



REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE L
RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITÉ KASDI MERBAH OUARGLA



Faculté des Sciences Appliquées
Département de GENIE MECANIQUE
Mémoire Présenté pour l'obtention du diplôme de
MASTER

Spécialité : Génie Mécanique

Option : Énergétique

Présenté par :

ABDELHALIM GHEDAIRI
&
KANOUNE OUSSAMA

Thème:

**AUGMENTATION DE L'EFFICACITE ENERGITIQUE DES
SYSTEMES DE CHAUFFAGE PAR PLANCHER CHAUFFANT
SOLAIRE: IMPLANTATION D'UN CONTROL INTELLIGENT.**

Soutenu publiquement le: Le :22/06/2019

Devant le jury:

M.S KINA	MAA	Université Kasdi Merbah - Ouargla	Encadreur
R. Mahi	MCA	Université Kasdi Merbah - Ouargla	Président
A.H Gherfi	MAA	Université Kasdi Merbah - Ouargla	Examinatrice

Année universitaire : 2018/2019



Remerciements

Chers professeurs, les mots nous manquent pour exprimer toute nos joies et nos gratitudes envers vous, remercier en premier lieu ALLAH qui nous a donné le courage et la volonté pour bien mener ce modeste travail.

Nous tenons aussi à remercier personnellement notre Encadreur, Mr. Kina Mohammed Salah, tous les enseignants de l'université KASDI Merbah Ouargla, surtout ceux de la faculté des Sciences Appliquée, département de génie mécanique, qui ont veillé de près formation avec beaucoup de patience et d'intelligence mais aussi pour nous avoir supportés et encouragés au cours de ces années.

Enfin nos remerciements vont à tous ceux et toutes celles qui ont participé de près ou de loin à la réalisation de ce modeste travail. Nous souhaitons que nos parents trouvent dans ce modeste mémoire une récompense.



Dédicace

Nous avons le grand plaisir de dédier ce modeste travail à:

Nos chers parents,

Qui nous toujours soutenus dans mes études.

Tous nos frères et sœurs chacun avec son nom,

Touts nos enseignants chacun avec son nom,

Touts nos collègues chacun avec son nom,

Chaque personne qui nous aidé

OUSSAMA KANOUNE

ABDELHALIM GHEDAIRI

Table des matières

Remerciement.....	I
Dédicace.....	II
Sommaire.....	III
Liste des figures.....	VI
Liste des tableaux.....	IX
Chapitre I : Introduction générale	
I.Introduction.....	01
I.1 L'énergie solaire.....	01
I.1.1 L'énergie solaire passive	01
I.1.2 L'énergie solaire active	01
I.2 L'utilisation directe de l'énergie solaire	02
I.2.1 Energie solaire thermique	02
I.2.2 Energie solaire Photovoltaïque.....	02
I.3 Le gisement solaire	03
I.3.1 Le soleil	03
I.3.2 Structure de soleil	03
I.3.3 Le rayonnement solaire.....	04
I.4 Principe du chauffage solaire	05
I.5 Le chauffage solaire des habitations	05
I.6 Le capteur solaire plan	06
I.6.1 Définition	06
I.6.2 Les composant de un capteur solaire plan	06
I.6.3 Principe de fonctionnement d'un capteur solaire plan	07
I.7 plancher chauffant	08
I.7.1 Historique	08
I.7.2 Théorie d'un plancher chauffant	09
I.7.3 Fonctionnement	10
I.7.4 Dimensionnement.....	10
I.7.5 Les différents modes de transfert de chaleur	11
I.8 Avantages	11
I.9 Inconvénient	12
I.10 Plancher chauffant solaire à eau chaude	12
I.10.1 Description du modèle.....	13
I.10.2 Principe de fonctionnement	13
Chapitre II : MODELISATION DU SYSTEME DE CHAUFFAGE PAR PLANCHER	
II.1Introduction.....	15
II.2 Description du modèle	15
II.3 Calculs de température.....	17
II.3.1 Températures des nœuds.....	17
II.3.2 Température nodale du fluide chauffant	18
II.3.3 Température de sortie du fluide chauffant du plancher	19

II.3.4	Températures nodales de la mass du plancher	19
II.3.5	Températures nodales du mur de mass	20
II.3.6	Température de l'air ambiant intérieure	21
II.3.7	Températures de surface	21
II.3.7.1	Température la surface superieur du plancher	22
II.3.7.2	Température la surface inférieur du plancher sur terre.....	22
II.3.7.3	Temperature du vitrage.....	22
II.3.7.4	Temperature de la surface interieur du mur de mass	23
II.3.7.5	Temperature de la surface interieur du mur orienté vers le nord	23
II.3.7.6	Temperature la surface interieur du mur orienté vers l'ouest.....	23
II.3.7.7	Temperature de la surface interieur du plafond.....	24
II.3.7.8	Temperature de la surface exterior du mur de mass	24
II.3.7.9	Temperature de la surface exterior du mur orienté vers le nord.....	24
II.3.7.10	Temperature de la surface exterior du mur orienté vers l'ouest.....	24
II.3.7.11	Temperature de la surface exterior du plafond	24
II.4	Calcul des coefficients de transfert thermique	25
II.4.1	Transfert de chaleur du à la convection	25
II.4.1.1	Transfert de chaleur par convection libre	25
II.4.1.2	Transfert de chaleur du à la convection forcée	26
II.5	Transfert de chaleur dû au ven.....	26
II.6	Transfert de chaleur par rayonnement à ondes longues.....	27
II.7	Le coefficient de transfert de chaleur dû à la perte de chaleur à la terre.....	28
II.8	Infiltration de l'air	28
II.9	Méthodologie de simulation de la zone à chauffée.....	29
Chapitre III : MODELISATION les capteurs		
III.1	Introduction	35
III .2.	Simulation de l'échange thermique par le capteur solaire thermique à eau	36
III .2.1.	Model du capteur	36
III.2.2	Calcul des coefficient des échanges thermique	38
III.2.2.1	Echange par convection libre entre la vitre et l'ambiance extérieur.....	38
III.2.2.2	Echange par convection libre entre la vitre et air confiné.....	38
III.2.2.3	Echange par convection libre entre l'air confiné et l'absorbeur.....	38
III.2.2.4	Echange par convection entre le tube (ou l'isolant) et le fluide caloporteur.....	39
III.2.2.5	Echange par rayonnement entre la vitre et le ciel.....	40
III.2.2.6	Echange par rayonnement entre la vitre et l'absorbeur.....	40
III.3	Calcul des puissances.....	40
III.3.1	Puissance absorbée par le vitrage	40
III.3.2	Puissance absorbée par la plaque absorbante	41
III.4	Comportement thermique du capture	41
III.4.1	Calcul du bilan thermique.....	41
III.4.2	Puissance utile récupérée par le fluide.....	42
III.4.3	Calcul du rendement.....	43
Chapitre IV : Implantation de stratégies de control		
IV.1	Introduction.....	47

IV.2 La température contrôlée pour des conditions de confort.....	48
IV.3 Influence du contrôle sur la consommation d'énergie de chauffage d'un bâtiment.....	48
IV.4 Développement de stratégies de control	48
IV.4.1 Algorithmes de contrôle ON / OFF classiques.....	48
IV.4.2 Algorithmes de contrôle conventionnels: Proportionnelles-Intégrales- Dérivatives (PID).....	49
IV.5 Développement d'un algorithme de contrôle Adaptatif et Prédicatif simplifié	50
IV.6 Mise en oeuvre des strategies de contrôle	51
IV.7 Résultats de la simulation et discussion.....	52
IV.8 Conclusion.....	54

Conclusion générale

ANNEXES

Bibliographie

Liste des figures

Chapitre I

Figure (I.1) : structure de soleil	04
Figure (I.2): les trois formes du rayonnement solaire : direct, diffus et Réfléchi	05
Figure (I.3) : capteur solaire plan.....	06
Figure(I.4) : Principe de fonctionnement des capteurs plans	08
Figure (I.5) : Les différents échanges thermiques dans un plancher	11
Figure (I .6) : Circuit capteur plan – plancher	13

Chapitre II

Figure.(II.1.1):Configuration schématique d'une zone singulière à plancher chauffant.....	29
Figure.(II.1.2): Installation d'un plancher solaire direct.....	30
Figure. (II.2): Model générale de l'enveloppe à chauffée.	30
Figure.(II.3): Modèle du plancher chauffant au sol avec dalle en béton lourd.....	31

Chapitre III

Figure. (III.1): Distribution des températures des différents composés d'un capteur solaire plan à simple vitrage.....	45
Figure.(III.2): Mécanismes d'échange thermique du capteur solaire.....	46

Chapitre IV

figure.(IV.1): Illustration des erreurs résultant de la température ambiante réelle et prédite à l'instant t et t + td	58
figure.(IV.2): l'implémentation du processus de Contrôle Adaptive Predictive.....	58
figure.(IV.3): Température de l'air intérieure de la pièce sans contrôle.....	59
figure. (IV.4): Température de l'air intérieure de la pièce sous conventionnel ON/OFF contrôle.....	60
figure. (IV.5): Température de l'air intérieure de la pièce sous contrôle conventionnel PID control	61
figure. (IV.6): Température de l'air intérieure de la pièce sous AD-PR avec ON/OFF contrôle.....	62
figure. (IV.7): Température de l'air intérieure de la pièce sous AD-PR avec PID contrôle et prévisions météo.....	63

figure. (IV.8): Température de sortie de l'eau du capteur solaire (Simulation à court terme de 7 jours à partir du premier Janvier).....	64
figure. (IV.9): Température de l'eau dans les conduites du plancher (Simulation à court terme de 7 jours à partir du premier Janvier)	65
figure. (IV.10): Température de l'eau dans les conduites du plancher (Simulation à court terme de 7 jours à partir du premier Janvier).....	65
figure. (IV.11): Température de l'eau dans les conduites du plancher (Simulation à court terme de 7 jours à partir du premier Janvier).....	66
figure. (IV.12): Contrôle de la température ambiante intérieure (Simulation à court terme de 7 jours à partir du premier Janvier).....	66
figure. (IV.13): Contrôle de la température ambiante intérieure (Simulation à court terme de 7 jours à partir du premier Janvier).....	67
figure. (IV.14): Contrôle de la température ambiante intérieur (Simulation à court terme de 7 jours à partir du premier Janvier).....	67
figure.(IV.15): Contrôle de la température ambiante intérieur (Simulation à court terme de 7 jours à partir du premier Janvier).....	68

Indexe des tableaux

Tableau. II.1 ; Valeurs Géométrique des éléments la construction.....	31
Tableau. II.2: Valeurs thermo-physique des différents composés de la construction.....	31
Tableau. II.3: Corrélations pour convection libre.	33
Tableau II.4: Coefficient de perte de chaleur par conduction pour des fondation des murs non isolés dans la terre	33
Tableau. II.5: Coefficient de perte de chaleur par conduction à travers la base du plancher sur terre.....	34
Tableau.III.1 : Dimensions géométrique de fonctionnement du collecteur solaire.....	44
Tableau.III.2 Paramètre thermo-physique de fonctionnement du collecteur solaire.....	44
Tableau IV.1: Performances des stratégies de contrôle (Simulation à long terme de six mois sous climat 2002).....	55
Tableau IV.2: L'économie d'énergie réalisée par les différentes stratégies de contrôle en comparaison à ON / OFF (simulation à long terme de six mois sous climat 2002) des facteurs de gain (simulation à long terme de six mois du climat 2002).....	56
Tableau IV.3: Performances avec PID sans prédiction et sa sensibilité aux réglageS56	
Tableau IV.4: Performances avec AD-PR + PID dans les limites de sensibilité aux facteurs de gain (simulation à long terme de six mois sous climat 2002).....	57
Tableau IV.5: Performances avec AD-PR + PID pour différentes configurations de construction à zone unique (simulation à long terme sur six mois sous climat 2002).....	57

Nomenclature

C_p	Capacité calorifique
h	Coefficient de transfert de chaleur
h_c	Coefficient de transfert de chaleur par conduction
h_r	Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement
h_v	Coefficient de transfert de chaleur par convection
e	épaisseur
S	surface
V	vitesse
V_{ev}	volume de l'enveloppe
S_{pl}	surface du plancher
e_{pl}	Epaisseur du plancher
F	facteur de forme
T	Température
T_s	Températures de surface
T_{si}	Températures Surface intérieure des parois
T_{se}	Températures Surface extérieure des parois
σ_i	facteur de pondération
β	angle d'inclinaison du capteur par rapport à l'horizontale.
λ_{air}	conductivité thermique de l'air.
ν	viscosité cinématique
g	accélération gravitationnelle
b	distance entre la vitre et l'absorbeur.
ρ	Masse volumique.
\bar{v}_{fld}	Vitesse moyenne du fluide.
D	Diamètre du tube.
μ	Viscosité dynamique.
ν	Viscosité cinématique.
L	Longueur du tube.
μ_f	Viscosité dynamique de l'eau à la température considérée.
μ_p	Viscosité dynamique de l'eau au niveau de la paroi à la température considérée.
K_{ver}	coefficient d'extinction du verre.
e_{ver}	épaisseur de la vitre.

θ_2	angle de réfraction.
P_p	Puissance absorbée à la surface de l'absorbeur.
P_u	Puissance utile.
P_a	Puissance perdue par convection et conduction et rayonnement vers l'arrière du capteur et par convection, conduction et rayonnement vers la face avant du capteur.
P_s	Puissance stockée sous forme de chaleur dans les différents éléments du capteur.
$T_{fld(ent)}$	Température d'entrée du fluide.
F_R	Efficacité globale de l'échange thermique du capteur
$(\tau\alpha)_{eff}$	Coefficient d'absorption effectif.
λ_{absr}	conductivité thermique de l'absorbeur.
e_{abs}	épaisseur de l'absorbeur.
w	distance entre les tubes.
d_e	diamètre extérieur du tube.
P	Proportionnel
I	Intégral
D	Dérivée
η	Rendement
ζ	l'efficacité de l'élément thermique
λ	Conductivité thermique
ρ	Masse volumique
μ	Viscosité dynamique
ν	Viscosité cinématique
Nu	Nombre de Nusselt
Pr	Nombre de Prandtl
Re	Nombre de Reynolds
Ra	Nombre de Rayleigh

CHAPITRE I

I. Introduction :

Au fil du temps, la prise en compte accrue de la demande énergétique pour la vie humaine et la durabilité; Les systèmes de chauffage par plancher à base d'eau solaire sont de plus en plus reconnus comme méthode de chauffage préférée pour les bâtiments résidentiels, et tertiaires car ils offrent non seulement des avantages significatifs en termes de confort, mais ils sont également économiques et durable par rapport aux systèmes de chauffage par convection classiques et ces là sont progressivement approuvés par leur efficacité d'usage en basse température en utilisant l'énergie solaire. Cependant, la conception de tels systèmes est généralement très complexe et influencé par les conditions météorologiques dominantes de la région étudiée d'où la nécessité de faire adresser des contrôles intelligents sophistiqués et d'implantation facile en temps réelle.

Dans l'état de l'art, la modélisation simplifiée est le procédé de modélisation la plus employé pour control des systèmes de chauffage avec une large inertie thermique de l'élément chauffant.

I.1 L'énergie solaire :

Le soleil est l'origine de la plupart des sources d'énergie, A l'origine du cycle du vent et de l'eau, transformé en énergie par les plantes grâce à la photosynthèse dont nous disposons sans son énergie, aucune vie sur terre ne serait possible, pour ce la il y a une distinction entre L'énergie Solaire directe et indirecte. Les systèmes Technique employant l'énergie solaire directe convertissent le rayonnement solaire entrant directement en énergie utile, par exemple l'électricité ou la chaleur ou la lumière (l'éclairage). Vent, eau de rivière et biomasse sont les formes indirectes d'énergie solaire. Ici, les processus normaux convertissent énergie solaire dans d'autres types d'énergie. [1]

I.1.1 L'énergie solaire passive :

Elle remplace avantageusement les énergies conventionnelles utilisées pour chauffer ou refroidir les bâtiments. L'énergie solaire passive, capable de fonctionner seule sans apport d'énergie extérieure, elle utilise l'architecture des bâtiments, l'orientation des murs, toits et fenêtres pour capter les rayons du soleil. [2].

I.1.2 L'énergie solaire active :

A l'aide de capteurs solaires, le capteur solaire actif transforme les rayons solaires en énergie thermique.

Il emploie une source d'électricité supplémentée pour actionner des pompes ou des ventilateurs qui distribuent l'énergie solaire à l'intérieur du bâtiment.

Celle-ci est acheminée vers un autre endroit, ou elle sera utilisée immédiatement ou stockée en vue d'un usage ultérieur. Le transfert de chaleur s'effectue au moyen d'un fluide caloporteur, qui peut-être de l'eau, de l'antigel ou de l'air.

On utilise les systèmes solaires actifs principalement pour le chauffage de l'air et de l'eau. existe d'autres applications telles que la climatisation, le séchage de produit, la détoxification d'eau contaminée et la production d'énergie électrique d'origine thermique.[3]

I.2 L'utilisation directe de l'énergie solaire :

Ce qui nous intéresse c'est l'utilisation directe de l'énergie solaire. Cette dernière est transmise à la Terre à travers l'espace sous forme de particules d'énergie, les photons du rayonnement.

L'énergie solaire est actuellement exploitée selon deux techniques : la conversion du rayonnement solaire en chaleur par des capteurs thermiques (conversion hélio-thermique), et sa transformation en électricité grâce à des panneaux photovoltaïques (conversion électrique).

Ces transformations ont permis le développement de 3 filières d'exploitation.

- Pour l'électricité : solaire thermodynamique.
- Pour l'électricité : solaire photovoltaïque.
- Pour la chaleur : solaire thermique.

I.2.1 Energie solaire thermique :

Le solaire thermique actif permet de transmettre la chaleur du rayonnement solaire au sein d'un fluide, parfois de l'air, le plus souvent de l'eau, par la mise en œuvre de capteurs solaires. Ces techniques peuvent assurer la production d'eau chaude sanitaire ou d'eau distillée, le chauffage des piscines et des habitations ainsi que le séchage.

I.2.2 Energie solaire Photovoltaïque:

Cette énergie est découverte en 1839 par Henry Becquerel, l'effet photovoltaïque permet la transformation de l'énergie lumineuse en électricité.

Il repose sur la technologie des semi-conducteurs . Cette conversion repose sur l'effet photoélectrique, c'est-à-dire sur la capacité des photons à créer des porteurs de charge dans un matériau. Le rendement de conversion varie de 5 à 15 %, selon le type de cellules utilisées. Le semi-conducteur utilisé dans pratiquement la totalité des cellules actuelles est du silicium de haute pureté avec des épaisseurs d'environ 300 microns. [4]

I.3 Le gisement solaire :**I.3.1 Le soleil :**

Le soleil est la seule étoile du système solaire et la plus proche de la terre, sa lumière met environ 8 mn à nous atteindre. La deuxième étoile la plus proche est Proxima de Centaure située à 4.23 années lumières du soleil mais la grande distance qui nous sépare de cette étoile fait que le soleil soit la seule étoile qui assure la vie sur terre [5], [6].

Sur le plan humain, le soleil a une importance primordiale car il est à l'origine de la vie sur terre, en lui fournissant d'énormes quantités d'énergie, qui permet la présence de l'eau à l'état liquide et la photosynthèse des végétaux. Le rayonnement solaire est aussi responsable du climat et des phénomènes météorologiques [5]

I.3.2 Structure de soleil :

Bien que le soleil soit une étoile de taille moyenne, il représente à lui seul près de 99.9% de la masse du système solaire. sa forme est presque parfaitement sphérique, avec un aplatissement aux pôles estimé à 9 millièmes ce que signifie que son diamètre polaire est plus petit que son diamètre équatorial de seulement 10 Km.

Contrairement aux objets telluriques, le soleil n'a pas de limite extérieure bien définie, la densité de ses gaz chute de manière à peu près exponentielle à mesure qu'on s'éloigne de son centre.

Par contre sa structure interne est bien définie, comme décrite plus bas, le rayon du soleil est mesuré de son centre jusqu'à la photosphère. La photosphère est la couche en dessous de laquelle les gaz sont assez condensés pour être opaques et au-delà de laquelle ils deviennent transparents.

La photosphère est ainsi la plus volontiers visible à l'œil nu. La majeure partie de la masse solaire se concentre à 0.7 rayon du centre.

La structure interne du soleil n'est bien sûr pas observable directement, et le soleil lui-même étant radiopaque, aucun instrument visuel ne peut percer sa composition interne. Mais de la même façon que la sismologie a permis, par l'étude des ondes produites par les tremblements de terre, de déterminer la structure interne de la terre, l'héliosismologie utilise les pulsations solaire pour mesurer et visualiser indirectement la structure interne du soleil. La simulation informatique est également utilisée comme outil théorique pour sonder les couches les plus profondes.

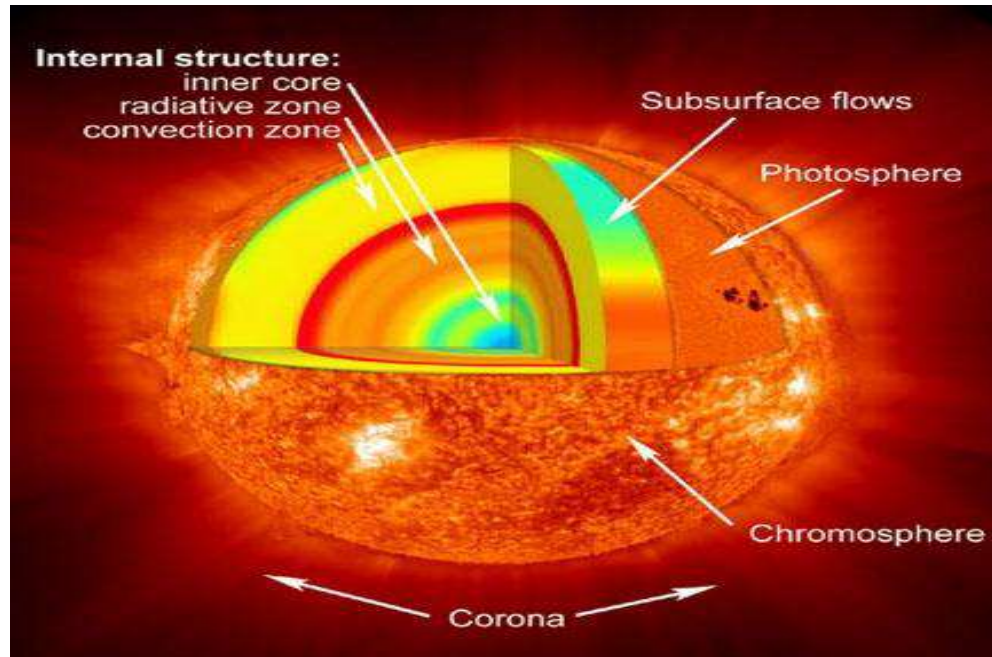


Fig I.1 : structure de soleil .

I.3.3 Le rayonnement solaire:

L'atmosphère terrestre perturbe grandement et par des processus variés le flux de photons issu du soleil. Donc, après sa traversée de l'atmosphère, le rayonnement solaire peut être. Considéré comme la somme de deux composantes. [7]

Le rayonnement direct (S)

Le rayonnement direct (S) est le rayonnement qui traverse l'atmosphère sans subir de modifications, il est reçu directement du soleil, sans diffusion par l'atmosphère, ses rayons sont parallèles entre eux [7]

Le rayonnement diffus (D)

Est la part du rayonnement solaire provenant de toute la voûte céleste, à l'exception du disque solaire, et diffusé par les particules solides ou liquides en suspension dans l'atmosphère. Il n'a pas de direction privilégiée . [7]

Le rayonnement global (G)

Est le rayonnement reçu sur une surface horizontale provenant du soleil et de la totalité de la voûte céleste. Il est la somme du rayonnement direct et du rayonnement diffus. La figure 1.3 illustre les différents composants du rayonnement solaire au niveau du sol. Les trois quantités, le rayonnement direct noté I, le rayonnement diffus D, et le rayonnement global G, sont reliés par la relation suivant . [7]

$$G = D + S$$

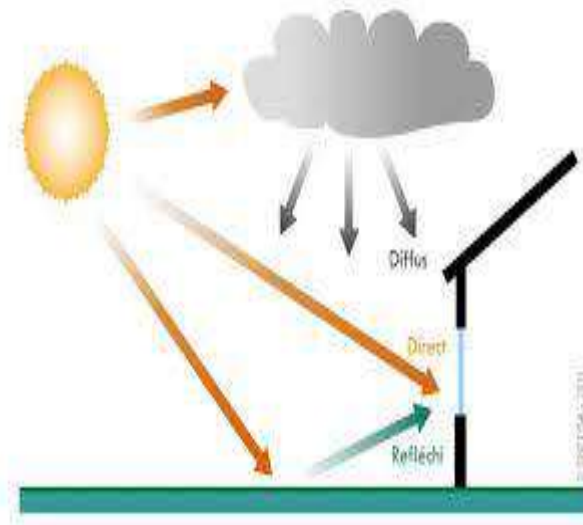


Fig I.2: les trois formes du rayonnement solaire : direct, diffus et Réfléchi .

I.4 Principe du chauffage solaire :

Si le système de chauffage nécessite des pièces mobiles (ventilateur, pompe, électrovane....) il s'agira d'un système actif. Un tel système nécessite une énergie autre que solaire ; en général celle-ci est électrique vu sa souplesse d'utilisation. Quand la seule énergie utilisée est celle du soleil, cela sera un système passif.

Pour le chauffage d'habitation, le fluide caloporteur est soit l'air, soit l'eau.

L'air est utilisé principalement dans les systèmes passifs. On peut en effet se passer facilement d'énergie auxiliaire pour le mouvoir. L'air est chauffé par les capteurs puis envoyé directement dans les pièces d'habitation. Le stockage de l'énergie se fait alors par léchage d'un matériau solide (mur en béton, lit de pierres,...). Il peut cependant être intéressant de recourir à des ventilateurs pour créer une circulation forcée ; les puissances mises en jeu sont toujours faibles, de l'ordre de celles nécessaires au fonctionnement d'une VMC (ventilation mécanique contrôlée).

L'utilisation de l'eau nécessite un échangeur. Son avantage réside dans le volume de stockage nécessaire, beaucoup plus faible qu'avec l'air. Dans ce cas on trouvera sur le circuit, une ou plusieurs pompes (circulateurs), des électrovannes, etc .

I.5 Le chauffage solaire des habitations :

Le chauffage solaire du bâtiment fait appel à des capteurs à air ou à eau, mais avec des surfaces par logement plus grandes. La chaleur peut être distribuée par des radiateurs à eau chaude ou des planchers ou plafonds chauffants. L'utilisation de la chaleur solaire pour le chauffage du bâtiment demande le recours à une forme de stockage.

Il est possible de stocker de l'énergie sous forme d'eau chaude dans des réservoirs de plusieurs mètres cubes, ce système permet de s'affranchir en partie du caractère intermittent de l'énergie solaire [8].

I.6 Le capteur solaire plan :

I.6.1 Définition :

Les capteurs plans absorbent le rayonnement solaire à l'aide d'une plaque noire (absorbeur) et munie de fines conduites destinées au fluide caloporteur. Lorsqu'il traverse les conduites, sa température (liquide ou air) augmente, en raison de la chaleur reçue par la plaque absorbante. Il est constitué d'une couverture transparente (polycarbonate, verre), qui piège le rayonnement solaire thermique absorbé par la plaque noire qui chauffe les fluides caloporteurs à des températures inférieures à 100°C avec un rendement variant de 40% à 80%. [9]

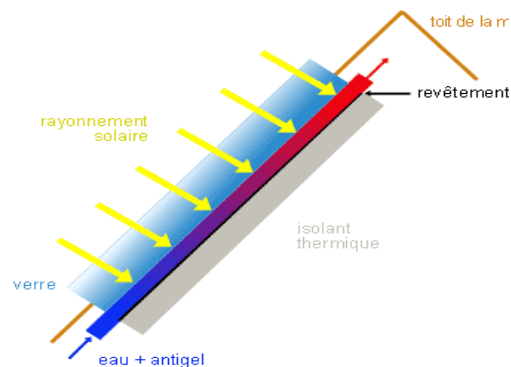


Fig I.3 : capteur solaire plan.

I.6.2 Les composants de un capteur solaire plan :

Composition :

Un capteur solaire thermique est composé d'un corps opaque qui absorbe le rayonnement solaire en s'échauffant, d'un système de refroidissement par le fluide caloporteur, d'un isolant thermique (dos et côtés non exposés), d'une couverture transparente (face avant, exposée au rayonnement) qui assure l'effet de serre, d'un coffrage étanche à l'eau et d'un système de support mécanique de l'ensemble. Les capteurs-plans – ou absorbeur ayant trois fonctions lui incombant :

1. absorber le rayonnement solaire,
2. Le transformer en chaleur,
3. Transmettre cette chaleur au fluide caloporteur.

Couverture transparente :

La couverture a une fonction de protection mécanique de l'absorbeur mais elle joue également un rôle important dans le bilan thermique en réduisant de chaleur. Echanges convectifs dont l'importance est fonction de l'épaisseur de la lame d'air ou du gaz situé entre l'espace couverture – absorbeur. [10]

Echanges radiatifs par création de l'effet de serre, c'est-à-dire bonne transparence et faible transmission du rayonnement infrarouge par l'absorbeur.

La couverture doit présenter une bonne résistance aux chocs, aux brusques variations de températures ainsi qu'aux températures élevées.

Elle doit être facile à mettre en œuvre et présenter un faible coefficient de dilatation et de flexibilité.

Absorbeur :

L'absorbeur est un élément essentiel du capteur solaire. Il doit absorber la plus grande partie du rayonnement solaire et transmettre la chaleur produite vers le fluide caloporteur avec un minimum de perte [10].

Isolation arrière :

Les isolants en face arrière généralement utilisés sont la laine de verre et les mousses de polyuréthane. L'épaisseur varie de 4 à 8 cm. Il faut que les produits utilisés résistent aux températures de fonctionnement (maximum de 120°C). [10]

Coffre ou la cadre :

Le coffre du capteur renferme les différents actifs. Il devra donc assurer une protection efficace aux agents atmosphériques.

Les coffres de capteurs sont réalisées soit en fine feuille de métal (acier galvanisé, aluminium inox) avec protection par revêtement stable aux intempéries. Le coffre ou cadre doit permettre.

D'assurer sa fixation sur la couverture tout en lui permettre de se déplacer librement. Le vitrage est généralement posé avec un joint. Un corps «noir» est exposé face au soleil, protégé des pertes à l'arrière par un isolant, et bénéficie de l'effet de serre du vitrage. Un fluide (eau + antigel) le traverse pour collecter les calories il peut être intégré en toiture ou posé sur des supports métalliques. Rendement fonction de la température, jusqu'à 80 %. [9]

I.6.3 Principe de fonctionnement d'un capteur solaire plan :

Le principe de fonctionnement d'un capteur solaire plan est très simple. Le rayonnement solaire traverse la vitre et arrive sur l'absorbeur muni d'une surface sélective où il est converti

en chaleur à sa surface. Le fluide caloporteur qui circule dans l'absorbeur conduit la chaleur captée vers un échangeur de chaleur, à partir duquel elle est transmise au consommateur.

Le vitrage est transparent pour le rayonnement visible et le proche I.R mais opaque pour le rayonnement I.R lointain émis par l'absorbeur, ainsi la couverture transparente crée un effet de serre L'isolation thermique en dessous et autour du capteur diminue les déperditions thermiques et augmente ainsi son rendement. [11]

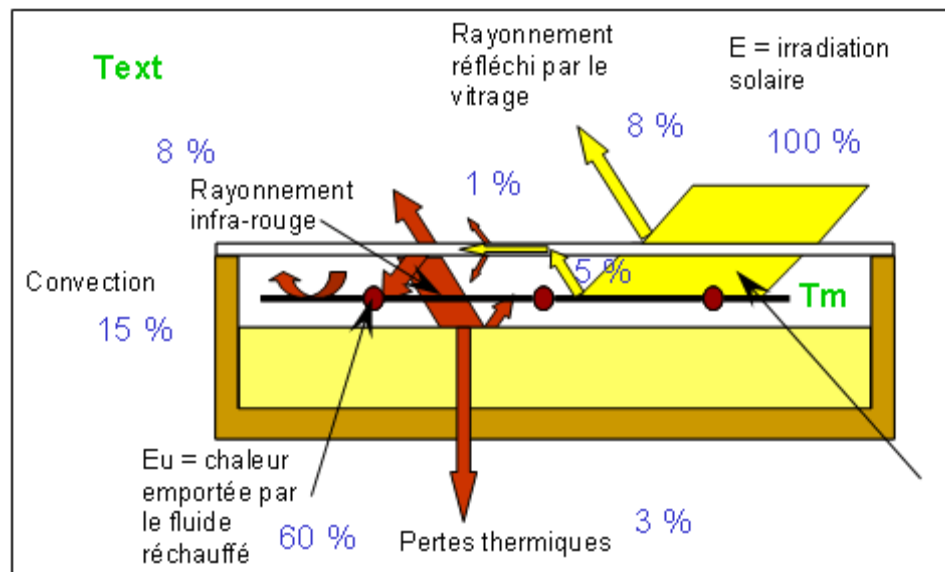


Fig I.4 : Principe de fonctionnement des capteurs plans .

I.7 plancher chauffant :

I.7.1 Historique :

Le chauffage par les planchers est un procédé ancien qui utilisait majoritairement un tube acier sous forme de grilles chauffantes noyées dans l'épaisseur de la dalle pleine [12].

Sur le plan historique, trois périodes ont véritablement marqué l'histoire du plancher chauffant, à savoir l'époque de l'Empire romain, les années 1960-1980 et l'après-1980. Quoique le plancher chauffant moderne fasse son apparition au début des années 1980, le principe de chauffage par le sol est connu depuis plus de 2000 ans (III-II siècles av. J.-C.). En Europe, les Romains étaient ainsi les premiers à utiliser notamment, dans des hypocaustes, un système de chauffage par le sol à l'aide de l'air chaud circulant dans des canalisations. A peu près en même temps, en Asie, les premiers ondols coréens apparaissent. Ces systèmes représentent un premier exemple non seulement de l'utilisation d'un intermédiaire pour chauffer un local, mais également de la mise en place d'un chauffage central.

La deuxième période qui s'étale entre 1960 et 1980, se caractérise par la redécouverte d'un plancher chauffant qui, à ce moment-là, prend forme d'un réseau de tubes métalliques noyés

dans la dalle pleine à l'intérieur de laquelle circule l'eau chaude chauffant le sol à plus de 35°C. Ce système s'avère donc cher, peu efficace, (importante consommation en énergie, problèmes de pose et d'entretien) et impossible à réguler.

La promulgation de l'Arrêté du 23 juin 1978, ouvre une nouvelle étape avec l'apparition d'un plancher chauffant basse température. Ce procédé permet d'obtenir un niveau requis de confort et de ne pas dépasser les 28°C de température au sol.

Il met fin aux problèmes liés à la pose d'un tube métallique en préconisant l'utilisation de tubes en matériaux de synthèse et offre les premières possibilités de régulation.

Toutes ces améliorations provoquent une prise de conscience considérable dans le contexte difficile qui suivit les premiers chocs pétroliers. Le plancher chauffant commence à gagner des parts de marché. Les années 1990 apportent une nouvelle amélioration du fait que, le plancher chauffant hydraulique devient un plancher chauffant réversible (fonctionne dans les deux sens, à savoir le chauffage en période froide et le refroidissement en été).

La fonctionnalité du plancher chauffant s'élargit, son domaine d'application aussi.

Depuis le début des années 2000, le progrès s'accélère davantage dans le domaine du plancher chauffant, de nouveaux systèmes, ne nécessitant pas d'enrobage de béton, font leur apparition sur le marché. La régulation passe, par ailleurs, à un stade supérieur avec la mise en place des thermostats sans fil [13].

I.7.2 Théorie d'un plancher chauffant :

Au sein du chauffage hydraulique, le plancher chauffant occupe une place particulière sur le plan technologique.

Il procure une distribution optimale de chaleur verticalement et horizontalement et dispose de la fonction de réversibilité. Parfaitement compatible avec les sources d'énergie renouvelable, il fait partie des systèmes basse température dont l'utilisation permet de réduire la consommation énergétique, et convient bien dans le cas d'une installation desservie par une Pompe à chaleur ou par un système solaire [13], [14].

L'installation de chauffage par plancher, est conçue pour apporter à l'intérieur des locaux, la puissance calorifique nécessaire pour compenser les déperditions de chaleur et maintenir une température désirée par l'intermédiaire d'une ou plusieurs grilles par local en tube de cuivre ou circule l'eau.

Dans le chauffage traditionnel, les radiateurs font l'objet d'une fabrication industrielle standardisée conforme aux normes, qui se traduit à travers des catalogues de sélection en fonction de la puissance requise.

Dans le cas d'un plancher on doit concevoir et dimensionner les grilles chauffantes en fonction des caractéristiques des locaux, des différentes données thermiques et hydrauliques de l'installation projetée en respectant la réglementation de ne pas dépasser la température superficielle maximale en tout point du plancher qui est de 28°C, dans le cas contraire l'expérience a montré que la plante des pieds ne pouvait plus évacuer une quantité de chaleur physiologiquement nécessaire au bon équilibre de l'organisme [15].

I.7.3 Fonctionnement :

Un plancher chauffant est un procédé d'émission de chaleur destiné à chauffer un habitat ou un local en utilisant la surface du sol pour chauffer l'air intérieur.

Usuellement le plancher chauffant est un système à basse température, utilisant un fluide caloporteur (plancher chauffant hydraulique).

Dans ce système de chauffage, le tube transportant le fluide caloporteur est fixé sur une dalle en matériau isolant (polystyrène, polyuréthane), dalle flottante. Afin de réduire les déperditions de chaleurs, une bande d'isolation thermique est posée tout le long des éléments verticaux en contact avec la dalle [13], [16].

I.7.4 Dimensionnement :

Suivant les hypothèses dans les références [12], et [16], parmi les paramètres essentiels à considérer pour le dimensionnement sont exprimés comme:

Température ambiante du local

Le plancher chauffant se comporte comme un grand radiateur au sol. La chaleur, diffusée par rayonnement, est homogène dans toute la pièce. Avec la suppression des zones froides, ce mode de chauffage permet d'obtenir la même sensation de bien-être à 18°C qu'avec un autre type de chauffage à 20°C (sécurité thermique).

Température superficielle du plancher

La température superficielle maximale du sol est fixée par décret à 28°C en tout point du local pour une température intérieure de 19°C (DTU 65.8).

La norme européenne donne des valeurs un peu plus importantes, 29°C et même 35°C pour les zones de bordure pour une température intérieure de 20°C.

Température du fluide chauffant

Le choix de la température de départ du fluide est relativement délicat.

La température de départ va influencer :

- La température superficielle du sol

- Les émissions thermiques hautes du plancher chauffant, donc, la longueur de la boucle et par conséquent le pas.

Dans tous les cas, la température maximale du fluide ne devra pas excéder 50°C (DTU65.8) Si la température superficielle du sol dépasse 28°C il y a lieu de prendre une température de départ du fluide inférieure ou d'augmenter la chute de température du fluide.

Inertie

Le chauffage par le sol est intéressant (tant au niveau du confort que de la consommation), dans des locaux situés au-dessus de locaux chauffés, non soumis à des apports de chaleur importants et variables (occupants, soleil, ...), à usage continu (de type hébergement).

Pas de pose

Le "pas", est l'écartement en centimètre entre deux tubes du panneau, il généralement est compris entre 10 cm et 30 cm. mais peut éventuellement varier à l'intérieur d'une même grille, dans le cas où toutes les zones du local ne nécessitent pas la même quantité de chaleur.

I.7.5 Les différents modes de transfert de chaleur :

Une surface chauffante ou un corps de chauffe, transmet à l'air ambiant des pièces à chauffer, par convection ou par rayonnement, la chaleur fournie par le fluide caloporteur.

Lorsque le plancher est parfaitement isolé du côté sol, nous nous limitons seulement à étudier les échanges de chaleur de la partie supérieure du serpentin [17], [18].



Fig I.5 : Les différents échanges thermiques dans un plancher .

I.8 Avantages :

Confort :

L'avantage important d'un plancher chauffant à basse température est de diffuser une chaleur douce, homogène, répartie dans toutes les pièces chauffées dont la température est régulière, car il n'y a pas d'existence de trains de chaleur (augmentation de la température puis baisse consécutive occasionnant un inconfort physiologique et psychologique). Le plancher chauffant à basse température remplace avantageusement la convection en assurant une

excellente diffusion des calories par conduction et rayonnement. Ce système d'émetteur de chaleur procure un confort thermique supérieur aux autres types de chauffage, car la température est répartie uniformément dans la pièce de manière horizontale et verticale.

Le bien être:

Contrairement aux idées reçues, le plancher chauffant actuel ne fait pas gonfler les jambes. Contrairement au passé où le sol était très chaud, voire bouillant, l'eau provenant d'une chaudière moderne est chauffée à une température de 31 à 45 ° et parcourt le sol entre 21 °C et 24 °C. La température de surface ne doit pas dépasser 28°.

L'intérêt est l'**économie**, car les températures sont basses et lorsque l'on chauffe à 19 ° la température équivaut à une pièce chauffée à 20 ° avec des radiateurs.

L'économie:

L'eau qui circule dans le plancher n'est chauffée initialement qu'à 40 ° et demande moins d'énergie que dans des systèmes traditionnels

Le gain de place et d'espace:

La totalité de la surface habitable est disponible pour distribuer l'espace sans aucune contrainte. L'émetteur étant dissimulé sous le sol, tout l'espace est libre pour disposer les portes-fenêtres, les meubles.

Les différentes pièces du logement n'ont pas de radiateurs encombrants capteurs de poussière.

L'adaptabilité et exploitation:

Le plancher chauffant à eau chaude peut s'adapter à toute forme d'énergie de chauffage (électricité, fioul domestique, granulés de bois, gaz naturel, gaz propane, pompe à chaleur électrique, pompe à chaleur à gaz, pile à combustible, solaire, etc).

Cette technologie peut s'adapter à de multiples utilisations, appartement ou maison individuelle, bâtiments publics, salles de sports, bureaux, magasins.

I.9 Inconvénient :

Inertie thermique de la masse de la dalle du plancher qui provoque un grand décalage entre la demande et la livraison instantanée de la chaleur ce qui n'est pas conforme aux interactions des variations du climat extérieur pour maintenir une ambiance intérieur adéquat et fait appel à des stratégies de control avancées.

I.10 Plancher chauffant solaire à eau chaude :

Le fluide, réchauffé dans les capteurs solaires, acheminé directement par des tuyaux (sans passer par un échangeur) jusqu'à une épaisse dalle de béton sous le revêtement de sol.

L'équilibre entre l'énergie solaire et l'appoint est géré par le groupe de régulation. Ce système de chauffage contribue fortement au respect de l'environnement.

I.10.1 Description du modèle :

Un plancher solaire direct est constitué essentiellement de trois éléments :

- Les capteurs solaires qui transforment le rayonnement solaire en chaleur,
- Une dalle dans laquelle circule le fluide caloporteur chauffé par les capteurs.

Elle sert simultanément à stocker la chaleur apportée par les capteurs et à la restituer de la même façon qu'un plancher chauffant classique basse température, mais avec un certain décalage dans le temps.

- Un groupe de transfert qui gère le chauffage du PSD

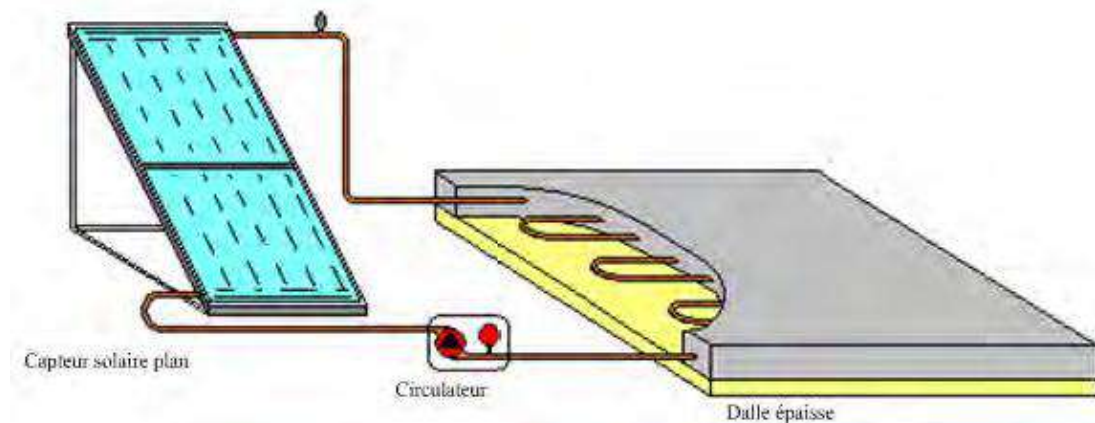


Fig I.6 : Circuit capteur plan – plancher .

I.10.2 Principe de fonctionnement :

La technique du Plancher Solaire Direct (PSD), résulte d'une simplification très importante des techniques de chauffage solaire actif utilisé jusqu'alors.

Le principe est de faire circuler directement dans un plancher un fluide chauffé par des capteurs solaires sans utiliser de cuves de stockage intermédiaires.

La masse de béton de sol assure les fonctions de stockage de l'énergie et de déphasage de sa restitution dans le volume chauffé [19].

Problématique et objectives :

Vue l'inertie thermique de la dalle chauffante du plancher les contrôleur conventionnels (ON/OFF) ou (PID) sont inadéquats pour la régulation de température intérieur de la pièce à chauffée, le système de chauffage compte pour une stratégie de control avancée pour atteindre à des performance acceptables et permettre l'omission des échangeurs thermiques additionnelles dans la boucle solaire. Cependant, les modèles prédictifs simplifiés de control (MPC) qui sont déjà établies dans la littérature à l'automatisme du bâtiment sont rares et parfois manquantes dans des logiciels existants tel que TRANSYS, SERI-RES, ENERGY PLUS...etc. En plus, l'implantation du processus du control avec un procédé de réseau artificiel neuronal (ANN) est structurée se qui augmente le temps de mise en service du control, encore sa demande l'association d'un module complémentaire pour le préchauffage à chaque démarrage journalier ce qui a pour effet d'augmenter relativement la consommation d'énergie ; aussi l'intervention d'un expert est nécessaire lors de l'échec pondent le fonctionnement du contrôle. Par conséquent, et pour une grande importance dans la pratique en temps réelle pour une performance augmenté, notre objective est d'attribuer une stratégie de control d'adaptation et de prédiction (AD-PR) simple et souple pour un control intelligent de prévisions météorologique sous un climat semi aride 2002 du nord terrestre servant pour le dimensionnement des équipements thermiques, incluant les données horaire de la température, la radiation solaire et la vitesse du vent (Annexe A)., pour atteindre une corrélation meilleure de la boucle solaire entre ses trois éléments (la pièce à plancher chauffant, le collecteur solaire et la chine de control) , pour un système de chauffage performant et d'exploitation facile.

Dans ce projet les modélisations de la boucle solaire sont établies dans le deuxième et le troisième chapitre respectivement; L'implantation de régulation de température ambiante intérieur avec un control avancé de processus d'adaptation simple est évalué dans le quatrième chapitre y compris une etude paramétrique pour différentes type de constructions.

CHAPITRE II

II.1 Introduction :

La consommation d'énergie de chauffage d'un bâtiment est principalement définie par le concept de son enveloppe, l'efficacité de son installation de chauffage et la qualité du système de contrôle qui est l'élément de liaison entre le bâtiment et son système de chauffage, et ses habitants.

Le modèle développé pour cette étude décrit les caractéristiques dynamiques à court et à long terme d'une seule zone d'un système de chauffage par le plancher. L'approche utilisée pour la modélisation consiste à établir un modèle pour chaque composant du système en fonction de ses caractéristiques physiques. Le transfert de chaleur à travers le système est calculé en supposant un flux de chaleur à une dimension. Les valeurs des paramètres sont déterminées pour correspondre au modèle pour une variété de différentes configurations du système.

La méthode des différences finies est appliquée dans la simulation pour évaluer la distribution de la température à chaque intervalle de temps. Le modèle de simulation est implémenté dans un code informatique et des étapes de débogage sont effectuées pour identifier le comportement thermo-dynamique du système de chauffage simulé.

II.2 Description du modèle :

Une zone unique de bâtiment d'une résidence ou d'un immeuble de bureaux équipé d'un système de chauffage par plancher à base d'eau solaire, de volume (6 x 4 x 3,5 m) (fig.II.1) (Fig.II.2), est représentée par un modèle générale (Fig. II.3) et une coupe transversale du plancher chauffant (Fig. II.4); où: Les murs orientés vers l'ouest et le nord sont de 0,10 m d'épaisseur chaque et sont construits en éléments avec parois d'inertie thermique considérés négligeables; un mur de masse de 0,25 m épaisseur est orienté vers l'est, faisant une barrière aux pertes (gains) de chaleur avec l'ambiance extérieure; et le mur sud restant est construit avec un vitrage à verre ordinaire simple d'une surface de 3 x 2,5 m et de 5 mm d'épaisseur; des conduits en PER de 0,02 m de diamètre intérieure, espacés de 0,2 m d'entre-axes, sont incorporés dans le plancher à dalle en béton lourd de 0,3 m d'épaisseur. La surface inférieure du plancher sur terre repose sur un isolant thermique en laine de verre de 0,05 m; les dimensions géométriques de la construction sont récapitulées dans le Tableau II.1. Le plancher est couplé à une boucle solaire comprenant un panneau solaire plan à un simple vitrage, orienté vers le Sud faisant une inclinaison de 30° par rapport à l'horizontale; la boucle solaire est menée d'une pompe de circulation placée dans la conduite de retour d'eau sortant du plancher. L'énergie est transférée entre la zone et l'ambiance extérieure au moyen d'infiltrations d'air, de gains solaires et de pertes de chaleur (gains) à travers le sol, les murs,

le toit et le vitrage. Le modèle décrit les caractéristiques dynamiques à court et à long terme d'une seule zone à chauffée. La démarche utilisée pour la modélisation consiste à établir un modèle pour chaque composant du système en fonction de ses caractéristiques physiques. Le transfert de chaleur à travers le système est calculé en supposant un flux de chaleur à une dimension pour éviter les structures dynamiques complexes à des fins de contrôle et pour un calcul progressif. Les valeurs des paramètres thermiques sont déterminées pour s'adapter au modèle pour différentes configurations (construction lourde, moyenne ou légère) Tableau II.2. La méthode des différences finies est appliquée dans la simulation pour évaluer la distribution des températures à chaque intervalle de temps. Cette méthode employée est couramment utilisée pour simuler des modèles thermiques d'un bâtiment car elle offre la flexibilité en termes de variation de propriété de tous les composants du bâtiment qui peuvent être simulés et la quantité des informations qui peu être fournie. Des modèles de complexité variable peuvent être développés à partir des équations de bilan thermique en fonction de l'hypothèse appliquée.

Le modèle choisi qui représente l'enveloppe d'une zone singulière, est développée à partir des équations de bilan thermique en considérant les hypothèses suivantes:

- tiens en compte des résistances aux échanges thermiques d'ondes longues et courtes;
- conserve une capacité thermique pour chacun de l'air intérieur, de la masse du plancher et de le mur de masse;
- tiens en comptes de la conduction à travers chaque mur, le sol, le toit et le vitrage séparément;
- prise en compte de l'infiltration d'air et des pertes de chaleur au sol de terre;
- en considérons une construction ajustée et sans crépissage par la quelle on peut admettre que les déperditions de chaleur par les joints ne sont pas aussi importante et peuvent être allégées .
- les résistances thermiques des parois des tuyaux incorporés dans la dalle sont supposées négligeables .
- les effets du rayonnement solaire à travers le vitrage sont concentrés sur les surfaces intérieures du mur de masse et du plancher, y compris l'air intérieur de l'enveloppe, étant supposé de recevoir un pourcentage fixe du gain. $a_r = 10\%$, $a_{ms} = 75\%$, $a_{pl} = 15\%$
- ne tient pas compte de la production de chaleur éventuelle des occupants et du matériel électrique pour une simplicité sakée.

II.3 Calculs de températures :

II.3.1 Températures des nœuds :

L'eau chaude circulant la boucle solaire, qui est l'élément chauffant, est traitée comme une source ponctuelle représentée par l'unique élément capacitif dont la température est T_{fd} ; la masse du plancher et du mur de masse sont divisées en plusieurs couches d'épaisseur Δx_{pl} et Δx_{ms} respectivement.

Un bilan énergétique pour un intervalle de temps Δt peut être exprimé comme suit: Le flux de chaleur de tous les nœuds voisins vers le nœud (i) pendant Δt est égal à l'augmentation de l'énergie interne du matériau associé à ce nœud (i), c'est-à-dire:

$$Mcp_i \left(\frac{T_i^{n+1} - T_i^n}{\Delta t} \right) = UA_{i-1,i} (T_{i-1}^n - T_i^n) + UA_{i,i+1} (T_{i+1}^n - T_i^n) \quad (II.1.a)$$

Réorganisation de l'équation ci-dessus en:

$$\left(\frac{T_i^{n+1} - T_i^n}{\Delta t} \right) = \frac{((UA_{i-1,i} T_{i-1}^n + UA_{i,i+1} T_{i+1}^n) - (UA_{i-1,i} + UA_{i,i+1}) T_i^n)}{Mcp_i} \quad (II.1.b)$$

$$\text{on laisse: } S_i = (UA_{i-1,i} T_{i-1}^n + UA_{i,i+1} T_{i+1}^n) / Mcp_i \quad (II.2)$$

$$\lambda_i = (UA_{i-1,i} + UA_{i,i+1}) / Mcp_i \quad (II.3)$$

$$\omega_i = (T_i^{n+1} - T_i^n) / \Delta t \quad (II.4)$$

l'équation (II.1.b) devient:

$$(T_i^{n+1} - T_i^n / \Delta t) = \omega_i = S_i - \lambda_i T_i^n \quad (II.5.a)$$

cette équation peut être écrite comme:

$$T_i^{n+1} = (1 - \lambda_i \Delta t) T_i^n + S_i \Delta t \quad (II.5.b)$$

L'analyse de la stabilité, appliquée à cette solution explicite, conduit à restreindre le choix du pas de temps. C'est-à-dire que le terme $(1 - \lambda_i \Delta t)$ de l'équation doit être positif ou égal à zéro. Ainsi:

$$\Delta t \leq 1 / \lambda_i \quad (II.5.c)$$

Dans le cas du modèle de simulation, la taille de pas de temps maximale autorisée est de 2,5 secondes, ce qui prend trop de temps de calcul pour une simulation à long terme. Cependant, une augmentation de la taille du pas de temps admissible peut être obtenue sans perte de précision en introduisant un facteur de pondération σ_i , c'est-à-dire en choisissant une solution implicite.

L'équation (II.5.b) devient:

$$T_i^{n+1} = T_i^n + \omega_i \Delta t \quad (\text{II.5.d})$$

Réolvons pour ω_i , on a:

$$\omega_i = \frac{S_i - \lambda_i T_i^n}{1 + \lambda_i \sigma_i \Delta t} \quad (\text{II.6})$$

Le facteur de pondération σ_i peut être obtenu en faisant correspondre les équations analytiques et numériques implicites de ω_i

à savoir:

$$\frac{(1 - e^{-\lambda_i \Delta t}) S_i - \lambda_i T_i^n}{\lambda_i T_i^n} = \frac{S_i - \lambda_i T_i^n}{1 + \lambda_i \sigma_i \Delta t} \quad (\text{II.7})$$

résolvons pour σ_i on a:

$$\sigma_i = \frac{1}{(1 - e^{-\lambda_i \Delta t})} - \frac{1}{\lambda_i \Delta t} \quad (\text{II.8})$$

de cette équation, σ_i prend toujours des valeurs dans la gamme **[0,1]** quelle que soit la valeur du produit $(\lambda_i \Delta t)$. Une fois que la valeur de ω_i est calculée, la température prédite du nœud

(i) pour un pas de temps Δt est donné comme:

$$T_i^{n+1} = T_i^n + \omega_i \Delta t \quad (\text{II.9})$$

La procédure décrite ci-dessus est utilisée pour calculer à chaque pas du temps, la température nodale pour le fluide chauffant, la masse du plancher, le mur de masse et l'air intérieure de la pièce.

II.3.2 Température nodale du fluide chauffant :

Pour une simplicité saké, qu'un seul nœud de température est considère.

$$S_{fd} = (\dot{m} c_{pfd} \cdot T_{fd(ent)} + UA_{fd,1} T_{pl_1}^n + UA_{fd,pl(sinf)} \cdot T_{pl(sinf)}) / M c_{pfd} \quad (\text{II.10})$$

$$\lambda_{fd} = (UA_{fd,1} + UA_{fd,pl(sinf)}) / M c_{pfd} \quad (\text{II.11})$$

$$\sigma_{fd} = \frac{1}{(1 - e^{-\lambda_{fd} \Delta t})} - \frac{1}{\lambda_{fd} \Delta t} \quad (\text{II.12})$$

$$\omega_{fd} = \frac{S_{fd} - \lambda_{fd} T_{fd}^n}{1 + \lambda_{fd} \sigma_{fd} \Delta t} \quad (\text{II.13})$$

$$T_{fd}^{n+1} = T_{fd}^n + \omega_{fd} \cdot \Delta t \quad (\text{II.14})$$

II.3.3 Température de sortie du fluide chauffant du plancher :

L'apport de chaleur auxiliaire à la masse du plancher à partir du collecteur solaire peut être exprimé comme suit:

$$Q_{aux} = \zeta \dot{m} c_{pfd} (T_{fd(ent)} - T_{pl(1)}) \quad (II.15)$$

Où: ζ est l'efficacité de l'élément thermique donnée par:

$$\zeta = 1 - e^{-NTU} \quad (II.16)$$

Où:

$$NTU = \frac{UA_{pl,fd}}{\dot{m} c_{pfd}} \quad (II.17)$$

Q_{aux} peut également être exprimé comme:

$$Q_{aux} = \dot{m} c_{pfd} (T_{fd(ent)} - T_{fd(sor)}) \quad (II.18)$$

En faisant correspondre les deux expressions (II.15, et II.18) de Q_{aux} , on obtient la température du fluide en fonction de la température d'entrée et de la température du premier nœud de la masse du plancher:

$$T_{fd(sor)} = \zeta T_{pl(1)} + (1 - \zeta) T_{fd(ent)} \quad (II.19)$$

II.3.4 Températures nodales de la masse du plancher :

- **Premier nœud:**

$$S_{pl(1)} = (UA_{fld,1} T_{fd}^n + UA_{1,2} T_{pl_2}^n) / M c_{ppl(1)} \quad (II.20)$$

$$\lambda_{pl(1)} = (UA_{fld,1} + UA_{1,2}) / M c_{ppl(1)} \quad (II.21)$$

$$\sigma_{pl(1)} = \frac{1}{(1 - e^{-\lambda_{pl(1)} \Delta t})} - \frac{1}{\lambda_{pl(1)} \Delta t} \quad (II.22)$$

$$\omega_{pl(1)} = \frac{S_{pl(1)} - \lambda_{pl(1)} T_{pl_1}^n}{1 + \lambda_{pl(1)} \cdot \sigma_{pl(1)} \Delta t} \quad (II.23)$$

$$T_{pl(1)}^{n+1} = T_{pl(1)}^n + \omega_{pl(1)} \cdot \Delta t \quad (II.24)$$

- **Nœuds intérieurs:**

$$S_{pl(i)} = (UA_{i-1,i} T_{pl_{i-1}}^n + UA_{i,i+1} T_{pl_{i+1}}^n) / M c_{ppl(i)} \quad (II.25)$$

$$\lambda_{pl(i)} = (UA_{i-1,i} + UA_{i,i+1}) / M c_{ppl(i)} \quad (II.26)$$

$$\sigma_{pl(i)} = \frac{1}{(1 - e^{-\lambda_{pl(i)} \Delta t})} - \frac{1}{\lambda_{pl(i)} \Delta t} \quad (II.27)$$

$$\omega_{pl(i)} = \frac{S_{pl(i)} - \lambda_{pl(i)} \cdot T_{pl_i}^n}{1 + \lambda_{pl(i)} \cdot \sigma_{pl(i)} \Delta t} \quad (\text{II.28})$$

$$T_{pl(i)}^{n+1} = T_{pl(i)}^n + \omega_{pl(i)} \Delta t \quad (\text{II.29})$$

- **Dernier nœud:**

$$S_{pl(N)} = (UA_{bas(N)} T_{pl_{N-1}} + UA_{haut(N)} T_{pl(ss)}) / M_{cp_{pl(N)}} \quad (\text{II.30})$$

$$\lambda_{pl(N)} = (UA_{bas(N)} + UA_{haut(N)}) / M_{cp_{pl(N)}} \quad (\text{II.31})$$

$$\sigma_{pl(N)} = \frac{1}{(1 - e^{-\lambda_{pl(N)} \Delta t})} - \frac{1}{\lambda_{pl(N)} \Delta t} \quad (\text{II.32})$$

$$\omega_{pl(N)} = \frac{S_{pl(N)} - \lambda_{pl(N)} T_{pl(N)}^n}{1 + \lambda_{pl(N)} \cdot \sigma_{pl(N)} \Delta t} \quad (\text{II.33})$$

$$T_{pl(N)}^{n+1} = T_{pl(N)}^n + \omega_{pl(N)} \Delta t \quad (\text{II.34})$$

II.3.5 Températures nodales du mur de mass :

- **Premier nœud :**

$$S_{ms(1)} = (UA_{ms(w1)} T_{ms(si)}^n + UA_{ms(E1)} T_{ms(2)}^n) / M_{cp_{ms(1)}} \quad (\text{II.35})$$

$$\lambda_{ms(1)} = (UA_{ms(w1)} + UA_{ms(E1)}) / M_{cp_{ms(1)}} \quad (\text{II.36})$$

$$\sigma_{ms(1)} = \frac{1}{(1 - e^{-\lambda_{ms(1)} \Delta t})} - \frac{1}{\lambda_{ms(1)} \Delta t} \quad (\text{II.37})$$

$$\omega_{ms(1)} = \frac{S_{ms(1)} - \lambda_{ms(1)} T_r^n}{1 + \lambda_{ms(1)} \sigma_{ms(1)} \Delta t} \quad (\text{II.38})$$

$$T_{ms(1)}^{n+1} = T_{ms(1)}^n + \omega_{ms(1)} \Delta t \quad (\text{II.39})$$

- **Nœuds intérieurs:**

$$S_{ms(i)} = (UA_{i-1,i} T_{ms(i-1)}^n + UA_{i,i+1} T_{ms(i+1)}^n) / M_{cp_{ms(i)}} \quad (\text{II.40})$$

$$\lambda_{ms(i)} = (UA_{i-1,i} + UA_{i,i+1}) / M_{cp_{ms(i)}} \quad (\text{II.41})$$

$$\sigma_{ms(i)} = \frac{1}{(1 - e^{-\lambda_{ms(i)} \Delta t})} - \frac{1}{\lambda_{ms(i)} \Delta t} \quad (\text{II.42})$$

$$\omega_{ms(i)} = \frac{S_{ms(i)} - \lambda_{ms(i)} T_r^n}{1 + \lambda_{ms(i)} \sigma_{ms(i)} \Delta t} \quad (\text{II.43})$$

$$T_{ms(i)}^{n+1} = T_{ms(i)}^n + \omega_{ms(i)} \Delta t \quad (\text{II.44})$$

- **Dernier nœud:**

$$S_{ms(N)} = (UA_{N-1,N} T_{ms(N-1)}^n + UA_{ms(EN)} T_{ms(se)}^n) / M_{cp_{ms(N)}} \quad (\text{II.45})$$

$$\lambda_{ms(N)} = (UA_{N-1,N} + UA_{ms(EN)})/Mcp_{ms(N)} \quad (II.46)$$

$$\sigma_{ms(N)} = \frac{1}{(1-e^{-\lambda_{ms(N)}\Delta t})} - \frac{1}{\lambda_{ms(N)}\Delta t} \quad (II.47)$$

$$\omega_{ms(N)} = \frac{S_{ms(N)} - \lambda_{ms(N)}T_r^n}{1 + \lambda_{ms(N)}\sigma_{ms(N)}\Delta t} \quad (II.48)$$

$$T_{ms(N)}^{n+1} = T_{ms(N)}^{n+1} + \omega_{ms(N)}\Delta t \quad (II.49)$$

II.3.6 Température de l'air ambiant intérieure :

La température de l'air ambiant intérieure est définie comme le procédé de sortie à contrôler. Cette température est le résultat de l'apport de chaleur à travers le plancher, de l'irradiation solaire et des pertes ou gains de chaleur à travers le mur de masse, le vitrage, le toit, les murs restants et les infiltrations d'air. Par conséquent, la variation de la température de l'air ambiant intérieur peut être vue comme dépendant des grandeurs physiques qui sont définies comme le procédé des entrées notamment: la température du fluide chauffant à l'entrée ou le débit massique entrant au plancher, la température extérieure, l'irradiation solaire et la vitesse du vent; les gains par les occupants, Q_{oc} , et les équipements électriques, Q_{ec} sont allégés. L'existence d'éventuelles perturbations non mesurables n'est pas prise en compte.

$$S_r = (UA_{r,pl(ss)}T_{pl(ss)} + UA_{r,ms(si)}T_{ms(si)} + UA_{r,mN}T_{mN(si)} + UA_{r,mW}T_{mW(si)} + UA_{r,pf}T_{pf(si)} + UA_{r,vt}T_{vt} + \dot{m}_{inf}cp_{air}T_e + a_{sol}G + Q_{oc} \nearrow^0 + Q_{ec} \nearrow^0) / Mcp_{air} \quad (II.50)$$

$$\lambda_r = (UA_{r,pl(ss)} + UA_{r,ms(si)} + UA_{r,mN} + UA_{r,mW} + UA_{r,pf} + UA_{r,vt} + \dot{m}_{inf}cp_{air}) / Mcp_{air} \quad (II.51)$$

$$\sigma_r = \frac{1}{(1-e^{-\lambda_r\Delta t})} - \frac{1}{\lambda_r\Delta t} \quad (II.52)$$

$$\omega_r = \frac{S_r - \lambda_r T_r^n}{1 + \lambda_r \sigma_r \Delta t} \quad (II.53)$$

$$T_r^{n+1} = T_r^n + \omega_r \Delta t \quad (II.54)$$

II.3.7 Températures de surface :

Un bilan énergétique permanent sur chacun des surfaces intérieures et extérieures est utilisé pour calculer leurs températures. L'équation de la température de surface peut être exprimée en termes d'échange de chaleur par conduction, convection et rayonnement, y compris le gain de chaleur solaire sur les surfaces extérieures des parois de l'enveloppe.

En état permanent, la capacité thermique des nœuds est nulle ce qui donne:

$$M_{Cp_i} \left(\frac{T_i^{n+1} - T_i^n}{\Delta t} \right) = \sum U_{A_j} \cdot T_j + \sum U_{A_j} \cdot T_s^n = 0 \quad (II.55.a)$$

Alors:

$$T_{surface} = T_s = \frac{\sum U_{A_j} \cdot T_j}{\sum U_{A_j}} \quad (II.55.b)$$

- Surface intérieure des parois $T_{si} = \frac{\sum (U_{A_j} T_j) + a_{sol} G}{\sum U_{A_j}}$ (II.55.c)

- Surface extérieure des parois $T_{se} = \frac{\sum (U_{A_j} T_j) + G}{\sum U_{A_j}}$ (II.55.d)

Irradiation solaire globale: $G = G_{direct} + G_{diffus}$ (II.56)

II.3.7.1 Température la surface superieur du plancher :

$$T_{pl(ss)} = \left(UA_{pl(ss),r} T_r + UA_{haut(N)} T_{pl(N)} + A_{pl} (h_{r(pl,ms)} T_{ms(si)} + h_{r(pl,vt)} T_{vt} + hr_{pl,pf} T_{pfsi} + hr_{pl,mN} T_{mNsi} + hr_{pl,mW} T_{mWsi}) + a_{pl} G / (UA_{pl,ss,r} + UA_{hautN} + A_{pl} (hr_{pl,ms} + A_{pl} hr_{pl,vt} + hr_{pl,pf} + hr_{pl,mN} + hr_{pl,mW})) \right) \quad (II.57)$$

Où:

$$UA_{pl(ss),r} = A_{pl} h_{c(pl,r)} \quad (II.58)$$

$$UA_{haut(N)} = A_{pl} \lambda_{béton} \cdot N_{pl} \cdot 2 / e_{pl} \quad (II.59)$$

II.3.7.2 Température la surface inférieur du plancher sur terre:

$$T_{pl(sinf)} = \frac{UA_{fd,pl(sinf)} T_{fd} + U_{P_{pl}} \bar{T}_{ext(jours)} + A_{pl} \cdot UA_{pl} \bar{T}_{ext(ans)}}{UA_{fd,pl(sinf)} + UA_{pl(sinf),terre}} \quad (II.60)$$

II.3.7.3 Temperature du vitrage du fenetre:

Le vitrage est supposé d'avoir une seule température de surface puisque son épaisseur est choisie petit (5mm).

$$T_{vt} = \left(UA_{r,vt} T_r + UA_{vt,ext} T_{ext} + A_{vt} (h_{r(vt,sim)} T_{ms(si)} + h_{r(vt,pf)} T_{pf(si)} + hr_{vt,sspl} T_{plss} + hr_{vt,mN} T_{mNsi} + hr_{vt,mW} T_{mWsi} + hr_{vt,mW} T_{mWsi} + h_{ciel} T_{cie} + \alpha_{vt} G / (UA_{vt} + UA_{vt,ext} + A_{vt} (hr_{vt,sim} + hr_{vt,pf} + hr_{vt,mN} + hr_{vt,mW} + h_{ciel})) \right) \quad (II.61)$$

Où:

$$UA_{r,vt} = \frac{A_{vt} \cdot h_{c(r,vt)} \lambda_{vt} \cdot 2 / e_{vt}}{h_{c(r,vt)} + (\lambda_{vt} \cdot e_{vt} / 2)} \quad (\text{II.62})$$

$$UA_{vt,ext} = \frac{A_{vt} \cdot h_{comb(vt)} \lambda_{vt} \cdot 2 / e_{vt}}{h_{comb(vt)} + (2 \cdot \lambda_{vt} / e_{vt})} \quad (\text{II.63})$$

II.3.7.4 Temperature de la surface interieur du mur de mass :

$$T_{ms(si)} = (UA_{r,sims} T_r + UA_{ms(W1)} T_{ms(1)} + A_{ms} (h_{r(sims,pl(ss))} T_{pl(ss)} + h_{r(sims,pf)} T_{pf(si)} + h_{r(sims,mN)} T_{mN} + h_{r(sims,mW)} T_{mW} + a_{ms} \cdot G) / (UA_{r,sims} + UA_{ms(W1)} + A_{ms} (h_{r(sims,pl(ss))} + h_{r(ms,pf)} + h_{r(sims,mN)} + h_{r(sims,mW)})) \quad (\text{II.64})$$

Où :

$$UA_{r,sims} = A_{ms} \cdot h_{c(r,sims)} \quad (\text{II.65})$$

$$UA_{ms(W1)} = A_{ms} \cdot \lambda_{brique} \cdot N_{ms} \cdot 2 / e_{ms} \quad (\text{II.66})$$

II.3.7.5 Temperature de la surface interieur du mur orienté vers le Nord :

$$T_{mN(si)} = (UA_{r,simN} T_r + UA_{mN} T_{mN(se)} + A_{mN} (h_{r(pl,mN)} T_{pl(ss)} + h_{r(vt,mN)} T_{vt} + h_{r(ms,mN)} T_{ms(si)} + h_{r(mN,pf)} T_{pf(si)} + h_{r(mN,mW)} T_{mW} + a_{mN} \cdot G) / (UA_{r,simN} + UA_{mN} + A_{mN} (h_{r(pl,mN)} + h_{r(vt,mN)} + h_{r(ms,mN)} + h_{r(mN,pf)} + h_{r(mN,mW)})) \quad (\text{II.67})$$

Où:

$$UA_{r,simN} = A_{mN} \cdot h_{c(r,simN)} \quad (\text{II.68})$$

$$UA_{mN} = A_{mN} \cdot \lambda_{brique} \cdot 2 / e_{mN} \quad (\text{II.70})$$

II.3.7.6 Temperature la surface interieur du mur orienté vers l'Ouest:

$$T_{mW(si)} = (UA_{r,simW} T_r + UA_{mW} T_{mW(se)} + A_{mW} (h_{r(pl,mW)} T_{pl(ss)} + h_{r(vt,mW)} T_{vt} + h_{r(ms,mW)} T_{ms(si)} + h_{r(mW,pf)} T_{pf(si)} + h_{r(mN,mW)} T_{mN} + a_{mW} \cdot G) / (UA_{r,simW} + UA_{mW} + A_{mW} (h_{r(pl,mW)} + h_{r(vt,mW)} + h_{r(ms,mW)} + h_{r(mW,pf)} + h_{r(mN,mW)})) \quad (\text{II.71})$$

Où:

$$UA_{r,simW} = A_{mW} \cdot h_{c(r,simW)} \quad (II.72)$$

$$UA_{mW} = A_{mW} \cdot \lambda_{brique} \cdot 2/e_{ms} \quad (II.73)$$

II.3.7.7 Temperature de la surface interieur du plafond:

$$T_{pf(si)} = \left(UA_{r,pf} T_r + UA_{pf} T_{pf(se)} + A_{pf} (h_{r(ms,pf)} + h_{r(pl,pf)} T_{pl(ss)} + h_{rvt,pf} T_{vt} + h_{rmN,pf} T_{mNsi} + h_{rmW,pf} T_{mWsi}) / (UA_{r,pf} + UA_{pf} + A_{pf} (h_{rms,pf} + h_{r(pl,pf)} + h_{r(vt,pf)} + h_{r(mN,pf)} + h_{r(mW,pf)}) + a_{pf} G \nearrow^0) \right) \quad (II.74)$$

Où :

$$UA_{r,pf} = A_{pf} \cdot h_{c(r,pf)} \quad (II.75)$$

$$UA_{mW} = A_{pf} \cdot \lambda_{pf} \cdot 2/e_{pf} \quad (II.76)$$

II.3.7.8 Temperature de la surface exterior du mur de mass orienté vers l'Est:

$$T_{ms(se)} = \frac{UA_{ms(EN)} T_{ms(N)} + UA_{ms(se)} T_{ext} + A_{ms} h_{ciel} \cdot T_{ciel}}{UA_{ms(EN)} + UA_{ms(se)} + A_{ms} h_{ciel}} \quad (II.77)$$

Où:

$$UA_{ms(EN)} = A_{mW} \cdot \lambda_{brique} \cdot 2/e_{ms} \quad (II.78)$$

$$UA_{ms(se)} = A_{ms} \cdot h_{comb(se)} \quad (II.79)$$

II.3.7.9 Temperature de la surface exterior du mur orienté vers le Nord:

$$T_{mN(se)} = \frac{UA_{mN} T_{mN(si)} + UA_{mN,ext} T_{ext} + A_{mN} h_{ciel} \cdot T_{ciel} + G}{UA_{mN} + UA_{mN,ext} + A_{mN} h_{ciel}} \quad (II.80)$$

Où:

$$UA_{mN} = A_{mN} \cdot \lambda_{brique} \cdot 2/e_{mN} \quad (II.81)$$

$$UA_{mN,ext} = A_{mN} \cdot h_{comb(se)} \quad (II.82)$$

II.3.7.10 Temperature de la surface exterior du mur orienté vers l'Ouest:

$$T_{mN(se)} = \frac{UA_{mW} T_{mN(si)} + UA_{mW,ext} T_{ext} + A_{mW} h_{ciel} \cdot T_{ciel} + G}{UA_{mW} + UA_{mW,ext} + A_{mW} h_{ciel}} \quad (II.83)$$

Où:

$$UA_{mW} = A_{mW} \cdot \lambda_{brique} \cdot 2/e_{mW} \quad (II.84)$$

$$UA_{mW,ext} = A_{mW} \cdot h_{comb(se)} \quad (II.85)$$

II.3.7.11 Température de la surface extérieure du plafond :

$$T_{\text{pf}(se)} = \frac{UA_{\text{pf}}T_{\text{pf}(si)} + UA_{\text{pf,ext}}T_{\text{ext}} + A_{\text{pf}}h_{\text{ciel}} \cdot T_{\text{ciel}} + G}{UA_{\text{pf}} + UA_{\text{pf,ext}} + A_{\text{pf}}h_{\text{ciel}}} \quad (\text{II.86})$$

Où:

$$UA_{\text{pf}} = A_{\text{pf}} \cdot \lambda_{\text{béton}} \cdot 2 / e_{\text{pf}} \quad (\text{II.87})$$

$$UA_{\text{pf,ext}} = A_{\text{pf}} \cdot h_{\text{comb}(se)} \quad (\text{II.88})$$

La valeur instantanée du rayonnement solaire globale sur de les surfaces extérieures des parois est calculée suivant leur orientation par rapport au soleil par des corrélations du gisement solaire décrit dans le (Chapitre I) du lieu établis dans un sous programme.

II.4 Calcul des coefficients de transfert thermique :**II.4.1 Transfert de chaleur du à la convection :**

Les relations de transfert de chaleur pour le processus de convection, donnant le débit thermique entre un corps de fluide et une surface solide à une température différente ou avec un fluide entre deux surfaces, sont exprimées en termes de Nusselt, Grashof, Prandlt et Reynolds (Nu, GR, Pr et Re), groupes de constantes physiques sans dimension, fondés sur des résultats expérimentaux et sont défini comme:

$$\text{Nu} = \frac{h \cdot l}{\lambda} \quad (\text{II.89})$$

$$\text{Gr} = \frac{g \cdot \Delta T \cdot L^3 \rho^2}{\bar{T} \cdot \mu^2} \quad (\text{II.90})$$

$$\text{Pr} = \frac{\mu \cdot c_p}{\lambda} \quad (\text{II.91})$$

$$\text{Re} = \frac{v \cdot L \cdot \rho}{\mu} \quad (\text{II.92})$$

Où:

T est la température moyenne absolue de l'air à la surface du solide; et ΔT est la différence de température entre la surface et l'air.

L est une longueur géométrique et les valeurs thermo-physiques λ , c_p ... etc., sont définies dans la littérature.

II.4.1.1 Transfert de chaleur par convection libre :

Les corrélations pour la convection libre consistent en une relation fonctionnelle entre le nombre de Nu et le produit des nombres de Gr et de Pr qui correspond à un nombre de Rayleigh (Ra). La relation est généralement de la forme:

$$\text{Nu} = C \cdot (\text{Gr} \cdot \text{Pr})^n = C \cdot \text{Ra}^n \quad (\text{II.93})$$

Les corrélations indiquées dans le Tableau II.3 permettent de calculer les coefficients de transfert de chaleur dus à la convection libre sur les surfaces intérieures et extérieures du bâtiment.

II.4.1.2 Transfert de chaleur du à la convection forcée :

Les corrélations pour la convection forcée consistent en une relation fonctionnelle entre le nombre de Nu et le produit des nombres de Re et de Pr qui est désigné par le nombre de Peclet (Pe). De nombreuses corrélations empiriques peuvent être trouvées dans la littérature en fonction de la nature de l'écoulement du fluide qui peut être laminaire ou turbulent et qui peut être identifié par la valeur du nombre de Reynolds comme suit:

Pour les tubes circulaires: si

$Re < 2300$: l'écoulement est laminaire.

$2300 \leq Re \leq 4000$: l'écoulement est transitoire.

$Re > 4000$: l'écoulement est turbulent.

Le nombre de Nusselt pour un écoulement laminaire à travers des tubes circulaires peut être estimé par des formules la valeur moyen de Nu pour une température de paroi constante par:

$$\overline{Nu} = 3.66 + 0.668(D/L). Re. Pr / (1 + 0.04[(D/L). Re. Pr]^{2/3}) \quad (II.94)$$

Le nombre de Nusselt pour un écoulement turbulent est généralement exprimé par:

$$Nu = C. (Re)^m Pr^n \quad (II.95)$$

Où la constante C et les exposants m et n ont été déterminés expérimentalement. Pour un écoulement turbulent pleinement développé à l'intérieur des tubes lisses, les trois paramètres C, m et n ont été donnés par :

Pour: $0.7 \leq Pr \leq 160$

$Re \geq 10000$

$l/D \geq 10$

$C = 0,023$

$m = 0,3$

$n = 0.4$ (pour chauffage); $n = 0.3$ (pour refroidissement)

Pour un calcul approprié, les propriétés du fluide chauffant doit être évaluées à la température de masse, et par simplification, la température moyenne entre l'entrée et la sortie du serpentin du plancher est à admettre.

II.5 Transfert de chaleur dû au vent:

Une situation courante dans le chauffage des locaux implique un flux de chaleur des surfaces enveloppantes d'un bâtiment vers l'air extérieur à une vitesse variant avec la vitesse du vent.

Équations dimensionnelles exprimant le coefficient d'échange sont données par différents auteurs :

Pour les surfaces exposées au vent par:

$$h_{\text{vent}} = 11.4 + 5.7 \cdot v_{\text{vent}} \quad [20] \quad (\text{II.96})$$

pour les surfaces sous vent orienté vers l'avant par:

$$h_{\text{vent}} = 5.7 \cdot v_{\text{vent}} \quad [21] \quad (\text{II.97})$$

v_{vent} = vitesse du vent

Le coefficient de transfert de chaleur combiné dû à la convection libre et au vent sur les surfaces extérieures est exprimé par:

$$h_{\text{comb}} = (h_{\text{libr}}^{3.46} + h_{\text{vent}}^{3.46})^{1/3.46} \quad [22] \quad (\text{II.98})$$

II.6 Transfert de chaleur par rayonnement à ondes longues :

Le rayonnement à ondes longues est un processus d'échange de chaleur important dans l'analyse thermique d'un bâtiment, car le transfert d'énergie se produisant par rayonnement entre deux surfaces dépend de la différence de température individuelle de la surface, chacune augmentée à la même puissance. Beaucoup de techniques ont été utilisées par de nombreux autres pour modéliser les échanges de radiations à ondes longues et longues entre les surfaces internes d'un bâtiment et entre un bâtiment et ses environs.

Le coefficient de transfert de chaleur du rayonnement à ondes longues est calculé à l'aide de la linéarisation:

$$h_r = \sigma \cdot F \cdot (T_1^2 + T_2^2)(T_1 + T_2) \quad (\text{II.99})$$

Où: σ la constant de Stefan-Boltzman = $5.678 \times 10^{-8} \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}$

F est le facteur de forme calculé par:

$$F = \left(\frac{1}{F_g} + \frac{1-\varepsilon_1}{\varepsilon_1} + \frac{A_1(1-\varepsilon_2)}{A_2 \cdot \varepsilon_2} \right)^{-1} \quad (\text{II.100})$$

F_g est le facteur de forme géométrique dépendant de la position des deux surface en égare.

ε_1 et ε_2 sont les émissivité des deux surfaces en égare.

A_1 et A_2 sont les aires des deux surfaces en égare

Le coefficient de transfert de chaleur par les surfaces extérieures vue par le ciel:

$$h_{\text{ciel}} = \sigma \cdot \varepsilon_s \cdot (T_s^2 + T_{\text{ciel}}^2)(T_s + T_{\text{ciel}}) \quad (\text{II.101})$$

la température du ciel à la température de l'air extérieur local est relié par la relation simple suivante [23] :

$$T_{\text{ciel}} = 0.0552 \cdot T_{\text{ext}}^{3/2} \quad (T_{\text{ciel}} \text{ et } T_{\text{ext}}) \text{ en } (^\circ\text{K}) \quad (\text{II.102})$$

L'influence des nuages vus par la surface extérieure du toit et les murs, et l'influence du sol vu par les murs qui se rend pour augmenter la température effective du ciel ne sont pas incluses dans l'expression. En général, l'estimation de la température du ciel sous les conditions générales est soumise à des différences de températures larges comprises entre 0° et 20 ° C.

II.7 Le coefficient de transfert de chaleur dû à la perte de chaleur à la terre:

Différents auteurs utilisent différents procédés pour calculer le coefficient de perte de chaleur dû à la perte de chaleur dans le sol. La méthode ASHREA [24] est l'une des méthodes les plus couramment utilisées à cet égard pour calculer ses valeurs pour différents types de construction de bâtiments.

En se référant à cette méthode, deux coefficients sont considérés : UP_{pl} et UA_{pl} exprimant respectivement la perte thermique par le périmètre et la surface du plancher chauffant et qui sont donnés dans les Tableaux II.4 et II.5. A savoir que le taux de perte de chaleur du plancher vers la terre peu être calculé en appliquant la corrélation suivante:

$$Q_{\text{terre}} = UP_{\text{pl}} \cdot (T_{\text{pl(sinf)}} - \bar{T}_{\text{ext(jours)}}) + A_{\text{pl}} \cdot UA_{\text{pl}} \cdot (T_{\text{pl(sinf)}} - \bar{T}_{\text{ext(ans)}}) \quad (\text{II.103})$$

Où:

$\bar{T}_{\text{ext(jours)}}$ est la valeur moyenne journalière de la température extérieur donnée par la valeur moyenne annuelle de la température extérieur $\bar{T}_{\text{ext(ans)}}$:

$$\bar{T}_{\text{ext(jours)}} = \bar{T}_{\text{ext(ans)}} + \text{Amp} \cdot \cos(n - \varphi) \cdot 2\pi / 366 \quad (\text{II.104})$$

Où : Amp est l'amplitude de la variation de la température

φ est la phase

n est le nombre du jour de l'année

II.8 Infiltration de l'air :

L'échange par infiltration de d'air entre l'intérieur et l'extérieur d'un bâtiment peut représenter un mécanisme important de perte (gain) de la chaleur. La quantité d'air qui s'infiltré dans un bâtiment dépend des caractéristiques de construction. Dans des modèles simples, on suppose des taux d'infiltration constants exprimés en nombre de changements d'air par heure (ACPH).

On prend : ACPH = 1,5 pour les résidences plus anciennes ,

et ACPH = 1,0 pour les résidences, bureaux et appartements plus récents

Pour des simulations plus précises, l'ACPH est estimé en considérant la vitesse du vent et l'effet de cheminée de la température ambiante extérieure. Une méthodologie pour cette procédure est donnée par référence [25].

De nombreuses références utilisent les formules suivantes pour calculer l'ACPH:

$$\text{ACPH} = C_1 + C_2 \cdot v_{\text{vent}} + C_3 \cdot (T_{\text{ext}} - T_r) \quad (\text{II.105})$$

Où:

les valeurs des constantes C_1 , C_2 et C_3 sont données par deux références différentes:

Référence	C_1	C_2	C_3
[26]	0.52	0.0488	0.01510
[27]	0.150	0.0088	0.00483 (construction normal)
	0.110	0.0530	0.00366 (construction ajustée)

II.9 Méthodologie de simulation de la zone à chauffée :

Le modèle de simulation du système de chauffage est implémenté dans un code informatique en langage Fortran selon une approche de programmation modulaire. Les composants du système sont implémentés en tant que sous-programme pouvant être appelé de manière appropriée par le programme principal. Cela a commencé avec les valeurs initiales données de toute température, chaque température est ensuite mise à jour à chaque pas de temps en même temps que les différents coefficients de transfert de chaleur, en tenant compte du changement horaire de l'irradiation solaire, de la température ambiante extérieure et de la vitesse du vent.

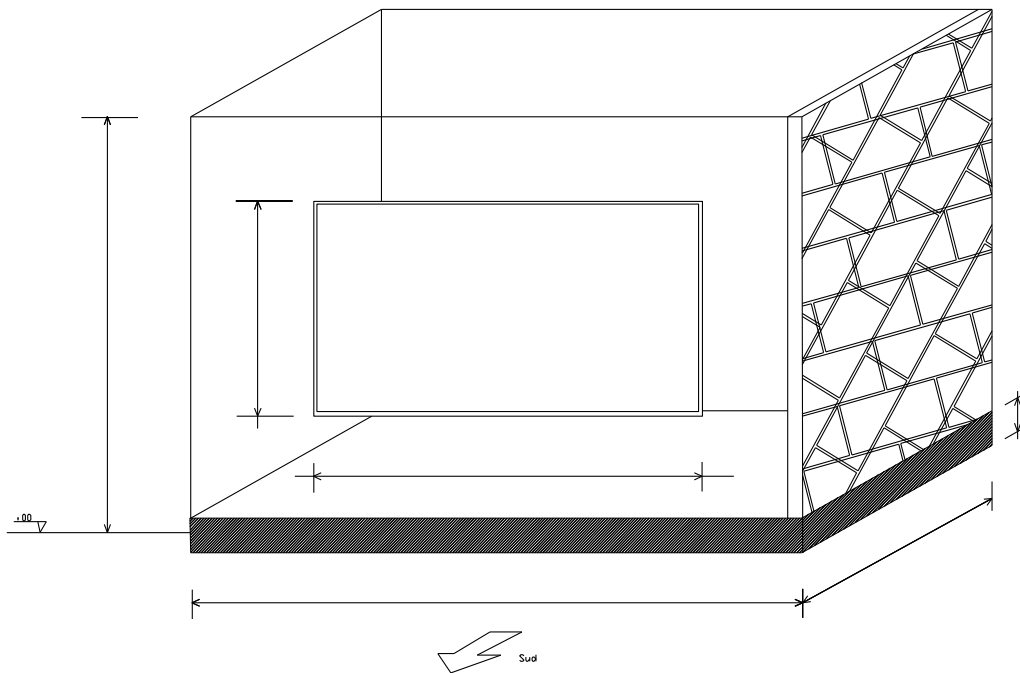


Fig.II.1: Configuration schématique d'une zone singulière à chauffée.

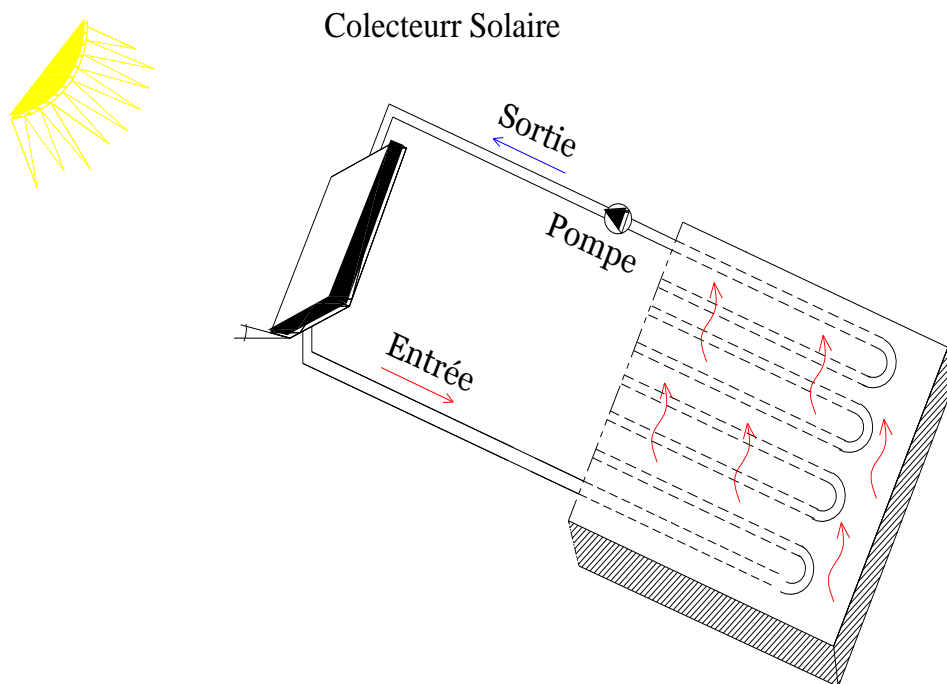


Fig.II.2: Installation d'un plancher solaire direct.

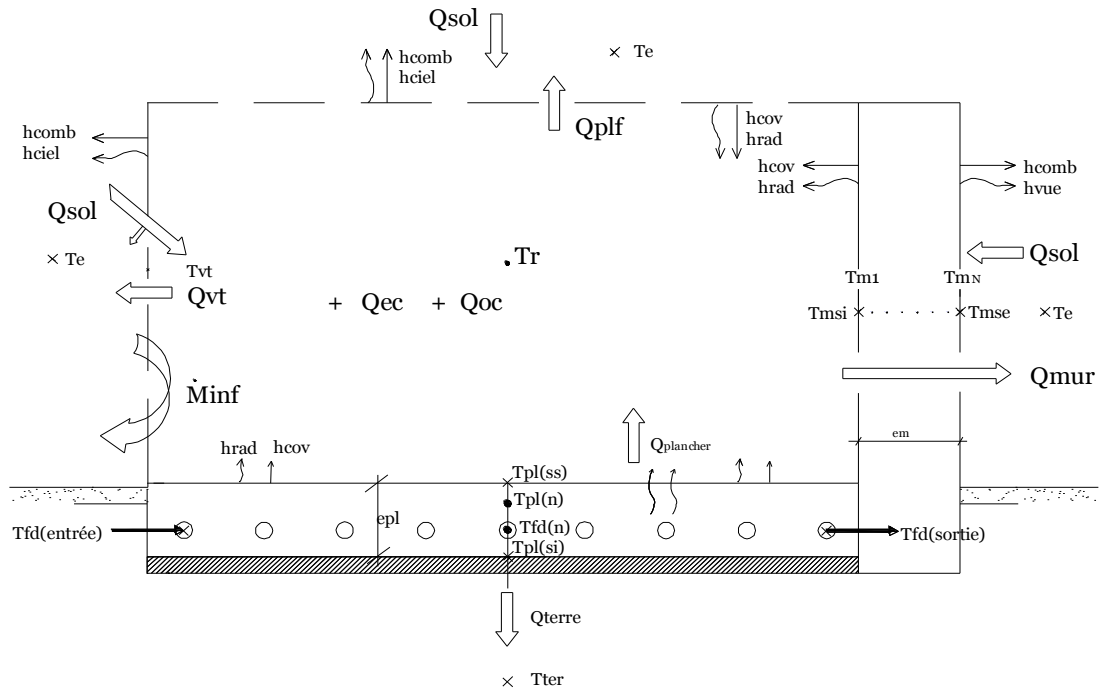


Fig. II.3: Model générale de l'enveloppe à chauffée.

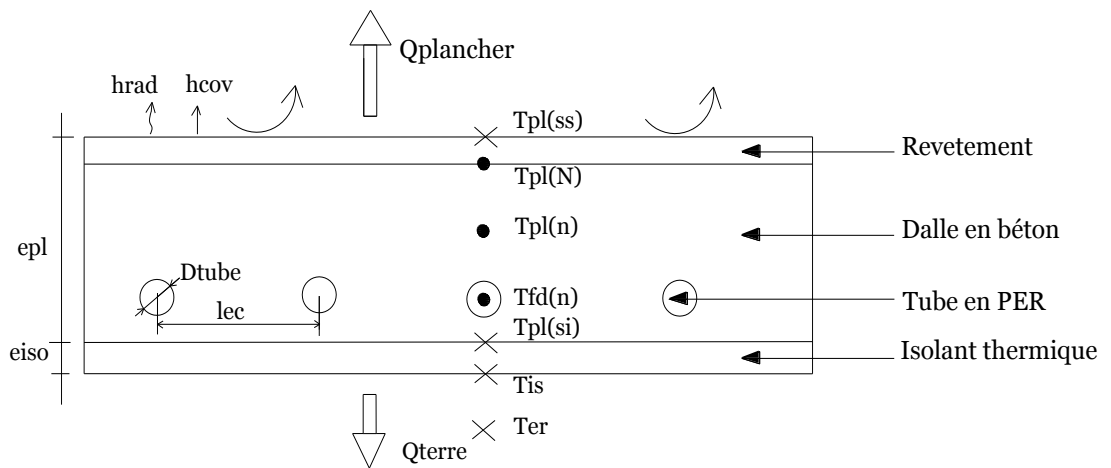


Fig. II.4: Modèle du plancher chauffant au sol avec dalle en béton lourd.

Tableau. II.1 : Valeurs Géométriques des éléments la construction

- Volume de l'enveloppe (X x Y x Z) - Surface du plancher - Epaisseur du plancher	V_{ev} S_{pl} e_{pl}	(6 x 4 x 3,5m) 24 30	m^3 cm^2 cm
- Isolant sous la dalle :	e_{iso}	5	cm
- Mur de mass orienté vers l'Est (4x3.5 m): - Murs orienté vers le Nord (6x3.5 m) - Murs orienté vers L'ouest (4x3.5 m) - Vitrage large orienté vers le Sud (3x 2,5 m) - Plafond (6x 4 m):	e_{ms} e_{mN} e_{mW} e_{ver} e_{pf}	0.25 0.10 0.10 0.005 0.015	m m m m m
- Conduite en serpentín du plancher:	D_{cd}	0.022	m
Epaisseur	e_{cd}	0.002	m
Ecartement	eC_{cd}	0.02	m

Tableau. II.2: Valeurs thermo-physiques des différents composés de la construction.

Elément	Valeurs Thermo-Physique		
Air ambiant intérieure	λ_{air} ρ_{air} cp_{air} ϑ_{air} Pr	0,0251 1,164 1012,18 18.24E-6	W/m °K kg/m^3 J/kg °K m^2/s
Dalle en béton lourd	λ_{pl} ρ_{pl} cp_{pl} ε_{pl} $T_{pl(max)}$	1,75 2000 880 0.95 28	W/m °K kg/m^3 J/kg °K $^{\circ}C$
Fluide caloporteur	λ_{fd} ρ_{fd} cp_{fd} v_{fd}	0,624 995.33 4178.8 0.7 E-6	W/m °K kg/m^3 J/kg °K m^2/s

(Eau glycolé à 20 °C)	Pr	4.68	
Isolant du plancher à terre	$c_{p_{iso}}$ ρ_{iso} λ_{iso}	1500 20 0,04	J/kg °K kg/m ³ W/m °K
Murs en brique creuse (ms, mN, et mW)	cp $\varepsilon_{(int)}$ $\varepsilon_{(ext)}$	840.0 0.2 0.01	J/kg °K
Plafond en ourdi	λ_{pf} ρ_{pf} $c_{p_{pf}}$ $\varepsilon_{pf(int)}$ $\varepsilon_{pf(ext)}$	0,8 1810.0 840.0 0.2 0.01	W/m °K kg/m ³ J/kg °K
Conduites en PER	λ_{cd} 0,35	0,35	W/m °K
Vitrage de la fenêtre (verre ordinaire)	λ_{ver} ε_{ver} α_{ver}	0,76 0.9 0.05	W/m °K

Tableau II.3: Corrélations pour convection libre.

Géométrie	Formule	Intervalle d'application
Plaque verticale (L= hauteur)	$\overline{Nu} = 0.59Ra^{1/4}$	$10^4 < Ra < 10^9$
	$\overline{Nu} = 0.129Ra^{1/3}$	$10^9 < Ra < 10^{12}$
Plaque horizontale (L= moyenne des dimensions)		
a) de surface supérieure chaude et de surface inférieure froide.	$\overline{Nu} = 0.54Ra^{1/4}$	$10^5 < Ra < 2.10^7$
b) de surface supérieure froide et de surface inférieure chaude	$\overline{Nu} = 0.14Ra^{1/3}$	$2.10^4 < Ra < 3 \times 10^{10}$
	$\overline{Nu} = 0.44Ra^{1/5}$	$10^5 < Ra < 10^7$

Tableau II.4: Coefficient de perte de chaleur par conduction pour des fondations des murs non isolés dans la terre.

Profondeur (m)	UP _{pl} (W/m.°K)
0.0 – 0.3	0.698
0.3 – 0.6	0.378
0.6 – 0.9	0.264
0.9 – 1.2	0.203
1.2 – 1.5	0.164
1.5 – 1.8	0.150
1.5 – 2.1	0.118

Tableau. II.5: Coefficient de perte de chaleur par conduction à travers la base du plancher sur terre.

Profondeur de la fondation du mur (m)	UA_{pl} (W/m ² °K)		
	Largeur du bâtiment (m)		
	6	7.2	8.4
1.5	0.182	0.165	0.148
2.8	0.171	0.154	0.142
2.1	0.165	0.148	0.131

CHAPITRE III

III.1 Introduction :

Le développement rapide des méthodes modernes d'utilisation de l'énergie solaire a conduit au développement de plusieurs types de systèmes de captages solaires, tels que des capteurs solaires à tubes plats, tubes à vide et à tubes paraboliques cylindriques.

A présent on s'intéresse à l'utilisation de l'énergie solaire qui est un immense gisement d'énergie naturelle gratuite. Les applications de l'énergie solaires sont très diversifiées. Quelque soit l'application, le principe de captation de l'énergie solaire est toujours utilisé.

Dans l'utilisation de l'énergie solaire, la faible densité de l'énergie et la fourniture instable de cette dernière est due aux variations des conditions atmosphériques. Du point de vue rendement thermique en général, la plus grande part des recherches sont plus avancées vers l'amélioration de la qualité productive des capteurs solaire à eau et capteurs photovoltaïques, mais rares sont les études sur les capteurs solaires utilisant l'air comme fluide caloporteur, car ce dernier a un coefficient de transfert de chaleur par conduction-convection entre l'absorbeur et le fluide caloporteur beaucoup plus faible que celui de l'eau.

Le rendement d'un capteur solaire, conçu pour convertir l'énergie solaire en énergie thermique ou photovoltaïque dépend de sa forme, de la technique choisie et de la façon dont on réduit les pertes de chaleur à la surface de celui-ci.

L'inclinaison du capteur doit avoir un écart optimal suivant les coordonnées géographiques du lieu considéré. Un écart de 10° par rapport à l'inclinaison optimale entraîne une baisse de la production de moins de 2%

Un écart de 20° entraîne une baisse d'environ 6%

Un écart de 30° entraîne une baisse d'environ 14%.

Un écart de 40° entraîne une baisse de près de 25%

L'énergie produite dans des conditions réelles sera en général nettement inférieure à celle qui aurait été produite dans des conditions standards. Elle dépendra essentiellement de 3 facteurs :

- le rayonnement global journalier, c'est-à-dire l'ensoleillement
- la température de l'ambiance extérieure
- la position des panneaux solaires (orientation et inclinaison) ; Un écart de 10° par rapport à l'inclinaison optimale entraîne une baisse de la production de chaleur de moins de 2%, et: Un écart de 20° entraîne une baisse d'environ 6%, Un écart de 30° entraîne une baisse d'environ 14%, Un écart de 40° entraîne une baisse de près de 25%

On distingue principalement trois modèles de capteur solaire plan:

1) Les capteurs plans auto vidangeables : les plus fiables, parce qu'ils sont soumis à des

variations de températures moins importantes que les capteurs sous pression.

2) Les capteurs plans sous pression à circulation forcée dans lequel circule un liquide caloporteur spécifique, anti- corrosion et anti- gel.

3) Les capteurs plans à circulation d'air pour le chauffage direct de l'air ambiant des pièces

Dans l'état de l'art des modélisations dynamique des capteurs solaire pour une meilleure balance des mécanismes thermiques favorisant la reliability des stratégies de control d'accomplir des corrélations thermiques appropriés d'accouplement du system de chauffage sous différentes conditions climatique.

J Schnieders. [28], déclare que le capteur solaire à plaques plates est le plus utilisé par les installations de chauffage solaire pour assurer la quantité et la qualité de la demande en énergie thermique. En simulant ces types de collecteurs par des modèles à état stationnaire, il peut être crucial que les capteurs solaires atteignent rarement un état stable pendant le fonctionnement en raison de leurs grandes constantes de temps et de la variabilité des forces motrices. Il est souhaitable que les stratégies de contrôle du chauffage tiennent compte du dynamisme des capteurs.

Zima.W et Dziewa.P. [29], ont proposé un modèle mathématique unidimensionnel pour simuler les processus transitoires qui se produisent dans les capteurs solaires à plaques plates liquides, et le modèle a été expérimentalement mis en œuvre et vérifié; la méthode prend en compte les paramètres distribués du capteur solaire, notamment pour: le couvercle en verre, l'air confiné entre le vitrage et l'absorbeur, le fluide chauffant utilisé et l'isolation. Les résultats de calcul ont montré une convergence satisfaisante des températures de fluide mesurées et calculées à la sortie du capteur.

III .2.Simulation de l'échange thermique par le capteur solaire thermique à eau :

III .2.1. Model du capteur :

Sous un climat semi aride nordique caractérisé par des conditions de température de large amplitude allant de -7°C à 16°C en moyenne et taux d'ensoleillement pendant la période hivernale, les **capteurs solaires** à plan vitré à eau sont généralement conçus pour le chauffage des bâtiments, les capteurs avec tube à vide sont employé dans zones strictement froide. Le model choisi dans la Fig. III.1 , représente la distribution des températures des différentes composés d'un capteur solaire plan à simple vitrage qui est un châssis sous forme de coffre couvert par un isolant au fond et sur son coté arrière et latéraux, d'un absorbeur en tubes de cuivre munis d'une couche sélective noire, dans lequel circule le fluide caloporteur et d'une vitre simple en verre ordinaire.

Dans la modélisation, 4 nœuds représentant une capacité unique de chaque composant du capteur solaire sont considérés: principalement pour: le couvercle en verre, l'air intérieur confiné de l'espace du collecteur, l'absorbeur, le fluide chauffant; ils sont utilisés à cet égard pour établir le modèle dynamique d'un capteur solaire à plaque plate à simple vitrage pour un climat semi aride. Le processus transitoire est simulé en tenant compte des hypothèses suivantes:

- les propriétés physiques des matériaux sont supposées constantes;
- les surfaces d'échange de chaleur rayonnantes sont supposées grises et plates;
- le verre est opaque au rayonnement infrarouge;
- la vitesse du fluide est uniforme;
- les pertes thermiques du fond et sur les surfaces latérales du capteur sont supposées être négligeables;
- l'air dans l'écartement du capteur est supposé stagnant et transparent;
- la température de la plaque absorbante est supposée égale à celle des tubes;
- pertes de chaleur par le tuyau en cuivre reliant le collecteur au plancher vers l'ambiance extérieur sont supposés négligeables.

Les échanges convectifs du capteur plan (Fig.III.2) interviennent entre :

- La vitre et l'ambiance extérieure.
- La vitre et la plaque de l'absorbeur.
- Le tube de l'absorbeur et le fluide caloporteur.
- Le fluide caloporteur et l'isolant.
- L'isolant et l'ambiance extérieure.

Les échanges radiatives du capteur plan (Fig.III.2) interviennent entre :

- La vitre et le ciel
- La vitre et la plaque de l'absorbeur.
- Irradiation à courte ondes du soleil sur la vitre et l'absorbeur.

le modèle est établi à partir du bilan thermique d'une capacité unique incluant le verre de la vitre, l'air confiné dans l'espace intérieur du panneau, la plaque de l'absorbeur et le fluide caloporteur (eau), en utilisant la méthode de modélisation améliorée et validée par les deux derniers auteurs. Le panneau solaire est orienté vers le sud avec l'angle d'inclinaison optimal de 30 °.

Les paramètres de fonctionnement du capteur sont donnés dans les tableaux III.1 et III.2.

a. Nœud de la couverture en verre :

$$M_{cp_ver} \left(\frac{dT_{ver}}{dt} \right) = A_{ver} [h_{r(ver,ciel)}(T_{ciel} - T_{ver}) + h_{comb(ver,ext)}(T_{ext} - T_{ver}) + h_{r(ver,absr)}(T_{absr} - T_{ver}) + h_{c(ver,airc)}(T_{airc} - T_{ver})] + UA_{lat,ext} \cdot \tau^0 \cdot (T_{ext} - T_{ver}) + A_{ver} \left(1 + \frac{\tau_{ver}(1-\alpha_{absr})}{1-\alpha_{ver}(1-\alpha_{absr})} \right) \alpha_{ver} G \quad (III.1)$$

b. Nœud de l'air confiné :

$$M_{cp_airc} \left(\frac{dT_{airc}}{dt} \right) = A_{ver} h_{c(ver,airc)}(T_{ver} - T_{airc}) + A_{absr} h_{c(absr,airc)}(T_{absr} - T_{airc}) + A_{lat,ext} U_{loss} \cdot \tau^0 (T_{airc} - T_{ext}) \quad (III.2)$$

c. Nœud de l'absorber :

$$M_{cp_absr} \left(\frac{dT_{absr}}{dt} \right) = A_{ver} h_{r(ver,absr)}(T_{ver} - T_{absr}) + A_{absr} h_{c(absr,airc)}(T_{airc} - T_{absr}) + A_{tub} h_{c(absr,fd)}(T_{fd} - T_{absr}) + (UA_{bas} + AU_{lat}) \tau^0 (T_{ext} - T_{absr}) + A_{absr} \tau_{ver} \cdot \alpha_{absr} \cdot 1 - \alpha_{ver}(1 - \alpha_{absr}) G \quad (III.3)$$

d. Nœud de l'eau chauffant en circulation :

$$\left(d_{i(tub)}/4 \right) \rho_{fld} \rho_{cp_fld} \left((\partial T_{fld}/\partial t) + \vartheta \partial T_{fld}/\partial x \right) = h_{c(absr,fd)}(T_{absr} - T_{fld}) + \dot{m}_{cp_fld} (T_{fld} - T_{col}(entr)) \quad (III.4)$$

III.2.2 Calcul des coefficients des échanges thermiques :

III.2.2.1 Echange par convection libre entre la vitre et l'ambiance extérieure:

$$h_{comb(ver,ext)} = 3.8 v_{vent} + 5.62 \quad (III.5)$$

III.2.2.2 Echange par convection libre entre la vitre et air confiné:

$$h_{c(ver,airc)} = Nu \cdot 2 \cdot \lambda_{airc}/b \quad (III.6)$$

III.2.2.3 Echange par convection libre entre l'air confiné et l'absorber:

$$h_{c(airc,absr)} = Nu \cdot 2 \cdot \lambda_{airc}/b \quad (III.7a)$$

$h_{c(ver,airc)}$ et $h_{c(airc,absr)}$ sont calculés par la même valeur de Nu et Gr;

Corrélation proposée par référence [30]:

$$Nu = \left[0.006 - 0.017 \left(\frac{\beta}{90} \right) \right] \cdot Gr^{1/3} \quad (III.7b)$$

$$Gr = \frac{g \cdot (T_{absr} - T_{ver})}{\vartheta^2 T_{ext}} b^2 \quad (III.7c)$$

β : angle d'inclinaison du capteur par rapport à l'horizontale.

λ_{air} : conductivité thermique de l'air.

- ϑ: viscosité cinématique
- g: accélération gravitationnelle
- b : distance entre la vitre et l'absorbeur.

III.2.2.4 Echange par convection entre le tube (ou l'isolant) et le fluide caloporteur:

L'échange de chaleur entre le tube et le fluide chauffant en circulation se fait par convection forcée.

Les corrélations appliquées sont:

- écoulement laminaire : (Re < 2100)

Pour Gz < 100 :

$$Nu = 3.66 + \frac{0.085.Gz}{1+0.047Gz^{2/3}} \left[\frac{\mu_f}{\mu_p} \right]^{0.14} \quad (III.8a)$$

Pour Gz > 100 :

$$Nu = 1.86.Gz^{1.3} \left[\frac{\mu_f}{\mu_p} \right]^{0.14} + 0.87(1 + 0.015Gz^{1/3}) \quad (III.8b)$$

- écoulement transitoire ou : (2100 < Re < 10000)

$$Nu = 0.116(Re^{2:3} - 125)Pr^{1/3} \left(1 + \left(\frac{D}{L} \right)^{2/3} \right) \cdot \left[\frac{\mu_f}{\mu_p} \right]^{0.14} \quad (III.9)$$

- écoulement turbulent : Re > 10000

$$Nu = 0.023.Re^{0.8} Pr^{1.3} \left[\frac{\mu_f}{\mu_p} \right]^{0.14} \quad (III.10)$$

Avec :

$$Re = v . D/v \quad (\text{Nombre de Reynolds sans dimension}) \quad (III.10a)$$

$$Gz = Re.Pr.D/L \quad (\text{Nombre de Gratez sans dimension}) \quad (III.10b)$$

ρ : Masse volumique.

\bar{v}_{fld} : Vitesse moyenne du fluide.

D : Diamètre du tube.

μ : Viscosité dynamique.

v: Viscosité cinématique.

L : Longueur du tube.

μ_f : Viscosité dynamique de l'eau à la température considérée.

μ_p : Viscosité dynamique de l'eau au niveau de la paroi à la température considérée.

Alors :

$$h_{c(absr, fld)} = Nu. \lambda_{cuivre}/e_{tub} \quad (III.11)$$

$$h_{c(absr, iso)} = Nu. \lambda_{iso}/e_{iso} \quad (III.12)$$

e_{tub} et e_{iso} étant respectivement les épaisseurs du tube et de l'isolant inférieure du collecteur.

III.2.2.5 Echange par rayonnement entre la vitre et le ciel:

$$h_{r(\text{ver},\text{ciel})} = \varepsilon_{\text{ver}} \sigma (T_{\text{ver}}^2 + T_{\text{ciel}}^2) (T_{\text{ver}} + T_{\text{ciel}}) \quad (\text{III.13})$$

III.2.2.6 Echange par rayonnement entre la vitre et l'absorbeur:

$$h_{r(\text{ver},\text{absr})} = \frac{\sigma (T_{\text{ver}}^2 + T_{\text{absr}}^2) (T_{\text{ver}} + T_{\text{absr}})}{\frac{1}{\varepsilon_{\text{ver}}} + \frac{1}{\varepsilon_{\text{absr}}} - 1} \quad (\text{III.14})$$

III.3 Calcul des puissances:

III.3.1 Puissance absorbée par le vitrage :

- Paramètres optiques :

L'étude de la transmission, de la réflexion et de l'absorption du flux incident sur la couverture d'un capteur solaire joue un rôle capital dans l'amélioration de la performance du collecteur. Le rayonnement solaire (P_g) frappant l'interface d'une surface vitrée à un angle d'incidence (θ_1) sera partiellement réfracté (I_t) avec un angle (θ_2) et partiellement réfléchi avec un angle (θ_1).

$$\sin \theta_2 = \frac{n_1}{n_2} \sin (\theta_1) \quad (\text{III.15})$$

n_1 et n_2 étant les indices de réfraction des deux milieux.

Le pouvoir réflecteur (r) d'une surface plane entre l'air ou le vide et le matériau est donné par l'expression :

$$r = \frac{1}{2} \left[\frac{\sin^2(\theta_2 - \theta_1)}{\sin^2[\theta_2 + \theta_1]} + \frac{\text{tg}^2(\theta_2 - \theta_1)}{\text{tg}^2[\theta_2 + \theta_1]} \right] \quad (\text{III.16})$$

$$\theta_2 = \text{Arc sin} \left[\frac{n_1}{n_2} \sin (\theta_1) \right] \quad (\text{III.16a})$$

Pour une lame de verre d'épaisseur (e_{ver}), les coefficients de transmission, d'absorption et de réflexion du au rayonnement direct sont donnés par les relations suivantes :

a. Le coefficient de transmission (η_{dir}) :

Le coefficient de transmission (η_{dir}) est le produit d'un coefficient (η_r) relatif à la réflexion partielle du rayonnement incident, et d'un coefficient (η_a) relatif à l'absorption dans le milieu transparent. On a:

$$\eta_{\text{dir}} = \eta_a \cdot \eta_r \quad (\text{III.17})$$

$$\eta_r = \frac{1-r}{1+r} \quad (\text{III.17a})$$

$$\eta_a = \exp \left(\frac{K_{\text{ver}} \cdot e_{\text{ver}}}{\cos (\theta_2)} \right) \quad (\text{III.17b})$$

K_{ver} : coefficient d'extinction du verre.

e_{ver} : épaisseur de la vitre.

θ_2 : angle de réfraction.

b. Le coefficient de réflexion (ρ_{dir}) :

Il est donné par :

$$\rho_{dir} = r + \frac{(1-r)\eta_a^2 \cdot r}{1-(r \cdot \eta_a)^2} \quad (III.18)$$

c. Le coefficient d'absorption ($\alpha_{dir(ver)}$) :

Il est exprimé par :

$$\alpha_{dir(ver)} = 1 - \eta_{dir} - \rho_{dir} \quad (III.19)$$

- La puissance absorbée par la vitre est alors :

$$P_{ver} = \alpha_{dir(ver)} \cdot P_{dir} + \alpha_{dif(ver)} \cdot P_{dif} \quad (III.20)$$

III.3.2 Puissance absorbée par la plaque absorbante :

$$P_p = P_g \cdot \eta_{ver} \cdot \alpha_p \left(1 + (\rho_v \rho_p) + (\rho_v \rho_p)^2 + (\rho_v \rho_p)^3 + \dots + (\rho_v \rho_p)^n \right) \quad (III.21a)$$

$$P_p = \frac{P_g \cdot \eta_{ver} \cdot \alpha_p}{1 - \rho_v \rho_p} \quad (III.21b)$$

L'absorbeur est opaque à couche de surface sélective donc :

$$P_p = \frac{P_g \cdot \eta_{ver} \cdot \alpha_p}{1 - (1 - \alpha_p) \rho_v} \quad (III.21c)$$

III.4 Comportement thermique du capteur :

III.4.1 Calcul du bilan thermique

a) Le bilan thermique par unité de surface d'un capteur s'écrit :

$$P_p = P_u + P_a + P_s \quad (III.22)$$

P_p : Puissance absorbée à la surface de l'absorbeur.

P_u : Puissance utile.

P_a : Puissance perdue par convection et conduction et rayonnement vers l'arrière du capteur et par convection, conduction et rayonnement vers la face avant du capteur.

P_s : Puissance stockée sous forme de chaleur dans les différents éléments du capteur.

Pour un capteur à inertie thermique négligeable ou dans le cas d'un régime thermique permanent, $P_s = 0$.

b) Les pertes thermiques :

Les pertes thermiques sont dues à la différence de température entre l'absorbeur et le milieu ambiant. Elles se manifestent selon les trois modes de transfert de chaleur, et se divisent en trois catégories, les pertes vers l'avant, vers l'arrière et les pertes latérales. Les pertes vers l'avant sont dues à la convection et aux échanges radiatifs entre les différentes parties du capteur.

- Le coefficient des pertes vers l'avant est défini comme suit:

$$U_{av} = \frac{1}{R_i + R_e} \quad (III.23)$$

La résistance intérieure R_i s'opposant aux transferts entre la surface de captation (la surface de l'absorbeur) et la surface intérieure du verre est:

$$R_i = \frac{1}{h_{vpv} + h_{rpv}} \quad (III.23a)$$

La résistance extérieure R_e s'opposant aux transferts convectif et radiatif entre la surface extérieure du verre et l'environnement est :

$$R_e = \frac{1}{h_{vva} + h_{rvc}} \quad (III.23b)$$

Il en résulte que :

$$U_{av} = \left[\frac{1}{h_{vva} + h_{rvc}} + \frac{1}{h_{vpv} + h_{rpv}} \right]^{-1} \quad (III.23c)$$

- Le coefficient des pertes par l'arrière (par le fond) du capteur sont dues à la conduction par l'isolation arrière.

$$U_{arr} = \frac{\lambda_{iso}}{e_{iso}} \quad (III.24)$$

λ_{iso} et e_{iso} étant respectivement la conductivité thermique et l'épaisseur de l'isolant.

Le coefficient de ces pertes est moins important que celui des pertes par l'avant lorsque le capteur étant bien isolé à l'arrière.

- La valeur du coefficient des pertes thermiques latérales est inférieure à celle du coefficient des pertes arrière, (la surface latérale du capteur étant peu importante).

$$U_{lat} = \frac{\lambda_{iso} \cdot S_{lat}}{e_{iso} \cdot S_c} \quad (III.25)$$

S_{lat} : Surface latérale du capteur.

S_c : Surface du capteur.

- Le coefficient de pertes thermiques global vers l'extérieur :

$$U_g = U_{av} + U_{arr} + U_{lat} \quad (III.26)$$

III.4.2 Puissance utile récupérée par le fluide:

Il y a plusieurs équations qui caractérisent cette puissance, parmi les quelles:

$$\bullet P_u = \left((\tau\alpha)_{\text{eff}} \cdot P_g - U_g \cdot (T_{\text{absr}} - T_{\text{ext}}) \right) \cdot S_c \quad (\text{III.27})$$

T_{absr} étant la température de l'absorbeur. En réalité elle est difficile à estimer car il y a des gradients de température sur l'absorbeur.

$(\tau\alpha)_{\text{eff}}$: Coefficient d'absorption effectif.

$$\bullet P_u = F' \left((\tau\alpha)_{\text{eff}} \cdot P_g - U_g \cdot (T_{\text{fld}(\text{cap})} - T_{\text{ext}}) \right) \cdot S_c \quad (\text{III.28})$$

F' est un Paramètre constructif, du capteur (efficacité du transfert).

$$F' = \frac{1/U_g}{w \left[\frac{1}{U_g} \cdot (d_e + (w - d_e) \cdot F) + \frac{e_{sd} \cdot d_e}{l_{sd} \lambda_{sd}} + \frac{1}{d_i \cdot h_{\text{ver, fld}}} \right]} \quad (\text{III.28a})$$

e_{sd} , l_{sd} , et λ_{sd} , étant respectivement l'épaisseur, la largeur et la conductivité thermique de la soudure.

$$\bullet P_u = F_R \left((\tau\alpha)_{\text{eff}} \cdot P_g - U_g \cdot (T_{\text{fld}(\text{ent})} - T_{\text{ext}}) \right) \cdot S_c \quad (\text{III.29})$$

$T_{\text{fld}(\text{ent})}$: Température d'entrée du fluide.

F_R : Efficacité globale de l'échange thermique du capteur, définie par:

$$F_R = \frac{\dot{m} c_p(\text{fld})}{U_g \cdot A_r} \left[1 - \exp \left[\frac{-F \cdot U_g \cdot S_c}{\dot{m} c_p(\text{fld})} \right] \right] \quad (\text{III.29a})$$

Le rendement de l'ailette F est donné par la relation suivante:

$$F = \frac{\text{tanh} \left(m \cdot \left(\frac{w - d_e}{2} \right) \right)}{m \cdot \left(\frac{w - d_e}{2} \right)} \quad (\text{III.29b})$$

$$m = \sqrt{\frac{U_g}{\lambda_{\text{absr}} e_{\text{abs}}}} \quad (\text{III.29c})$$

λ_{absr} : conductivité thermique de l'absorbeur.

e_{abs} : épaisseur de l'absorbeur.

w : distance entre les tubes.

d_e : diamètre extérieur du tube.

III.4.3 Calcul du rendement:

Le rendement global du capteur est défini comme étant le rapport de la puissance utile sur la puissance incidente.

$$\eta = \frac{P_u}{P_g \cdot S_c} \quad (\text{III.30a})$$

$$\eta = \frac{\left((\tau\alpha)_{\text{eff}} \cdot P_g - U_g \cdot (T_{\text{fld}(\text{ent})} - T_{\text{ext}}) \right)}{P_g} \quad (\text{III.30b})$$

Il ya aussi un autre rendement optique représenté par le rapport entre la puissance reçue par plaque et la puissance incidente:

$$\eta = F_R [\eta_0 - U_g (T_{fld(ent)} - T_{ext})] \quad (III.31a)$$

$$\eta_0 = \frac{P_p}{P_g} \quad (III.31b)$$

La même procédure de simulation établie dans le deuxième chapitre est appliquée pour résoudre les équations différentielles dérivées du modèle du panneau solaire à eau. L'échange thermique nodal unidimensionnel est utilisé et résolu par la méthode des différences finies implicites. Les conditions aux limites sont les suivantes: le rayonnement solaire (direct + diffus) et la température ambiante extérieure. Les températures initiales sont de 12 ° C.

Tableau.III.1 : Dimensions géométrique de fonctionnement du collecteur solaire.

Elément	Dimensions		
Vitrage simple	A_{ver} Nb_{ver} e_{ver}	1.60 1 0.005	m^2 / m
Ecartement verre-absorbeur	$D_{ver,absor} =$	0.02	m
Absorbeur	A_{absr}	1.60	m^2
Tubes	d_i d_e Nb_{tub} w	0.018 0.02 10 0.018	m m / m
Soudure	e_{sd} l_{sd}	0.005 0.02	m m
Isolation	S_{lat} S_{bas} S_{arr}	0.60 0.60 1.60	m^2 m^2 m^2

Tableau.III.2: Paramètre thermo-physique de fonctionnement du collecteur solaire:

Elément	Valeurs thermo- physique			
Verre ordinaire	$c_{p_{ver}}$		840	J/kg °K
	ρ_{ver}		2700	kg/m ³
	λ_{ver}		0.93	W/m °K
	τ_{ver}		0.92	/
	α_{ver}		081	/
	ϵ_{ver}		0.94	/
	K_{ver}		0.28	/
Air confiné	$c_{p_{airc}}$		1300	J/Kg °K
	ρ_{ver}		1.2	Kg/m ³
	λ_{airc}		0.025	W /m °K
Absorbeur Couche sélective noire Tube en cuivre Soudure	$c_{p_{cuivre}}$		398.0	J/Kg °K
	ρ_{cuivre}		8900	Kg/m ³
	λ_{cuivre}		386.0	W /m °K
	α_{cuivre}		0.88	/
	ϵ_{absr}		0.15	/
	λ_{sd}		5.0	W /m °K
Fluide caloporteur (Eau glycolée)	$c_{p_{eau}}$		4178.8	J/Kg °K
	ρ_{eau}		1.0	Kg/m ³
	λ_{eau}		1.00,624	W /m °k
	ϑ_{eau}		0.7 E – 6	m ²
	Pr		4.68	m ² /s
Isolant Polystyrène expansé	$c_{p_{iso}}$		1500	J/Kg °K
	ρ_{iso}		20.0	Kg/m ³
	λ_{iso}		0.04	W /m. °K

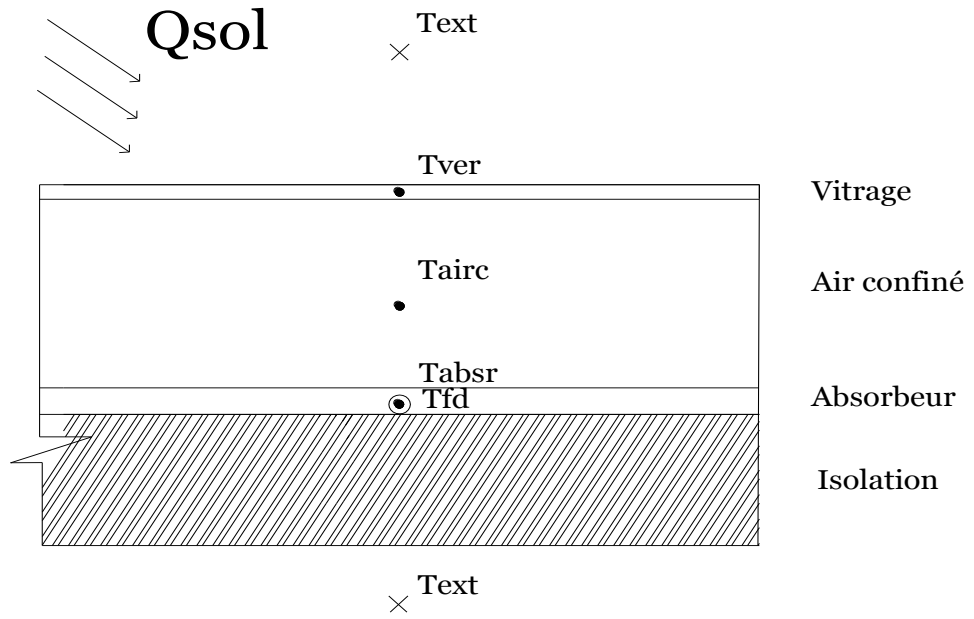


Fig. III.1: Distribution des températures des différents composants d'un capteur solaire plan à simple vitrage.

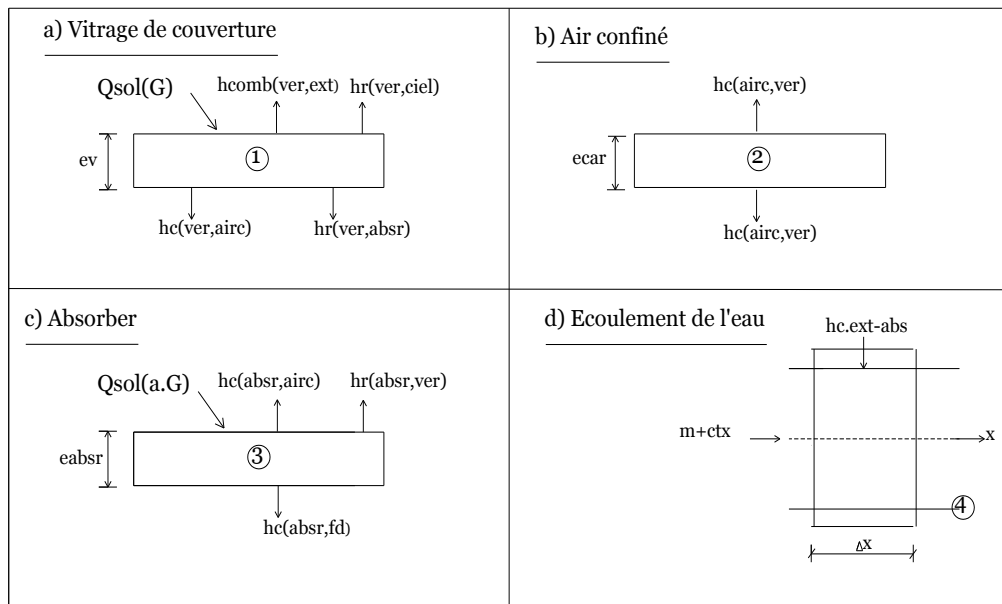


Fig. III.2: Mécanismes d'échange thermique du capteur solaire.

CHAPITRE IV

V.1 Introduction :

Un système de contrôle peut agir principalement sur le niveau de température de l'air ambiant en régulant la chaleur apportée au bâtiment et à l'installation de production de chaleur en sélectionnant différents modes de fonctionnement. Une mauvaise conception du contrôle ou une stratégie de contrôle peu pratique peuvent nuire le niveau de confort et conduire à une utilisation accrue de l'énergie en forçant la système de chauffage à fonctionner de manière inefficace. La qualité du contrôle requis pour le chauffage des bâtiments est cependant de maintenir un niveau de confort raisonnable tout en maintenant la consommation d'énergie aussi faible que possible. Par conséquent, le problème de contrôle peut être formulé comme un problème d'optimisation. En général, les systèmes caractérisés par une réponse thermique à long retard représentent un problème difficile pour leur contrôle, en particulier le système de chauffage par le plancher. L'échange de chaleur par rayonnement et le retard causé par la masse du plancher interagissent en outre avec le contrôle du systèmes de chauffage plancher solaire.

Un system de chauffage par plancher à basse température est assez unique du point de vue du contrôle car il est caractérisé par une grande capacité thermique qui produit un long délai entre la demande de chauffage et la chaleur émergente par la masse de la dalle du plancher . Divers méthodes d'Intelligence Artificiel peuvent être utilisées pour procéder à control efficace tel que Réseau Artificielle Neural (ANN), les règles de Fuzy...etc (Annexe B). Cependant, ces processus sont connue d'atteindre un potentiel d'énergie performant mais se sont des systèmes informative qui peuvent produire une augmentation de la commission du temps du control.

L'objectif principal de cette étude est donc d'appliquer des stratégies de contrôle appropriées pour différentes utilisations de l'énergie afin d'offrir un niveau de confort adéquat. Le modèle de la zone unique décrit dans le chapitre II est utilisé comme étude numérique pour un nouveau développement de model de control (MPC) en procédé d'algorithmes Adaptatif et Prédicatif (AD-PR) reliées à des contrôleurs ON / OFF ou Proportionnel-Intégral-Différentiel (PID) assurant la régulation associée de la température de l'air ambiant intérieure. Ces algorithmes sont simulés et testés sur une performance à long terme en utilisant les données météorologiques. Un modèle dynamique simplifié d'importance pratique est proposé pour atteindre un contrôle plus performant , praticable dans le temps réel et d'implantation facile sans l'intervention d'un expert, qui sera validé par une procédure expérimentale dans le chapitre qui suit.

De plus, une illustration des effets bénéfiques de l'inclusion de la connaissance parfaite des conditions du climat à un certain horizon horaire est établie.

L'implantation de la stratégie de contrôle est généralisée en faisant varier les masses thermiques du mur et de la dalle du plancher pour un même type de la zone sous de prévisions météorologie prédites. Les résultats sont présentés pour évaluer les économies réalisées par des différentes stratégies de contrôle.

IV.2 La température contrôlée pour des conditions de confort :

La température de l'air ambiant intérieure est définie comme la sortie de la réponse du système à contrôler. Cette température est le résultat de l'apport de chaleur par le plancher, du rayonnement solaire et des pertes de chaleur (gains). Par conséquent, sa peut être considérée comme dépendante des grandeurs physiques suivantes, définies comme entrées de processus: la température du fluide à l'entrée ou le débit massique du fluide pénétrant dans l'élément chauffant, la température de l'air extérieur, le rayonnement solaire et la vitesse du vent. L'existence de perturbations non mesurables ne sont pas present en compte.

IV.3 Influence du contrôle sur la consommation d'énergie de chauffage d'un bâtiment :

La consommation d'énergie de chauffage d'un bâtiment est principalement définie par le concept de son enveloppe, l'efficacité de son installation de chauffe et la qualité du système de contrôle , qui constitue l'élément de liaison entre le système de bâtiment et ses habitants.

Un système de contrôle peut agir principalement sur le niveau de température de l'air de la pièce en régulant l'apport de chaleur dans le bâtiment par l'installation de production en différents sélections de modes de fonctionnement. Une conception médiocre dans la boucle de régulation ou une stratégie de commande peu pratique peut avoir un effet défavorable sur le niveau de confort et conduire à une utilisation accrue de l'énergie en obligeant l'installation de chauffage à fonctionner de manière non économique.

IV.4 Developement de stratégies de control :

IV.4.1 Algorithmes de contrôle ON / OFF classiques

Les algorithmes pour l'action de contrôle peuvent être écrits comme suit:

$$(T_{\text{cons}} + Bm - T_r) < 0 \quad \text{et} \quad \dot{m} = \dot{m}_{\text{max}} \quad \text{puis} \quad \dot{m} = 0 \quad (\text{IV.1.a})$$

$$(T_{\text{cons}} + Bm - T_r) > 0 \quad \text{et} \quad \dot{m} = 0 \quad \text{puis} \quad \dot{m} = \dot{m}_{\text{max}} \quad (\text{IV.1.b})$$

L'élément de contrôle final est le taux massique du fluide \dot{m} .

IV.4.2 Algorithmes de contrôle conventionnels: Proportionnelles-Intégrales- Dérivatives (PID) :

La combinaison des actions de contrôle Proportionnel (P), Intégral (I) et Dérivative (D) forme le procédé du contrôleur PID, présente l'avantage des trois actions:

- L'action de contrôle proportionnel (P) est essentiellement un amplificateur.
- L'action de contrôle intégral (I) a l'avantage de supprimer les erreurs de décalage ou d'état stationnaire, mais elle entraîne une réponse oscillatoire d'amplitude décroissante, voire croissante [31], les deux étant généralement indésirables. Lorsque l'action intégrale est utilisée, la valeur de la sortie du contrôleur change à un taux proportionnel à l'intégrale de l'erreur entre le point de consigne et la sortie du système commandé.
- L'action de contrôle différentiel (D) peut produire une correction significative avant que l'ampleur de l'erreur ne devienne trop grande, elle fournit donc un moyen d'obtenir un contrôleur avec une sensibilité élevée. Il agit sur le taux de changement d'erreur lui-même. Par conséquent, ce mode ne peut jamais être utilisé seul; il est toujours utilisé en combinaison avec les modes P ou PI [32].

Puisque le principe de chaque action du proportionnel (P), de l'intégrale (I) et du dérivé (D) d'un régulateur PID est connue; les algorithmes de contrôle peuvent être obtenus comme suit:

$$P = K_P \cdot E \quad (IV.2.a)$$

$$I = K_I \int_{t_1}^{t_2} E \cdot dt \quad (IV.3.a)$$

$$D = K_D \cdot \dot{E} \quad (IV.4.a)$$

$$\text{Ou : } \dot{E} = \frac{d(T_{\text{cons}} - T_r)}{dt} = - \frac{d(T_r)}{dt} = - \omega_r \quad (IV.4)$$

La transformation des facteurs P, I et D en formes non dimensionnelles peut être effectuée en utilisant la constante de temps du bâtiment qui est ($UA_{\text{btm}}/mcp_{\text{air}}$), et les équations peuvent être écrites sous la forme:

$$P = K_P \frac{(E + |E|)/2}{(T_{\text{cons}} - T_{\text{des}})} \quad (IV.5)$$

$$I = \sum_{t=t_1}^{t=t_2} K_I \frac{E \cdot UA_{\text{btm}} \cdot \Delta t_i}{Mcp_{\text{air}} \cdot (T_{\text{cons}} - T_{\text{des}})} \quad (IV.6)$$

$$D = -K_D \frac{Mcp_{\text{air}} \cdot \omega_r}{UA_{\text{bTM}} \cdot (T_{\text{cons}} - T_{\text{des}})} \quad (IV.7)$$

$$\text{PID} = P + I + D \quad (IV.8)$$

La valeur finale de l'élément de control sera soit :

$$\dot{m} = (\text{PID}) \cdot \dot{m}_{(\text{max})} \quad (IV.9)$$

$$\text{Ou } T_{fd(sor)} = (PID) \cdot T_{fd(sor)max} \quad (IV.10)$$

Le régulateur PID est optimisé pour fonctionner automatiquement du levé du soleil jusqu'à sa couché.

IV.3 Développement d'un algorithme de contrôle Adaptatif et Prédicatif simplifié :

Les développements récents effectués par des chercheurs par des méthodes adaptative d'intelligence artificiel ANN structurée et le régulateur d'adaptation de Fussy [33] ont été jugées robuste pour le control du plancher chauffant de permettre une exploitation rationnelle de consommation des energie renouvelables, essentiellement l'energie solaire, mais un echec de leurs exhibitions, l'inetervension d'un expert de connaissance est nécessaire. En plus leurs procedés de control doit etre supporter par un mdel de renforcement pour le préchauffage de la dalle pendant le démrrage journalière du chauffage ce qui a pur effet une'augmenter relativement la consommation d'energie.

Pour un control plus compétant et praticable dans le temps réel, un nouveau model adaptative de control caractérisée par un model simple sera développé pour l'attraction d' une performance augmentée du potanteil de gains d'enegies et de confort.

Dans un système de contrôle et dans son unité de rétroaction , l'erreur d'entrée dans le contrôleur (ON/OFF ou PID) est celle de la différence entre la température de consigne et la température réelle de l'air ambiant intérieure. En conséquence, l'injection de chaleur dans le plancher est ajustée par le contrôleur en fonction de cette erreur. En raison de l'energie thermique de la masse du plancher, le transfert de chaleur vers la pièce sera retardé et par conséquent, la température de l'air ambiant continue à sous-estimer le point de consigne, ce qui entraîne une erreur trop importante, entraînant une augmentation de la demande de chaleur. Pour compenser à ce retard, cependant, l'erreur peut donc être définie comme la différence entre la température réelle et la température de l'air ambiant retardée qui peut être prédite par un modèle de la pièce incluse dans la chaîne de retour du control.

Le modèle de prédiction de la température retardée peu être développé en prenant un équilibre thermique entre les pertes de chaleur et la quantité de chaleur fournie pour assumer une approche de prédiction en état stationnaire.

L'équation suivante peut être écrite à partir du bilan thermique en tant que:

$$UA_{(r,ext)} \cdot T_r^*(t + td) = UA_{(pl,r)} \cdot (T_{fd(ent)} - T_r^*(t + td)) + a_{sol} Q_{sol} \quad (IV.11.a)$$

Résolvons pour $T_r^*(t + td)$ on a :

$$T_r^*(t + td) = \frac{UA_{(pl,r)} \cdot T_{fd(ent)} + UA_{(pl,r)} \cdot T_{ext} + a_{sol} \cdot Q_{sol}}{UA_{fr} + UA_{ra}} \quad (IV.11.b)$$

C'est le modèle de prédiction le plus simple ne nécessitant que trois paramètres, UA_{p1} , $UA_{(r,ext)}$ and α_{sol} ; Ce sont les paramètres du modèle adaptatif. Ils sont identifiés en temps réel au moyen de l'estimation du paramètre des moindres carrés récursifs (MCR) [34] .

L'erreur d'entrée dans le contrôleur est exprimée comme suit:

$$E = T_{cons} - T_r^*(t + td) \quad (IV.12.a)$$

Une autre erreur est impliquée dans la prédiction de la température de l'air ambiant retardée de la pièce car, en raison d'une équation du modèle imparfaite (Eq.4.9.b), il peut y avoir une erreur entre la température ambiante réelle et celle prévue pour la prochaine étape de prédiction entre la température réelle retardée et celle prédite par le modèle le plus simple (Fig.IV.1). Par conséquent, l'erreur totale peut être écrite comme suit:

$$E = (T_{cons} - T_r^*(t + td) + (T_r^*(t + td) - T_r(t + \Delta t))) \quad (IV.12.b)$$

Cette erreur peut être réorganisée comme suit:

$$E = [(T_{cons} - T_r(t + \Delta t))] + [(T_r^*(t + \Delta t) - T_r^*(t + td))] \quad (IV.12.c)$$

$$= [E_1] + [E_2] \quad (IV.12.d)$$

Comme le montre l'équation (IV.12.d), l'erreur totale nécessite l'insertion d'une boucle mineure dans la chaîne de retour du système de contrôle qui constituera le processus AD-PR afin de produire l'erreur totale (E). Un schéma de principe de la boucle de contrôle est illustré à la (Fig.IV.2), où le contrôleur associé peut être ON/OFF ou PID.

IV.4 Mise en oeuvre des stratégies de contrôle :

Les effets des stratégies de contrôle sur la température de l'air ambiant et la consommation d'énergie sont examinés au moyen d'une simulation de performance à long terme sur une période de six mois allant du premier novembre à la fin d'avril sous les variations des conditions météorologiques qui sont présentées dans (l'annexe A) incluant la variation de la température extérieure, la vitesse du vent, et le rayonnement solaire sur surface horizontale qui sera calculé pour les surfaces verticales suivant leur orientation par un sous programme élaborée en suivant les corrélations du gisement solaire (Annexe B).

Les algorithmes de stratégie de contrôle avec ou sans adaptation-prédiction sont simulés avec le modèle de simulation de la zone unique, et testés pour les données de conception suivantes:

- Le débit maximum de fluide (\dot{m}_{max}) est utilisé dans la plupart des planchers chauffants existants à raison de 10 l / min, ce qui correspond à 0,16 kg / s.
- La température de conception de base, $T_{des} = 0 \text{ }^\circ\text{C}$

- La température de consigne du confort est $T_{\text{cons}} = 20 \text{ °C}$ en gardant une bande morte (Bm) de $\pm 0,5 \text{ °C}$.

Les températures initiales prises dans la simulation sont de $19,4 \text{ °C}$ et mises à jour toutes les 180 secondes, ce qui est presque égal à la constante nodale du temps de la masse du plancher (en utilisant 10 nœuds), donnée par:

$$dt = \frac{1}{6} (\Delta x^2 / \alpha) . \quad (\text{IV.13})$$

Comme les données météorologiques sont données sur une base de 100 minutes, une interpolation linéaire est créé entre deux points de données successifs.

L'économie d'énergie et l'amélioration du confort sont toutes les deux critères utilisées pour comparer les performances des contrôles en fonction du magnitude de la température de l'air ambiant intérieure, le nombre des heures de la température moyenne maximale, toutes supérieures ou inférieures à $T_{\text{cons}} \pm 0,5 \text{ °C}$.

IV.5 Résultats de la simulation et discussion:

En faissant appliquer des stratégies pour la régulation de la température intérieur de l'enveloppe à plancher chauffant solaire ou ses oscillations au tour de la plage de consigne est montrée sur la figure IV.3.

Le contrôle de la température de l'air ambiant par le contrôleur ON / OFF entraîne des dépassements indésirables Fig. IV.4. Les résultats du Tableau IV.1 pour une période de chauffage de six mois indiquent que le mode ON / OFF maintient la température de l'air ambiant entre $19,5\text{°C}$ et $20,5\text{°C}$ seulement pendant 524 heures, ce qui représente environ 12% de la période totale de chauffage (4322 heures). on voit sur la même figure que la température de l'air ambiant intérieure se comporte de manière similaire aux variations du rayonnement solaire, ce qui signifie que la compensation du temps mort provoquée par la masse du plancher est insuffisante pour surmonter l'indésirable gain solaire.

La stratégie de contrôle PID réduit l'amplitude des dépassements supérieurs et inférieurs de la valeur de consigne Fig. IV.5, et la consommation d'énergie, mais les économies dépendent de la sensibilité des trois facteurs de gain Tableau IV.3. Le facteur intégral de gain (I) plus élevé amene à l'élimination des oscillations de températures inférieure à $(T_{\text{cons}} - 0,5 \text{ °C})$. D'autre part, le facteur de gain (P ou D) plus élevé contribue à réduire le gaspillage de chaleur mais sans produire un meilleur confort. Ainsi, les performances des régulateurs (P, PI, PD ou PID) dépendent fortement de la valeur donnée à chaque facteur de gain et leurs valeurs optimales peuvent différer selon les configurations du modèle et les conditions climatiques.

On peut en conclure que les contrôleurs conventionnels sont tous inadéquats pour le contrôle des systèmes de chauffage caractérisés par une réponse thermique lente de leur masse. L'application de la stratégie de contrôle de modèle AD-PR simplifiée associée aux actions de contrôle ON/OFF ou PID de parfaite connaissance des variations météorologiques en prochaines heures, montre sa capacité à réduire les dépassements, Figs. IV.6, et IV.7 avec Figs. IV.4, et IV.5 là où des évolutions importantes ont été évitées, 39% des économies d'énergie ont été réalisées; 5,9% d'économies supplémentaires ont été ajoutées grâce à l'inclusion d'un model simple des prévisions météorologiques de trois heures en horizon, (voir les résultats pour les comparaisons des stratégies qui sont récapitulés au Tableaux IV.1. En outre, le système de contrôle devient moins sensible aux facteurs de gain; comparez les résultats obtenus avec les Tableaux IV.3, et IV.4. Malgré cela, les dépassements et les sous-dépassements n'ont pas été complètement éliminés; celles-ci sont dues aux rayonnements solaire plus élevés reçus dans la pièce à travers le vitrage et parce qu'il n'existe aucun outil ou méthode parfait prévoant des prédictions de l'évolution future de l'ambiance extérieure. A cet égard, une tentative est faite ici par laquelle le modèle de prédiction de "future ou retardé" de la température de l'air intérieure est alimenté avec une connaissance parfaite des variations météorologiques connue en horizon de trois heures pour chaque étape de simulation par des données de base horaire pendant la période de chauffe.

La stratégie est généralisée pour couvrir une variété de configurations de construction de la zone. Les différentes combinaisons du mur de masse comme barrière thermique aux pertes de chaleur (gains) avec la masse du plancher comme stockage thermique et comme élément de retard à la demande instantanée de la chaleur n'affectent pas le niveau de confort en produisant des dépassements ou des sous-dépassements indésirables. n'influencent pas de manière significative la consommation d'énergie (les économies d'une combinaison à l'autre sont d'environ de 4% à 7%, comme le montre le Tableau IV.5. Les résultats obtenus par la simulation indiquent plutôt que la stratégie est fiable pour l'un ou l'autre de ces cas. Un plancher de masse moyen ou lourd est considéré comme le plus approprié pour un meilleur confort lorsqu'il est combiné avec un mur lourd. Les 45% d'économies d'énergie réalisées grâce à la stratégie de contrôle AD-PR ont été estimés pour une période de chauffage de six mois, et donnant une conception de surface utile de 1,60 m² du panneau solaire.

Les résultats obtenus qui sont récapitulés dans les Tableaux IV.2 nous indiquent que le contrôle adaptatif de prédiction avec PID est considéré comme la meilleure stratégie performante pour le type de la construction étudiée. Cette conclusion doit être généralisée

pour couvrir diverses configurations de construction type à zone unique, par exemple: Mur léger- Plancher lourd, Mur lourd, Plancher léger, etc. pour d'autre type de climat.

Les températures horaires de sortie de l'eau chaude du capteur solaire sous les conditions météorologiques de 7 jours à partir du premier jour du mois de Janvier. Le system de chauffage sans contrôle sont indiquées sur la Fig. IV.3, et les températures horaires de l'eau ciculant dans le serpentin du plancher et qui provienent de la distribution de chaleur et l'échange thermique de la dalle avac tout le systeme sous différents modes d'action des contrôleurs sont indiquées sur les Graphes des Figs. IV.4 à IV.15 pour les simulations à courte et long termes.

Les resultat montrent une exploitation effective et performante achevée grâce à l'amélioration de la corrélation de l'équilibre thermique entre l'apport et la demande de chaleur prédicteur compli par le contrôle AD-PR en utilisant une aproche de modelisation dynamique simplifié. Donc, le processus d'un model adaptatif simple simple:

- corrole pour une livraison d'eau chaude solaire de haute qualité et garanti la sécurité de fonctionnement du capteur d'atteindre des surchauffes intolérables et durable , et que le prédicteur ;
- maintientm la stabilité globale du fonctionnement de la procédure de couplage plancher-capteur de la boucle solaire n'est pas affecté;
- A augmenter considérablement le potentiel des économies d'énergie et préserve le confort souaité;

IV.6 Conclusion :

On a constaté qu'un meilleur contrôle du système de chauffage solaire par plancher au sol améliore considérablement le confort et réduit la consommation d'énergie. Il a été démontré que:

- Les contrôleurs ON / OFF et PID sans prédiction sont inadéquats.
- On peut s'attendre à des économies d'énergie jusqu'à 45% avec PID avec une prédiction relié à une stratégie de la prévision "future" du température de l'air intérieur de la pièce lors de l'utilisation d'un modèle adaptatif simple d'équation de température en état stasionnaire en association avec une connaissance parfaite de la prévision météorologique en horizon de la troisième heures du climat considéré.

Le potentiel significatif d'économies d'énergie réalisées par le modèle adaptatif simple ont été estimés pour une période de chauffe de six mois sous deux année de différents données météorologiques semi-arides du nord terrestre pour le meme lieu:

- Il se rével que la stratégie de la modélisation dynamique unidimensionnelle d'être une procédure sophistiquée et un outil utile de simulation régide pour des systèmes de chauffage solaire par plancher.

- le modèle de prévision de l'évolution future de la température contrôlée peut être régi par un modèle simple d'équation de température en état stacionnaire qui tiens compte de la connaissance des conditions de l'ambiance extérieure en horizon chaque trois heurs succéssives, ce qui réduit le temps de mise en service du contrôleur.

- La combinaison d'un plancher lourd et mur lourd dans la construction, permet d'obtenir les meilleures performances en termes de confort et d'économies d'énergie.

Par conséquent l'implémentation du procuss de control (MPC) en un procedé (AD-PR) dans un micro-ordinateur est donc simple.

Tableau IV.1: Performances des stratégies de contrôle (Simulation à long terme de six mois sous climat 2002).

STRATEGIE DE CONTROLE	MGABV (°C.H)	HABV (H)	MXTBV (°C)	MGBL (°C.H)	HBL (H)	MXTBL (°C)	Qaux (MJ)
ON/OFF	4391.77	1814.15	2.4	2376.44	2029.25	1.17	3843.774
PID	1426.29	1076.30	1.4	211.43	642.20	0.3	3208.268
AD-PR+ ON/OFF	3678.48	3065.40	1.2	665.17	950.24	0.7	2686.645
AD-PR+ PID	1417.72	1570.25	0.9		412.80	0.4	2350.962
AD-PR+ PID + Prediction météo	1087.16	1562.65	0.7	58.38	389.75	0.1	2111.163

MGABV = intégrale de la température intérieure supérieure à 20,5 ° C.

HABV = nombre des heures au-dessus de 20,5 ° C .

MXTBV = température moyenne maximale de l'air intérieur supérieure à 20,5 ° C .

MGBL = 'intégrale de la température intérieure inférieure à 19,5 ° C.

HBL = nombre des heures inférieure à 19,5 ° C.

MXTBL = température moyenne maximale de l'air intérieur inférieure à 19,5 ° C.

Qaux = énergie auxiliaire consommée.

Tableau IV.2: L'économie d'énergie réalisée par les différentes stratégies de contrôle en comparaison à ON / OFF (simulation à long terme de six mois sous climat 2002).

STRATEGIE DE CONTROLE	QAUX (MJ)	% des gains d'énergie
ON/OFF	3843.774	-
PID	3208.268	16
AD-PR+ ON/OFF	2686.645	23
AD-PR+ PID	2350.962	39
AD-PR+PID +Prediction météo	2111.163	45

Tableau IV.3: Performances avec PID sans prédiction et sa sensibilité aux réglages des facteurs de gain (simulation à long terme de six mois du climat 2002).

PID			MGABV	HABV	MXTBV	MGBL	HBL	MXTBL	Qaux
K_p	K_I	K_D	(°C.H)	(H)	(°C)	(°C.H)	(H)	(°C)	(MJ)
1	0	0	3503.55	2072.65	1.4	2366.71	1477.60	1.0	2846.81
1	1	0	6192.80	2948.95	2.1	490.75	613.40	0.8	3139.85
1	0	1	3471.40	2063.50	1.7	2369.79	1477.20	1.6	2845.02
1	1	1	6487.25	2948.75	2.2	662.85	828.57	0.8	3150.14
10	1	1	6909.89	3004.30	2.3	549.78	785.40	0.7	3209.82
10	10	1	7212.72	3005.30	2.4	408.75	681.25	0.6	3212.39
1	10	1	7509.63	3003.85	2.5	442.54	632.20	0.7	3208.26
1	10	10	6911.27	3004.90	2.3	435.02	621.45	0.7	3208.27
1	1	10	6600.55	3000.25	2.2	387.09	645.15	0.6	3210.00
10	1	10	6928.52	3012.40	2.3	483.22	690.32	0.7	3208.53
10	10	10	7274.04	3030.85	2.4	409.92	683.20	0.6	3212.43

Tableau IV.4: Performances avec AD-PR + PID dans les limites de sensibilité aux facteurs de gain (simulation à long terme de six mois sous climat 2002).

AD-PR+PID			MGABV (°C.H)	HABV (H)	MXTBV (°C)	MGBL (°C.H)	HBL (H)	MXTBL (°C)	Qaux (MJ)
K _P	K _I	K _D							
1	0	0	373.96	237.53	1.2	741.81	1236.35	0.6	2253.28
1	1	0	858.83	660.25	1.3	337.07	1025.40	0.3	2350.96
1	0	1	283.56	236.30	1.2	710.52	1184.20	0.6	2256.81
1	1	1	855.80	658.30	1.3	333.36	1020.45	0.3	2351.05
10	1	1	850.59	654.85	1.3	211.65	602.40	0.3	2363.15
10	10	1	897.53	747.95	1.2	161.17	317.65	0.5	2391.38
1	10	1	898.80	749.00	1.2	166.39	336.35	0.5	2389.87
1	10	10	899.58	749.65	1.2	164.90	332.50	0.5	2390.24
1	1	10	848.71	652.85	1.3	317.62	978.00	0.3	2351.78
10	1	10	844.80	646.85	1.3	206.98	576.20	0.3	2363.43
10	10	10	888.36	740.30	1.2	160.36	313.45	0.5	2391.91

Tableau IV.5: Performances avec AD-PR + PID pour différentes configurations de construction à zone unique (simulation à long terme sur six mois sous climat 2002).

Éléments de construction	MGABV (°C.H)	HABV (H)	MXTBV (°C)	MGBL (°C.H)	HBL (H)	MXTBL (°C)	Qaux (MJ)
LF - LW	2043.90	1815.35	1.1	371.24	731.24	0.5	2747.320
LF - MW	1955.90	1817.45	1.0	257.98	585.90	0.4	2637.260
LF - HW	1922.30	1725.25	1.0	166.82	484.70	0.3	2500.700
MF - LW	1534.32	1439.90	1.0	352.04	745.30	0.5	2689.158
MF - MW	1457.56	1471.30	1.0	216.11	562.70	0.4	2582.538
MF - HW	1456.96	1546.90	0.9	135.67	462.75	0.3	2452.745
HF - LW	1282.85	1260.65	1.0	556.40	946.75	0.6	2637.780
HF - MW	1290.91	1325.05	1.0	348.54	746.80	0.5	2542.025
HF - HW	1365.80	1422.30	0.9	203.17	600.05	0.3	2422.803

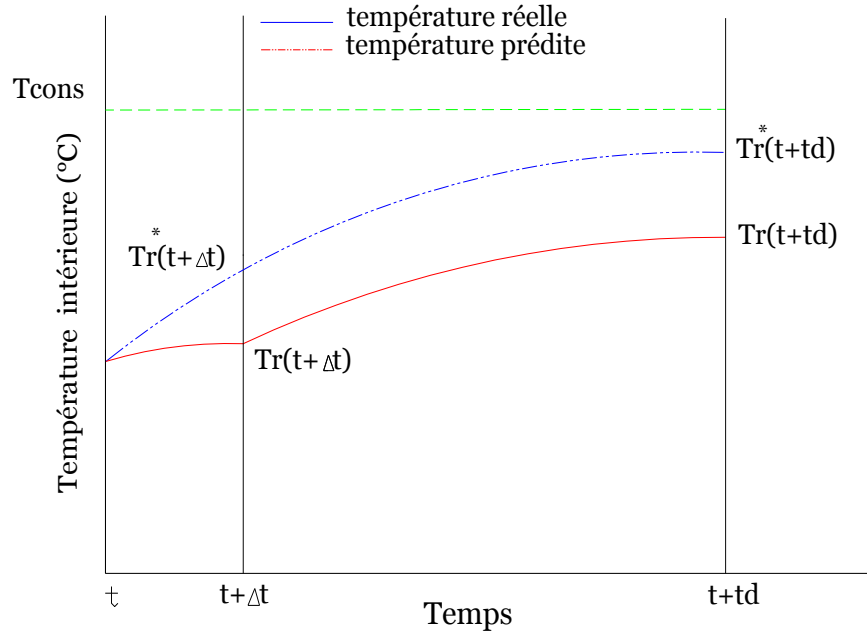


Fig. IV.1: Illustration des erreurs résultant de la température ambiante réelle et prédite à l'instant t et $t + td$.

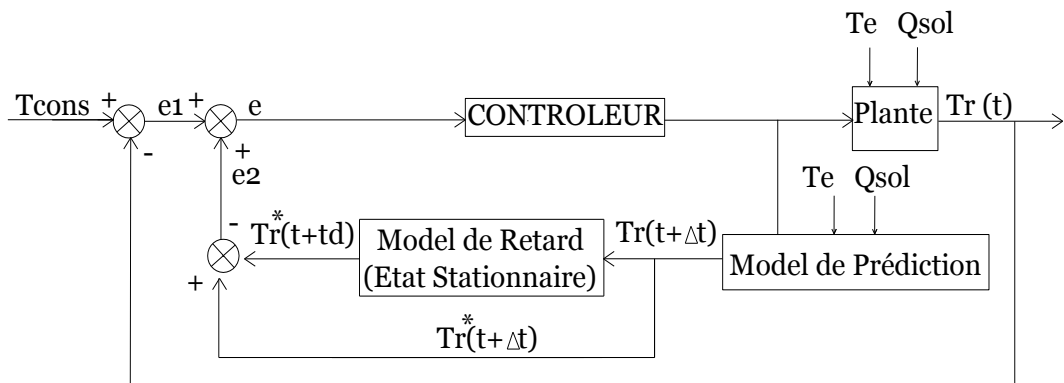
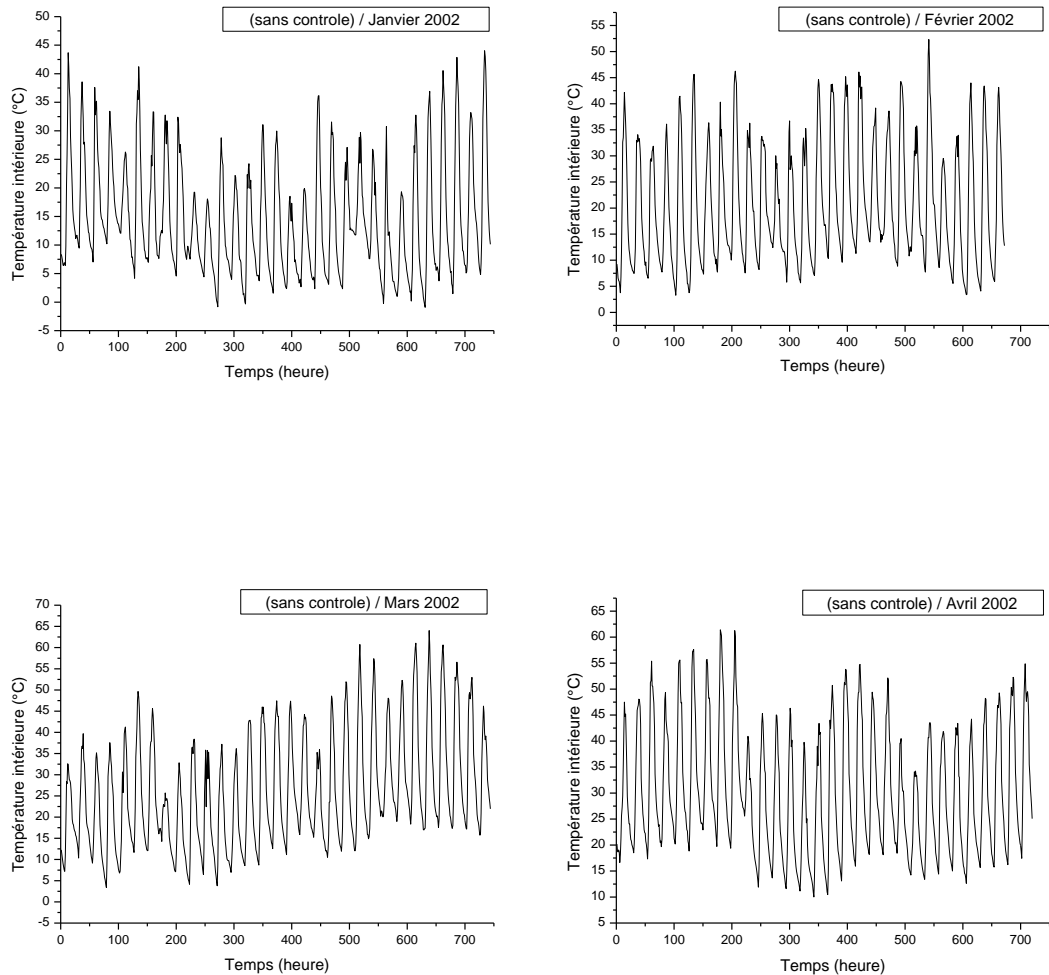


Fig. IV.2: l'implémentation du processus de Contrôle Adaptive-Predictive

Fig. IV.3: Température de l'air intérieure de la pièce sans contrôle.



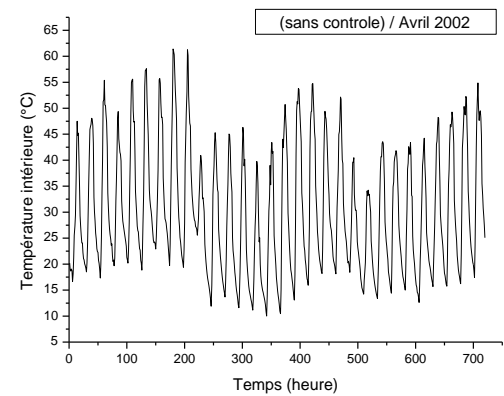
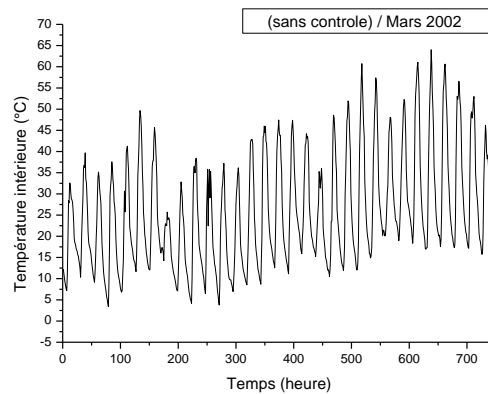
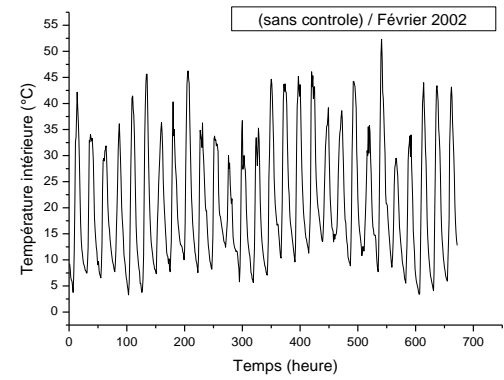
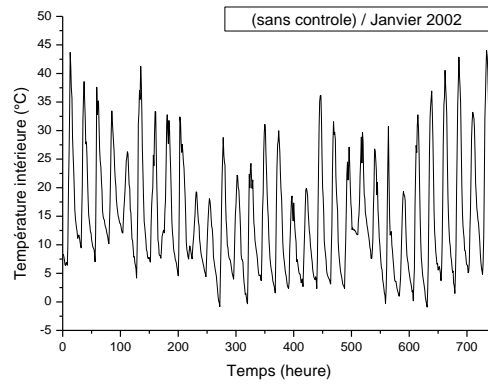
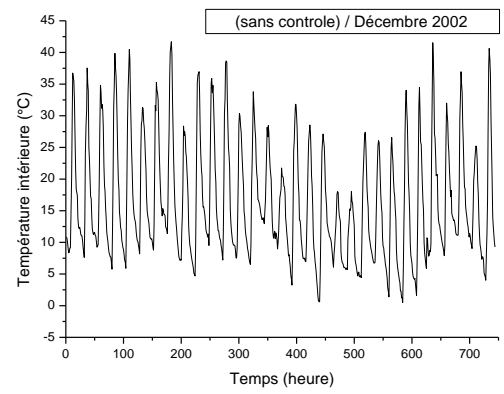
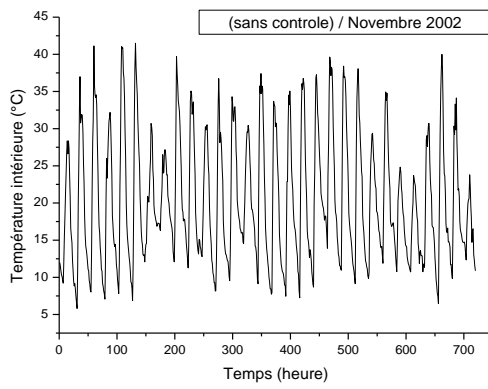


Fig. IV.4: Température de l'air intérieure de la pièce sous conventionnel ON/OFF contrôle .

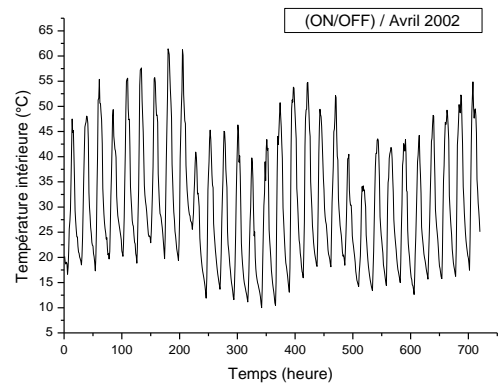
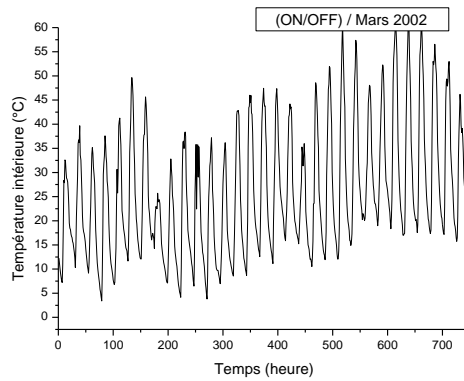
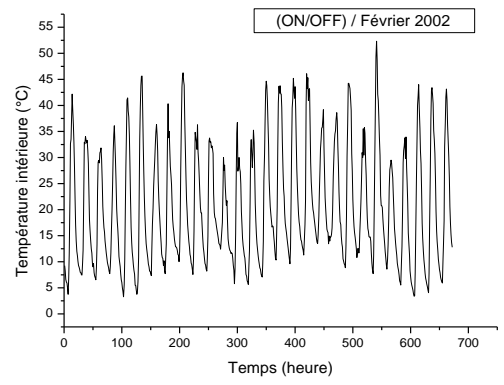
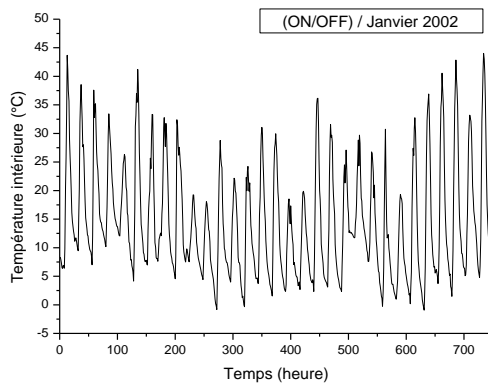
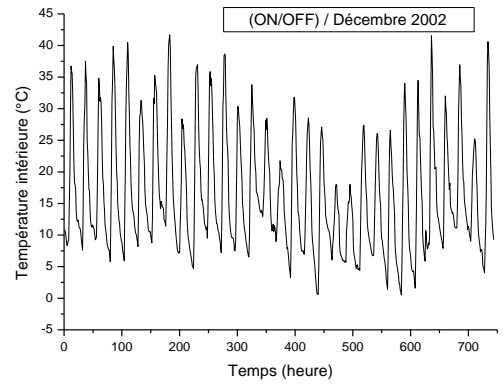
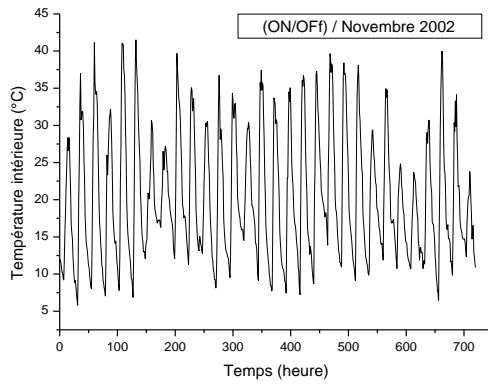
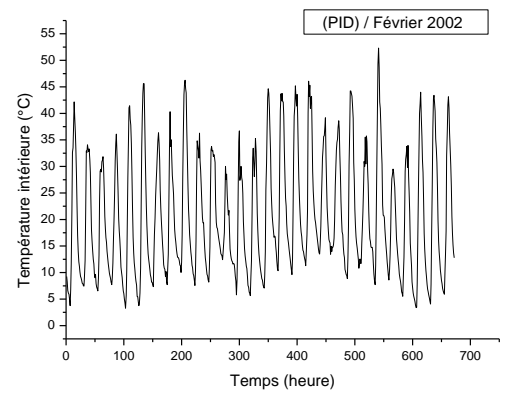
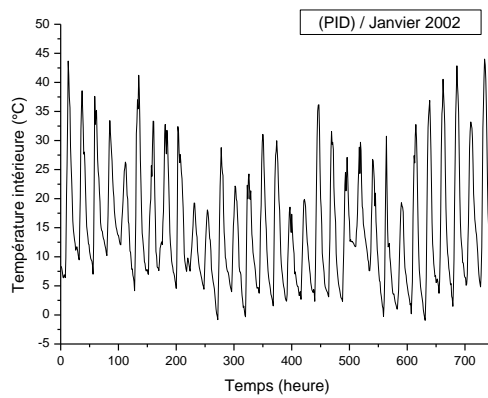
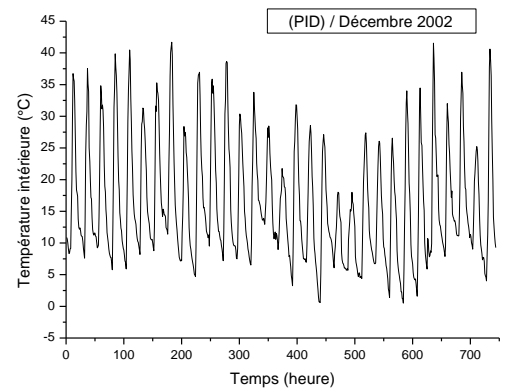
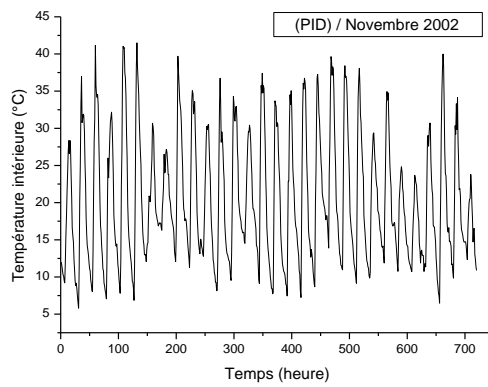


Fig. IV.5: Température de l'air intérieure de la pièce sous contrôle conventionnel PID contrôle.



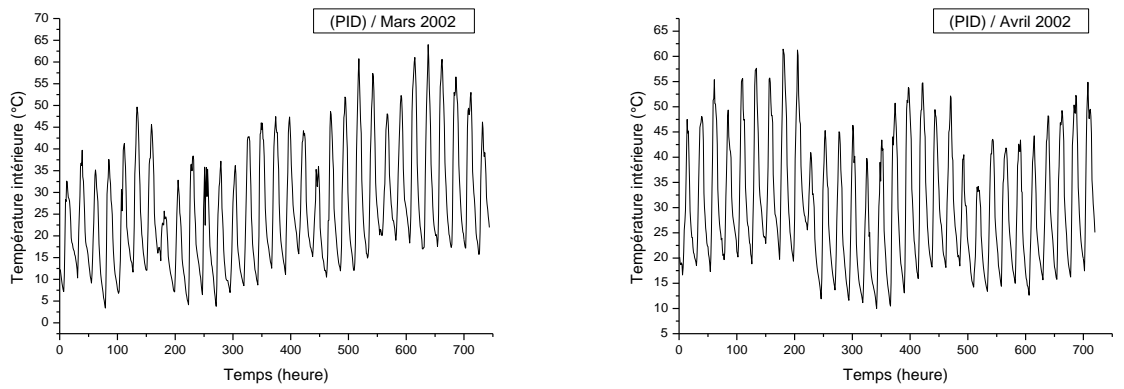
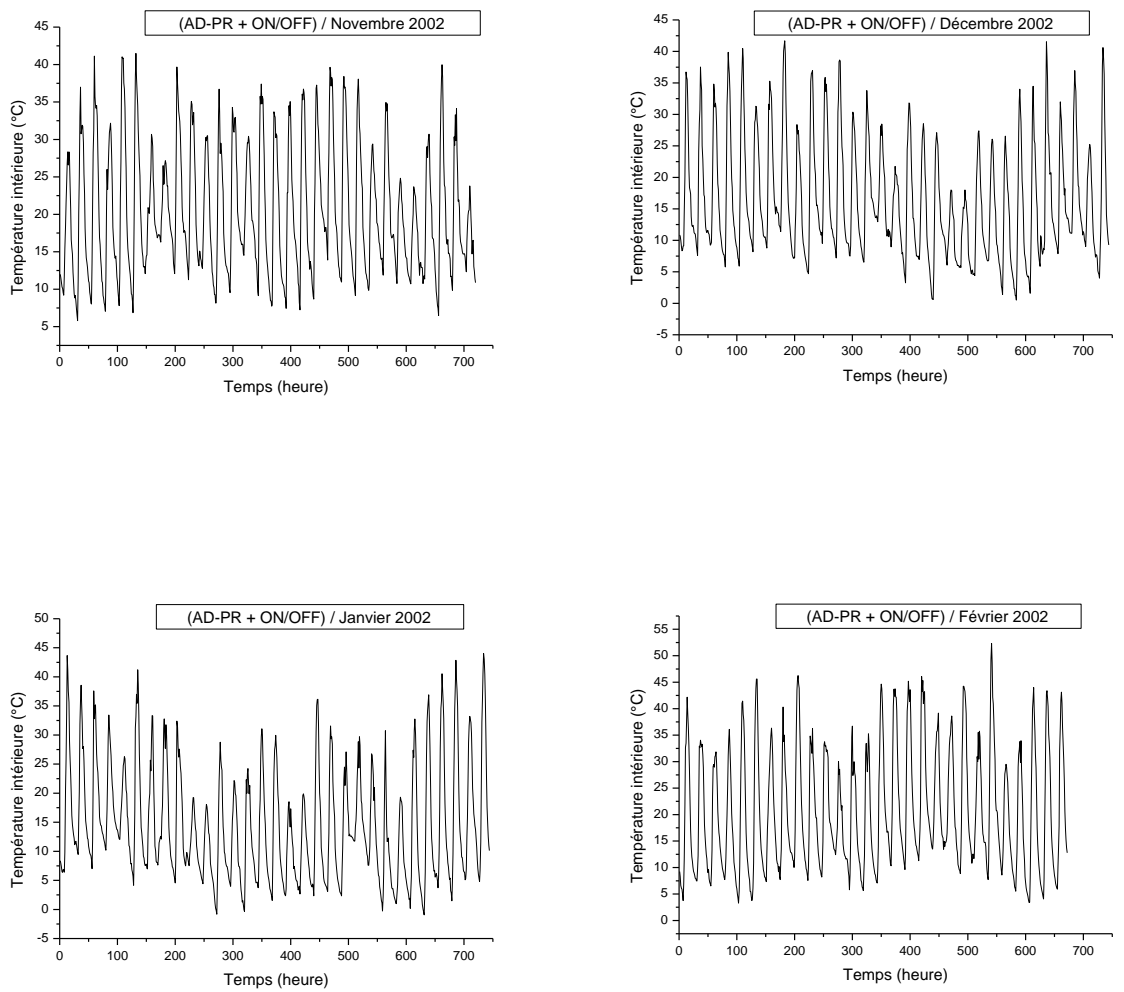


Fig. IV.6: Température de l'air intérieure de la pièce sous AD-PR avec ON/OFF contrôle. .



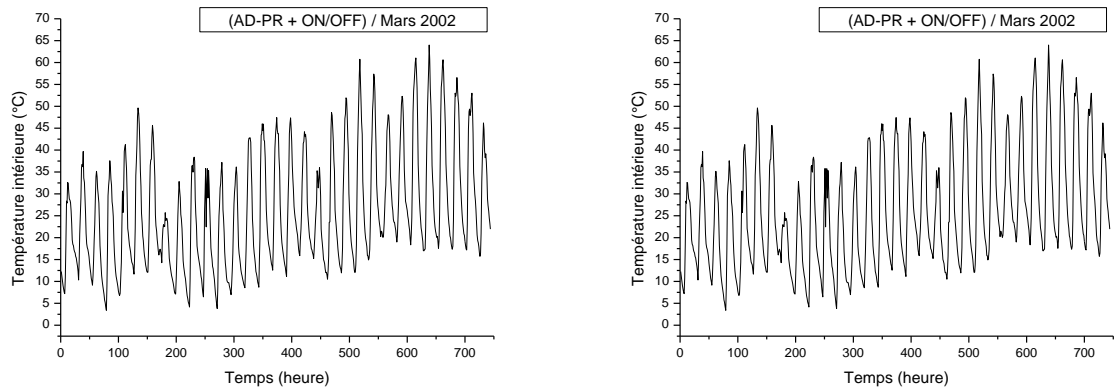
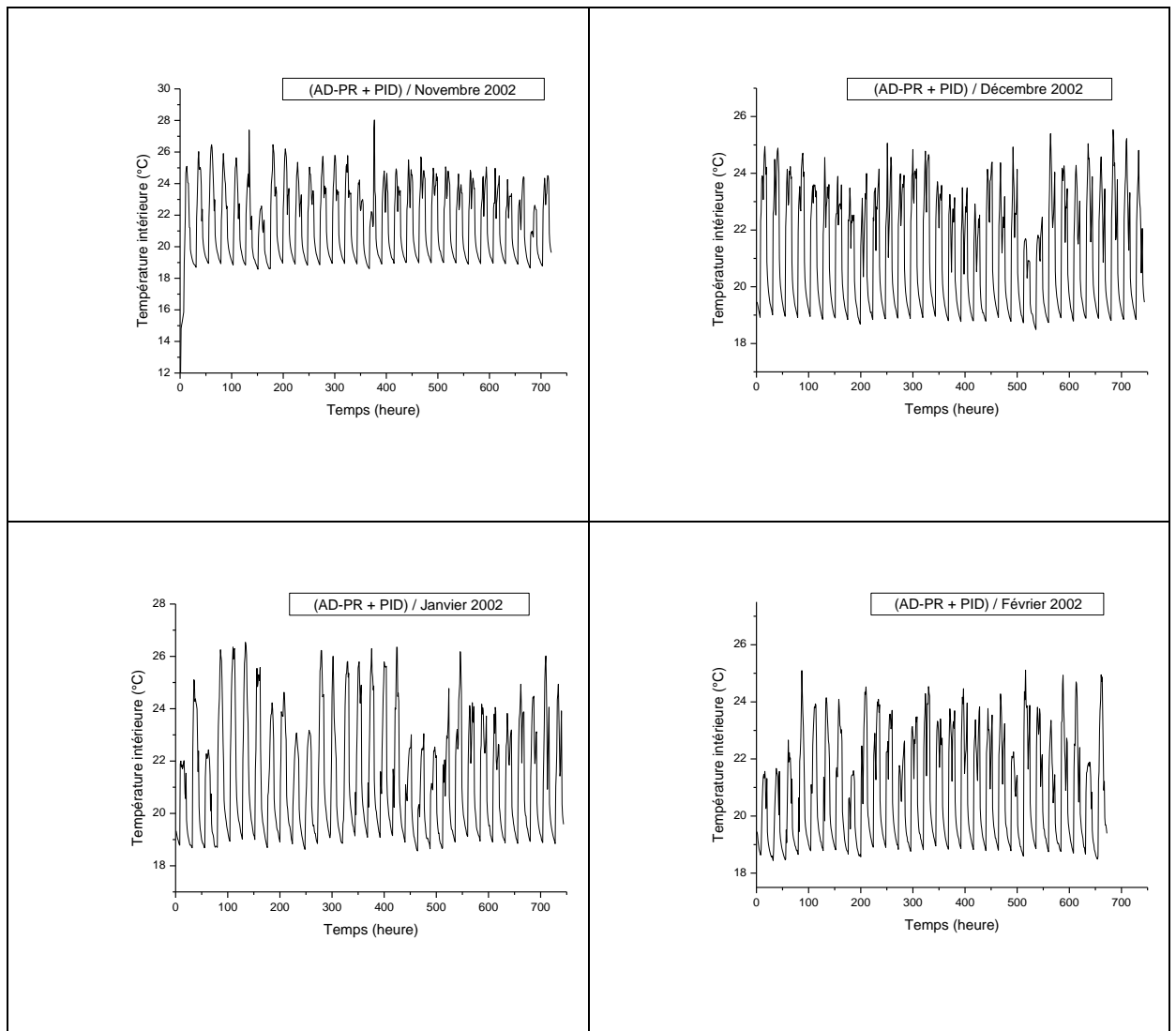


Fig. IV.7: Température de l'air intérieure de la pièce sous AD-PR avec PID contrôle et prévisions météo .



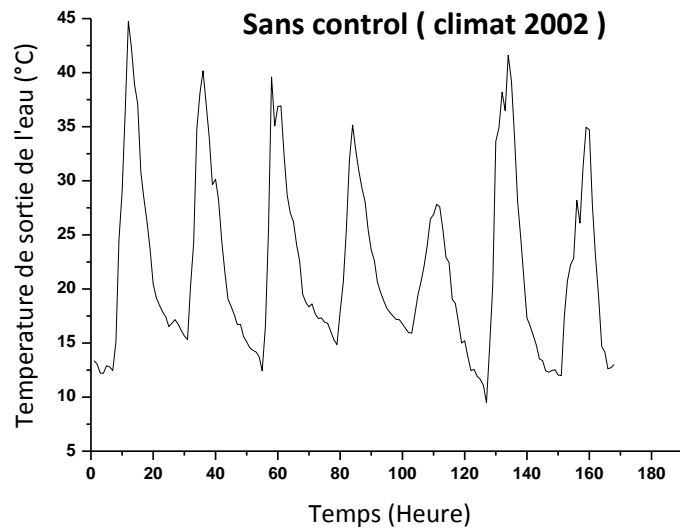
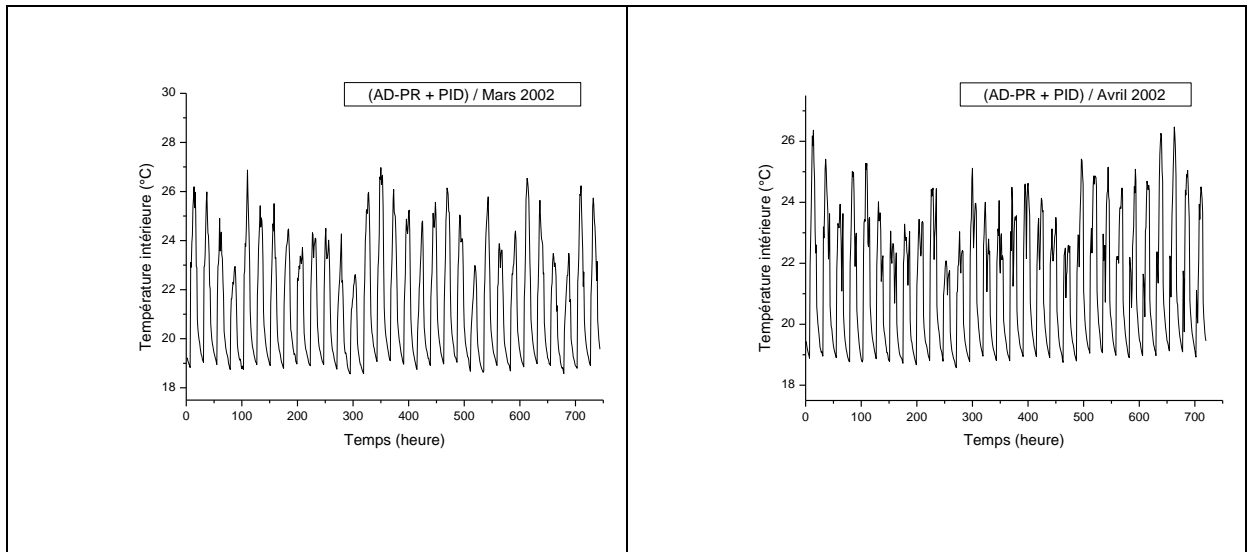


Fig. IV.8: Température de sortie de l'eau du capteur solaire (Simulation à court terme de 7 jours à partir du premier Janvier).

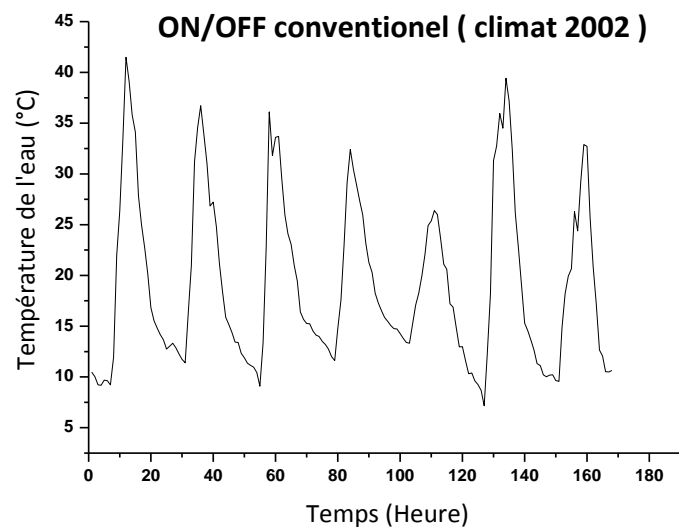


Fig. IV.9: Température de l'eau dans les conduites du plancher (Simulation à court terme de 7 jours à partir du premier Janvier).

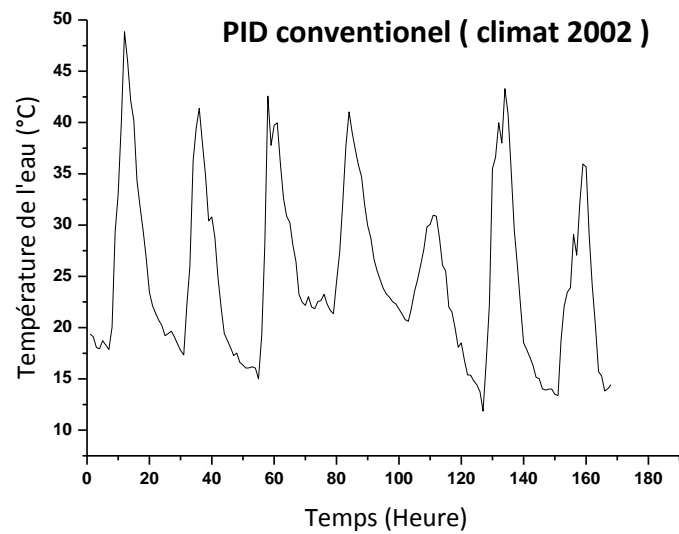


Fig. IV.10: Température de l'eau dans les conduites du plancher (Simulation à court terme de 7 jours à partir du premier Janvier).

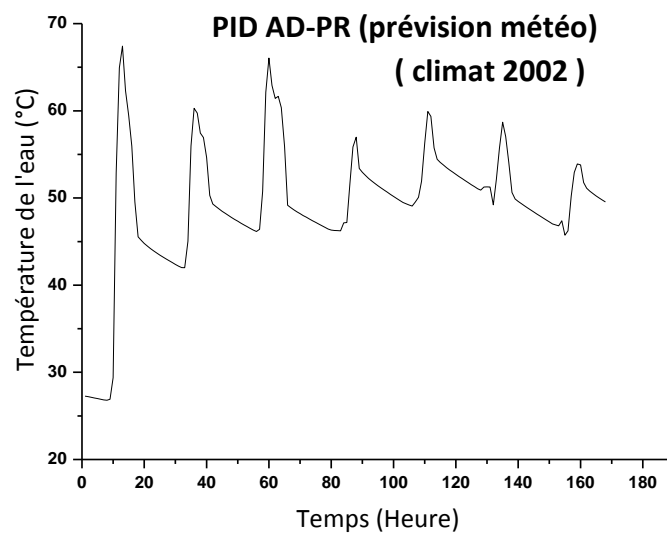


Fig. IV.11: Température de l'eau dans les conduites du plancher(Simulation à court terme de 7 jours à partir du premier Janvier).

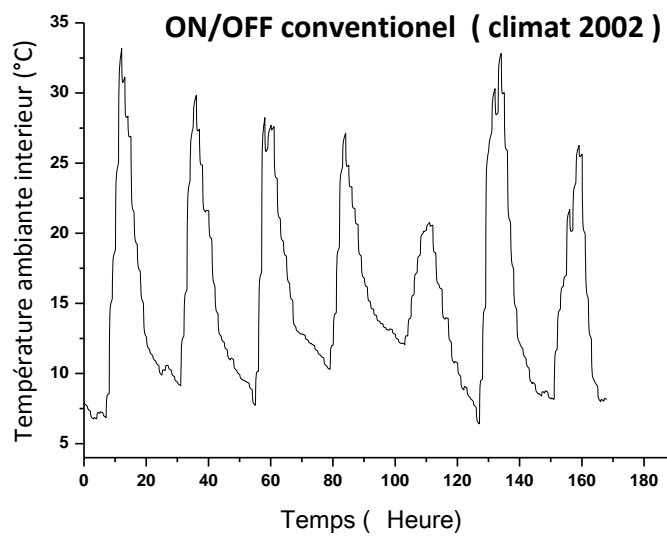


Fig. IV.12: Controle de la température ambiante intérieure (Simulation à court terme de 7 jours à partir du premier Janvier).

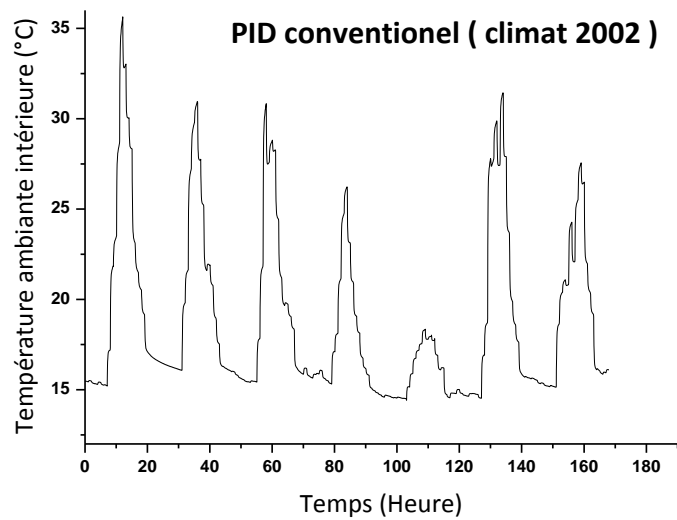


Fig. IV.13: Contrôle de la température ambiante intérieure (Simulation à court terme de 7 jours à partir du premier Janvier).

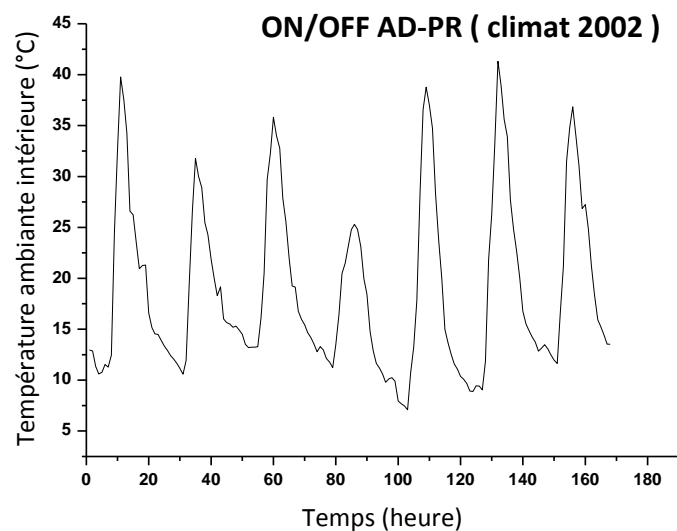


Fig. IV.14: Contrôle de la température ambiante intérieur (Simulation à court terme de 7 jours à partir du premier Janvier).

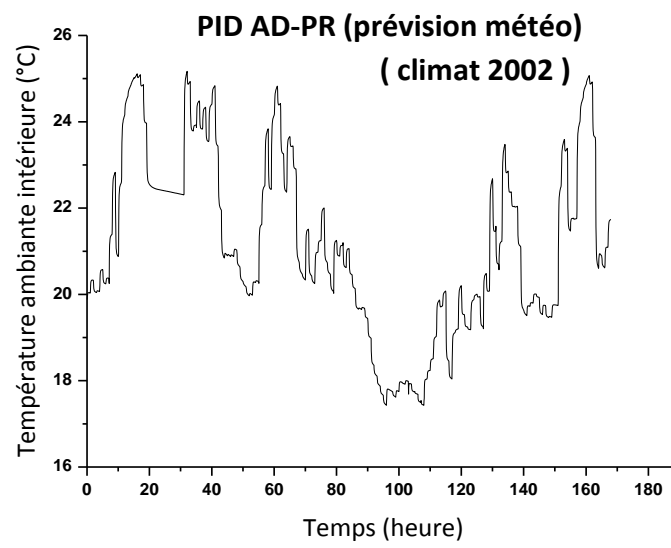


Fig. IV.15: Controle de la température ambiante intérieur (Simulation à court terme de 7 jours à partir du premier Janvier).

CONCLUSION GENERALE :

CONCLUSION GENERALE :

Un modèle a été développé décrivant le comportement dynamique thermique d'une seule zone d'un bâtiment couplé à une boucle solaire sans échangeur de chaleur intermédiaire. La technique des différences finies a été utilisée pour résoudre les équations des différents mécanismes de transfert de chaleur dans le modèle.

Des algorithmes de contrôle ON/OFF et PID avec et sans prédiction ont été développés et appliqués au contrôle de la température ambiante intérieure de la zone en effectuant des simulations dynamiques à long et court terme pour une période de chauffe de 6 mois et une durée de 7 jours du mois janvier sous des conditions météorologiques horaires d'un lieu semi-aride. Cette perfection est aussi approuvée récemment dans l'état de l'art de modélisation dynamique simplifiée des enveloppes à chauffer dans le secteur des bâtiments résidentiels utilisant l'énergie.

Les principales conclusions tirées des travaux sont les suivantes:

1) - La réponse dynamique de la pièce est fortement influencée par l'hypothèse de la capacité thermique du fluide circulant dans l'élément chauffant. L'utilisation d'une équation d'état permanente plutôt que d'une équation différentielle du nœud du fluide couplé au premier nœud de la masse chauffante du plancher via un coefficient de transfert de chaleur total, évite les décadences irréaliment lentes et les augmentations excessives de la température intérieure au tour de la plage de consigne. Ces effets irréalistes découlent du découplage séquentiel de la solution du procédé utilisée pour résoudre les équations.

- L'utilisation du retour unitaire dans le système de commande est inadéquate du fait que l'activation / désactivation des contrôleurs conventionnels ON/OFF et PID sans prédiction ne peuvent pas traiter les dépassements considérablement.

- Un modèle de prédiction en régime permanent pour la prévision "future" de la température ambiante intérieure est implémenté dans la boucle de retour du système de commande pour former le signal d'erreur de la régulation entre la température de consigne et la température résultante du modèle de prédiction qui a trois paramètres à ajuster. Ces paramètres adaptatifs sont connus en temps réel à partir du modèle de simulation.

- L'utilisation d'un modèle de prévision en régime permanent entraîne un plus grand potentiel d'économies d'énergie et à la réduction des oscillations de la température ambiante intérieure en comparaison avec les méthodes classiques de contrôle par ON / OFF et PID sans prévision. Un gain de consommation énergétique de 39% est possible grâce à l'application du PID avec une stratégie de contrôle adaptative prédictive.

- Le réglage des facteurs de gain Proportionnel, Intégral et Différentiel du contrôleur PID à la valeur unitaire est conservateur et aussi un compromis de prudence au gaspillage d'énergie.

Conclusion générale

- Une dalle du plancher de masse lourde ou mi-lourde entraîne des variations de température plus faibles et de meilleures exploitations par rapport au plancher de masse léger dans le cadre de la nouvelle stratégie.

Un mur de masse lourd ne provoque pas de dépassements et conduit à économies d'énergie augmentés avec la stratégie.

- Une amélioration supplémentaire du contrôle peut être obtenue avec l'inclusion d'un modèle de prévision météorologique à l'horizon, comme le montrent les résultats de la simulation qui utilise une connaissance parfaite des données météorologiques horaires. Les économies augmentent de 39% à 45% pour une période de six mois.

les dépassements dans la zone dus à un excès d'irradiation solaire (plus la chaleur dégagée par les apparences et les occupation si ils sont inclus) ne peuvent être éliminés que si les gains de chaleurs qui vont être recues doivent être être prédits à l'avance pour certaines heures à chaque pas du temps et incorporés dans les algorithmes de prédiction.

Des étapes vers le développement d'une nouvelle stratégie de contrôle avancé d'importance pratique pour un système de chauffage par plancher chauffant couplé à une boucle solaire ont été perfectionnés dans cette étude.

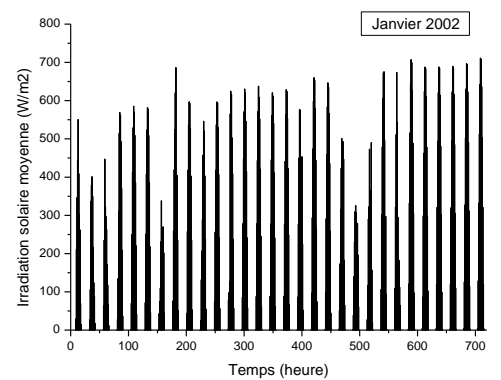
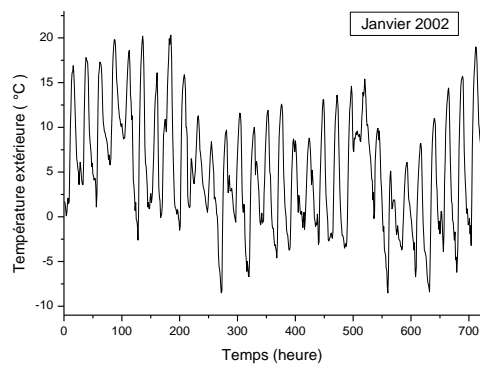
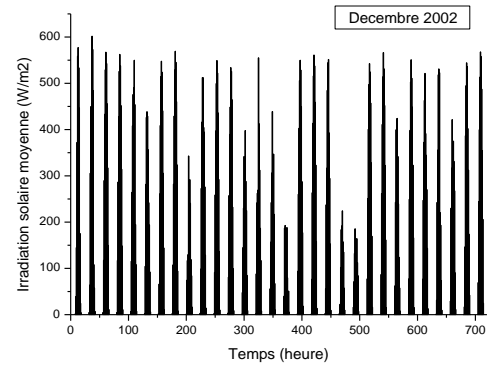
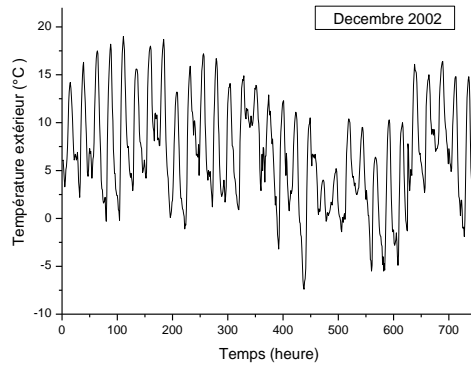
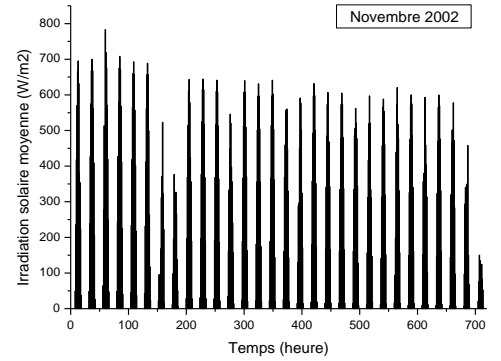
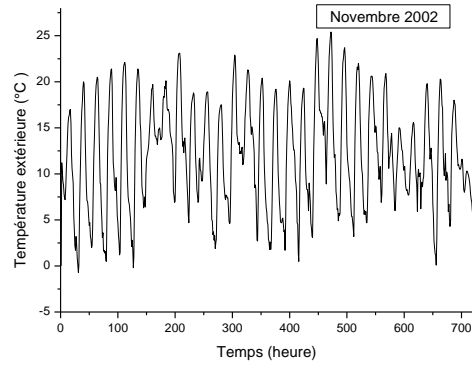
Un résultat principal est la mise en place d'un modèle paramétrique de prédictif adaptatif simplifié basé sur l'évolution "future" de la température intérieure d'un locale singulier, qui est le facteur principal du processus de contrôle adaptatif prédictif qui permet d'éviter le traitement de règles ou d'ensembles informatiques de régulation.

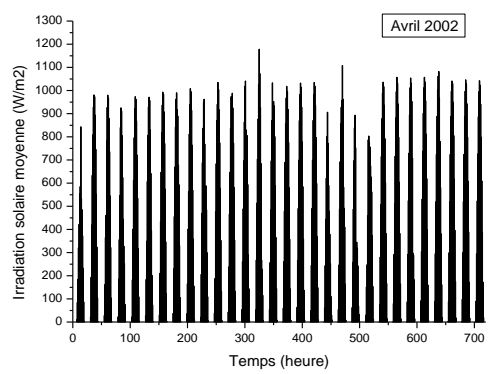
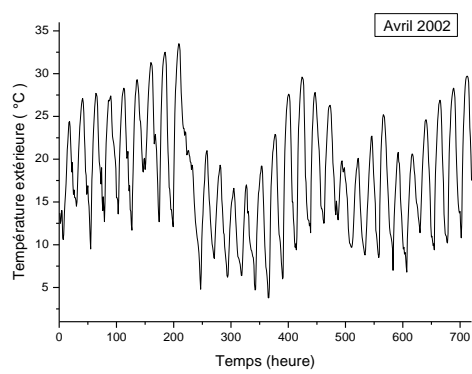
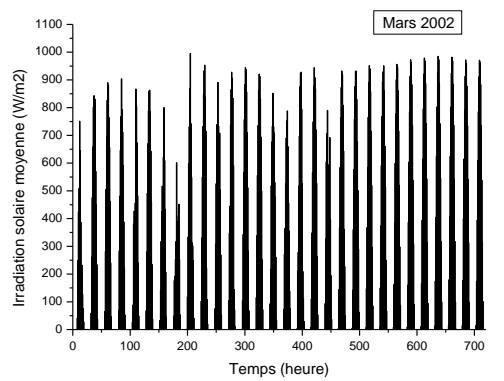
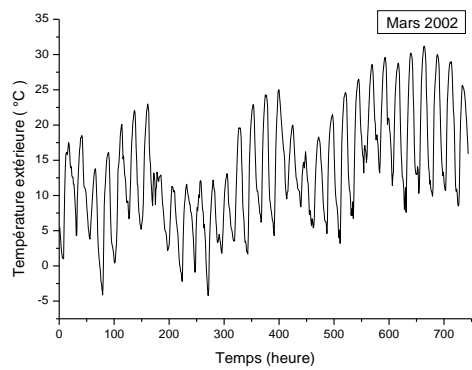
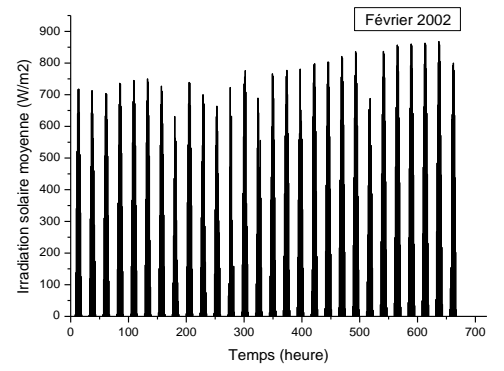
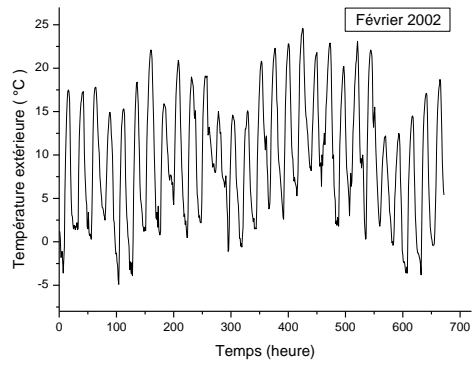
La procédure escomptée est adaptative et permet de corriger l'équilibre thermique entre l'offre et la demande de chaleur, en améliorant la maîtrise de l'énergie solaire, en maintenant un confort adéquat et en réduisant efficacement la consommation d'énergie. Son implémentation dans un microprocesseur est relativement simple. Par conséquent, ces résultats augmentent la confiance dans l'utilisation d'un modèle à l'état stable pour les prévisions futures de la température de l'air intérieur afin d'accroître le potentiel d'économies intelligemment grâce une adaptation approprié du processus de prédiction.

Comme l'ampleur de l'épargne est fortement reprochée à la valeur optimale; le modèle adaptatif simple appliqué est jugé efficace et compétitive, et pourrait jouer pour un rôle important pour attirer l'économie d'énergie de manière optimale.

On s'attend à ce qu'il soit largement accepté comme méthode de contrôle robuste et faible de première choix au profit de l'automatisme des chauffages des bâtiments résidentiel utilisant les énergie solaire, et par extension, il peut être connecté au site web de prévisions climatiques météo du site du lieu considéré.

Annexe A : la variation de la température extérieure et irradiation solaire moyenne
(données climat d'un zen semi aride pour six mois année 2002).

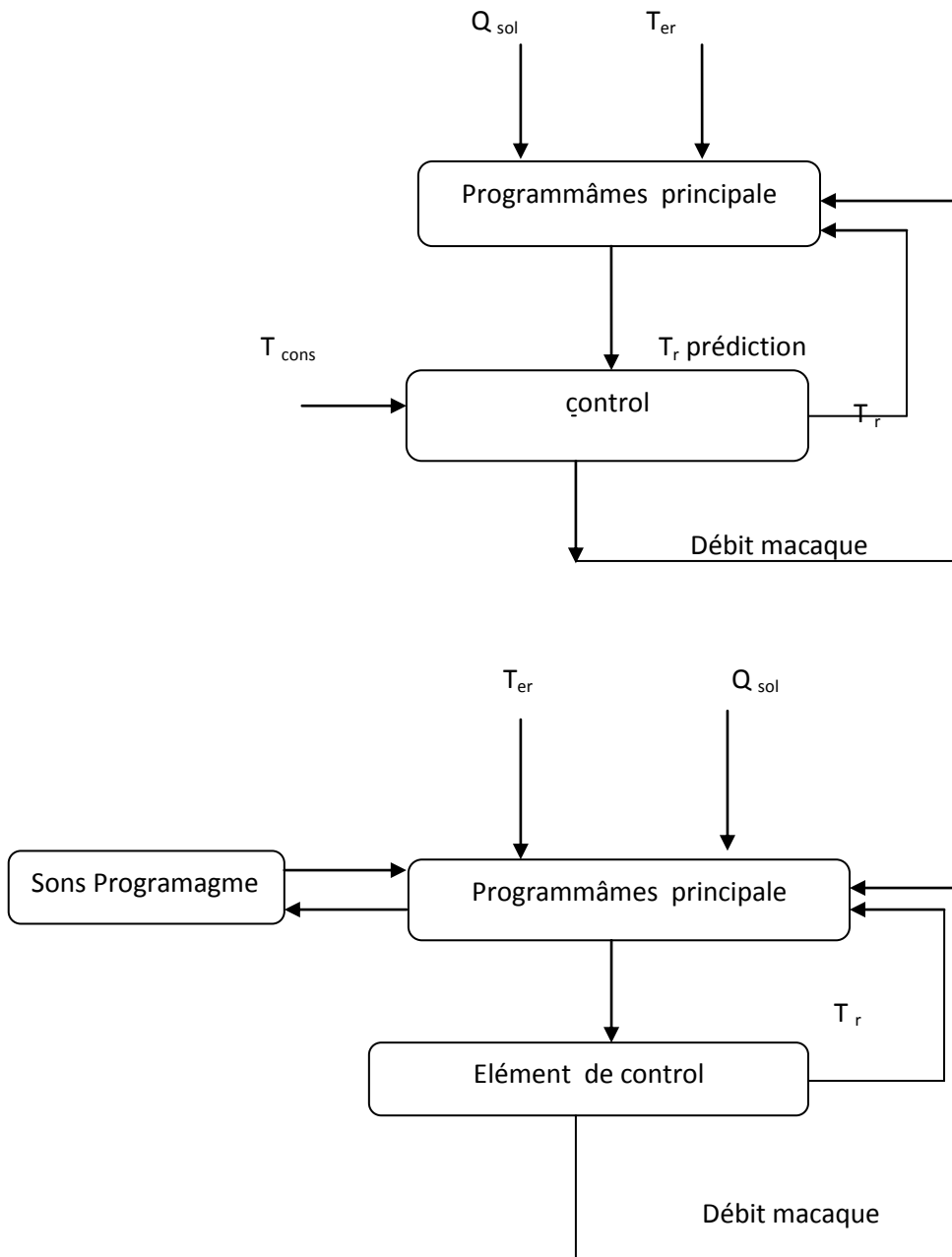




Annexe B: Méthodes d'Ingénierie de Développement de Contrôle de températures.

A. Contrôle PID conventionnel	B. Contrôle avancé I	C. Contrôle avancé II	D. Contrôle avancé III
Contrôle manuel	Contrôle adaptatif et autonome	Méthodes de contrôle optimales (LQ and LQG)	Contrôle prédictif hybride
Contrôle de rétroaction (FB)	Méthode de planification du gain	Méthodes de contrôle robustes (H2, Hinf, IMC)	Contrôle flou (PID, MPC FPGA)
Contrôle en cascade (CC)	Méthodes de contrôle multi variables (modèles d'espace d'état et de fonctions de transfert)(Modèle de contrôle prédictif (MPC-DMC, MPC-GPC)	Réseau neuronal de contrôle (Optimale, MPC, FPGA)
Contrôle Feedforward (FFW)	Méthodes de contrôle multivariable (découplage et contrôle décentralisé)	Contrôle décentralisé (domaine temporel, domaine de fréquence)	Contrôle des événements discrets (hybride avec des réseaux de Petri)
Contrôle du ratio (RC)	Méthodes de placement de pole (SISO, MIMO)	Méthodes de contrôle algébriques (synthèse polynomiale)	Contrôle (Soft Computing) hybride non linéaire
Contrôle à Structures combinées (FB + FFW + CC)	Méthodes de contrôle non linéaires (linéarisation I / O(Méthodes de contrôle QFT robustes	Méthodes de contrôle expert

Annexe C : : algorithme pour les programmé



Bibliographie

- [1] : M.Tchinang. L'énergie pour le développement au Cameroun. L'Harmattan, Paris, 2011.
- [2] : Mémoire de Master Option Energétique et Matériaux (Tlemcen) ; Modélisation et Etude Expérimentation d'un Capteur Solaire non Vitré et Perforé clés année 06 juillet 2011.
- [3] : M. Wolf, " Revêtement nanostructure pour absorbeur solaire thermique résistant à la chaleur et à la corrosion " Département of Electric al Engineering, Université of Pennsylvanien, Philadelphia, Solari Celles, pp. 53-63, 1986.
- [4] : J. Bérard énergie solaire calculs et optimisation ellipse édition marketing 2004.
- [5] : https://fr.wikipedia.org/wiki/énergie_solaire.
- [6] : S. Saadi. Effet des paramètres opérationnels sur les performances d'un capteur solaire plan. Mémoire de magister, université Mentouri Constantine, faculté des sciences exactes département de physique, 2010.
- [7] : http://www.neufplanetes.org/systeme_solaire/earth.htmf juin 2011.
- [8] : https://fr.wikipedia.org/wiki/énergie_solaire.
- [9] : A.Mefti M.Y. Bouroubi, Evaluation du potentiel énergétique solaire, Equipe de Recherche Chargé de Recherche.
- [10] : Etude expérimentale d'un bassin d'eau utilisé comme capteur solaire plan présent par Abdelaoui Med Khimmusti et Guricha Foud thème d'ingénieur d'état université d'Ouargla.
- [11] : P. Fridmann. Le plancher chauffant et rafraichissant, réglementation, dimensionnement, mise en oeuvre, réglage. Edition Parisienne (2003).
- [12] : M. Lochoshvili. Les technologies nouvelles ont-elles un rôle à jouer sur un marché très concurrentiel de la Russie postsoviétiques, le marché du chauffage (période étudiée 1991-2008).Thèse de doctorat, Université Paris-Sorbonne (2009).
- [13] : Recknagel. Manuel pratique du génie climatique (1986).
- [14] : H.Bourefis. Modélisation d'un plancher chauffant. Cas de la région de Hassi Messaoud. Thèse de magistère, Université Mentouri Constantine (2000).
- [15] : J. Yves Messe. Therm Excel. Copyright 2004-2007.
- [16] : M. Zaheer-Uddin, G. R. Zheng and Cho.Sung-Hwan. Optimal operation of an embedded-piping floor heating system with control input constraints. Energy convers, Mgmt vol 38, N°7 (1997).
- [17] : F. Mokhtari. Etude d'une boucle régulée capteur-plancher solaire. Thèse de magister Université Blida (2005).
- [18] : R. Kharchi, N. Ait Messaoudene, M. Belhamel. Etude expérimentale du comportement thermique d'un plancher solaire direct. Revue des Energies Renouvelables, Journées Internationales de Thermique, N° 115-119 (2001).
- [19] : R. Kharchi. Etude expérimentale du comportement thermique d'un plancher solaire direct. Thèse de magister Université Blida (2002).
- [20]: Ito.N., K.Kumira, A field experiment study on the Convective heat transfer coefficient on exterior surfaces of a building, ASHRAE Trans., Vol 78(1) 184-191, (1972).
- [21]: N.S. Sturock.. Localised Boundary Layer Heat Transfer from external Building Surfaces. Phd, Thesis, University of Liverpool, (1971).

- [22]: A. Green, The influence of operating conditions on the thermal performance of non concentrating, solar collectors. Phd, Thesis, University College Cardiff, 1984.
- [23]: W.C. Swindbank., Longue wave radiation from clear skies, Royal Meteorological Society 381(89) 339-348, (1963).
- [24]: G. G. Boileau., J.K.Latta, simplified method, based on heat transfer paths to Ground, ASHRAE (1968),
- [25]: F.W.Sinden, Multichamber, Theory of Air Infiltration, Building and Environment, 13 (1) 18-21, (1978),.
- [26]: TY. Chen, Application of adaptive predictive control to a floor heating system with a large thermal lag, Energy and Buildings 34 45-51, (2001).
- [27]: P.Rafty, M.Keane, A.Costa, Calibrating whole building energy models: detailed case study using hourly measured data, Energy Build. 43 (12) 3666-3679, (2011).
- [28]: J.Schnieders, Comparison of the energy yield predictions of stationary and dynamic solar collector models and the models accuracy in the description of a vacuum tube collector, Solar Energy 61 (3) 179-190, (1997),
- [29]: W. Zima, P. Dziewa, Modelling of liquid flat-plate solar collector operation in transient states, Proc. of the Institution of Mechanical Engineering Part A: Journal of Power and Energy 225 (1) 53-62, (2011),
- [30]: J.A. Duffie, W.,A. Backman., Solar Energy Thermal Processes, Interscience Publication John Wiley. (1981),
- [31]: J. Florez,Barny,G.C, Adaptive Control of Central Heating Systems : Part 2 – Occupancy Time Control, Applied Math. Modeling 11 96-103, (1987),
- [32]: R.C. Durf, Mordern Control Systems (Electrical Engineering), Addison-Willey Publishing Company, (1986).
- [33]: B.M. Mohan, A. Sinha ,Mathematical models of the simplest fuzzy PI/PD controllers with skewed input and output fuzzy sets", ISA Trans. 47 (3) 300-310, (2008).
- [34]: I. W .Slutsker, S .Mokhtari , K. A. Clements, Real time recursive parameter estimation in energy management system, IEEE Trans. Power Syst. (11) .(3) 1393-1399, (1996),

Résumé :

Pour une grande importance dans la pratique en temps réelle, une nouvelle stratégie de control avancée est adressée pour la régulation de température intérieure ambiante d'une zone singulière résidentiel équipée par un system de chauffage par plancher solaire au sol. Une sémitisation dynamique de modélisation simplifié est établie pour l'implantation d'un procédé de control Adaptive- Prédictive (AD-PR) relié à un contrôleur Proportionnel – intégrale-Dérivative (PID). En comparant le potentiel des gains d'énergie avec des contrôles conventionnels sous un climat semi- aride. Comme résultats l'implantation d'un simple algorithme en procédé adaptative révèle rigide et compétitive pour un control efficace produisant une augmentation signifiante de grande ampleur de gains d'énergie et un confort adéquat, par conséquent la simple model d'attraction proposé est tangible vers la limite optimal des gains, et donc ca sera idéalement souhaité comme méthode de control intelligent et de sophistication dans le secteur résidentiel, assurant une performance augmenté en vers un meilleur usage de l'énergie solaire.

Mots clés : chauffage solaire, capteur solaire, plancher solaire direct.

ملخص :

من أجل أهمية كبيرة في الممارسة في الوقت الفعلي ، تتم معالجة إستراتيجية تحكم متقدمة جديدة لتنظيم درجة الحرارة المحيطة الداخلية لمنطقة سكنية فردية مجهزة بنظام تسخين الأرضية الشمسية على الأرض. تم إنشاء عملية تخطيط ديناميكية للنمذجة المبسطة لتنفيذ طريقة التحكم التكيف (AD-PR) المتصلة بوحدة التحكم التناسبي المتكامل (PID). مقارنة إمكانات مكاسب الطاقة مع الضوابط التقليدية في مناخ شبه جاف. نتيجة للنتائج ، فإن تنفيذ خوارزمية بسيطة في العملية التكيفية يكشف عن صلابة من أجل تحكم فعال ينتج عنه زيادة كبيرة في مكاسب الطاقة راحة حرارية مرغوبة ، وبالتالي فإن نموذج الجذب البسيط المطبق يلامس نحو الحد الأمثل للمكاسب ، وبالتالي سيكون من المفضل بشكل مثالي كوسيلة للتحكم الذكي والتحكم المتقدم في القطاع السكني يضمن زيادة الأداء نحو استخدام أفضل للطاقة الشمسية.

الكلمات المفتاحية : التسخين الشمسي ، مجمع الطاقة الشمسية ، الطابق الشمسي المباشر.

Abstract :

For great importance in real-time practice, a new advanced control strategy is addressed for the indoor ambient temperature regulation of a unique residential zone equipped with a solar floor heating system on the ground. A simplified modeling dynamic simulation is established for the implementation of an Adaptive-Predictive Control method (AD-PR) connected to a Proportional - Integral-Derivative (PID) controller. Comparing the potential of energy gains with conventional controllers under a semi-arid climate. As results, the implementation of a simple algorithm in the adaptive process reveals rigid and competitive for an effective control producing significant increase of energy gains and a desirable comfort. Consequently the proposed simple model of attraction is tangible towards the optimal limit of the gains, and so it will be ideally desired as a method of intelligent control and sophisticated control in the residential sector, ensuring increased performance towards better use of solar energy..

Key words : solar heating, solar collector, direct solar floor.