp. 159, Thèse de magister, Spécialité «Génie des procédés», Université kasdi merbah Ouargla (Algérie), mai 2011.
- [23] <http://www-energie2.arch.ucl.ac.be/confort/2.1.htm>.
- [24] N. Benradouane, Performances thermiques d'une maison solaire Revue des Energies Renouvelables, 2006, Vol. 9, pp. 43–52.
- [25] Toke Rammer Nielsen, Simple tool to evaluate energy demand and indoor environment in the early stages of building design, Solar Energy, 2005. Vol. 78, pp. 73–83.
- [26] P. Tittlein, Environnements de simulation adaptés à l'étude du comportement énergétique des bâtiments basse consommation. pp. 221, Thèse de doctorat, Spécialité «Génie Civil», Université de Savoie, décembre 2008.
- [27] A. Rodler, Modélisation dynamique tridimensionnelle avec tache solaire pour la simulation du comportement thermique d'un bâtiment basse consommation. pp. 228, Thèse de doctorat, Spécialité «Génie Civil l'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon (INSA), Novembre 2014.



- [28] İ. Kurtbaşı, A. Durmuş, Unsteady heat transfer by natural convection in the cavity of a passive heating room. *International Journal of Thermal Sciences*, 2008, Vol. 47, pp. 1026-1042.
- [29] I. Catton, 'Natural Convection in Enclosures', In *Proceedings of 6th International Heat Transfer Conference*, Toronto, Canada, 1978, Vol. 2, pp. 13-31.
- [30] K.T. Yang, 'Natural Convection in Enclosures', In *Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer*, K. Kakac, R.K. Shah and W. Aung, Eds, Chap. 13, J. Wiley and Sons, New York, pp. 1 – 51, 1987.
- [31] S. Ostrach, 'An Analysis of Laminar Free Convection Flow and Heat Transfer About a Flat Plate Parallel to the Direction of the Generating Body Force', National Advisory Committee for Aeronautics, Report 1111, 1953.
- [32] G. Mabrouk, Modélisation de la Convection Naturelle Laminaire dans Une Enceinte Avec Une Paroi Chauffée Partiellement, pp. 125, Thèse de magistère, Spécialité «Génie Mécanique», Université de Mentouri Constantine (Algérie), janvier 2010.
- [33] S. Mergui et F. Penot, Convection naturelle en cavité carrée différentiellement chauffée : investigation expérimentale a  $Ra = 1.69 \times 10^9$ . *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1996, Vol. 39, pp. 563-574.
- [34] Tian, Karayiannis, Low turbulence natural convection in an air filled square cavity Part I: the thermal and fluid flow fields, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2000, Vol. 43, pp. 849-866.
- [35] G. de Gassowski, S. Xin et O. Daube, Bifurcations et solutions multiples en cavité 3D différentiellement chauffée, *Comptes Rendus Mécanique*, Elsevier Masson, 2003, Vol. 331, pp.705-711.
- [36] H. F. Oztop, I. Dagtekin, Mixed convection in two sided lid driven differentially heated square cavity, *Int. J. Heat. Mass Transfer*, 2004, Vol. 47, pp.1761-1769.
- [37] Chargdali, Convection naturelle dans une cavité carrée chauffée par le bas, *Journées internationales de thermique*, 1987, pp. 124-128.
- [38] M.M. Ganzarolli, L.F. Milanez. "Natural convection in rectangular enclosures heated from below and symmetrically cooled from the sides". *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1995, Vol. 38, pp. 1063–1073.
- [39] A. Benkhalifa et F. Penot : Sur la convection de Rayleigh-Bénard turbulente : Caractérisation dynamique par PIV : *Revue des Energies Renouvelables*, 2006, Vol. 9, pp. 34 –354.
- [40] H. Yang, Z. Zhu, Numerical simulation of turbulent Rayleigh-Benard convection, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2006, Vol. 33, pp. 184-190.

- [41] Khanna, development and demonstration of a performance test protocol for radiant floor heating systems, pp. 125, Thèse de Master, Spécialité «Architecture», Faculty de Virginia, janvier 2006.
- [42] H. KARLSSON, Thermal Modelling of Water-Based Floor Heating Systems, Department of Civil and Environmental Engineering chalmers university of technology Göteborg, Sweden 2010
- [43] G. Zhou, Jing He, Thermal performance of a radiant floor heating system with different heat storage materials and heating pipes, *Applied Energy*, 2015, Vol. 138, pp. 648–660.
- [44] D. Zhanga, Experimental and numerical analysis of lightweight radiant floor heating system, *Energy and Buildings*, 2013, Vol. 61, pp. 260–266.
- [45] D Wang, Y Liu, Y Wang, Jiaping Liu, Numerical and experimental analysis of floor heat storage and release during an intermittent in-slab floor heating process, *Applied Thermal Engineering*, 2014, Vol. 62, pp. 398-406.
- [46] S. Sattari, A parametric study on radiant floor heating system performance, *Renewable Energy*, 2006, Vol. 31, pp. 1617–1626.
- [47] A. K Athienitis : Investigation of thermal performance of a passive solar building with floor radiant heating, *Solar Energy*, , 1997, Vol. 61, pp. 337–345.
- [48] A. K. Athienitis : The effect of solar radiation on dynamic thermal performance of floor heating systems ; *Solar Energy*, 2000, Vol. 69, pp. 229–237.
- [49] Yi Xia, Xiao-Song Zhang, Experimental research on a double-layer radiant floor system with phase change material under heating mode, *Applied Thermal Engineering*, 2016, Vol. 96, pp. 600–606.
- [50] H, Khorasanizadeh, G.A. Sheikhzadeh, A.A. Azemati, B. Shirkavand Hadavand, Numerical study of air flow and heat transfer in a two-dimensional enclosure with floor heating, *Energy and Buildings*, 2014, Vol. 78, pp. 98–104.
- [51] H. Karabay, M. Arıcı, M. Sandık. A numerical investigation of fluid flow and heat transfer inside a room for floor heating and wall heating systems. *Energy and Buildings* 67 (2013) 471–478.
- [52] Olesen, Bjarne W. (September 2008). "Hydronic Floor Cooling Systems". *ASHRAE Journal*.
- [53] S. Wang, Evaluating the low exergy of chilled water in a radiant cooling system, *Energy and Buildings*, Vol. 40, 2008, pp. 1856–1865.
- [54] Y.L. Yin, R.Z. Wang, Expérimental investigation on the heat transfer performance and water condensation phenomenon of radiant cooling panels, *Building and Environment*, 2014, Vol. 71, pp. 15-23.

- [55] D. Song, Performance evaluation of a radiant floor cooling system integrated with dehumidified ventilation, *Applied Thermal Engineering*, 2008, Vol. 28, pp. 1299–1311.
- [56] X. Wu, A new simplified model to calculate surface temperature and heat transfer of radiant floor heating and cooling systems, *Energy and Buildings*, 2015, Vol. 105, pp. 285–293.
- [57] K. Zhao, Xiao-Hua Liu, Yi Jiang Cooling capacity prediction of radiant floors in large spaces of an airport, *Solar Energy*, 2015, Vol. 113, pp. 221–235.
- [58] L. Zhang, Simplified calculation for cooling/heating capacity, surface temperature distribution of radiant floor, *Energy and Buildings*, 2012, Vol. 55, pp. 397–404.
- [59] X. Jin, Numerical simulation of radiant floor cooling system, The effects of thermal resistance of pipe and water velocity on the performance, *Building and Environment*, 2010, Vol. 45, pp. 2545-2552.
- [60] A. Odyjas, Simulations of floor cooling system capacity, *Applied Thermal Engineering*, 2013, Vol. 51, pp. 84-90.
- [61] Q. Li, Experimental study on cooling characteristics of a radiant floor cooling system in Beijing, *Mechanic Automation and Control Engineering (MACE)*, Second International Conference on Mechanic Automation and Control Engineering, juillet 2011.
- [62] A. Trombe, L. Serres, M. Moisson, Solar radiation modeling in a complex enclosure, *Solar Energy*, 1999, Vol. 67, pp. 297–307.
- [63] Y. Boukhris, Leila Gharbi, Nadia Ghrab-Morcos, Coupling the building simulation tool ZAER with a sunspot model. Case study in Tunisia, *Energy and Buildings*, 2014, Vol. 70, pp. 1–14.
- [64] A. Rodler, J. Virgone, J.-J. Roux, J.L. Hubert, Development and validation of a three dimensional thermal transient numerical model with sun patch: Application to a low energy cell, *Energy and Buildings*, 2014, Vol. 87, pp. 425–435.
- [65] Kazoui., Influence du système plancher solaire direct sur le conditionnement climatique des locaux dans le contexte Maghrébin», *Mémoire de Magister, Spécialité «Génie Civil», Faculté d'architecture et de génie civil, Université des sciences et de la technologie Mohamed Boudiaf, Oran, Algérie, 1997.*
- [66] Boukezzi, Utilisation des circuits hydrauliques du plancher chauffant pour le rafraîchissement des ambiances de bâtiments», *Mémoire de Magister, Spécialité «Génie Civil», Faculté d'architecture et de génie civil, Université des sciences et de la technologie Mohamed Boudiaf, Oran, Algérie, 1997.*
- [67] S.MENHOUDJ. Etude de la métrologie d'une cellule solaire implantée à Oran». *Mémoire de magister. Spécialité «Génie Civil», Faculté d'architecture et de génie civil, Université des sciences et de la technologie Mohamed Boudiaf, Oran, Algérie, 2008.*

[68] Tennah, Etude expérimentale de l'apport énergétique d'un conduit d'air enterré dans le sol, Mémoire de magister. Spécialité «Génie Civil», Faculté d'architecture et de génie civil, Université des sciences et de la technologie Mohamed Boudiaf, Oran, Algérie, 2013.

[69] Gacem Nadhir, Etude expérimentale de l'efficacité énergétique d'une citerne d'eau enterrée dans le sol pour le conditionnement climatique des locaux, Spécialité «Génie Civil», Faculté d'architecture et de génie civil, Université des sciences et de la technologie Mohamed Boudiaf, Oran, Algérie, 2013.

[70] <http://hmf.enseeiht.fr/travaux/CD1011/bei/beiep/groupe1/node/83>

[71] M.Z. Dar ramdane, M. Hamel, Z. Dellil et A. Azzi , Etude de l'influence de l'amplitude d'onde sur le transfert thermique et les pertes de charge dans un tube ondule, 13<sup>èmes</sup> Journées Internationales de Thermique, Aout 2007, pp.5.

[72] Muriel Regard, contribution a l'étude des mouvements d'air dans le batiment a l'aide d'un code de champ : application à la ventilation naturelle d'un local par une ou deux grandes ouvertures. pp. 209, Thèse de doctorat, Spécialité «Conception en bâtiment et techniques urbaines», l'institut national des sciences appliquees de lyon, décembre 1996.

[73] Gouidmi Hamza, Étude De L'interaction Choc/Choc Des Écoulements Dans Une Tuyère, pp. 209, Thèse de doctorat, Spécialité «Énergétique», Université des frères Mentouri de Constantine (Algérie), mai 2015.

[74] Manuel de maillage sous Gambit et de simulation sous Fluent-applications

[75] FLUENT 6.3. Theory guide .Fluent Inc. 2006-09-20.

[76] Caroline FLORY-CELINI, Modélisation et positionnement de solutions bioclimatiques dans le bâtiment résidentiel existant, pp. 212, Thèse de doctorat, Spécialité «Génie Civil», Université Lyon 1 Claude Bernard, juin 2008.

[77] Kasuda.T, Achenbach.PR, Earth temperature and thermal diffusivity at selected stations in united states , ASHRAE transactions, 1965, Vol. 71,part1.

[78] Zhiqiang John Zhai, Qingyan Yan Chen, Performance of coupled building energy and CFD simulations, Energy and Buildings, 2005; Vol.37, pp. 333-44.

[79] B.L. Gowreesunker, S.A. Tassou, M. Kolokotroni, Coupled TRNSYS-CFD simulations evaluating the performance of PCM plate heat exchangers in an airport terminal building displacement conditioning system, Building and Environment, 2013, Vol. 65, pp.132-145.

- [80] K. Arendt , M. Krzaczek, Co-simulation strategy of transient CFD and heat transfer in building thermal envelope based on calibrated heat transfer coefficients. *International Journal of Thermal Sciences*, 2014, Vol. 85, pp. 1-11.
- [81] DTU N°65.8, "Exécution des Planchers Chauffants utilisant des Tubes en Matériaux de Synthèse à Eau Chaude", Documents Techniques Unifiés, Février (1990).
- [82] B. W. Olesen, Radiant Floor Heating In Theory and Practice, *ASHRAE Journal*, July 2002.
- [83] Abdelatif MERABTINE; Modélisation Bond Graphs en vue de l'efficacité énergétique du bâtiment, pp. 267, Thèse de doctorat, Spécialité «Génie des Procédés et des Produits», Université de Lorraine, Novembre 2012.
- [84] Y. Boukhris, L. Gharbi, N.G. Morcos, Coupling the building simulation tool ZAER with a sunspot model, Case study in Tunis, *Energy and Buildings*, 2014, Vol. 70, pp. 1–14.
- [85] H. Bouia, J.J. Roux, C. Teodosiu, Modélisation de la tache solaire dans une pièce équipée d'un vitrage utilisant un maillage en surface de Delaunay, *Proceedings of IBPSA, France*, 2002, pp. 15–19.
- [86] Sidhartha, Maya Yeshwanth Pai, Effect of Building Orientation and Window Glazing on the Energy Consumption of HVAC System of an Office Building for Different Climate Zones, *International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT)*, 2015, Vol. 4, , ISSN: 2278-0181.
- [87] RAJ R NAIR Ankit Shukla, Siddharth Shekhar, Abhishek Jatav, Analysing the effect of building orientation, varied WWR (window-wall ratio) and building height on solar heat gain and internal temperature of university building located in composite climate of India, *International journal of science, engineering and technology*, 2014, Vol. 02, ISSN: 2348-4098.
- [88] M. Hamdani, S.M.A. Bekkouche, T. Benouaz , M.K. Cherier, Study and Effect of Orientation two Room of Buildings Located in Ghardaïa, Algeria, *Energy Procedia*, 2012, Vol. 18, pp. 632–639.
- [89] S. Amos-Abanyie, Akuffo Fo, Kutin-Sanwu V, Effects of Thermal Mass, Window Size and Night-Time Ventilation on Peak Indoor Air Temperature in the Warm-Humid Climate of Ghana, *The Scientific World Journal*, 2013, Vol. 2013, pp. 9.
- [90] Koranteng, Essel, Nkrumah, Passive Analysis of the Effect of Window Size and Position on Indoor Comfort for Residential Rooms in Kumasi, Ghana, *International Advanced Research Journal in Science, Engineering and Technology*, 2015, Vol. 2, pp.114-121
- [91] M.L. Persson, A. Roos, M. Wall, Influence of window size on the energy balance of low energy houses, *Energy and Buildings*, 2006, Vol. 38, pp. 181–188.

- [92] N.A.M. Al-Tamimi, S.F. Syed Fadzil, M. Wan, H. Wan, The effects of orientation, ventilation, and varied WWR on the thermal performance of residential rooms in the tropics, 2011, Vol. 4, pp.142-149.
- [93] K.J. Kontoleon, Dynamic thermal circuit modelling with distribution of internal solar radiation on varying facade orientations, *Energy and Buildings*, Vol. 47, 2012, pp. 139–150.
- [94] J. Vesterberg, S. Andersson, T. Olofsson, A single-variate building energy signature approach for periods with substantial solar gain. *Energy and Buildings*, 2016, Vol. 122, pp. 185–191.
- [95] Olesen, Bjarne W. (September 2008). "Hydronic Floor Cooling Systems". *ASHRAE Journal*.
- [96] Rébha Ghedamsi, Modeling and forecasting energy consumption for residential buildings in Algeria using bottom-up approach, *Energy and Buildings*, 2016, Vol. 121, pp. 309–317.
- [97] A. Mokhtari, Architecture et confort thermique dans les zones arides Application au cas de la ville de Béchar, *Revue des Energies Renouvelables*, 2008, Vol. 11, pp. 307–315.

## **Thèse: Etude du confort thermique dans l'habitat par des procédés géo-héliothermiques**

### **Résumé**

Ce travail s'inscrit dans le cadre de la recherche des solutions d'économie d'énergie du bâtiment tout en utilisant des sources naturelles et renouvelables (Energie solaire pour le chauffage et la géothermie pour le rafraîchissement). Il est nul besoin de rappeler que l'Algérie dispose d'un potentiel énergétique héliogéothermique important.

Dans ce travail de thèse on s'intéresse particulièrement à l'étude du confort thermique (hiver et été) dans l'habitat alimenté par un plancher hydraulique réversible.

Pour mener à bien cette étude, nous disposons d'un gisement solaire important d'une part et d'autre part d'un dispositif expérimental à échelle réelle. Une pièce munie d'un plancher hydraulique réversible (chauffant ou rafraichissant) est instrumentée. Une citerne de stockage enfuie à quelques mètres de la surface du sol afin de bénéficier du rafraichissement géothermique. Un service d'asservissement permettant la régulation du système en fonctionnement mode chauffage ou mode rafraichissement. Plusieurs sondes de mesures reliées à une station d'acquisition qui est reliée à un ordinateur permettent le suivi des évolutions de températures.

La modélisation de la structure de l'enveloppe de la cellule et l'évolution de la température de l'air intérieur et celle des parois sont réalisées sous le logiciel TRNSYS. A l'aide des résultats obtenus par TRNSYS, logiciel FLUENT nous a permis de modéliser la tache solaire et son influence sur le plancher chauffant sous les conditions climatiques de la ville d'Oran.

Après validation, la simulation numérique est utilisée pour étudier le comportement thermique de la cellule, les performances énergétiques du plancher réversible et le calcul des économies d'énergie que l'on pourrait réaliser avec de tels systèmes.

### **Mots clés :**

Local - Plancher hydraulique réversible - TRNSYS - FLUENT - Tache solaire - Confort thermique.

---

## **Thesis: Study of the thermal comfort in building by geo- solar thermal processes**

### **Abstract**

This work is part of the search for energy saving solutions in the building industry while using natural and renewable sources, such as solar energy for heating and geothermal energy for refreshment. There is no need to recall that Algeria has a very large geothermal gravitational energy potential in view of its geographical position.

In this thesis work, we are particularly interested in the study of thermal comfort in the case of a housing powered with a reversible hydraulic floor (heating and cooling).

To carry out this study, as we can see Algeria have an important solar field and on the other hand we use an experimental system representing a real scale local. To do this, a room with a reversible hydraulic floor (heated or refreshing) is instrumented. A storage tank buried in the ground at few meters from the ground surface is used for the geothermal refreshment during the warm periods. A service system allows us to regulate the system in heating or cooling mode. Several measuring probes used are connected to an acquisition station which is connected to a computer for monitoring of temperature evolutions.

The modeling of the structure of the cell envelope is carried out under the TRNSYS software. With this, we have access to evolutions of the temperatures of the indoor air and to that of the walls. These results obtained by TRNSYS are used in a second step as input data for the FLUENT software. This allows us to model the solar spot and its influence on the heating floor under the climatic conditions of the city of Oran.

After validation, numerical simulation is used to study the thermal behavior of the cell, the energy performance of the reversible floor and the calculation of the energy savings that could be achieved with such systems.

### **Keywords :**

Local - reversible hydraulic floor - TRNSYS - FLUENT - Solar spotlight - Thermal comfort.

---

Groupe de Recherche En Sciences Pour l'Ingénieur (GRESPI – EA 4694)  
UFR Sciences Exactes et Naturelles – Campus du Moulin de la Housse  
BP 1039 – 51687 Reims Cedex 2 – France