

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE FRERES MENTOURI CONSTANTINE 1

FACULTE DES SCIENCES EXACTES

DEPARTEMENT DE PHYSIQUE

N° d'ordre : 164/DS/2019

Série : 18/phy/2019

THESE

PRESENTEE POUR OBTENIR LE DIPLOME DE DOCTORAT EN SCIENCES

EN PHYSIQUE

SPECIALITE : PHYSIQUE ENERGETIQUE

THEME

**ETUDE ET OPTIMISATION D'UN SYSTEME DE
CHAUFFAGE PHOTO-SOLAIRE D'UNE HABITATION**

Par

Mme ZEGHIB ILHEM

Soutenue le 05/11/2019

Devant le jury:

Président :	Mahfoud DJEZZAR	Prof.	Univ. Frères Mentouri. Constantine 1
Rapporteur :	Abla CHAKER	Prof.	Univ. Frères Mentouri. Constantine 1
Examineur :	Boudjemaa AGOUGIL	Prof.	Univ. Batna 1
Examineur :	Ahmed RAHMANI	M.C.A	Univ. Oum El Bouaghi

Remerciements

*Tout d'abord, Je remercie Dieu le tout puissant de m'avoir donnée le courage,
la volonté et la patience de mener à terme mon travail de recherche.*

*Ce travail a été mené au laboratoire de Physique Energétique de l'Université des frères
Mentouri, Constantine, sous la direction de Madame **Abla Chaker**,
Professeur au département de Physique. Je lui exprime particulièrement toute ma
reconnaissance pour m'avoir faite bénéficiaire de ses compétences scientifiques, ces
conseils précieux, son aide et sa grande patience, mes vifs remerciements et ma sincère
considération.*

*Je remercie vivement Monsieur **Mahfoud Djeddar**, Professeur à l'Université des frères
Mentouri, Constantine, pour m'avoir fait l'honneur d'accepter la présidence du jury.
J'exprime toute ma gratitude à Monsieur **Boudjemaa Agougil**, Professeur à l'Université
Batna 1 d'avoir accepté de participer au jury.*

*Mes remerciements vont également à Monsieur **Ahmed Rahmani**, Maître de
conférences à l'Université d'Om el baoughi, pour son intérêt à ce travail et pour m'avoir
fait l'honneur d'accepter de faire partie de ce jury de thèse*

*Je remercie également tous ceux et celles qui ont participé de près ou de loin à
l'aboutissement de cette thèse.*

Zeghib Ithem

Dédicace

Au nom de l'amour qui j'éprouve à chacune des personnes qui m'entourent et qui m'ont toujours solidement soutenu le long de ce long parcours.

*A la mémoire de ma **mère***

A mon père

*A mon **mari***

*A mes deux enfants, **noursine et nedhal***

*A toute ma **famille.***

*A tous mes **amis.***

A tous ceux qui m'ont aimé, m'aiment et m'aimeront pour moi même, je dédie ce modeste travail.

Zeghib ilhem

Sommaire

	Page
Introduction	1

CHAPITRE I : CHAUFFAGE SOLAIRE DANS L'HABITAT

I.1. Introduction.....	4
I.2. Consommation mondiale d'énergie.....	4
I. 3. Consommation énergétique en Algérie.....	5
I.3.1. Consommation du secteur résidentiel.....	6
I.4. Politique énergétique nationale.....	7
I.5. Chauffage solaire dans l'habitat.....	8
I.5.1. Chauffage solaire passif.....	8
I.5.2. Chauffage solaire actif.....	10
I.5.2.1. Système solaire actif à air	10
I.5.2.2. Système solaire actif à eau	11
I.6. Types de chauffe-eaux solaires.....	13
I.7. Les applications du chauffe-eau solaire.....	14
I.7.1. Production d'eau chaude sanitaire.....	14
I.7.2. Systèmes combinés de chauffage et production d'eau chaude sanitaire	15
I.7.3. Chauffage des locaux	16
I.8. Intégration de systèmes de chauffage solaire dans les habitats.....	18

CHAPITRE II : ETUDE THEORIQUE ET NUMERIQUE DU CAPTEUR SOLAIRE ET BALLON DE STOCKAGE

II.1. Introduction.....	20
II.2. Le capteur solaire.....	20
II.2.1. Composants d'un capteur.....	22
II.2.2. Fonctionnement.....	23
II.2.3. Transferts thermiques dans les capteurs solaires.....	23

II.2.3.1. Echanges thermiques dans le capteur solaire.....	24
II.2.3.2. Puissances absorbées.....	28
II.2.4. Bilan thermique d'un capteur solaire.....	29
II.2.4.1. Perte globale d'énergie.....	29
II.2.4.2. Puissance utile récupérée par le fluide.....	30
II.2.4.3. Rendement du capteur.....	31
II.2.5. Modélisation du capteur solaire.....	32
II.3. Le ballon de stockage	36
II.3.1. Eléments de construction du ballon solaire.....	38
II.3.2. Stratification dans le ballon de stockage.....	39
II.3.3. Modèles de simulation thermique des ballons solaires.....	41
II.3.4. Etude théorique et modélisation du ballon de stockage.....	44
II.3.4.1. Bilan énergétique.....	45
II.3.4.1.1.Énergie injectée dans le réservoir.....	46
II.3.4.1.2. Énergie puisée.....	46
II.3.4.1.3. Énergie perdue dans le milieu environnant.....	47
II.3.4.1.4. Énergie échangée par conduction entre les nœuds.....	49
II.3.4.1.5. Énergie engendrée par l'écoulement du fluide à partir des nœuds voisins.....	50
II.3.4.2. Assemblage des équations.....	51

CHAPITRE III : ETUDE THERMIQUE DE L'HABITAT ET SYSTEME DE CHAUFFAGE

III.1.Introduction.....	52
III.2. Confort et réglementation	52
III.2.1.Confort thermique.....	53
III.2.2. Inertie thermique d'un habitat.....	53
III.2.3. Règlement thermique dans les bâtiments.....	54
III.3. Bilan thermique d'un habitat	54
III.3.1. Les différents modes de transferts thermiques dans l'habitat.....	55
III.3.2. Déperditions thermiques d'une habitation.....	55
III.3.3. Apport calorifique.....	60
III.3.4. Apports par pertes récupérables.....	64
III.4. Besoins énergétiques d'un habitat pour le chauffage.....	64

III.5. Modélisation du local.....	66
III.5.1. Modélisation mono zone.....	66
III.5.2. Modélisation multizone.....	66
III.5. 3. Modélisation zonale.....	67
III.5. 4. Modèles de code de champ.....	67
III.6. Estimation de la température intérieure du local.....	67
III.7. Chauffage dans l’habitat.....	68
III.7.1. Chauffage central à eau chaude.....	69
III.7.2. Chauffage central à eau chaude à basse température.....	69
III.7.3. Radiateurs à eau chaude.....	70
III.7. 4. Puissance du radiateur.....	71
III.7. 5. Température à la sortie du radiateur.....	73
III.8. Rendement global d’une installation.....	73
III.9. Performance du système.....	76
III.10. Description de l’habitat et systèmes de chauffage.....	77

CHAPITRE IV : ETUDE ECONOMIQUE ET DIMENSIONNEMENT DU SYSTEME

IV.1. Dimensionnement.....	80
IV.1.1. Estimation des besoins annuels de chauffage.....	80
IV.1.2. Dimensionnement des composants solaires.....	82
IV.1.2.1. Dimensionnement des capteurs solaires.....	82
IV.1.2.2 . Dimensionnement du ballon de stockage.....	84
IV.1.2.3. Dimensionnement de la pompe et de la tuyauterie boucle solaire	86
IV.1.3. Dimensionnement de l’installation hydraulique.....	87
IV.1.4. Dimensionnement des émetteurs.....	88
IV.1.5. Dimensionnement de la régulation terminale.....	88
IV.2. Analyse économique de l’installation	89
IV.2.1. Rentabilité.....	90
IV.2.2. Temps de retour sur investissement.....	91
IV.3. Analyse écologique de l’installation.....	92

CHAPITRE V : RESULTATS ET DISCUSSIONS

V.1. Introduction.....	93
V.2. Paramètres influant sur le fonctionnement du système	94
V.2.1. Paramètres influant sur la température de sortie de l'eau du capteur.....	94
V.2.2. Paramètres influant sur la température du ballon de stockage.....	98
V.2.3. Paramètres influant sur les besoins du chauffage.....	103
V.2.4. Paramètres influant sur la puissance émise par les radiateurs	106
V.3. Dimensionnement du système.....	109
V.4. Fonctionnement du système.....	116
V.4.1. Système sans puisage (système fermé).....	116
V.4.2. Système en charge (système ouvert)	119
V.4.2.1. Variation de la température à la sortie du réservoir et à l'entrée du radiateur	119
V.4.2.2. Température du salon et puissance émise par les radiateurs.....	120
V.4.2.3. Pertes thermiques et rendement de distribution.....	121
V.4.2.4. Puissance fournie par l'appoint	122
V.4.2.5. Variation de la température intérieure.....	122
V.4.2.6. Variation de la fraction solaire.....	123
V.5. Analyse économique.....	124
V.6. Comparaison entre les systèmes solaire et conventionnel	127
Conclusion générale	130
Annexe A : Matériaux constituant l'enveloppe de l'habitat	133
Annexe B : Algorithme de calcul	136
Références bibliographiques	139

LISTE DES FIGURES

Figure I.1. Émissions mondiales de CO ₂ dans les secteurs énergétiques en 2015.....	5
Figure I.2. Consommation d'énergie mondiale finale par secteur en 2015.....	5
Figure I.3. Consommation d'énergie finale par secteurs d'activité pour l'année 2015.....	6
Figure I.4. Consommation d'énergie finale par secteurs d'activité pour l'année 2016.....	6
Figure I.5. Répartition de la consommation du secteur résidentiel par types d'énergie pour l'année 2015.....	6
Figure I.6. Structure sectorielle des émissions de gaz à effet de serre dues à la consommation énergétique.....	7
Figure I.7. Programme algérien des énergies renouvelables par filière à l'horizon 2030.....	8
Figure I.8. Principe du mur Trombe.....	9
Figure I.9. Système Barra-Costantini (B-C).....	10
Figure I.10. Système de chauffage de l'air par énergie solaire active à revêtement perforé.....	11
Figure I.11. Système d'énergie solaire actif à eau.....	11
Figure I.12. Régulation du circuit solaire.....	12
Figure I.13. Thermosiphon monobloc.....	13
Figure I.14. Thermosiphon à éléments séparés.....	13
Figure I.15. Chauffe-eau à circulation forcée.....	14
Figure I.16. Chauffe-eau solaire individuel.....	15
Figure I.17. Systèmes solaires combinés.....	16
Figure I.18. Plancher solaire.....	17
Figure I.19. Chauffage solaire par radiateurs basse température.....	17
Figure II.1. Capteur solaire vitre.....	20
Figure II.2. Capteurs à tubes sous vide.....	21
Figure II.3. Rendement des différents types de capteurs en fonction de la température...	21
Figure II.4. Capteur solaire plan vitré.....	22
Figure II.5. Principe de fonctionnement d'un capteur solaire plan.....	23
Figure II.6. Echanges thermiques au niveau d'une maille.....	23
Figure II.7. Réflexion dans un capteur à simple vitrage.....	29
Figure II.8. Coupe verticale d'un capteur à simple vitrage.....	33
Figure II.9. Différents nœuds considérés dans la maille.....	33

Figure II.10. Ballon de stockage.....	37
Figure II.11. Les différents types de ballons solaires.....	37
Figure II.12. Echangeur de chaleur interne.....	38
Figure II.13. Echangeur de chaleur externe.....	38
Figure II.14. Système d'appoint interne.....	39
Figure II.15. Système d'appoint externe.....	39
Figure II.16. Différentes qualités de stratification avec la même énergie stockée.....	40
Figure II.17. Division d'un ballon en volumes variables.....	42
Figure II.18. Modèle zonal.....	43
Figure II.19. Modèle multicouches.....	44
Figure II.20. Ballon de stockage étudié.....	45
Figure II.21. Bilan thermique du $i^{ième}$ nœud.....	45
Figure II.23. Schéma électrique équivalent pour une zone latérale du ballon.....	47
Figure II.24. Schéma électrique équivalent pour une zone supérieure du ballon.....	49
Figure III.1. Variation des températures intérieures et de la puissance de chauffage P_{ch} selon l'inertie pour un immeuble de bureaux	53
Figure III.2. Pertes et apports énergétiques dans un local.....	55
Figure III.3. Déperditions par transmission.....	56
Figure III.4. Phénomène de conduction thermique.....	57
Figure III.5. Transmission linéique.....	58
Figure III.6. Déperditions par le sol.....	58
Figure III.7. Evolution temporelle de la température ambiante d'un local sans aucun apport de chaleur	60
Figure III.8. Evolution temporelle de la température ambiante d'un local avec apports de chaleur "gratuits".....	69
Figure III.9. Ensoleillement mensuel et besoins de chauffage.....	65
Figure III.10. Modèle mono zone.....	67
Figure III.11. Modèle multizone.....	67
Figure III.12. Modèle zonale.....	67
Figure III.13. Modèle CFD.....	67
Figure III.14. Transferts de chaleur dans une pièce chauffée par un radiateur (modèle multizone).....	68
Figure III.15. Principe d'émission de la chaleur par un radiateur.....	71

Figure III.16. Rendement global de l'installation.....	74
Figure III.17. Plan schématique de l'habitat étudié.....	78
Figure III.18. Chauffage solaire à basse température.....	79
Figure III.19. Radiateur à basse température étudié.....	79
Figure IV.1. Ensoleillement d'une maison tout au long de l'année.....	81
Figure IV.2. Installation d'un capteur solaire.....	83
Figure IV.3. Le diagramme solaire.....	83
Figure IV.4. Courbe caractéristique de la pompe.....	87
Figure V.1. Variation de la température du fluide caloporteur en fonction du rayonnement global (température d'entrée de l'eau de 15°C).....	94
Figure V.2. Evolution temporelle de la température du fluide caloporteur sortie capteur (Pour différentes vitesses du vent).....	95
Figure V.3. Variation temporelle de la température de l'eau du capteur pour différents débits	95
Figure V.4. Variation du rendement et de la température moyenne du capteur en fonction du débit massique.....	96
Figure V.5. Variation temporelle de la température de l'eau du capteur pour différentes épaisseur de l'isolation.....	97
Figure V.6. Effet du nombre de vitrages sur la température de l'eau du capteur.....	97
Figure V.7. Effet de la stratification sur la température moyenne du ballon de stockage.	98
Figure V.8. Variation temporelle de la température du réservoir pour différents nombres de nœuds $H/D=1.8$	99
Figure V.9. Variation temporelle de la température du réservoir pour différents nombres nœuds $H/D=2.3$	99
Figure V.10. Variation temporelle de la température du réservoir pour différents nombres nœuds $H/D=3$	99
Figure V.11. Variation temporelle de la température du réservoir pour différents nombres de nœuds ($H/D=3.2$).....	99
Figure V.12. Variation de la température moyenne de stockage en fonction du ratio (volume de stockage/surface du capteur).....	100
Figure V.13. Variation temporelle de la température moyenne du réservoir pour différents ratios R	100

Figure V.14. Variation temporelle de la température de stockage en fonction de l'épaisseur de l'isolant ($A_c=3m^2$, $V_s =300L$).....	101
Figure V.15. Variation temporelle de la température du réservoir pour différents nœuds (pour un débit de 0.04 kg/s).....	102
Figure V.16. Variation temporelle de la température du réservoir pour différents nœuds (pour un débit de 0.2 kg/s).....	102
Figure V.17. Variation temporelle de la température moyenne du réservoir pour différents débits.....	103
Figure V.18. Variation des besoins de chauffage en fonction de l'épaisseur de l'isolation.....	104
Figure V.19. Variation temporelle des besoins de chauffage pour différentes épaisseurs de l'isolation.....	104
Figure V.20. Variation temporelle de besoins de chauffage pour différentes orientations.	105
Figure V.21. Variation temporelle de besoins de chauffage avec et sans apports internes	105
Figure V.22. Besoins de chauffage pour différentes températures intérieures.....	106
Figure V.23. Puissance émise par le radiateur en fonction de $T_{rad}- T_{in}$	107
Figure V.24. Variation temporelle de la puissance émise par le radiateur pour différentes températures d'entrée de l'eau.....	107
Figure V.25. Puissance émise par le radiateur en fonction du débit.....	108
Figure V.26. Variation temporelle de la puissance émise par le radiateur pour différents débits.....	108
Figure V.27. Variation temporelle de la puissance émise par le radiateur pour différentes surfaces.....	109
Figure V.28. Evolution temporelle de l'éclairement solaire global mesuré.....	110
Figure V.29. Evolution temporelle de la température ambiante mesurée.....	110
Figure V.30. Variation des déperditions thermiques du salon.....	111
Figure V.31. Déperditions thermiques du salon.....	111
Figure V.32. Variation temporelle des apports solaires du salon.....	112
Figure V.33. Variation temporelle des apports internes du salon.....	113
Figure V.34. Variation temporelle des déperditions et apports solaires et internes du salon.....	113
Figure V.35. Variation temporelle des besoins de chauffage.....	114

Figure V.36. Variation temporelle des températures des différents éléments du capteur solaire pour le premier jour de chauffage.....	117
Figure V.37. Variation temporelle de la température des différents nœuds du réservoir (Système sans puisage).....	118
Figure V.38. Variation temporelle du rendement du capteur.....	118
Figure V.39. Variation temporelle des températures de l'eau à la sortie du réservoir et à l'entrée du radiateur.....	119
Figure V.40. Variations temporelles de la température du salon et de la puissance émise par les radiateurs.....	120
Figure V.41. Variations temporelles des températures d'entrée et de sortie des radiateurs.....	121
Figure V.42. Variations temporelles des pertes thermiques et du rendement de distribution.....	121
Figure V.43. Variations temporelles de la puissance de l'appoint et de la fraction quotidienne d'énergie.....	122
Figure V.44. Variation temporelle de la température intérieure.....	123
Figure V.45. Variations mensuelles de la puissance solaire, des besoins de chauffage et de la fraction solaire.....	124
Figure V.46. Puissance annuelle fournie par la chaudière (Chauffages solaire et conventionnel).....	125
Figure V.47. Montant annuel des factures énergétique pour les deux types de chauffage.....	126
Figure V.48. Emissions annuelles de CO ₂ pour les deux types d'installation de chauffage.....	126
Figure V.49. Bilan cumulé des coûts de l'investissement pour différents scénarios d'évolution du prix du gaz naturel.....	127
Figure V.50. Evolution temporelle de la température intérieure du salon (chauffages solaire et conventionnel).....	128
Figure V.51. Evolution temporelle de l'efficacité globale de l'installation (chauffages solaire et conventionnel).....	128
Figure V.52. Evolution temporelle de la puissance fournie par la chaudière (Chauffages solaire et conventionnel).....	129

LISTE DES TABLEAUX

Tableau IV.1. Puissances typiques des pompes solaires utilisées selon la surface de captage totale des capteurs.....	86
Tableau IV.2. Correspondance entre la puissance nominale de l'émetteur et la valeur du coefficient Kvs de la vanne de régulation.....	88
Tableau V.1. Caractéristiques des deux types de radiateurs.....	116
Tableau V.2. Prix des composants du système.....	124

NOMENCLATURE

CAPTEUR SOLAIRE

A_c	: Surface du capteur	m^2
b	: Distance entre la vitre et l'absorbeur	m
C_p	: Capacité calorifique massique	$J/kg. K$
D	: Diamètre	m
e	: Epaisseur	m
F_R	: Efficacité globale de l'échange thermique du capteur	-
F'	: Paramètre constructif du capteur	-
F	: Rendement de l'ailette	-
P_g	: Eclairement solaire	W/m^2
h_{vva}	: Coefficient d'échange thermique par convection vitre – ambiance	$W/m^2.K$
h_{rvc}	: Coefficient d'échange thermique par rayonnement vitre – ciel	$W/m^2.K$
h_{cv}	: Coefficient d'échange thermique par conduction vitre face externe – face interne	$W/m^2.K$
h_{vpv}	: Coefficient d'échange thermique par convection plaque – vitre	$W/m^2.K$
h_{rpv}	: Coefficient d'échange thermique par rayonnement plaque – vitre	$W/m^2.K$
h_{cpt}	: Coefficient d'échange thermique par conduction plaque – tube	$W/m^2.K$
h_{vtf}	: Coefficient d'échange thermique par convection tube – fluide	$W/m^2.K$
h_{cit}	: Coefficient d'échange thermique par conduction tube – isolant	$W/m^2.K$
h_{vij}	: Coefficient d'échange thermique par convection isolant – fluide	$W/m^2.K$
h_{cif}	: Coefficient d'échange thermique par conduction isolant face externe – face interne.	$W/m^2.K$
h_{ris}	: Coefficient d'échange thermique par rayonnement isolant – sol	$W/m^2.K$
h_{via}	: Coefficient d'échange thermique par convection isolant – ambiance	$W/m^2.K$
h_v	: Coefficient de transfert de chaleur par convection	$W/m^2.K$

h_r	: Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement	W/m ² . K
k	: Coefficient d'extinction	m ⁻¹
G	: Débit massique	kg/s
n	: Indice de réfraction	-
P_s	: Puissance stockée	W
P_p	: Puissance absorbée	W
P_u	: Puissance transmise au fluide caloporteur	W
r	: Pouvoir réflecteur du verre	-
S	: Surface	m
T_a	: Température ambiante	K
T_{ci}	: Température du ciel	K
T_{ve}	: Température de la face extérieure de la vitre	K
T_{vi}	: Température de la face intérieure de la vitre	K
T_p	: Température de la plaque chauffante	K
T_{ie}	: Température de la face extérieure de l'isolant	K
T_{ii}	: Température de la face intérieure de l'isolant	K
T_t	: Température de la plaque	K
T_f	: Température du fluide	K
U_g	: Perte globale d'énergie	W/m ² . K
w	: Distance entre les tubes	m
Δt	: Pas de temps	s

BALLON DE STOCKAGE

$A_{s,i}$: Surface latérale de la tranche i	m ²
d_1	: Diamètre intérieur du ballon	m
e_s	: Épaisseur du ballon	m
e_{is}	: Épaisseur de l'isolant	m
H_t	: Hauteur du ballon de stockage	m

h_{ex}	: Coefficient d'échange thermique à l'extérieur	W/m ² .K
i	: Indice	-
\dot{m}_h	: Débit massique, circuit chauffage	kg/s
\dot{m}_l	: Débit massique, circuit capteur	kg/s
N_t	: Nombre de nœuds	-
Q_{st}	: Énergie stockée dans la tranche i	W
Q_{inj}	: Énergie injectée dans le réservoir	W
Q_{pui}	: Énergie puisée	W
Q_{per}	: Énergie perdue par la tranche i	W
Q_{con}	: Énergie échangée par conduction entre les nœuds	W
T_{en}	: Température de l'eau entrant dans le ballon	K
T_{so}	: Température de l'eau sortant du ballon	K
$T_{s,i}$: Température de la tranche i	K

HABITAT

C_{in}	: Capacité thermique de la pièce	J/K
D_i	: Déperditions totales du volume i	W/K
D_t	: Déperditions totales	W/K
D_T	: Déperditions par transmission	W/K
D_R	: Déperditions supplémentaires dues au vent	W/K
D_p	: Déperditions à travers des parois en contact avec l'extérieur	W/K
D_L	: Déperditions à travers les liaisons	W/K
D_{sol}	: Déperditions à travers les parois en contact avec le sol	W/K
D_{lin}	: Déperditions à travers les parois en contact avec les locaux non chauffés	W/K
h_i	: Coefficient intérieur d'échanges superficiels	W/m ² .K
h_e	: Coefficient extérieur d'échanges superficiels	W/m ² .K

n	: Taux d'utilisation	-
Q_v	: Débit spécifique de ventilation	m^3/h
Q_s	: Débit supplémentaire par infiltrations dues au vent	m^3/h
Q_{occup}	: Apport dus aux occupants	W
Q_{ecl}	: Apports dus à l'éclairage	W
Q_{mach}	: Apport dus aux machines électriques	W
$Q_{s,mur}$: Apports solaires à travers les parois	W
$Q_{s,v}$: Apports solaires à travers les vitres	W
Q_{ch}	: Besoin de chauffage	W
T_{in}	: Température intérieure	K
T_e	: Température extérieure	K
T_{au}	: Coefficient de réduction de température	-
T_{nn}	: Température de l'espace non chauffé	K

RADIATEUR ET SYSTEME DE DISTRIBUTION

A_{ra}	: Surface d'échange du radiateur	m^2
Cp_{ra}	: Chaleur spécifique de l'eau	J/kg. K
C_{ra}	: Capacité thermique du radiateur	J/k
K_{ra}	: Coefficient d'échange global du radiateur	W/m ² .K
\dot{m}_{ra}	: Débit massique du fluide circulant dans le radiateur	kg/s
Q_{ra}	: Puissance thermique	W
Q_r	: Puissance thermique émise par le radiateur	W
Q_{rn}	: Puissance thermique définie par les normes	W
T_{rad}	: Temperature moyenne du radiateur	K
T_{re}	: Température de l'eau à l'entrée du radiateur	K
T_{rs}	: Température de l'eau à la sortie du radiateur	K
$(UA)_{ra}$: Conductance thermique du radiateur	W.K ⁻¹
ΔT_{ra}	: Ecart moyen logarithmique de température	K

d_{ec}	: Diamètre extérieur de la conduite	m
d_{ic}	: Diamètre intérieur de la conduite	m
L_c	: Longueur de conduite	m
T_{mf}	: Température moyenne de l'eau de chauffage	K
Y_c	: Flux thermique linéique global	W/m.K

RENTABILITE ÉCONOMIQUE

C_{eco}	: Economies annuelles réalisées	DA
C_{inv}	: Investissement net	DA
eco_{co2}	: Economie d'émission de CO_2	kg
F_s	: Fraction solaire	%
F_{au}	: Taux d'économie d'énergie	%
F_{pro}	: Productivité solaire	kWh/m ²
TRB	: Temps de retour sur investissement brut	Année
VAN	: Valeur actualisée nette	DA

NOMBRES ADIMENSIONNELS

Gz	: Nombre de Graetz
Nu	: Nombre de Nusselt
Pr	: Nombre de Prandtl
Re	: Nombre de Reynolds
Ra	: Nombre de Rayleigh

LETTRES GRECQUES

λ	: Conductivité thermique	W/m. K
ρ	: Masse volumique	kg/m ³
μ	: Viscosité dynamique	kg/m.s
ν	: Viscosité cinématique	m ² /s
β	: Coefficient de dilatation thermique	1/K
ε	: Emissivité	-

σ	: Constante de Stephan-Boltzman	$W/m^2.K^4$
α	: Coefficient d'absorption	-
τ	: Coefficient de transmission	-
θ	: Angle de réfraction, incidence	degrés (°)
η	: Rendement	%
γ_i	: Débit massique de mélange	kg/s
α_i	: Fonction de contrôle du circuit capteur	-
β_i	: Fonction de contrôle du circuit soutirage	-

INTRODUCTION

GENERALE

Le développement et l'expansion industrielle, ainsi que l'augmentation rapide de la population ont entraîné un accroissement important de la demande énergétique, qui jusqu'à présent est essentiellement basée sur les sources d'énergie conventionnelles qui s'avèrent être polluantes et nocives pour la planète. Pour faire face à cette demande énergétique croissante, tout en préservant l'environnement, de nombreux pays, dont l'Algérie, s'orientent actuellement vers les énergies renouvelables.

Le secteur énergivore du bâtiment constitue un enjeu prioritaire de réduction des consommations énergétiques et des émissions de gaz à effet de serre associées. Il représente plus de 36% des consommations d'énergie mondiale finale et près de 20% des émissions de gaz à effet de serre [1]. 60 % de l'énergie consommée par ce secteur sont utilisées pour le chauffage des locaux et de l'eau chaude sanitaire.

Pour cela, les préoccupations environnementales et économiques actuelles ont souligné la nécessité de réduire les consommations d'énergie dans le bâtiment, tant au niveau du neuf que de l'ancien existant, et de substituer aux énergies fossiles, des énergies renouvelables. En effet, de nombreuses études sont en cours afin de faire du domaine du bâtiment un exemple énergétique, où la performance thermique des enveloppes du bâtiment est sensiblement améliorée et par conséquent la charge du chauffage nettement diminuée. Cette dernière option est très intéressante du point de vue de la durabilité, car elle offre la possibilité de pouvoir utiliser des systèmes de chauffage à basse température. Ces systèmes fonctionnent habituellement avec une température d'eau d'alimentation maximale de 45°C. Ainsi, une nouvelle génération de systèmes de chauffage hydronique fonctionnant à basse température a été créée en utilisant des sources d'énergie renouvelables telles que les sources géothermiques et solaires (plancher chauffant, radiateurs basse température).

Dans l'habitat existant, de très importantes économies peuvent être effectuées en remplaçant ou en complétant une installation ancienne par une installation de chauffage solaire. L'objectif est de répondre aux besoins en chauffage en utilisant le moins possible d'énergie d'appoint, par une valorisation performante de l'énergie solaire.

L'intégration des systèmes de plancher chauffants dans des habitats existants ou en rénovation peut être difficile et trop coûteuse à mettre en œuvre. Dans cette approche, l'utilisation des systèmes de chauffage solaire basé sur des radiateurs basse température peut s'avérer la seule solution pour utiliser le chauffage solaire dans ces habitats. Cette opération consiste d'une part à remplacer la chaudière d'un chauffage traditionnel à fluide par un réservoir de stockage chauffé par un ensemble

de capteurs solaires et d'autre part à substituer les radiateurs classiques existants par des radiateurs surdimensionnés à basse température. Pour mener à bien cette opération une étude théorique est nécessaire. Il faut donc se livrer à une analyse complète du comportement thermique du système pour définir la possibilité d'utiliser le chauffage solaire dans l'habitat existant pour le climat algérien.

Dans ce contexte, le travail mené dans le cadre cette thèse porte sur la modélisation et le dimensionnement d'un système de chauffage solaire par des radiateurs basse température pour un habitat individuel ancien, construit dans les années 1990.

Le chauffage solaire étudié consiste en des capteurs solaires pour assurer la collecte de l'énergie thermique, un réservoir de stockage qui stocke cette énergie et la transmet au système de distribution qui à son tour assurera le transfert thermique vers les radiateurs à basse température pour chauffer l'intérieur de l'habitat.

Les paramètres d'entrée de simulation incluent les conditions climatiques concernant le site d'Adrar (27.10 N, 0.17 W, altitude 279 m) au sud de l'Algérie pour quatre jours successifs au mois de janvier où les températures minimale et maximale moyennes sont respectivement de l'ordre de 8°C et de 19°C.

Une simulation détaillée du système entier basée sur le calcul des bilans thermiques au niveau des différents composants du système a été effectuée. Un code de calcul a été développé en langage Fortran pour la résolution des équations du bilan thermique résultantes. Le programme calcule les températures à la sortie du capteur et du réservoir de stockage ainsi que la demande énergétique du local et sa température intérieure, la puissance émise par les radiateurs et le rendement global de l'installation de chauffage.

Le manuscrit est structuré en cinq chapitres complétés par une partie annexe, une introduction et une conclusion générales.

Le premier chapitre est consacré à une synthèse bibliographique sur les systèmes de chauffage solaires passifs et actifs, les installations de chauffage à eau et leurs composants et leurs applications dans les habitats.

Une modélisation mathématique du capteur solaire plan associé à un réservoir de stockage est abordée au deuxième chapitre. Les bilans thermiques du capteur solaire et du réservoir sont établis, les différentes équations gouvernant le fonctionnement du système sont présentées.

Le troisième chapitre est réservé à une étude approfondie de la thermique des locaux et du système de chauffage solaire afin de déterminer les besoins de chauffage, la température intérieure du local, la puissance émise par les radiateurs basse température, la température à la sortie des radiateurs et le rendement global de l'installation. Pour cela, un bilan thermique entre les gains de chaleur (apports solaires et apports internes) et les pertes (par les parois et par la ventilation) est établi.

L'analyse économique et le dimensionnement du chauffage solaire sont présentés au quatrième chapitre. Les principaux facteurs qui influent sur le rendement global du système et la rentabilité de l'installation solaire sont examinés

Les principaux résultats obtenus et leurs interprétations font l'objet du dernier chapitre.

La partie annexe regroupe les caractéristiques du local (compositions des parois) ainsi que l'organigramme de calcul.

CHAPITRE I

Chauffage solaire dans l'habitat

I.1. Introduction

La production d'énergie et sa consommation à travers le monde ont connu une augmentation significative. D'après l'Agence Internationale de l'Energie (IEA), la consommation énergétique mondiale en 2017 a augmenté de 2.1%, soit le double de l'année précédente [2]. En parallèle, l'épuisement dans un avenir proche des ressources énergétiques fossiles et un risque majeur de la dégradation de notre environnement, ajoutés au changement climatique de plus en plus palpable interpellent à des solutions. Actuellement les regards se tournent vers les énergies renouvelables qui, avec un engagement des états pour mieux gérer l'énergie, sont une voie prometteuse.

I.2. Consommation mondiale d'énergie

L'amélioration du niveau de vie actuel a induit une augmentation intensive de la consommation d'énergie mondiale. D'après l'agence internationale de l'énergie (IEA,2017), la consommation énergétique mondiale a quasiment doublé ces 40 dernières années, passant approximativement de 4661 Mtep en 1973 à 9384 Mtep en 2015 [3], dont plus de 80 % sont assurés par les énergies fossiles (31,7% par le pétrole, 28,1% par le charbon et 21,6% par le gaz). Ces chiffres dévoilent la forte dépendance mondiale aux énergies fossiles qui sont responsables des émissions des gaz à effet de serre. Ces dernières qui n'étaient que de 15 458 Mt équivalent CO₂ en 1973, ont également doublé, atteignant les 32 294 Mt équivalent CO₂ en 2015 (IEA, 2017). L'industrie avec une part de 30% reste le secteur le plus producteur de gaz à effet de serre, suivi de très près par le secteur du bâtiment responsable de 28% des émissions de gaz à effet de serre puis viennent les secteurs du transport (22%) et industriel de construction (11%) (figure I.1).

Concernant la consommation d'énergie finale par secteur (figure I.2), les secteurs industriel et résidentiel avec une consommation de 31% chacun, devançant légèrement celui du transport (28%) [4].

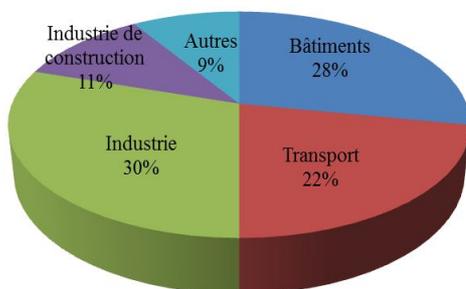


Figure I.1. Émissions mondiales de CO₂ dans les secteurs énergétiques en 2015 (IEA 2017)

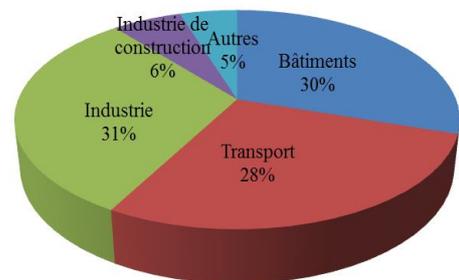


Figure I.2. Consommation d'énergie mondiale finale par secteur en 2015 (IEA 2017)

Aujourd'hui, la contribution des filières renouvelables dans la diversification énergétique à l'échelle mondiale est en développement exponentiel. En 2015, la part des énergies renouvelables dans la production mondiale d'électricité a atteint 19.3% [4].

D'après le rapport de référence Renewables 2017 [5], 161 GW d'énergies renouvelables ont été installés en 2016, ce qui a conduit à une puissance d'environ 2 017 GW. Le solaire photovoltaïque produit environ 47% de ces capacités additionnelles, suivi de l'éolien (34%) et de l'hydroélectricité (15,5%).

I.3. Consommation énergétique en Algérie

Le bilan d'énergie national durant l'année 2015, fait état d'une consommation finale totale de 58 millions de Tep pour 40 millions d'habitants, soit 1,2 tep par an et par habitant [6], contre 17 millions de Tep en 2005 pour 33 millions d'habitants. En 2015, le secteur des ménages et autres apparaît en première position dans le bilan énergétique national (figure I.3). Il absorbe 42 % de la consommation d'énergie finale du pays (dont 32.8% sont consommés par le sous-secteur résidentiel), devançant les secteurs du transport (36.5%) et de l'industrie (20.8%) [7].

En 2016, la consommation nationale d'énergie a été évaluée à 42.9 millions de TEP. Le secteur des ménages et autres avec 43% de la consommation globale (dont 33.1% consommés par le sous-secteur résidentiel), reste en première position suivi par les secteurs du transport (35%) et de l'industrie (22%) (figure I.4) [8].

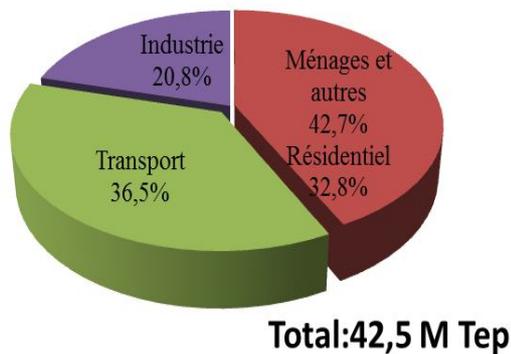


Figure I.3. Consommation d'énergie finale par secteurs d'activité pour l'année 2015. (Source Ministère de l'énergie)

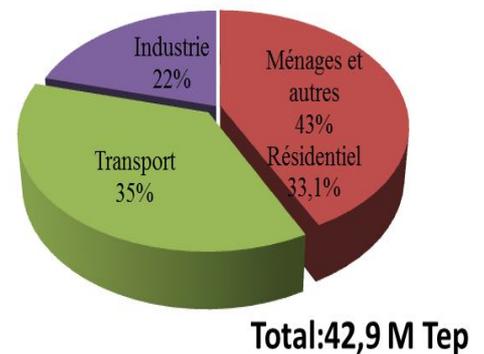


Figure I.4. Consommation d'énergie finale par secteurs d'activité pour l'année 2016. (Source Ministère de l'énergie)

Par secteur d'activité, l'évolution de la consommation finale en 2016 [8], fait ressortir ce qui suit :

- Augmentation de la consommation des « ménages et autres » de 2,4%, dont 1,9% consommés par le sous-secteur résidentiel, résultant due principalement à la croissance démographique.
- Baisse de la consommation du secteur des « transports » de 2,8% comparativement à l'année précédente, et ce résultant de l'augmentation des prix du gasoil et de l'essence.
- Croissance de la consommation du secteur industriel de près de 4,8%.

I.3.1. Consommation du secteur résidentiel

Ce secteur représente 30% à 40% de la consommation d'énergie primaire dans la majorité des pays. En Algérie, le parc de logement est estimé à 7.748.000154, dont 94 % de maisons individuelles et 6 % de logements collectifs, soit une moyenne d'occupation de 5.2 personnes par foyer [9]. D'après les statistiques de l'année 2015 (figure I.5), la consommation finale du secteur résidentiel en Algérie a atteint les 10,5 millions de TEP. Les produits gazeux sont prépondérants avec 75 %, suivis par l'électricité avec 18%, et les produits issus du pétrole avec 16%.

Dans le secteur résidentiel, les différents types d'énergie sont utilisés pour:

- Le chauffage qui représente la plus forte consommation, environ 46 % de l'énergie domestique.
- L'éclairage et l'électroménager, l'audiovisuel et la climatisation, avec près de 18%.
- La cuisson de l'ordre de 22%.
- L'eau chaude sanitaire, approximativement de 13%.

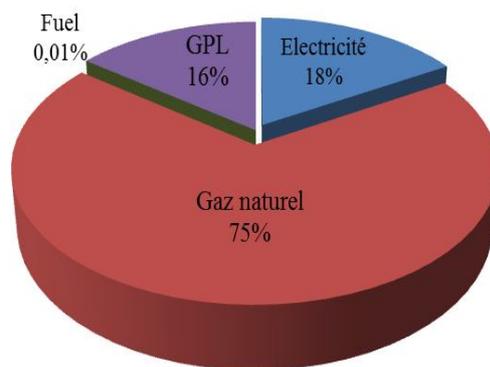


Figure I.5. Répartition de la consommation du secteur résidentiel par types d'énergie pour l'année 2015 (APRUE 2015)

Le secteur résidentiel en Algérie reste fortement tributaire des produits gazeux et de ce fait, occupe le second poste le plus producteur des rejets nationaux de CO₂, (figure I.6) [9].

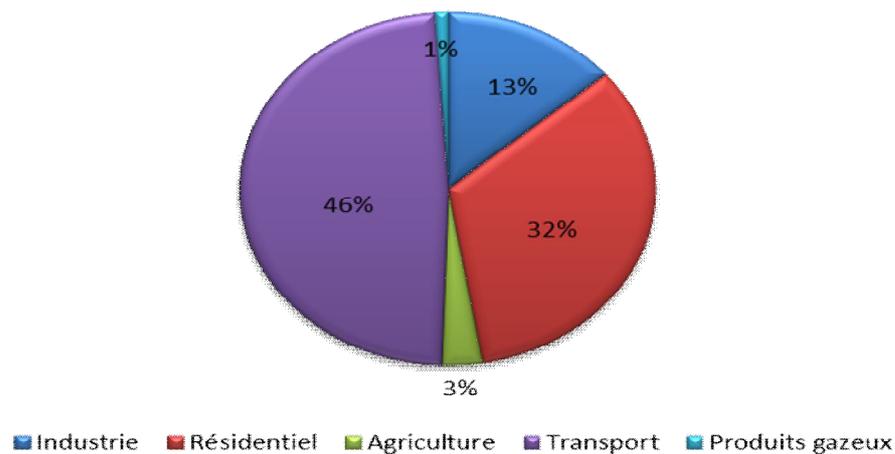


Figure I.6. Structure sectorielle des émissions de gaz à effet de serre dues à la consommation énergétique (APRUE 2015)

I.4. Politique énergétique nationale

En Algérie, les prévisions énergétiques établies pour 2030, indiquent que la production d'énergie primaire répondra à peine aux besoins du marché national. Face à ce problème, l'état a lancé deux programmes qualifiés de «priorité nationale», le premier concerne l'application de mesures d'efficacité énergétique, quant au second, il s'agit de développer les énergies renouvelables, avec pour objectif l'installation d'une capacité de 22 000 MW à l'horizon 2030 [10].

I.4.1. Programme sectoriel d'efficacité énergétique

L'objectif de ce programme consiste à réduire graduellement la consommation de l'énergie des secteurs gros consommateurs d'énergie (bâtiment, transport et industrie). Il permettra d'ici 2030 d'économiser 93 Millions de TEP et d'éviter l'émission de 200 millions de tonnes de CO₂ [12]. Ce programme consiste, principalement, en l'exécution des actions suivantes [11]:

- Amélioration de l'isolation thermique des bâtiments.
- Intégration des installations du chauffe-eau solaire dans les établissements du secteur.
- Généralisation de l'utilisation des lampes à basse consommation d'énergie.
- Introduction de l'utilisation de la climatisation solaire.

I.4.2. Le programme des énergies renouvelables

En plus des ressources énergétiques fossiles, l'Algérie dispose d'un potentiel exceptionnel en énergies renouvelables, spécialement le solaire. Leur exploitation contribuera à diversifier la base énergétique actuelle et à promouvoir le développement durable du pays. Dans cet objectif, un programme national de développement des énergies renouvelables, photovoltaïque, éolien, solaire thermique, filières de la biomasse (valorisation des déchets), cogénération et géothermie, (figure

I.7) a été tracé en 2015. Il ambitionne une puissance d'origine renouvelable de près de 22.000 MW à l'horizon 2030. Dans le cadre de ce programme des projets pilotes, parmi lesquels la centrale électrique hybride (Gaz-solaire) de Hassi R'Mel, la centrale photovoltaïque de Ghardaïa et la ferme éolienne d'Adrar [10] ont déjà été réalisés.

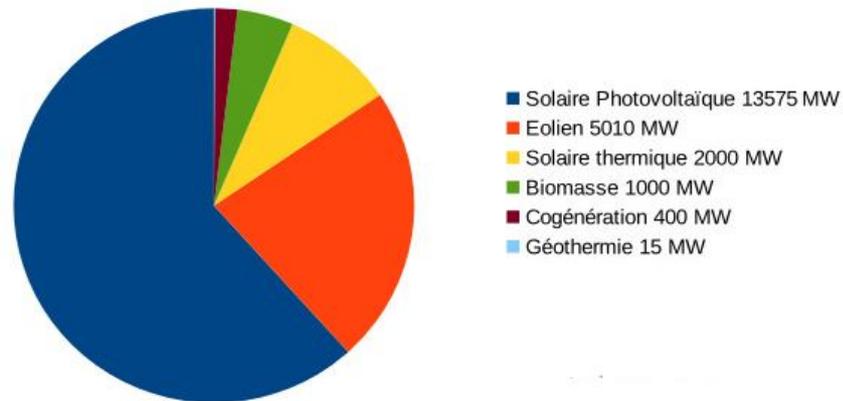


Figure I.7. Programme algérien des énergies renouvelables par filière à l'horizon 2030[11]

I.5. Chauffage solaire dans l'habitat

C'est un des modes de chauffage les moins coûteux et des plus écologiques. Plusieurs systèmes solaires sont utilisés pour produire de l'énergie utile pour l'habitat. On peut distinguer deux catégories de chauffage solaire, le solaire actif et le solaire passif.

I.5.1. Chauffage solaire passif

L'intégration de systèmes solaires passifs dans la construction des bâtiments, peut réduire significativement les besoins énergétiques. Ces systèmes captent, stockent et distribuent la chaleur à travers les constituants du bâtiment, tels que les fenêtres et les murs. Les surfaces intérieures de l'édifice sont chauffées par le rayonnement du soleil qui pénètre par les fenêtres. L'utilisation des surfaces foncées et texturées sert à augmenter le taux de l'absorption thermique [12].

Le dispositif du mur trombe (figure I.8) est parmi les techniques les plus efficaces de chauffage solaire passif. C'est un mur capteur de calories, conçu par Félix Trombe et Jacques Michel, dont le principe consiste en l'accumulation du rayonnement du soleil durant la période d'ensoleillement et à sa restitution pendant la nuit, en utilisant un bloc de matière à forte inertie (béton, pierre). Ce système repose sur l'effet de serre, grâce à la pose d'un vitrage directement au-dessus d'un simple mur en béton. Parfois ce système est muni d'ouvertures pour permettre le mouvement de l'air chaud en été [13].

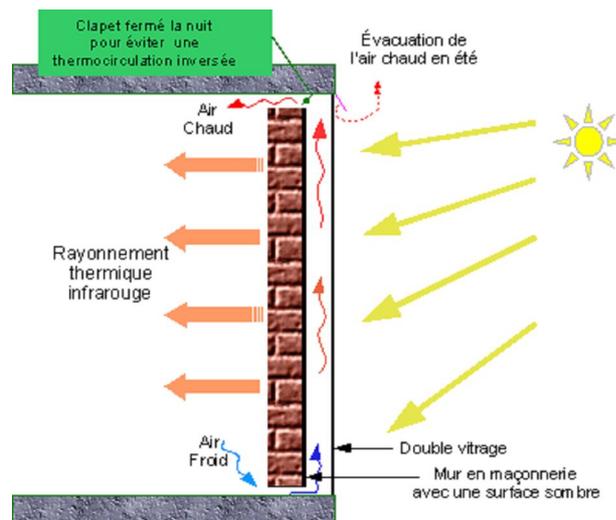


Figure I.8. Principe du mur Trombe

Les dispositifs passifs du type mur Trombe font l'objet de différentes études prouvant leur efficacité. Jaber et Ajib [14] ont montré que l'utilisation du mur Trombe comme système de chauffage dans la région méditerranéenne diminue la charge de chauffage de 37%, tout en réduisant chaque année les émissions de CO₂ de 445 kg. Stazi et al. [15], dans leur étude ont démontré que le mur solaire est un système efficace dans les climats tempérés, avec une économie d'énergie de 12,2%. Les travaux de Zrimek et al. [16] ont montré que les paramètres géométriques optimaux du mur trombe peuvent être déterminés en fonction du type de logement et des conditions climatiques de la zone géographique.

Un autre système solaire passif a été mis au point par O.A. Barra et T. Constantini, [16] (le Barra–Constantini) (figure I.9). Le principe de fonctionnement est basé sur un capteur à air avec l'ajout d'un absorbeur entre un mur et un vitrage, de manière à bénéficier d'une double circulation naturelle. En hiver, l'absorbeur chauffe l'air qui remonte naturellement et pénètre dans des canaux installés dans le toit. Une partie de cette énergie gagnée est directement injectée sous forme d'air chaud alors que l'autre est absorbée par le plafond qui va à son tour, après un certain temps, l'échanger par convection, avec l'air de l'habitat. L'avantage de ce dispositif est d'être un régulateur naturel en stockant la chaleur pendant l'ensoleillement pour la céder le soir [17].

Imessad et Belhamel [16] ont étudié les performances énergétiques et la viabilité économique du système Barra–Constantini, dans les conditions climatiques de l'Algérie. Les auteurs ont montré que ce système réduit significativement, (60% à 70%), les besoins de chauffage d'un local, tout en respectant les conditions de confort exigées dans l'habitat. Buzzon et Roberto [18], ont montré que ce dispositif de chauffage représente un outil passif fiable pour réduire la consommation d'énergie dans le chauffage du bâtiment, le seul inconvénient reste le coût d'investissement élevé.

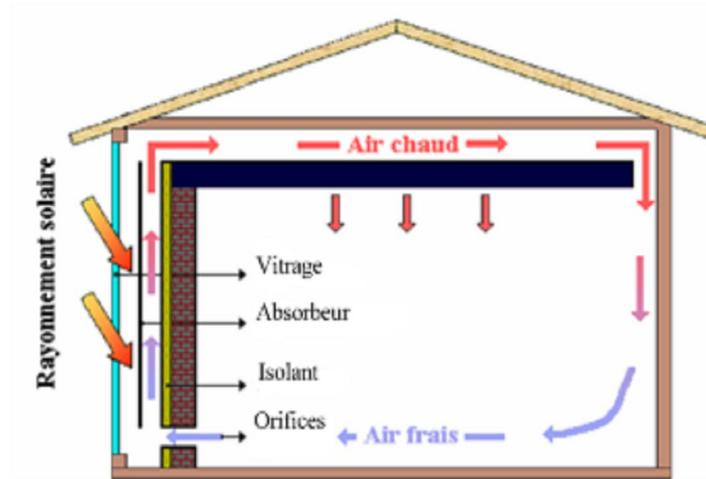


Figure I.9. Système Barra-Costantini (B-C)

I.5.2. Chauffage solaire actif

Les systèmes actifs de chauffage solaire font circuler l'air chauffé au moyen d'un ventilateur ou bien l'eau chauffée par les capteurs en utilisant une pompe. Ces systèmes utilisent des composants à haut rendement tels que pompes, ventilateurs, thermostats, vannes automatiques et autres dispositifs, et requièrent en général un entretien plus important que les systèmes passifs et de ce fait sont plus coûteux à installer que ces derniers. Parmi les applications les plus courantes de ces systèmes actifs on peut citer le chauffage de l'eau domestique, ou des piscines, la ventilation et chauffage des bâtiments [19]. On distingue deux grandes catégories:

I.5.2.1. Système solaire actif à air (mur solaire)

Ce système solaire est généralement intégré aux bâtiments, afin d'optimiser les gains solaires passifs en les transférant vers d'autres zones non exposées au soleil à l'aide d'une pompe à chaleur ou d'un système de ventilation (figure I.10). A l'aide d'un absorbant métallique micro perforé le mur absorbe l'énergie solaire en laissant passer l'air dans une cavité où ce dernier circule librement entre un absorbeur métallique micro perforé et le mur du bâtiment. Des systèmes de ventilation conventionnels sont raccordés au mur solaire pour acheminer l'air préchauffé jusqu'à l'intérieur du bâtiment [20]. Ce type de système n'exige aucun stockage, les gains solaires étant utilisés immédiatement.

Les résultats expérimentaux de Reeder [21] ont montré que l'efficacité d'un mur solaire varie de 0 à 33 % alors que les valeurs trouvées par Siebenmorgen et al. [22] sont comprises entre 23.1 et 71.4%. Drück et Hahne [23] ont montré que le diamètre et le pas du trou, le rayonnement solaire, la vitesse d'aspiration et celle du vent, sont des paramètres importants pour optimiser les performances d'un mur solaire.

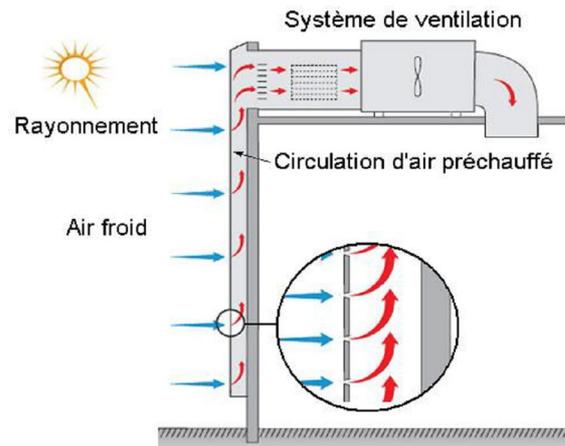


Figure I.10. Système de chauffage de l'air par énergie solaire active à revêtement perforé

I.5.2.2. Système solaire actif à eau

Dans ce système (figure I.11), des capteurs solaires à eau sont utilisés pour chauffer un fluide caloporteur (l'eau), qui par la suite est pompé vers le réservoir de stockage pour alimenter en énergie thermique la charge destinée à chauffer de l'eau, ou pour le chauffage des locaux. Une énergie auxiliaire est prévue en appoint dans le cas où l'énergie solaire est insuffisante pour satisfaire les besoins de chauffage. Pour le chauffage des locaux, des planchers chauffants ou des radiateurs à basse température [24], [25] sont utilisés comme émetteurs de chaleur.

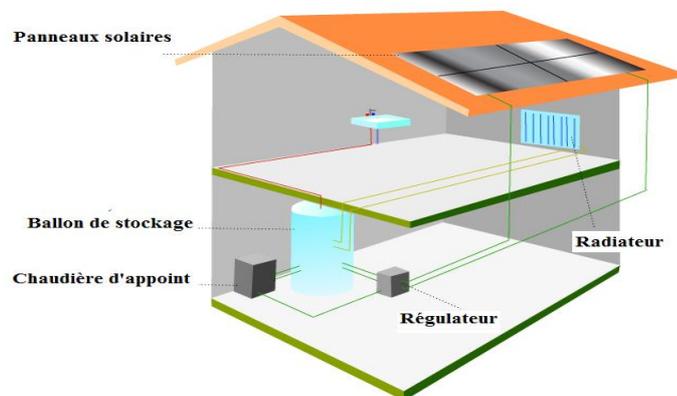


Figure I.11. Système d'énergie solaire actif à eau

Les systèmes actifs de chauffage à eau comprennent essentiellement:

➤ La captation

Elle s'effectue généralement en utilisant des capteurs thermiques, destinés à absorber la chaleur solaire et à la restituer à un fluide caloporteur pour être directement utilisée ou stocker dans une cuve (pour en disposer plus tard).

➤ Le stockage

L'eau chaude venant du capteur est stockée dans une cuve métallique bien isolée. Cette dernière maintient l'eau en température jusqu'à ce qu'elle soit utilisée. L'eau chaude soutirée est directement remplacée par la même quantité d'eau froide du réseau

➤ L'appoint

Le chauffe-eau solaire ne suffit pas toujours à répondre aux besoins en eau chaude. Il est par conséquent nécessaire d'utiliser une autre source d'énergie (électrique ou chaudière à gaz) comme appoint de chauffage. Cette dernière peut être totalement indépendante de l'installation solaire ou couplée avec le ballon de stockage.

➤ La régulation

Les installations solaires thermiques (figure I.12) sont commandées et contrôlées par un régulateur solaire qui gère la marche de la pompe de circulation du circuit solaire (régulation différentielle) et dont le rôle est de comparer à tout moment la température du capteur à celle des parties basse ou médiane du réservoir. Sa fonction est d'arrêter le fonctionnement du circulateur si l'eau du réservoir est la plus chaude, ou de le remettre en route, quand la température de l'eau du capteur est plus élevée que celle du réservoir, le liquide primaire cède sa chaleur à l'eau sanitaire du ballon [26].

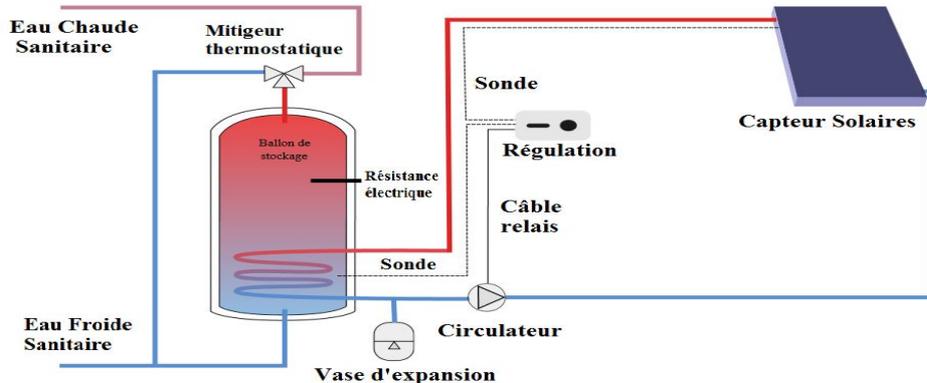


Figure I.12. Régulation du circuit solaire

➤ Système de distribution

Ce système consiste à transférer l'eau chaude emmagasinée dans le ballon vers le bâtiment, soit pour le chauffage de l'eau sanitaire ou pour celui de l'espace, à travers le réseau de distribution.

I.6. Types de chauffe-eaux solaires

On peut distinguer deux grands types de chauffe-eau solaire. Pour chacun, une installation donnée est préconisée.

I.6.1. Chauffe-eau à thermosiphon

Dans ce type de chauffe-eau, le ballon doit obligatoirement être placé au-dessus des capteurs et les circuits hydrauliques doivent être installés "dans les règles de l'art" [27] afin de faciliter une circulation naturelle de la chaleur du capteur au ballon sans une pompe ou un autre dispositif. Les performances de ces systèmes sont relativement réduites en hiver, en raison des fortes pertes et du faible rendement. Il existe deux catégories :

I.6.1.1. Chauffe-eau solaire thermosiphon monobloc

Ce système composé d'un ensemble " capteur + ballon horizontal" fonctionne de manière autonome (figure I.13). Lorsque l'ensoleillement est suffisant, le fluide est chauffé, et la variation de température engendre la mise en mouvement du liquide. Ce dernier est transféré jusqu'au ballon situé juste au-dessus du capteur. Un grand nombre de ces systèmes, dont le principal avantage est d'être les moins chers est utilisé à travers le monde. Néanmoins ils ont pour inconvénient majeur des déperditions de chaleur importantes et une intégration architecturale difficile [28]. Ils sont utilisés pour produire l'eau chaude pour des maisons individuelles situées souvent en milieu rural.

I.6.1.2. Chauffe-eau solaire thermosiphon à éléments séparés

Le fonctionnement est similaire à celui du chauffe-eau solaire thermosiphon monobloc, hormis que le réservoir de stockage est un élément séparé qui doit nécessairement être placé plus haut que le capteur (figure I.14).

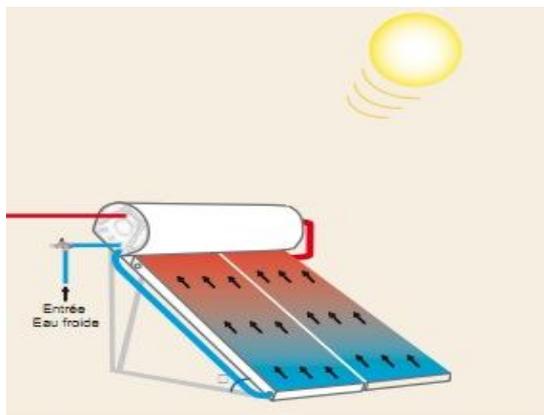


Figure I.13. Thermosiphon monobloc

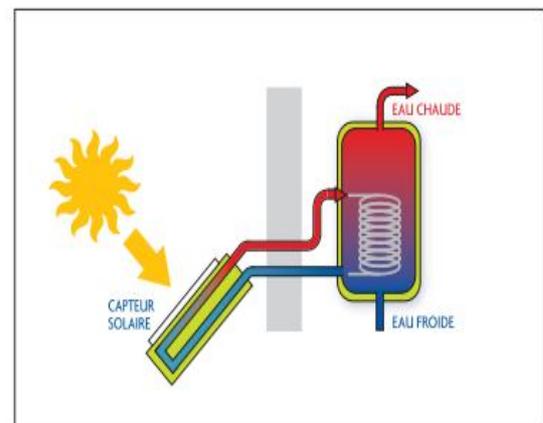


Figure I.14. Thermosiphon à éléments séparés

Soteris [29] a montré que le chauffe-eau thermosiphon peut couvrir la totalité des besoins journaliers d'une famille de 4 personnes tout en réduisant les émissions du dioxyde de carbone à 70%. Les résultats expérimentaux réalisés par Magloire et Koffi [30] ont permis de constater que l'efficacité journalière moyenne d'un chauffe-eau thermosiphon avec un échangeur interne est de

50% et que la température de l'eau chaude au sein du ballon pouvait atteindre 55 °C. Karaghoulis et al. [31], ont trouvé également que la température du ballon de stockage atteignait 50 °C avec une efficacité de 38%.

I.6.2. Chauffe-eau à circulation forcée

Ce type de chauffe-eau solaire s'adapte à toutes les différentes configurations architecturales. Dans ce système, la cuve est installée loin des capteurs (figure I.15) ce qui requiert des équipements supplémentaires, à savoir une pompe pour transférer la chaleur des capteurs au ballon, et un système de régulation électronique pour contrôler la marche et l'arrêt de la pompe. Ces systèmes sont plus chers que les systèmes à thermosiphon, néanmoins leur performance est supérieure [32].

Les travaux de Hobbi [33] ont révélé que le chauffe-eau à circulation forcée pourrait fournir 83-97% de la demande d'eau chaude en été et 30-62% en hiver. Rohit [34] a montré que l'efficacité du chauffe-eau à circulation forcée est plus grande que celle du chauffe-eau à thermosiphon.

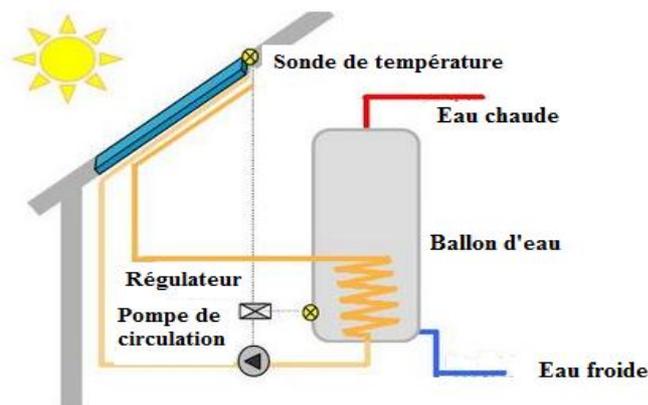


Figure I.15. Chauffe-eau à circulation forcée

I.7. Les applications du chauffe-eau solaire

Les chauffe-eau solaires sont utilisés pour répondre aux besoins en eau chaude sanitaire et pour le chauffage des locaux.

I.7.1. Production d'eau chaude sanitaire

Le chauffe-eau solaire individuel (CESI) est l'application la plus répandue de l'énergie solaire thermique. Dans ce système (figure I.16), le fluide caloporteur chauffé par les capteurs transmet son énergie calorifique à l'eau sanitaire contenue dans un réservoir en passant dans un échangeur thermique. Alors qu'il a cédé sa chaleur, il repart vers les capteurs où il sera de nouveau réchauffé. L'eau chaude sanitaire est stockée dans un ballon auquel on peut ajouter un système d'appoint complémentaire permettant de pallier l'insuffisance d'ensoleillement [35].

Pour des immeubles le chauffe-eau solaire collectif (CESC), dont le fonctionnement est similaire à celui d'un chauffe-eau individuel est utilisé. Cependant, les dimensions, les schémas hydrauliques, et parfois les systèmes de régulation sont différents [36].



Figure I.16. Chauffe-eau solaire individuel

Plusieurs études ont été menées sur la performance du chauffage solaire domestique. Badi [37] a montré que l'utilisation de chauffage solaire à eau dans toutes les villes d'Oman pouvait conduire à économiser une énergie équivalente à l'énergie annuelle produite par une centrale électrique de 212 MW et conduire à une réduction de 1.227 millions de tonnes d'émission de CO₂. Les travaux de Sami [38] ont prouvé que le système de chauffage solaire à eau permettait d'économiser 46% d'énergie conventionnelle dans le nord de l'Algérie et 57% dans le sud. Ghorab et al. [39] ont aussi noté que le système de chauffage solaire à eau pouvait couvrir 30,6% de la demande de l'eau chaude sanitaire. Hazami [40] a montré que la fraction solaire annuelle du chauffage solaire à eau en Tunisie dépend du type des capteurs. Elle est comprise entre 68% et 84%.

I.7.2. Systèmes combinés de chauffage et production d'eau chaude sanitaire

Ce sont des systèmes efficaces, mais plus difficiles à installer et plus coûteux qu'un CESI. Cette installation solaire fournit simultanément l'eau chaude sanitaire et le chauffage (figure I.17), en utilisant le même type de capteurs thermiques dans lesquels un fluide caloporteur est chauffé puis transmet cette chaleur à l'eau contenue dans un système de stockage qui est différent de celui de l'ECS. On distingue deux types de stockage, les systèmes à double stockage qui utilisent deux ballons, l'un pour l'eau chaude et l'autre pour le chauffage et les systèmes de stockage combiné dans lesquels il n'y a qu'un seul réservoir.

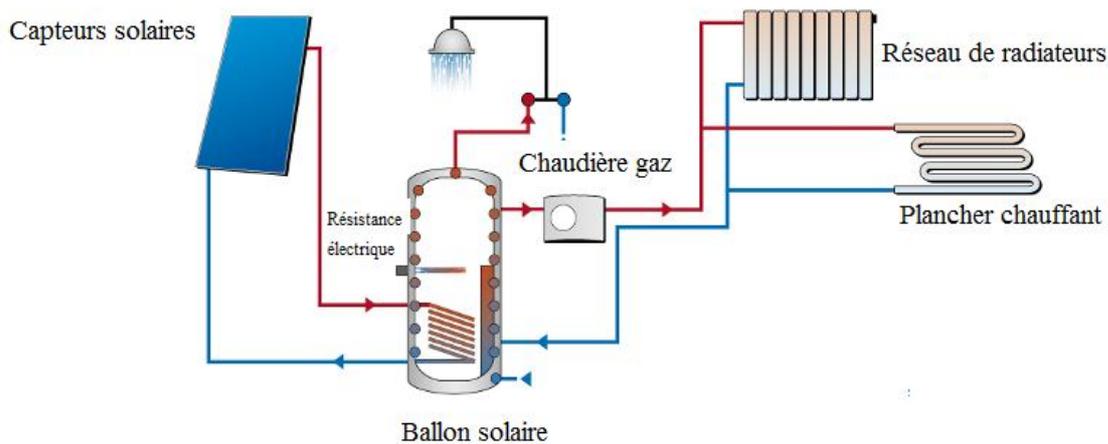


Figure I.17. Systèmes solaires combinés

Kacan et Ulgen [41], ont montré que la fraction solaire annuelle du chauffage solaire combiné en Turquie est d'environ de 83% avec une économie d'énergie mensuelle de 59% à 89%. Les travaux d'Elleauge et al. [42], ont permis de constater que les systèmes solaires combinés au Danemark permettent de couvrir entre 33 % et 50% des besoins de chauffage et d'eau chaude sanitaire. Drück et Hahne [23], ont démontré que l'isolation thermique du ballon de stockage, la capacité de l'échangeur de chaleur de la boucle solaire et la taille de chauffage auxiliaire sont des paramètres clés pour optimiser les performances d'un chauffage solaire combiné.

I.7.3. Chauffage des locaux

Le chauffage de locaux à l'aide de capteurs solaires à eau n'est pas encore très développé, même si l'évolution des normes d'isolation des bâtiments peut rendre cette technologie plus attractive. Pour chauffer un local par l'énergie solaire thermique, des radiateurs conventionnels, ou un plancher chauffant peuvent être utilisés.

I.7.3.1. Plancher solaire

C'est le type de chauffage solaire des locaux (figure I.18) le plus répandu à ce jour. La chaleur du soleil captée par des collecteurs est ensuite transmise dans une dalle en maçonnerie (béton) qui l'emmagasine. Le réseau de distribution consiste en un système de canalisations qui répartit la chaleur selon les besoins dans les dalles des différentes pièces. Un système d'appoint supplémentaire est nécessaire pour couvrir la totalité des besoins en chauffage [43]. Ces systèmes sont souvent combinés à des radiateurs dans les pièces telles que la salle de bains.

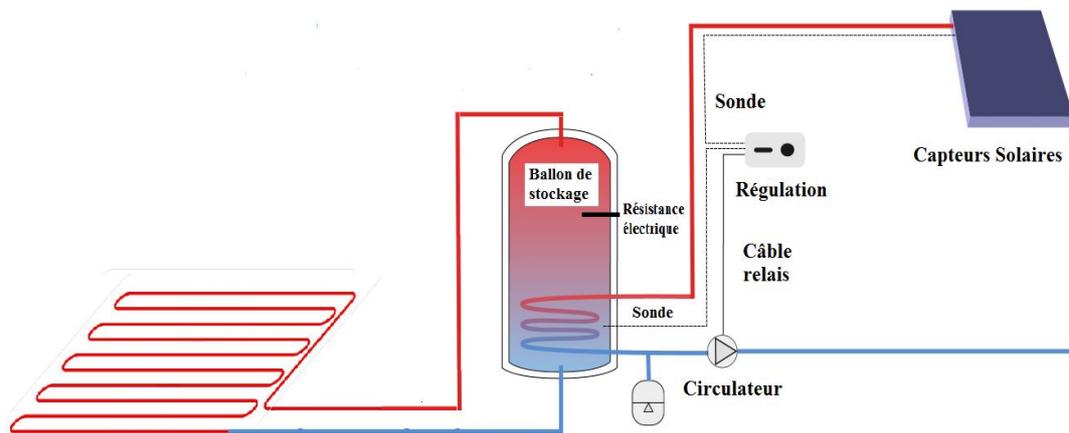


Figure I.18. Plancher solaire

Menhoudj et al [43] ont étudié l'efficacité du système PSD, en matière de couverture des besoins de chauffage. Leurs résultats montrent que la couverture solaire s'élève à plus de 67 % et que l'utilisation de l'appoint représente presque 27% des besoins en chauffage. Les simulations réalisées par Mokhtari [44] ont permis de noter que l'utilisation de la technique du plancher solaire direct dans un climat Algérien est très prometteuse. Les besoins d'énergie couverts par le solaire sont approximativement de 90% des besoins totaux du bâtiment. Les travaux de Zhai et al. [45] ont montré que le système de chauffage solaire par plancher, pourrait couvrir 56% des besoins en chauffage sous le climat de Shanghai (Chine).

I.7.3.2. Radiateurs basse température

Dans ces systèmes (figure I.19), la chaleur produite par les capteurs est stockée dans le ballon de stockage, l'eau de ce dernier alimente le réseau de chauffage qui est composé par des radiateurs basse température. Ces derniers utilisent de l'eau chauffée seulement à 50°C, au lieu des 70 à 90°C habituels pour un radiateur classique. Ces systèmes sont souvent plus facilement utilisables dans l'habitat existant.

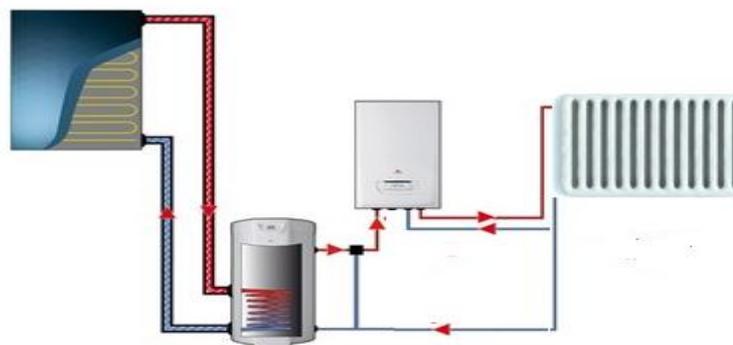


Figure I.19. Chauffage solaire par radiateurs basse température

Henden et al [46], ont examiné les performances de deux systèmes de chauffage solaire (radiateur conventionnel et plancher chauffant). Les auteurs ont dans leur simulation considéré que les collecteurs associés aux radiateurs ont un degré d'efficacité largement supérieur à celui des capteurs qui alimentent en eau chaude les planchers chauffants. Les résultats ont démontré que la différence de performance des deux systèmes est comprise entre 1 et 6%. J.Wallin [47] a noté que les planchers chauffants offrent un confort thermique supérieur en réduisant la charge du chauffage par rapport aux radiateurs à eau. D'autres chercheurs tels que Fielder [48] et Furbo [59] ont montré que l'utilisation du chauffage solaire par radiateur ne révélait aucun problème spécifique concernant le confort des habitants. Les travaux de Marek Brand [50] ont abouti à la conclusion que le chauffage solaire peut être intégré au système de chauffage urbain et chauffer à basse température une maison individuelle construite durant les années 70, en utilisant des radiateurs basse température avec une température d'alimentation de 50°C.

I.8. Intégration de systèmes de chauffage solaire dans les habitats

Dans de nombreux pays d'Europe, en Asie et autour de la Méditerranée, le marché des systèmes solaires thermiques pour le chauffage d'eau domestique connaît une forte croissance, contrairement, aux systèmes de chauffage des locaux qui ne représentent une opportunité croissante que dans certains pays comme l'Autriche, le Danemark et l'Allemagne.

L'intégration des systèmes de chauffage solaire dans les nouveaux habitats ne présente pas de difficulté s'il est inclus au moment de la conception. Ces systèmes doivent donc être considérés comme des composants usuels (mur, toiture etc.) du bâtiment [51]. A ce titre, l'architecte doit lors de la conception de l'habitat tenir compte, de nombreux paramètres (isolation, orientation, ouvertures, vitrage etc.), afin de diminuer au maximum les besoins du chauffage. Dans ce cas, tous les systèmes solaires de chauffage (planchers, murs chauffants ou radiateurs) sont alors envisageables.

Dans le cas des habitats existants sans dalle chauffante, l'intégration des systèmes directs tels que les plancher chauffants, nécessite des travaux importants en rénovation. Ils ne sont en fait intégrables que dans le cas de rénovations lourdes. Les systèmes à hydro-accumulation relativement simples à installer, si l'on dispose des radiateurs basse température, restent la seule solution.

Par contre, si l'habitat est équipé de radiateurs conventionnels à haute température. L'isolation de l'habitat doit être renforcée afin de diminuer le besoin de chauffage. Dans ce cas, Il sera envisagé de diminuer la température des radiateurs et d'optimiser le chauffage solaire. En outre, l'intégration de ces systèmes de chauffage consistera à remplacer la chaudière d'un chauffage classique à fluide par une cuve de stockage chauffée par un ensemble de capteurs solaires et les radiateurs classiques

existants par des radiateurs surdimensionnés (basse température). Il apparaît ainsi que l'intégration d'un système solaire dans le bâtiment est étroitement liée à celle des capteurs. Cette opération doit être spécifiquement basée sur l'orientation et l'inclinaison du capteur, d'une part pour assurer une efficacité énergétique intéressante des installations solaires et d'autre part pour obtenir une qualité esthétique satisfaisante tout en respectant les règlements d'urbanisme.

CHAPITRE 2

**Etude théorique et numérique du
capteur solaire et ballon de
stockage**

II.1. Introduction

Un système de chauffage solaire se compose essentiellement de trois parties, le collecteur solaire (captation et conversion de l'énergie), le stockage (réservoir ou ballon), et la distribution. Dans ce chapitre, la modélisation des principaux composants (capteur solaire et ballon de stockage) est présentée. Le phénomène de stratification est finement examiné.

II.2. Le capteur solaire

Il convertit le rayonnement du soleil incident sur sa surface en énergie thermique ; cette dernière est soit, utilisée directement ou stockée dans un réservoir, pour la production d'eau chaude sanitaire (ECS) ou pour le chauffage des locaux. Il existe différents types de capteurs à eau :

- Les capteurs plans de type vitré (figure II.1) qui sont très répandus et existent sous forme de capteurs à circulation de liquide et de capteurs à air. Ils conviennent à des applications à température modérée (30 à 70 °C), ou à des applications qui nécessitent de la chaleur en période hivernale. Les capteurs à circulation de liquide sont plus couramment utilisés pour le chauffage de l'eau chaude des résidences et des commerces, pour le chauffage des bâtiments et des piscines intérieures [25].



Figure II.1. Capteur solaire vitré

- Le capteur sans vitrage est beaucoup plus économique mais moins répandu. Il est constitué d'un absorbeur composé d'une simple plaque, sans caisse ni vitrage, dans lequel circule le fluide caloporteur. Ces dispositifs peuvent également être utilisés pour produire de l'eau chaude sanitaire dans les zones chaudes et fortement ensoleillées [25] ainsi que pour chauffer les piscines en été.

- Le capteur sous vide (figure II.2), se compose d'un ensemble de tubes fabriqués en verre sous vide. A l'intérieur de ces tubes, un absorbeur avec un circuit hydraulique, capte l'énergie solaire et la transfère au fluide caloporteur. Les propriétés isolantes du vide, minimisent les déperditions thermiques faibles et conduisent à des températures élevées (100°C voire plus). Ce type de capteur est particulièrement bien adapté aux applications nécessitant des hautes températures [52].



Figure II.2. Capteurs à tubes sous vide

L'Ademe [53] a effectué une étude, comparative sur le rendement de plusieurs types de capteurs solaires. Les résultats obtenus (figure II.3) permettent d'observer que:

- Les performances de tous les modèles de collecteurs, diminuent avec l'augmentation de la température à l'entrée du capteur, du fait que les déperditions thermiques de ces derniers augmentent avec la hausse des températures.
- Le capteur sous vide a une efficacité de 30% supérieure à celle d'un capteur plan pour produire de l'eau à 90 °C. Cependant, il est moins performant qu'un capteur plan non vitré pour le chauffage de l'eau d'une piscine.
- Pour produire de l'eau à 50 °C et répondre aux besoins de chauffage et d'eau chaude dans les maisons, l'installation solaire équipée d'un capteur sous vide possède des performances légèrement supérieures à celles d'un capteur plan.

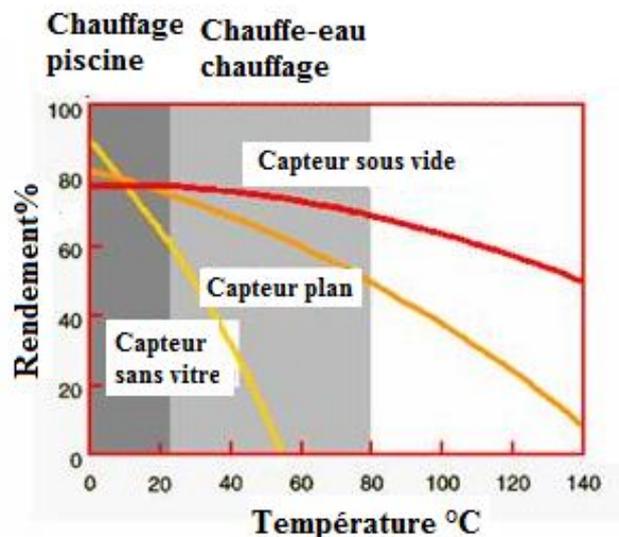


Figure II.3. Rendement de différents types de capteurs en fonction de la température

II.2.1. Composants d'un capteur

Il est constitué des éléments suivants (figure II.4) :

- **Le vitrage**

C'est une couverture verrière transparente dont le rôle est d'absorber le maximum de rayonnement incident d'une part et d'éviter le refroidissement de l'absorbeur, en réduisant les phénomènes convectifs de l'air d'autre part. Le matériau le plus utilisé est le verre trempé pour réduire les risques d'accident en cas de bris [36].

- **L'absorbeur**

C'est généralement un corps noir en métal de faible épaisseur, qui présente de bonnes conductibilité et tenue mécanique. La surface absorbe la plus grande partie du rayonnement solaire, la convertit en chaleur puis la transmet au fluide de travail avec un minimum de pertes. L'absorbeur peut être fabriqué en acier doux, en aluminium ou en cuivre [36].

- **L'isolant**

Le capteur doit être isolé thermiquement avec des matériaux appropriés (faible conductivité thermique), dans le but de limiter les pertes calorifiques à travers les faces postérieures et latérales du collecteur. L'épaisseur de l'isolation doit généralement être de l'ordre de 4 à 10 cm. Les matières isolantes utilisées sont des laines minérales, ou des matières synthétiques (laine de verre, mousses expansives de polyuréthane ou polystyrène).

- **Le coffre**

Il sert à protéger le capteur contre l'humidité, les détériorations mécaniques et les chocs éventuels lors du transport et du montage. Le coffre est généralement en métal (tôle d'acier ou d'aluminium) ou en matières plastiques (polyester) [25].

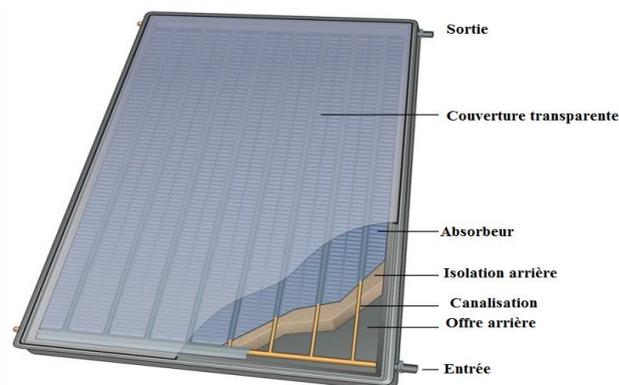


Figure II.4. Capteur solaire plan vitré

II.2.2. Fonctionnement

Le fonctionnement d'un capteur solaire (figure II.5) est basé sur le phénomène de l'effet de serre. Le rayonnement solaire incident traverse la vitre et atteint l'absorbeur qui est généralement muni d'une surface sélective, et dans lequel il est converti en chaleur. Cette dernière est ensuite transmise au fluide caloporteur qui circule dans l'absorbeur et peut être soit directement utilisée par le consommateur ou bien transférée à un ballon de stockage [53].

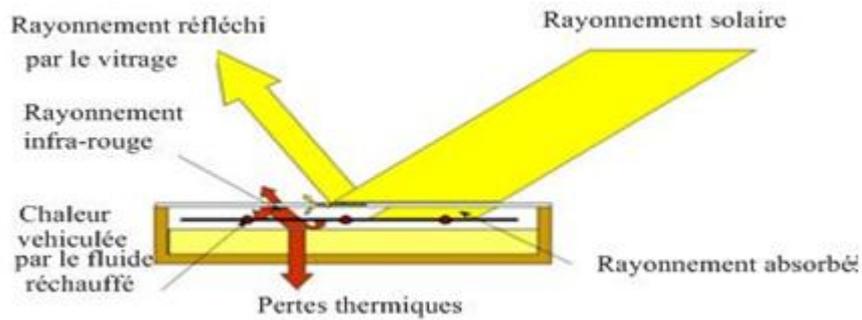


Figure II.5. Principe de fonctionnement d'un capteur solaire plan

II.2.3. Transferts thermiques dans les capteurs solaires

La modélisation d'un capteur plan solaire passe par l'établissement d'un bilan thermique, pour évaluer les gains et les pertes du système. Il est donc nécessaire de déterminer en premier lieu, les principaux transferts de chaleur à l'intérieur et à l'extérieur du capteur. Le capteur solaire plan à simple vitrage fait l'objet de notre étude.

II.2.3.1. Echanges thermiques dans le capteur solaire

La figure II.6 illustre les différents échanges thermiques au niveau d'une maille.

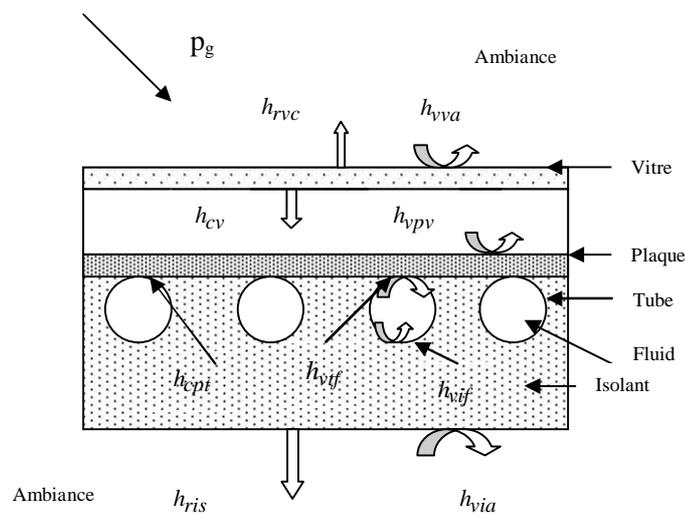


Figure II.6. Echanges thermiques au niveau d'une maille

➤ **Echange par conduction**

La conduction est le mode de transfert thermique qui intervient au sein des milieux solides. Dans notre système, les échanges conductifs existent principalement entre les deux faces de la vitre h_{cv} , entre les faces supérieure et inférieure de l'isolant h_{ci} , entre la plaque et le tube h_{cpt} , et entre le tube et l'isolant h_{cit} .

La puissance qui traverse une surface S est donnée par :

$$q_c = h_c(T_2 - T_1) \cdot S \quad , \text{ avec } h_c = \frac{\lambda}{L} \quad (\text{II.1})$$

Dans le cas général de plusieurs parois superposées, on peut écrire :

$$h_c = \frac{1}{\sum \frac{L_i}{\lambda_i}} \quad (\text{II.2})$$

h_c , étant le coefficient de transfert thermique par conduction.

➤ **Echange par convection**

Il représente le mode transfert thermique entre un fluide et un corps solide, ainsi que l'énergie transmise par déplacement du fluide. Ce transfert est régi par la loi de Newton [54]:

$$q_v = h_v \cdot S \cdot (T_m - T_\infty) \quad (\text{II.3})$$

Avec q_v , le flux de chaleur transmis par convection, h_v le coefficient de transfert de chaleur par convection, T_m et T_∞ les températures respectives de la surface du solide, et du fluide loin de la surface du solide, S , la surface de contact solide/fluide.

h_v , est calculé en utilisant le nombre de Nusselt :

$$Nu = h_v \frac{L}{\lambda} \quad (\text{II.4})$$

L , étant la longueur caractéristique.

On distingue deux modes de convection :

- **La convection forcée** : le mouvement du fluide est induit par une circulation artificielle du fluide générée par un dispositif externe (vent, pompe, ventilateur).
- **La convection naturelle** : le mouvement du fluide est induit par les variations de densité causées par des différences de température au sein du fluide.

Dans un capteur solaire, le phénomène de la convection libre se produit entre la vitre et la plaque chauffante h_{vvp} entre le fluide et l'isolant h_{vif} , alors, que la convection forcée apparaît entre le capteur et l'ambiance extérieure (vitre-ambiance h_{vva} et isolant-ambiance h_{vva}) et à l'intérieur des tubes h_{vtf}

- Le coefficient d'échange par convection entre la vitre (ou l'isolant) et l'ambiance est déterminé en utilisant la corrélation de Hottel [54]:

$$h_{vva} = 5.67 + 3.86.V_v \quad (\text{II.5})$$

V_v : Vitesse du vent.

- L'échange de chaleur entre la vitre et l'absorbeur s'effectue naturellement. Le coefficient de transfert thermique par convection est donné par la relation :

$$h_{vvp} = \frac{Nu \cdot \lambda}{b} \quad (\text{II.6})$$

b , étant la distance entre la vitre et l'absorbeur.

Le nombre de Nusselt pour une inclinaison β_c , du capteur par rapport à l'horizontale est calculé par la corrélation de J.Bernard [32]:

$$\begin{cases} Nu = 1.013 & \text{pour } Gr < 1700 + 47.8.\beta_c \\ Nu = 2.5 + 0.0133.(90 - \beta_c) & \text{pour } Gr > 80000 \\ Nu = [0.06 + 3.10^{-4}(90 - \beta_c)]Gr^{0.33} & \text{par ailleurs} \end{cases} \quad (\text{II.7})$$

Où :

$$Gr : \text{Nombre de Grashof} \quad \left(Gr = \frac{g \beta \Delta T L^3}{\nu^2} \right) \quad (\text{II.8})$$

ΔT : Différence de température

Pour déterminer le coefficient de convection forcée entre l'absorbeur et le fluide caloporteur, la corrélation de Sider et Tate [32] est utilisée.

➤ Dans le cas d'un écoulement laminaire [34], ($Re \leq 2300$) :

$$Nu = 1.86(Re.Pr)^{1/3} \left(\frac{D}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_f}{u_p} \right)^{0.14} \quad (\text{II.9})$$

➤ Dans le cas d'un écoulement turbulent ($Re > 2300$) :

$$Nu = 1.86(Re.Pr)^{1/3} \left(\frac{D}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_f}{u_p} \right)^{0.14} \quad (\text{II.10})$$

Avec :

L et D, respectivement la longueur et le diamètre du conduit.

$$\text{Re : Nombre de Reynolds. } \text{Re} = \frac{\rho.V.D}{\mu} = \frac{V.D}{\nu} \quad (\text{II.11})$$

$$\text{Pr : nombre de Prandtl. } \text{Pr} = \frac{\mu c_p}{\lambda} . \quad (\text{II.12})$$

μ_f et μ_p , respectivement la viscosité dynamique de l'eau et au voisinage de la paroi.

On obtient alors :

$$h_{vft} = \frac{Nu \cdot \lambda_t}{\delta_t} \quad (\text{II.13})$$

et

$$h_{vfi} = \frac{Nu \cdot \lambda_i}{\delta_i} \quad (\text{II.14})$$

δ_t et δ_i étant respectivement les épaisseurs du tube et de l'isolant.

➤ Echange par rayonnement

Le rayonnement est un mode d'échange de l'énergie entre deux surfaces par émission et absorption de la radiation électromagnétique. Cet échange n'intervient que dans le vide ou dans les milieux transparents.

La loi fondamentale du rayonnement est celle de Stephan Boltzmann:

$$q_r = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T^4 \quad (\text{II.15})$$

q_r est la densité de flux de chaleur émis par le corps, ε , l'émissivité thermique du matériau, σ ,

la constante de Stefan-Boltzmann ($\sigma = 5.6703 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$) et T , la température absolue du corps.

Dans un capteur solaire plan, les changes radiatifs se manifestent entre :

- La vitre et le ciel: h_{rvc}
- La vitre et la plaque chauffante: h_{rpv}
- L'isolant et le sol: h_{rps}

- Le coefficient de transfert thermique par rayonnement entre la vitre et le ciel est donné par la relation [55]:

$$h_{rvc} = \sigma \cdot \varepsilon_v \cdot (T_{ci} + T_{ve}) \cdot (T_{ci}^2 + T_{ve}^2) \quad (\text{II.16})$$

Où :

$$T_{ci} = 0.522 (T_a)^{1.5} \quad (\text{II.17})$$

Avec, ε_v , l'émissivité de la vitre, T_a et T_c , respectivement les température ambiante du ciel, et T_{ve} , la température de la face extérieure de la vitre.

- Le coefficient de transfert thermique par rayonnement entre la vitre et la plaque chauffante est donné par [56]:

$$h_{rpv} = \frac{\sigma \cdot (T_{vi} + T_p) \cdot (T_{vi}^2 + T_p^2)}{\frac{1}{\varepsilon_v} + \frac{1}{\varepsilon_p} - 1} \quad (\text{II.18})$$

Où ε_p est l'émissivité de la plaque chauffante, T_{vi} et T_p , respectivement les température de la face intérieure de la vitre et de la plaque chauffante.

- Le coefficient de transfert thermique par rayonnement entre l'isolant et le sol [56] est calculé par l'expression:

$$h_{ris} = \varepsilon_i \cdot \sigma \cdot (T_{ie} + T_{sol}) \cdot (T_{ie}^2 + T_{sol}^2) \quad (\text{II.19})$$

Où ε_i est l'émissivité de l'isolant, et T_{ie} et T_{sol} , respectivement les températures de la face extérieure de l'isolant et du sol.

II.2.3.2. Puissances absorbées

On distingue :

II.2.3.2.1. Puissance absorbée par le vitrage

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 majeur dans l'amélioration de la performance de système.

Soit un rayonnement solaire (P_g) incident avec un angle (θ_1) sur une surface vitrée, ce dernier sera partiellement réfracté (I_t) avec un angle (θ_2) et partiellement réfléchi (I_r) avec un angle (θ_1) (figure II.7), tel que [55]:

$$\sin \theta_2 = \frac{n_1}{n_2} \sin \theta_1 \quad (\text{II.20})$$

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

Le pouvoir réflecteur (r) peut être déterminé par la formule de Fresnel [57] :

$$r = \frac{1}{2} \left[\frac{\sin^2(\theta_2 - \theta_1)}{\sin^2(\theta_2 + \theta_1)} + \frac{tg^2(\theta_2 - \theta_1)}{tg^2(\theta_2 + \theta_1)} \right] \quad (\text{II.21})$$

$$\theta_2 = \text{Arc sin} \left[\frac{n_1}{n_2} \sin \theta_1 \right] \quad (\text{II.22})$$

Pour une lame de verre d'épaisseur e_v , les coefficients de transmission, d'absorption et de réflexion dus au rayonnement direct sont calculés comme suit :

- Coefficient de transmission (τ_{dir})

C'est le produit d'un coefficient τ_r relatif à la réflexion partielle du rayonnement incident, et d'un coefficient τ_a relatif à l'absorption dans le milieu transparent. Il est donné par [55] :

$$\tau_{rdir} = \tau_r \tau_a \quad (\text{II.23})$$

$$\tau_r = \frac{1-r}{1+r} \quad (\text{II.24})$$

τ_r et τ_a , représentent respectivement les transmissions dues à la réflexion et à l'absorption.

$$\tau_a = \exp \left(\frac{-K \cdot e_v}{\cos \theta_2} \right) \quad (\text{II.25})$$

Où K est le coefficient d'extinction du verre, e_v , l'épaisseur de la vitre et θ_2 , l'angle de réfraction.

- Coefficient de réflexion (ρ_{dir})

Il est donné par [32]:

$$\rho_{dir} = r + \frac{(1-r)^2 \tau_a^2 r}{1-(r\tau_a)^2} \quad (\text{II.26})$$

- Coefficient d'absorption

Il est exprimé par [32]:

$$\alpha_{v-dir} = 1 - \tau_{dir} - \rho_{dir} \quad (\text{II.27})$$

La puissance absorbée par la vitre est alors :

$$p_v = \alpha_{v-dir} \cdot p_{dir} + \alpha_{v-dif} \cdot p_{dif} \quad (\text{II.28})$$

II.2.3.2.2. Puissance absorbée par la plaque absorbante

Pour déterminer la puissance absorbée par la plaque absorbante, nous établissons un schéma descriptif des réflexions qui se produisent entre la vitre et l'absorbant (figure II.7), en utilisant l'approche mathématique suivante :

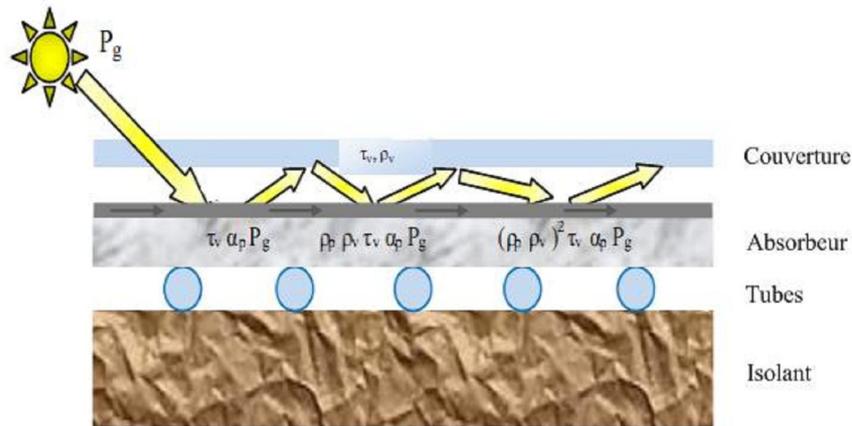


Figure II.7. Réflexion dans un capteur à simple vitrage

$$P_p = P_g \cdot \tau_v \cdot \alpha_p \cdot \left(1 + (\rho_v \cdot \rho_p) + (\rho_v \cdot \rho_p)^2 + (\rho_v \cdot \rho_p)^3 + \dots + (\rho_v \cdot \rho_p)^n \right) \quad (\text{II.29})$$

$$P_p = P_g \cdot \tau_v \cdot \alpha_p \cdot \frac{1}{1 - \rho_v \cdot \rho_p} \quad (\text{II.30})$$

L'absorbeur est opaque, par conséquent [32]:

$$P_p = \frac{P_g \cdot \tau_v \cdot \alpha_p}{1 - (1 - \alpha_p) \cdot \rho_v} \quad (\text{II.31})$$

II.2.4. Bilan thermique d'un capteur solaire

Dans un capteur, la puissance absorbée P_p se répartit entre la puissance utile P_u , les pertes thermiques, par convection, conduction et rayonnement vers l'arrière et vers la face avant du capteur, P_a et la puissance stockée sous forme de chaleur à l'intérieur du capteur, P_s .

Le bilan thermique du capteur solaire s'écrit comme suit :

$$P_p = P_u + P_a + P_s \quad (\text{II.32})$$

II.2.4.1. Perte globale d'énergie

Les pertes thermiques sont dues à l'existence d'un gradient de température entre l'absorbeur et le milieu ambiant. Elles se produisent selon trois modes de transfert de chaleur et s'effectuent différemment selon trois directions, pertes vers l'avant, vers l'arrière et pertes latérales [58]. La conductance globale est donnée par:

$$U_g = U_{av} + U_{la} + U_{ar} \quad (\text{II.33})$$

- Coefficient de pertes thermiques vers l'avant du capteur

Le coefficient de pertes thermiques global vers l'avant du capteur est donné par [59]:

$$U_{av} = \frac{1}{R_{in} + R_{ex}} \quad (\text{II.34})$$

Avec, R_{in} la résistance thermique intérieure entre la surface de captation et la surface inférieure du verre.

$$R_{in} = \frac{1}{h_{vppv} + h_{rpv}} \quad (\text{II.35})$$

et R_{ex} la résistance thermique extérieure due aux transferts convectif et radiatif entre la surface extérieure du verre et l'environnement [59]:

$$R_{ex} = \frac{1}{h_{vva} + h_{rvc}} \quad (\text{II.36})$$

Il en résulte que :

$$U_{av} = \left[\frac{1}{h_{vva} + h_{rvc}} + \frac{1}{h_{vppv} + h_{rpv}} \right]^{-1} \quad (\text{II.37})$$

- Coefficient de pertes thermiques vers l'arrière du capteur

Ces pertes thermiques, dues à l'échange thermique entre la face externe de l'isolant et l'air ambiant, sont généralement moins importantes que les pertes thermiques globales vers l'avant, le capteur étant bien isolé à l'arrière. Le coefficient des pertes thermiques vers l'arrière est donné par [58]:

$$U_{ar} = \frac{\lambda_i}{e_i} \quad (\text{II.38})$$

Où λ_i est la conductivité thermique de l'isolant et e_i est l'épaisseur de l'isolant.

- Coefficient de pertes thermiques latérales

La surface latérale du capteur étant peu importante [58], la valeur de ce coefficient est inférieure à celle du coefficient des pertes arrière.

$$U_{la} = \frac{\lambda_{la} \cdot e_b \cdot p_b}{e_{la} \cdot A_c} \quad (\text{II.39})$$

II.2.4.2. Puissance utile récupérée par le fluide

C'est la puissance transmise au fluide caloporteur. De nombreuses équations sont utilisées, parmi lesquelles on peut citer [55], [60]:

$$\bullet P_u = ((\tau \alpha) P_g - U_g \cdot (T_p - T_a)) \cdot A_c \quad (\text{II.40})$$

T_p , étant la température de l'absorbeur.

$H\alpha$: Coefficient d'absorption effectif.

$$\bullet P_u = F' ((\tau \alpha) P_g - U_g \cdot (T_f - T_a)) \cdot A_c \quad (\text{II.41})$$

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

T_f : Température du fluide caloporteur.

$$\bullet P_u = F_R ((\tau \alpha) P_g - U_g \cdot (T_{fe} - T_a)) \cdot A_c \quad (\text{II.42})$$

Avec, T_{fe} , la température d'entrée du fluide, et F_R , l'efficacité globale de l'échange thermique du capteur, elle est définie par [61] :

$$F_R = \frac{G \cdot C_p}{U_g \cdot A_c} \left[1 - \exp \left[\frac{-F' \cdot U_g \cdot A_c}{G \cdot C_p} \right] \right] \quad (\text{II.43})$$

G , étant le débit massique du fluide.

L'efficacité F' du transfert, est donnée par [61]:

$$F' = \frac{\frac{1}{U_g}}{w \cdot \left[\frac{1}{U_g \cdot (d_e + (w - d_e) \cdot F)} + \frac{e_s \cdot d_e}{b \cdot \lambda_s} + \frac{1}{d_i \cdot h_{vtf}} \right]} \quad (\text{II.44})$$

e_s , b , λ_s , étant respectivement l'épaisseur, la largeur et la conductivité thermique de la soudure.

Le rendement de l'ailette F est donné par la relation [55]:

$$F = \frac{\tan gh \left(m \cdot \left(\frac{w - d_e}{2} \right) \right)}{m \cdot \left(\frac{w - d_e}{2} \right)} \quad (\text{II.45})$$

$$m = \frac{U_g}{K \cdot e_p} \quad (\text{II.46})$$

λ_p , étant la conductivité thermique de l'absorbeur, e_p , l'épaisseur de l'absorbeur, w , la distance entre les tubes, et d_e , le diamètre extérieur du tube.

II.2.4.3. Rendement du capteur

Le rendement du capteur est défini comme étant le rapport de l'énergie thermique recueillie par le fluide de travail à l'énergie thermique reçue du soleil. Hottel, Willier, [62] proposent une relation donnant le rendement instantané du capteur :

$$\eta_c = \frac{P_u}{P_g \cdot A_c} \quad (\text{II.47})$$

$$\eta_c = F_R \cdot \left[(\tau\alpha) - U_g \cdot \frac{(T_{fe} - T_a)}{P_g} \right] \quad (\text{II.48})$$

II.2.5. Modélisation du capteur solaire

Un certain nombre d'auteurs ont menés des travaux sur les capteurs solaires plans en régimes stationnaire et transitoire, afin d'améliorer leurs efficacités, parmi lesquels on peut citer :

Duffie et al [63], qui ont développé un modèle mathématique basé sur l'analogie électrique pour étudier le comportement des capteurs solaires en régime stationnaire monodimensionnel. Ce modèle calcule les températures de l'absorbeur, de la plaque arrière et du vitrage. Une étude théorique a été réalisée par Farahat et al [64], sur l'influence de divers paramètres sur le comportement thermique du capteur, tels que les dimensions du capteur solaire, le diamètre des tuyaux, la surface de la plaque absorbante, la température à la sortie, le coefficient de perte global et le débit de fluide. Les auteurs montrent que l'efficacité du capteur croît avec l'augmentation de l'énergie solaire incidente par unité de surface de la plaque, mais diminue rapidement avec l'élévation de la température ambiante et la vitesse du vent. Dagdougui et al [65], ont proposé un modèle mathématique pour étudier l'effet du nombre et la nature de vitrage sur le coefficient global de pertes thermiques et sur le rendement. Leurs résultats ont montré que les pertes de chaleur diminuent avec l'augmentation du nombre de vitre. En outre, il a été noté que la combinaison entre les revêtements en verre et le plexiglas conduit à une meilleure performance du système.

Rodriguez et al. [66] ont étudié numériquement l'influence des conditions internes et externes (inertie thermique, vitesse et direction du vent, pertes thermiques par convection et vieillissement de la surface du collecteur, le rendement d'un capteur solaire. Les résultats numériques ont été validés expérimentalement par les mêmes auteurs [67]. Hamed [68] et al ont développé un modèle mathématique décrivant tous les modes de transferts thermiques dans le capteur plan, afin d'étudier son comportement. Ben Guehza et al. [69] ont mené une étude numérique sur le capteur solaire à double vitrage pour étudier l'impact de l'espace entre les deux vitrages sur la performance du capteur. Le modèle numérique est résolu en utilisant la méthode des différences finies avec un schéma explicite. Amer [70] a procédé à une étude numérique du comportement thermique d'un

capteur solaire en régime transitoire afin de caractériser le comportement dynamique du système. La simulation est basée sur un modèle à un nœud dans lequel la capacité calorifique de la plaque, les tubes et le fluide sont regroupés en un seul nœud porté à une température moyenne. Benkhelifa [71] et al ont présenté un modèle mathématique qui permet de calculer les pertes vers l'avant d'un capteur solaire plan (entre l'absorbeur et son milieu ambiant).

Dans notre étude le modèle thermique développé est basé sur le phénomène de transfert d'énergie dans les divers composants du collecteur. Ce dernier a été découpé en tranches fictives (mailles) de longueur Δx dans le sens de l'écoulement du fluide caloporteur.

Les bilans des échanges qui interviennent aux niveaux des nœuds, (vitre, côtés extérieur et intérieur, absorbeur, fluide caloporteur ainsi que l'isolation, côtés intérieur et extérieur) ont été considérés afin de tenir compte de la distribution de la température du fluide de fonctionnement à l'intérieur du collecteur. Certaines hypothèses, nécessaires pour obtenir une simulation approximative du système étudié ont été adoptées :

- Le ciel est considéré comme un corps noir de température équivalente calculée.
- La température du sol est supposée égale à la température ambiante.
- Les surfaces d'échange de chaleur par rayonnement sont supposées grises et diffusantes.
- Les propriétés physiques des matériaux sont supposées constantes.
- Le fluide caloporteur utilisé est de l'eau pure.
- Les différents milieux solides ont une température uniforme au sens de l'écoulement de chaleur.

Les différents nœuds du capteur solaire plan sont indiqués sur la figure II.9.

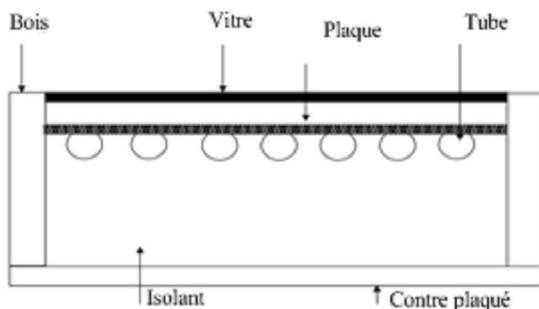


Figure II.8. Coupe verticale d'un capteur à simple vitrage

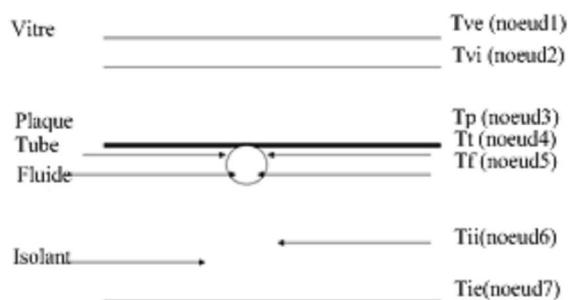


Figure II.9. Différents nœuds considérés dans la maille

Soit une section du système à l'instant t , et soit i un des milieux représentés dans cette section, M_i sa masse, cp_i sa chaleur spécifique et T_i sa température.

Au noeud i , le bilan est :

$$\left(\frac{M_i}{S_i} cp \right)_i \frac{\partial T_i}{\partial t} = \sum_{i=1}^n q_{ij} + P_i \quad (\text{II.49})$$

Avec P_i est le terme de source et n l'ensemble de nœuds j pour lesquels T_j est un potentiel connecté à T_i .

Pour une maille donnée, le bilan des échanges thermiques entre les nœuds de cette maille ainsi que l'apport énergétique sur chaque nœud (Figure II.6) sont :

Nœud 1 : Vitre côté extérieur [72]

$$\frac{M_v \cdot cp_v}{2 \cdot S_v} \left(\frac{dT_{ve}}{dt} \right) = q_{cv} - q_{vva} - q_{rvc} + \frac{P_v}{2} \quad (\text{II.50})$$

Nœud 2 : Vitre côté intérieur

$$\frac{M_v \cdot cp_v}{2 \cdot S_v} \left(\frac{dT_{vi}}{dt} \right) = q_{vpv} + q_{rpv} - q_{cv} + \frac{P_v}{2} \quad (\text{II.51})$$

Nœud 3 : Absorbeur (plaque)

$$\frac{M_p \cdot cp_p}{S_p} \left(\frac{dT_p}{dt} \right) = -q_{vpv} - q_{rpv} + q_{cpt} + P_p \quad (\text{II.52})$$

Nœud 4 : Tube

$$\frac{M_t \cdot cp_t}{S_t} \left(\frac{dT_t}{dt} \right) = -q_{cpt} - q_{vtf} - q_{cit} \quad (\text{II.53})$$

Nœud 5 : Fluide caloporteur [55]

$$\frac{M_f \cdot cp_f}{S_f} (T_f - T_f^*) = q_{vtf} - q_{vif} \quad (\text{II.54})$$

Nœuds 6 : Isolant côte intérieur

$$\frac{M_i \cdot cp_i}{S_i} \left(\frac{dT_{ii}}{dt} \right) = q_{vif} + q_{cit} - q_{ci} \quad (\text{II.55})$$

Nœuds 7 : Isolant côté extérieur

$$\frac{M_i \cdot cp_i}{S_i} \left(\frac{dT_{ie}}{dt} \right) = q_{ci} + q_{ris} - q_{via} \quad (\text{II.56})$$

Après développement, on aura :

Nœud 1

$$\frac{M_v C_{pv}}{2.S_v} \left(\frac{dT_{ve}}{dt} \right) = \frac{P_v}{2} + h_{rvc}(T_c - T_{ve}) + h_{vaa}(T_a - T_{ve}) + h_{cv}(T_{vi} - T_{ve}) \quad (\text{II.57})$$

Nœud 2

$$\frac{M_v C_{pv}}{2.S_v} \left(\frac{dT_{vi}}{dt} \right) = \frac{P_v}{2} + h_{cv}(T_{ve} - T_{vi}) + (h_{vppv} + h_{rpv})(T_p - T_{vi}) \quad (\text{II.58})$$

Nœud 3

$$\frac{M_p C_{pp}}{S_p} \left(\frac{dT_p}{dt} \right) = P_p + (h_{vphv} + h_{rpv})(T_p - T_{vi}) + \frac{S_{pt}}{S_p} h_{cpt}(T_t - T_p) \quad (\text{II.59})$$

Nœud 4

$$\frac{M_t C_{pt}}{S_t} \left(\frac{dT_t}{dt} \right) = \frac{S_{pt}}{S_p} h_{cpt}(T_t - T_p) + \frac{S_f}{S_t} h_{vtf}(T_f - T_t) + \frac{S_i}{S_t} h_{cit}(T_{ii} - T_t) \quad (\text{II.60})$$

Nœud 5

$$\dot{m}_f C_p (T_f - T_f^*) = \frac{S_f}{S_t} h_{vtf}(T_f - T_t) + \frac{S_{if}}{S_i} h_{vif}(T_{ii} - T_f) \quad (\text{II.61})$$

Nœud 6

$$\frac{M_i C_{pi}}{2 S_i} \left(\frac{dT_{ii}}{dt} \right) = \frac{S_{if}}{S_i} h_{vif}(T_f - T_{ii}) + \frac{S_i}{S_t} h_{cit}(T_t - T_{ii}) + h_{ci}(T_{ie} - T_{ii}) \quad (\text{II.62})$$

Nœud 7

$$\frac{M_i C_{pi}}{2 S_i} \left(\frac{dT_{ie}}{dt} \right) = h_{ci}(T_{ii} - T_{ie}) + h_{ris}(T_s - T_{ie}) + h_{via}(T_a - T_{ie}) \quad (\text{II.63})$$

$$S_i = S_v = S_p$$

Avec :

$$S_{pt} : \text{Surface de la jonction tube – plaque } (S_{pt} = N \frac{\pi}{4} D_e l) \quad (\text{II.64})$$

$$S_f : \text{Surface de contact tube – fluide } (S_f = 3.14.D_i.l) \quad (\text{II.65})$$

$$S_t : \text{Surface du tube } (S_t = N.3.14D_e l) \quad (\text{II.66})$$

S_{if} : Surface fictive d'écoulement d'eau sur l'isolant.

T_f^* : Température du fluide de la tranche précédente.

Ces équations forment un système linéaire de la forme $A(7,7) \times T(7) = B(7)$. La résolution du modèle se fait par un processus itératif, connaissant les valeurs initiales des températures des différentes surfaces, la température d'entrée de l'eau dans les capteurs et la température extérieure.

II.3. Le ballon de stockage

Le stockage de l'énergie captée permet de pallier au caractère intermittent de l'énergie solaire. Il peut se faire sous forme électrique (piles photovoltaïques), thermochimique (procédé de sorption) ou thermique (chaleurs sensible et latente).

Suivant la capacité de stockage et le type de matériaux utilisés, on distingue [73]:

- Le stockage journalier permettant une accumulation d'énergie à court terme. Cette dernière peut être utilisée après quelques minutes, quelques heures ou même quelques jours qui suivent le stockage.
- Le stockage saisonnier est un stockage à long terme (plusieurs mois) et permet de stocker l'énergie solaire en été et d'en bénéficier durant l'hiver.

- **Stockage par chaleur latente**

Dans ce cas, l'énergie est emmagasinée grâce au changement d'état du matériau. La chaleur étant absorbée ou restituée lors du passage de l'état solide à l'état liquide ou liquide/ solide. Cette énergie stockée dépend de la chaleur latente, des propriétés intrinsèques du matériau et de la quantité de matériau utilisée.

- **Stockage par chaleur sensible**

C'est le système de stockage le plus courant. L'énergie est emmagasinée sous forme d'augmentation de température du matériau. La quantité d'énergie stockée est proportionnelle au volume, à l'élévation de température, et à la capacité calorifique du matériau de stockage.

Les installations solaires domestiques sont systématiquement équipées d'un système de stockage thermique pour adapter la disponibilité de l'énergie solaire aux besoins en chaleur. Le principe est simple. En effet, l'eau chauffée dans les capteurs traverse un échangeur placé dans une cuve métallique isolée et cède ses calories à l'eau contenue dans cette dernière (figure II.10). Selon les besoins de l'eau chaude sanitaire ou du chauffage, l'eau chaude soutirée en haut du ballon est immédiatement remplacée par une quantité d'eau froide du réseau équivalente au bas du ballon. En l'absence du rayonnement solaire, un dispositif d'appoint prend le relais pour chauffer l'eau à l'intérieur du stock. Néanmoins, des études réalisées par le CSTB [74] montrent que le stockage demeure le point faible de l'installation et peut affecter la performance de cette dernière. En effet, un ballon surdimensionné augmente les pertes thermiques, ce qui entraîne des consommations d'appoint supplémentaires.

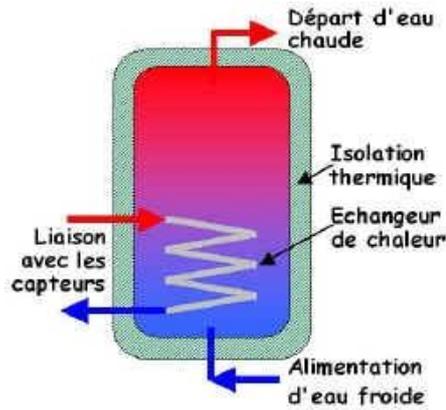


Figure. II.10. Ballon de stockage

Il existe deux types de ballons solaires (figure II.11)

- Ballon sans échangeur (système à un seul fluide)

Dans ce système le fluide caloporteur, généralement de l'eau, est chauffé par le capteur avant d'être directement stocké dans un réservoir. L'échange de chaleur se fait par simple mélange. L'inconvénient de ce système réside dans le fait que le fluide qui circule dans le capteur est constamment renouvelé, ce qui favorise la formation d'un dépôt (isolant) et de tartre sur la face interne de l'absorbeur.

- Ballon avec échangeur interne (système à deux fluides)

Dans ce système, l'eau chaude produite par le capteur circule dans l'absorbeur en véhiculant ainsi la chaleur captée vers un échangeur de chaleur situé au sein du ballon de stockage. Cet échangeur sera placé dans le bas du réservoir, où l'eau est plus froide.

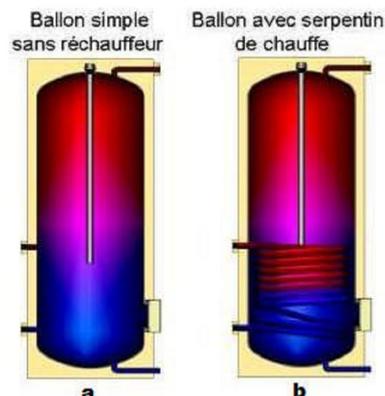


Figure. II.11 Les différents types de ballons solaires

Benzagouta [75] a entrepris dans ses travaux, une comparaison entre deux systèmes de chauffe eau solaires (avec et sans échangeur). Les résultats montrent que dans le cas d'un ballon sans échangeur interne, le rendement est plus élevé, la température est plus grande et la stratification plus importante. La simulation réalisée par Johannes [76] a montré que dans le cas d'un ballon sans

échangeur interne, la température dans la partie supérieure du ballon s'homogénéise, avec la quantité du fluide chaud transférée vers le bas du ballon. Ce transfert provoque un léger réchauffement de la partie basse ainsi qu'une remontée d'eau froide dans la partie haute du ballon. Par contre dans le cas du ballon avec échangeur interne nous ne retrouvons pas de mélange en partie basse du ballon.

II.3.1. Eléments de construction du ballon solaire

Un ballon solaire est composé essentiellement des éléments suivants:

- **Le revêtement**

Le choix du revêtement d'un ballon de stockage repose essentiellement sur le critère de la résistance à la corrosion. Un bouilleur en acier inoxydable ou galvanisé ou encore un réservoir en cuivre ou en acier émaillé qui en plus de la protection présente l'avantage d'avoir un moindre coût sont généralement utilisés.

- **L'isolation**

Pour conserver la chaleur emmagasinée le plus longtemps possible dans le réservoir, une excellente isolation est exigée sur les côtés, en haut et en bas. Différents matériaux (laine de roche, mousse polyuréthane ou polystyrène ou liège) d'une épaisseur minimale de 30 mm sont utilisés. Pour éviter la corrosion due au contact de l'eau sur la tôle, de la peinture résistante à la chaleur est employée.

- **Echangeur de chaleur**

Il s'agit d'un serpentin situé dans le ballon d'eau chaude et dans lequel circule le fluide caloporteur venant du capteur. Ce dispositif est fabriqué en acier inoxydable ou en cuivre afin d'assurer une protection contre la corrosion et l'entartrage. On distingue deux types d'échangeurs :

- Les échangeurs de chaleur internes (figure II.12) dont la tuyauterie est en forme de spirale avec une surface lisse ou cannelée.
- Les échangeurs externes (figure II.13) sont généralement utilisés dans les grandes installations solaires et sont dans la plupart des cas des échangeurs à plaques fonctionnant à contre courant.

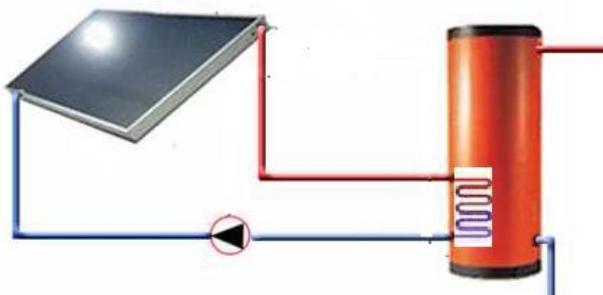


Figure II.12. Echangeur de chaleur interne

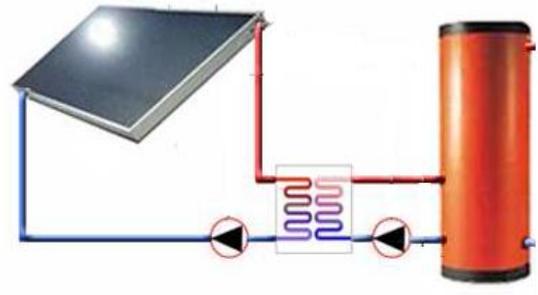


Figure II.13. Echangeur de chaleur externe

- **L'appoint**

En l'absence du soleil ou pendant les jours nuageux un dispositif d'appoint est nécessaire. Il peut s'agir d'une résistance (appoint électrique) ou d'un serpentin (appoint hydraulique) raccordé à une chaudière (bois, gaz, fioul) située en aval du ballon. Un second ballon alimenté par l'énergie d'appoint peut également être utilisé. On distingue deux types de chauffage d'appoint, le chauffage d'appoint extérieur et le chauffage d'appoint intérieur (figures II.14 et II.15) [12], [13].

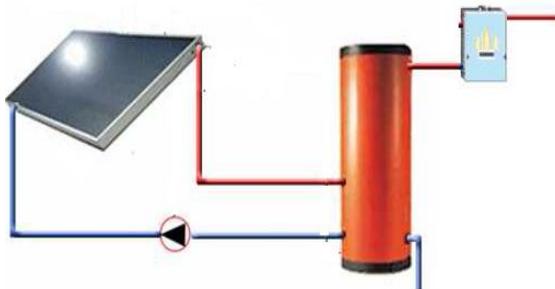


Figure II.14. Système d'appoint externe

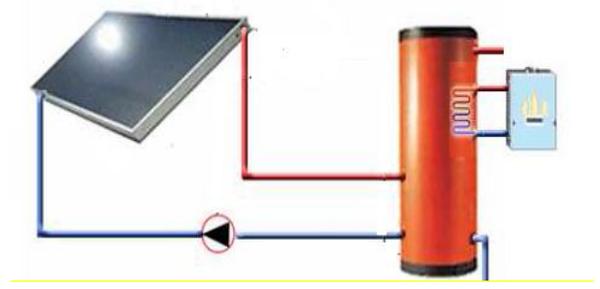


Figure II.15. Système d'appoint interne

II.3.2. Stratification dans le ballon de stockage

Le principe de fonctionnement d'un ballon de stockage, repose sur le processus naturel de la stratification et sur les mouvements de convection naturelle et forcée, pouvant apparaître au sein du ballon. Un stockage stratifié est caractérisé par une séparation des niveaux de température dans un même ballon, ce qui se traduit par l'existence d'un gradient thermique, entre les zones chaude et froide respectivement dans les parties haute et basse du ballon. La fine couche de séparation entre les deux zones, est appelée thermocline (Dincer et Rosen) [77], et son épaisseur est indicatrice du degré de stratification. Le ballon est d'autant moins stratifié que celle-ci est épaisse.

De manière générale, on distingue trois niveaux de stratification dans un système de stockage de type ballon [78], (figure II.16):

- Ballon non stratifié, complètement brassé. L'ensemble du système de stockage est à une température uniforme.
- Ballon stratifié. On observe une zone de température chaude en haut et une zone plus froide en bas, séparées par une zone de gradients thermiques (thermocline).
- Ballon parfaitement stratifié. La thermocline entre les zones chaude et froide a une épaisseur nulle.

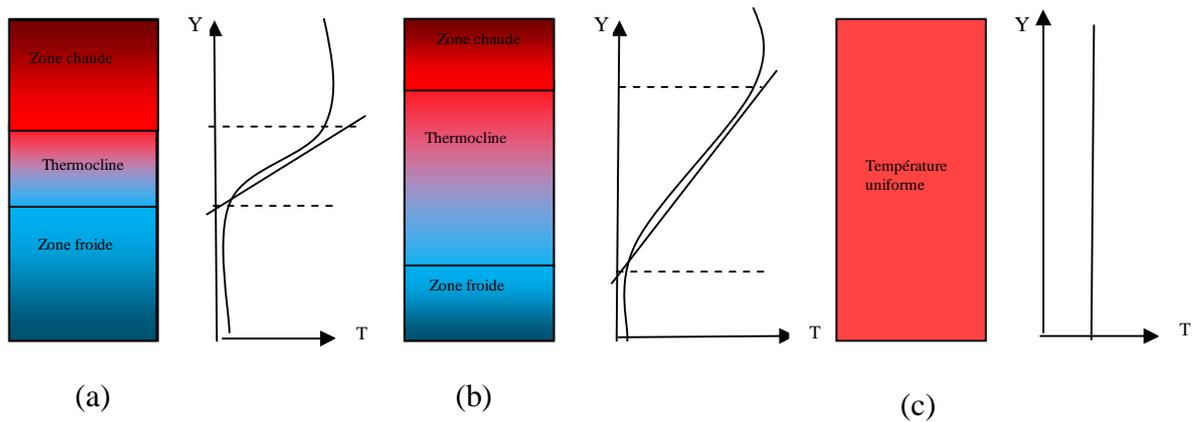


Figure II.16. Différentes qualités de stratification avec la même énergie stockée

(a) bonne stratification (b) stratification moyenne et (c) non stratifié, complètement brassé.

Depuis le début des années 1970, le ballon solaire stratifié a fait l'objet de nombreuses études théoriques et expérimentales. Beaucoup de modèles ont été développés en utilisant des approches expérimentales, Lavan, (1977), Hollands, (1989) et numériques Newton, (1995), Badescu, (2004), et Reuzinger, (2008) [74]. La performance des installations avec ballon stratifié a été étudiée. Wuestling et Klein dans leur étude ont trouvé que le ballon parfaitement stratifié est plus performant (11,5 à 18,5 % de plus) qu'un ballon complètement brassé. Hollands et Lightstones ont également montré que la stratification des ballons améliore les performances d'une installation solaire de 37% [79]. Les travaux de Fan et Furbo [80], ont relevé qu'un haut degré de stratification augmente les performances thermiques du système de chauffage solaire, du fait qu'une température de fonctionnement plus basse améliore l'efficacité des capteurs solaires et augmente la durée de fonctionnement du système.

Plusieurs facteurs peuvent influencer la stratification, parfois la dégrader ou l'améliorer. Le degré de la stratification dépend du mode de transfert de la chaleur, de la géométrie et des propriétés thermo-physiques, du réservoir.

- Concernant le mode d'écoulement dans le ballon de stockage on distingue :
 - Le mode dynamique, phénomène d'écoulement créé par les processus de charge et décharge de l'eau au sein du ballon solaire. La phase de charge consiste à injecter l'eau chaude venant d'un des capteurs dans la partie supérieure du ballon et d'extraire l'eau froide au bas du ballon. Pour la décharge, il s'agit d'extraire l'eau chaude de la partie supérieure du ballon et d'injecter l'eau froide au bas du ballon. Ces deux opérations causent le brassage du ballon et de ce fait à la dégradation de l'énergie stockée [78].

Afin d'étudier l'effet des forces d'inertie sur les performances du stockage thermique, pendant les processus de charge et de décharge, Benkhelifa [81] a mené une simulation de la convection mixte en régime transitoire dans un ballon de stockage. Les résultats de l'auteur montrent qu'une bonne performance de stockage est atteinte lorsque la vitesse d'injection du fluide augmente.

- Le mode statique qui résulte de la conductivité thermique des parois. En effet, si ces dernières sont fortement conductrices, le transfert de chaleur entre les parties chaude et froide dans le réservoir conduit à la variation des températures, ce qui engendre des courants convectifs qui brassent le fluide au sein du ballon de stockage [78].

Les travaux de Miler [82] sont considérés être parmi les premières études menées sur les effets de la conduction de la paroi sur la stratification. L'auteur a étudié la dégradation de la stratification au sein de deux ballons constitués de deux matériaux différents, (aluminium et verre). Les résultats obtenus montrent que la dégradation de la thermocline dans le ballon métallique est six fois plus rapide que celle du ballon en verre. Murthey et al [83], ont étudié expérimentalement la stratification au sein d'un réservoir bien isolé. Leurs résultats révèlent que malgré l'isolation renforcée, les thermoclines se dégradent à cause des pertes de chaleur de la paroi entre les zones de fluide chaude et froide.

- S'agissant de la qualité de la stratification, de nombreuses études expérimentales et théoriques ont été effectuées pour étudier l'effet de la géométrie et du type de réservoir (vertical ou horizontal), de l'emplacement et de la géométrie des entrées et sorties de l'eau, du débit des écoulements et du ratio hauteur de la cuve / diamètre. Lavan et Thompson [84], ont mené une étude expérimentale sur l'influence du rapport hauteur / diamètre, de la configuration de l'entrée d'eau, de l'écart entre les températures d'entrée et de sortie de l'eau, sur la stratification au sein du réservoir. Les auteurs ont montré qu'une bonne stratification peut être obtenue en augmentant la hauteur du réservoir, le diamètre de l'entrée d'eau et l'écart entre les températures d'entrée et de sortie de l'eau. Cole et Bellinger [85] ont noté qu'une bonne stratification au sein du réservoir est obtenue lorsque le rapport longueur / diamètre est égal à 4. Nelson et al. [86] ont suggéré quant à eux que la valeur optimale du rapport hauteur / diamètre du ballon de stockage est égale à 3.

II.3.3. Modèles de simulation thermique des ballons solaires

De nombreuses études ont été menées pour comprendre et prévoir les phénomènes liés à la stratification des ballons de stockage. Pour cela différents types de modélisation ont été développés pour permettre la description du comportement des cuves. On distingue cinq principaux modèles de stockage:

II.3.3.1. Modèle de stockage brassé

Ce modèle est utilisé pour simuler les systèmes solaires de manière très simplifiée. Il ne prend pas en compte l'effet de la stratification et considère ainsi que l'eau dans le réservoir est parfaitement mélangée, pendant les processus de charge et de décharge. La température de l'eau dans le ballon est considérée uniforme [87].

II.3.3.2. Modèle à volumes variables

Ce modèle développé par Kleinbach et al. 1993, simule la stratification thermique dans le ballon en considérant des couches à volumes variables, dont l'épaisseur s'adapte au pas de temps de calcul ainsi qu'au débit de puisage et à celui du fluide. Le réservoir est initialement divisé en quatre sections, de volume V_i , et de température T_i , selon l'axe horizontal. A chaque pas de temps, les volumes de fluide en provenance de la source et du réseau sont dans un premier temps pratiquement ajoutés aux volumes des couches déjà présentes dans le ballon, (figure II. 17). Leur répartition s'effectue en fonction de leur température [87].

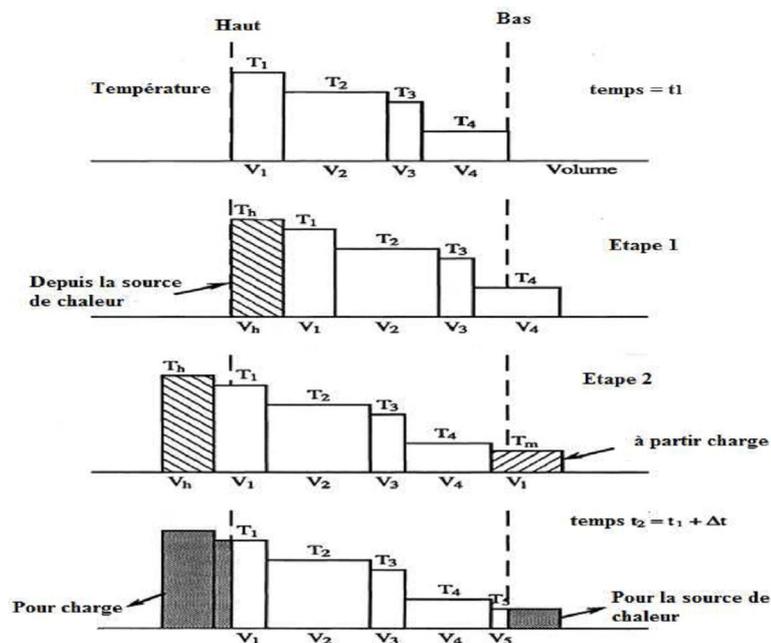


Figure II.17. Division d'un ballon en volumes variables [87]

II.3.3.3. Modèle zonal

Développé par Kenjo pour simuler un ballon à échangeur manteau, ce modèle est basé sur une division du réservoir en N zones caractérisées chacune par un nœud de température (figure II.18), pour lequel les bilans massiques et thermiques sont écrits de façon à calculer le champ de température au sein du ballon [88].

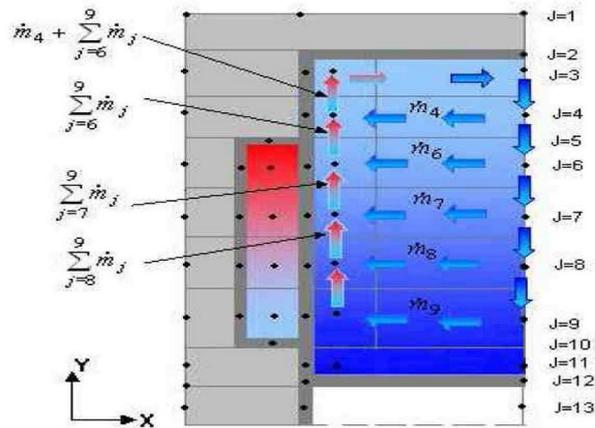


Figure II.18. Modèle zonal [88]

II.3.3.4. Modèle multicouches

Dans le modèle multicouche développé par Beckmann et Duffie [89], le réservoir est divisé en N nœuds de volume égal et de température différente mais homogène (figure II. 19). Pour le cas particulier de $N = 1$, le réservoir est modélisé comme un réservoir entièrement mélangé et aucun effet de stratification n'est possible. Pour des valeurs de N plus importantes, l'effet de stratification à l'intérieur du ballon de stockage est apparent. Le degré de stratification est déterminé par le choix du nombre de N . La stratification est d'autant plus importante, que N est élevé.

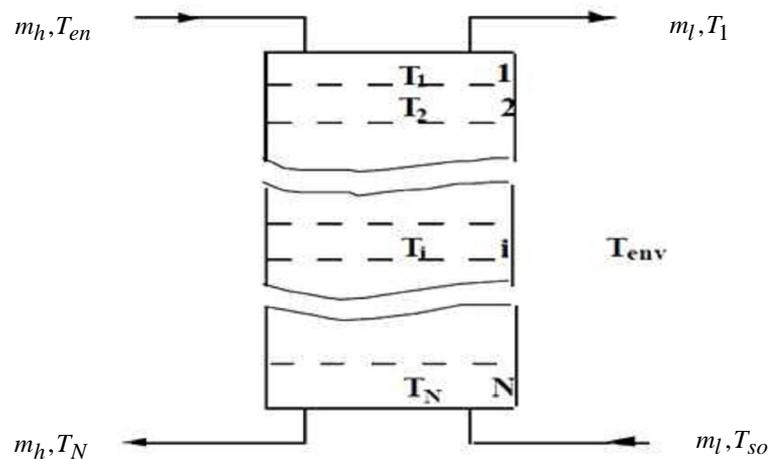


Figure II.19. Modèle multicouches

Newton [90] a modélisé un ballon traditionnel en cas de charge et de décharge, en utilisant le modèle multicouches de 100, 50 et 15 couches. Les résultats de simulation comparés avec des travaux expérimentaux, indiquent qu'il faut un grand nombre de nœuds pour modéliser correctement le ballon ce qui par contre augmente systématiquement le temps de calcul. Une étude théorique réalisée par Dayan [91] sur l'influence du nombre de nœuds sur le profil du débit, en

fonction de la fraction solaire d'un chauffe-eau solaire, en utilisant TRNSYS Type 60, a montré qu'un nombre de 20 nœuds est suffisant pour modéliser correctement le ballon de stockage.

II.3.3.5. Modèles CFD (Computational Fluid Dynamics)

Dans les modèles de simulation précédents, les transferts de masse et de chaleur qui se produisent à l'intérieur du réservoir ne peuvent être décrits avec précision. Par contre, la modélisation CFD permet la résolution des équations de Navier-Stokes afin de prédire précisément les champs de vitesse et de température liés aux écoulements des fluides [87]. Cette méthode se base sur deux principes, la discrétisation du domaine de calcul et la résolution numérique des équations de conservation.

II.3.4. Etude théorique et modélisation du ballon de stockage

Dans le cadre de notre travail, le modèle multicouche est choisi pour calculer la température de l'eau dans la cuve. Le modèle assimile le réservoir à un cylindre droit de révolution à axe vertical sans échangeur interne et entièrement rempli d'eau. Le volume d'eau est divisé en N tranches horizontales, de hauteurs identiques I, considérées à température homogène. L'eau est injectée à partir du collecteur dans le réservoir au premier nœud et sort du réservoir vers le collecteur par le dernier nœud. Les températures de l'eau des tranches sont toujours réparties de façon croissante du bas vers le haut du ballon. Ces tranches sont numérotées de 1 à N, du haut vers le bas (figure II.20). Pour modéliser correctement le ballon, un grand nombre de nœuds (couches) est considéré pour assurer une solution stable de la température [92]. Dans notre étude le ballon est divisé en 100 nœuds.

D'une manière générale, les modèles de stockage multicouches, rencontrés dans la littérature sont basés sur la résolution de l'équation monodimensionnelle de convection dans laquelle il est supposé que :

- Le flux est monodimensionnel.
- La vitesse est uniforme dans la coupe du ballon.
- L'inertie thermique de la paroi et de l'isolation sont négligeables.
- Le volume d'eau dans la cuve reste constant bien qu'il y ait une dilatation de l'eau.
- L'eau dans le réservoir n'est pas brassée et la température n'est homogène qu'au niveau d'une tranche.
- Les propriétés physiques de l'eau sont prises à la température de chaque tranche.

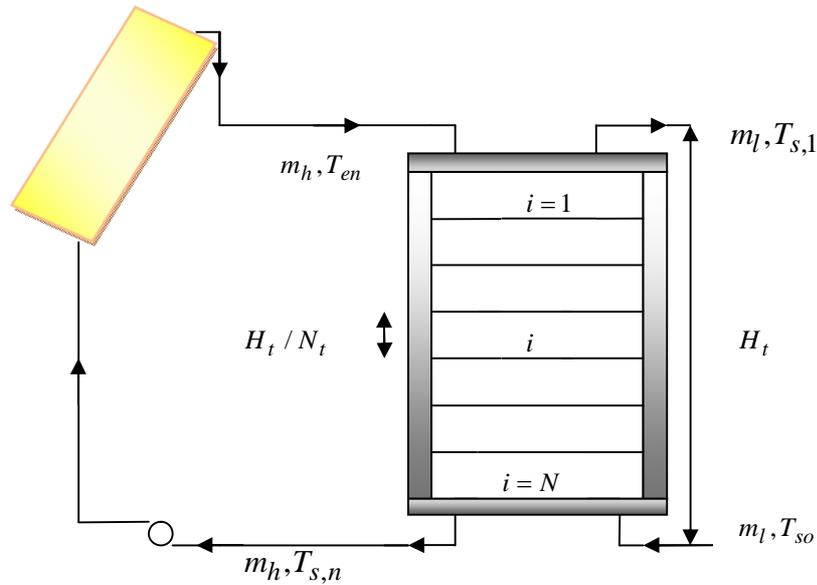


Figure II.20. Ballon de stockage étudié

II.3.4.1. Bilan énergétique

Les bilans énergétiques des tranches sont écrits pour chaque nœud dans le réservoir. L'équation d'énergie tient compte de la puissance apportée par l'eau (en provenance du capteur et du réseau) qui entre dans le ballon, Q_{inj} , la puissance perdue emportée par l'eau qui en sort (vers le capteur ou consommée), Q_{pui} , la puissance cédée à l'environnement ambiant par des pertes à travers sa surface, Q_{per} et les transferts d'énergie par échangeur de chaleur interne, Q_{int} par convection et par conduction (flux entre les couches) .

Le bilan thermique de chaleur de la tranche i est représenté sur la figure II.21 [92], [93].

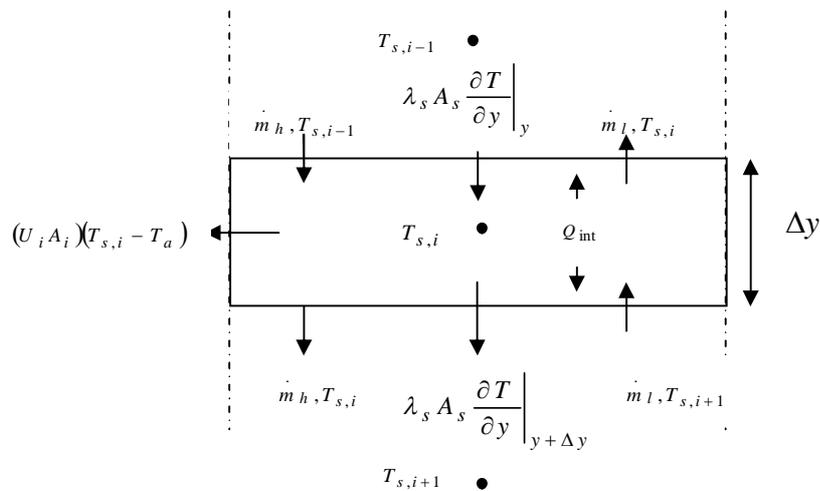


Figure II.21. Bilan thermique du $i^{ième}$ nœud

Il s'écrit à tout instant :

$$Q_{st} = Q_{inj} + Q_{pui} + Q_{per} + Q_{con} + Q_{int} \quad (\text{II.67})$$

Avec Q_{st} , l'énergie stockée dans la tranche i , Q_{inj} , l'énergie injectée dans le réservoir, Q_{pui} l'énergie puisée, Q_{per} , l'énergie perdue par la tranche i à l'espace environnant, Q_{con} , l'énergie échangé par conduction entre les nœuds, Q_{int} , l'énergie engendrée par l'écoulement du fluide à partir des nœuds voisins.

Dans ce qui suit, l'expression explicite des différents flux de chaleur est présentée.

II.3.4.1.1. Énergie injectée dans le réservoir

- **Apport d'eau chaude venant du capteur**

L'eau vient du capteur avec une température T_{en} , pénètre dans le réservoir, puis entre dans la tranche ($i=1$). La puissance d'eau chaude venant du capteur est donnée par :

$$Q_{inj1} = \dot{m}_h c_p T_{en} \quad (\text{II.68})$$

- **Apport d'eau froide entrant dans le réservoir**

L'eau du réseau (retour du circuit de chauffage) alimente le ballon à la température T_{so} , et entre dans la tranche ($i=N$) avec un débit massique \dot{m}_l . La puissance de l'eau froide entrant dans le réservoir peut être exprimée par:

$$Q_{inj1} = \dot{m}_l c_p T_{so} \quad (\text{II.69})$$

L'énergie injectée dans le réservoir est donnée par :

$$Q_{inj} = Q_{inj1} + Q_{inj2} \quad (\text{II.70})$$

II.3.4.1.2. Énergie puisée

- **Énergie puisée par le capteur**

L'eau du ballon à la température $T_{s,i}$ sort avec un débit \dot{m}_h en direction du capteur.

L'énergie apportée par le débit sortant est donnée par :

$$Q_{pui1} = -\dot{m}_h c_p T_{s,i} \quad (\text{II.71})$$

- **Énergie puisée par le circuit de chauffage**

L'eau du ballon à la température $T_{s,i}$ sort avec un débit \dot{m}_l en direction du circuit de chauffage.

La puissance soutirée par le circuit de chauffage est calculée par :

$$Q_{pui2} = -\dot{m}l c_p T_{s,i} \quad (\text{II.72})$$

L'énergie puisée est donnée par :

$$Q_{pui} = Q_{pui1} + Q_{pui2} \quad (\text{II.73})$$

II.3.4.1.3. Énergie perdue dans le milieu environnant

Les déperditions totales du ballon sont la somme des déperditions latérales (sur toute la hauteur du ballon), et des déperditions supérieures (en haut) et inférieures (bas du ballon). Chaque tranche à température $T_{s,i}$ perd de la chaleur, du fait de la différence de température avec l'air ambiant. Ces pertes dépendent de la surface d'échange $A_{s,i}$, et du coefficient de perte thermique de chaque tranche $U_{s,i}$. Elles sont données par la relation [74] :

$$Q_{per} = U_{s,i} \cdot A_{s,i} (T_{env} - T_{s,i}) \quad (\text{II.74})$$

$U_{s,i} \cdot A_{s,i}$: Conductance thermique du nœud i.

$$U_{s,i} \cdot A_{s,i} = \left(\frac{1}{R_{la}} + \frac{1}{R_r} \right) \quad (\text{II.75})$$

Avec :

R_{la} : Résistances thermiques latérales du nœud i.

R_r : Résistances thermiques radiales du ballon.

- **Pertes thermiques latérales**

La déperdition d'une couche i se traduit par un flux de chaleur entre le nœud i et l'ambiance. L'utilisation de résistances thermiques permet alors de décomposer ce flux. Le schéma électrique équivalent est illustré par la figure II.22.

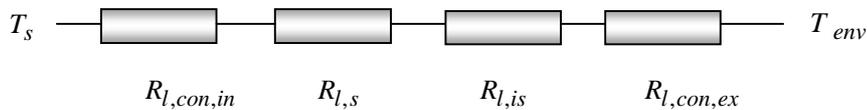


Figure II.22. Schéma électrique équivalent pour une zone latérale du ballon

$$R_{la} = R_{l,con,in} + R_{l,s} + R_{l,is} + R_{l,con,ex} \quad (\text{II.76})$$

➤ la convection entre le fluide et la cuve est représentée par la résistance:

$$R_{l,con,in} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot d_1 \cdot \Delta y \cdot h_{eau}} \quad (\text{II.77})$$

h_{eau} , coefficient d'échange thermique par convection à l'intérieur du cylindre, peut être évalué comme suit :

$$Nu_s = \frac{h_{eau} d_1}{\lambda_{eau}} \quad (\text{II.78})$$

λ_{eau} , étant la conductivité thermique du fluide (eau) et d_1 , le diamètre intérieur du ballon.

Le nombre de Nusselt Nu_s est donné par:

$$Nu_s = c (Gr_s Pr_s)^n \quad c, n, \text{ étant des constantes} \quad (\text{II.79})$$

$$\bullet \text{ cas d'un régime laminaire : } (Gr_s Pr_s < 10^9) \quad c=0.59, \quad n=0.25 \quad (\text{II.80})$$

$$\bullet \text{ cas d'un régime turbulent : } (Gr_s Pr_s > 10^9) \quad c=0.13, \quad n=0.33 \quad (\text{II.81})$$

➤ La conduction dans la cuve :

$$R_{l,s} = \frac{1}{2.\pi.\Delta y.\lambda_s} \ln \frac{(d_1 + e_s)}{d_1} \quad (\text{II.82})$$

➤ La conduction dans l'isolant :

$$R_{l,is} = \frac{1}{2.\pi.\Delta y.\lambda_{is}} \ln \frac{(d_1 + e_s + e_{is})}{(d_1 + e_s)} \quad (\text{II.83})$$

➤ La convection entre le ballon et l'environnement est traduit par la résistance :

$$R_{l,con,in} = \frac{1}{2.\pi.(d_1 + e_s + e_{is}).\Delta y.h_{ex}} \quad (\text{II.84})$$

e_s et e_{is} , étant respectivement les épaisseurs du ballon et de l'isolant, λ_s et λ_{is} les conductivités thermiques respective du ballon et de l'isolant.

h_{ex} , coefficient d'échange thermique à l'extérieur est donné par la formule approchée de J.Desautel [94] :

$$h_{ex} = 8.1 - 0.045(T_s - T_{env}) \quad (\text{II.85})$$

• Pertes thermiques du haut et du bas du ballon

Les déperditions du haut et du bas du ballon se calculent d'une manière analogue au cas latéral, cependant, les équations des résistances thermiques s'expriment en des coordonnées différentes. La surface de contact de la zone i avec la paroi est dans ce cas, égale à la surface de contact de la partie de l'isolant avec l'ambiance [74]. Le schéma électrique équivalent est illustré par la figure II.23.

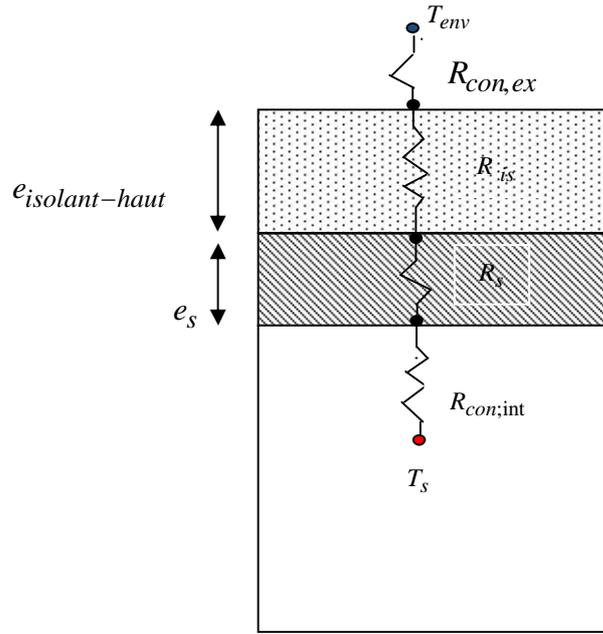


Figure II.23. Schéma électrique équivalent pour une zone supérieure du ballon

$$Rr = R_{con,int} + R_s + R_{is} + R_{con,ex} \quad (\text{II.86})$$

$$R_{con,int} = \frac{1}{S(i) \cdot h_{eau}} \quad (\text{II.87})$$

$$R_s = \frac{e_s}{S(i) \cdot \lambda_s} \quad (\text{II.88})$$

$$R_{is} = \frac{e_{is}}{S(i) \cdot \lambda_{is}} \quad (\text{II.89})$$

$$R_{con,ex} = \frac{1}{S(i) \cdot h_{ex}} \quad (\text{II.90})$$

$S(i)$, surface horizontale séparant deux zones adjacentes

II.3.4.1.4. Énergie échangée par conduction entre les nœuds

Le flux d'énergie échangé par conduction entre deux nœuds adjacents (nœud i et $i+1$) à travers leur surface de contact A_s , en supposant qu'au niveau de chaque couche, la paroi et le fluide sont à la même température est :

$$Q_{con} = Q_{con1} + Q_{con2} \quad (\text{II.91})$$

Q_{con1} , étant l'énergie gagnée par conduction à partir de la tranche supérieure $i-1$. Elle peut être calculée [92] par :

$$Q_{con1} = \lambda_{s,i} A_{s,i} \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_y = \frac{\lambda_{s,i} A_{s,i} (T_{s,i-1} - T_{s,i})}{\Delta y} \quad (\text{II.92})$$

Q_{con2} : Énergie perdue par conduction à partir à la tranche inférieure $i+1$.

$$Q_{con2} = -\lambda_{s,i} A_{s,i} \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y+\Delta y} = -\frac{\lambda_{s,i} A_{s,i} (T_{s,i} - T_{s,i+1})}{\Delta y} \quad (\text{II.93})$$

$A_{s,i}$: Surface latérale de la tranche i [95]

$$A_{s,i} = \pi d_1 \frac{H_t}{N_t} \quad \text{si } 1 < i < N_t \quad (\text{II.94})$$

$$A_{s,i} = \pi d_1 \frac{H_t}{N_t} + \frac{\pi}{4} d_1^2 \quad \text{si } i=1 \quad \text{ou } i=N_t \quad (\text{II.95})$$

Avec, H_t , la hauteur du ballon de stockage et N_t , le nombre de nœuds.

II.3.4.1.5. Énergie engendrée par l'écoulement du fluide à partir des nœuds voisins

Le flux produit par l'écoulement du fluide à partir des nœuds voisins (cas d'un mélange), peut être calculé par [93] :

$$Q_{int} = \begin{cases} \gamma_i c p_i (T_{s,i-1} - T_{s,i}) & \text{si } \gamma_i > 0 \\ \gamma_i c p_i (T_{s,i} - T_{s,i+1}) & \text{si } \gamma_i < 0 \end{cases} \quad (\text{II.96})$$

Avec γ_i , le débit de mélange qui contrôle l'échange entre les nœuds internes [93] :

$$\gamma_i = m_h \sum_{i=1}^{i-1} \alpha_i - m_l \sum_{j=i+1}^N \beta_j \quad (\text{II.97})$$

Où α_i est une fonction de contrôle du circuit capteur qui peut être définie comme suit [96]:

$$\alpha_i = \begin{cases} 1 & \text{if } T_{s,i-1} > T_{en} > T_{s,i} \\ 0 & \text{dans les autres cas} \end{cases} \quad (\text{II.98})$$

β_i est une fonctions de contrôle du circuit soutirage pouvant être calculée par :

$$\beta_i = \begin{cases} 1 & \text{if } T_{s,i} > T_{so} > T_{s,i+1} \\ 0 & \text{dans les autres cas} \end{cases} \quad (\text{II.99})$$

Le bilan énergétique d'un nœud i est donné par [92]:

$$m_i c p_i \frac{dT_{s,i}}{dt} = \alpha_i \dot{m}_h c p_i (T_{en} - T_{s,i}) + \beta_i \dot{m}_l c p_i (T_{so} - T_{s,i}) + U_{s,i} A_{s,i} (T_{env} - T_{s,i}) + \frac{\lambda_{s,i} A_{s,i}}{\Delta y} (T_{s,i-1} - T_{s,i}) + \frac{\lambda_{s,i} A_{s,i}}{\Delta y} (T_{s,i+1} - T_{s,i}) + \begin{cases} \gamma_i c p_i (T_{s,i-1} - T_{s,i}) & \text{si } \gamma_i > 0 \\ \gamma_i c p_i (T_{s,i} - T_{s,i+1}) & \text{si } \gamma_i < 0 \end{cases} \quad (\text{II.100})$$

II.3.4.2. Assemblage des équations

Après avoir établi le bilan thermique de chaque nœud du ballon solaire, on obtient un système de N équations différentielles linéaires en fonction des températures des différentes tranches du réservoir, qui peut se mettre sous la forme matricielle suivante :

$$\begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} & 0 & \dots & \dots & \dots & \dots & 0 \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & 0 & 0 & \dots & \dots & 0 \\ 0 & a_{32} & a_{33} & a_{34} & 0 & \dots & \dots & 0 \\ 0 & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & 0 \\ 0 & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & 0 \\ 0 & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & a_{n,n-1} & a_{n,n} \end{pmatrix} * \begin{pmatrix} T_{s,1} \\ T_{s,2} \\ T_{s,3} \\ \dots \\ \dots \\ T_{s,n} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} D1 \\ D2 \\ D3 \\ \dots \\ \dots \\ Dn \end{pmatrix}$$

Avec :

$$\gamma_i > 0 : a_{i,i-1} = \frac{dt}{m_i c p_i} \left(\frac{\lambda_{s,i} A_{s,i}}{\Delta y} + \gamma_i c p_i \right) \quad (\text{II.101})$$

$$a_{i,i} = -\frac{dt}{m_i c p_i} (\alpha_i \dot{m}_h c p_i + \beta_i \dot{m}_l c p_i + U_{s,i} A_{s,i} + \gamma_i c p_i) \quad (\text{II.102})$$

$$a_{i,i+1} = \frac{dt}{m_i c p_i} \left(\frac{\lambda_{s,i} A_{s,i}}{\Delta y} + \gamma_i c p_i \right) \quad (\text{II.103})$$

$$\gamma_i < 0 : a_{i,i-1} = \frac{dt}{m_i c p_i} \left(\frac{\lambda_{s,i} A_{s,i}}{\Delta y} - \gamma_i c p_i \right) \quad (\text{II.104})$$

$$a_{i,i} = -\frac{dt}{m_i c p_i} (\alpha_i \dot{m}_h c p_i + \beta_i \dot{m}_l c p_i + U_{s,i} A_{s,i} - \gamma_i c p_i) \quad (\text{II.105})$$

$$a_{i,i+1} = \frac{dt}{m_i c p_i} \left(\frac{\lambda_{s,i} A_{s,i}}{\Delta y} - \gamma_i c p_i \right) \quad (\text{II.106})$$

$$D_i = -\frac{dt}{m_i c p_i} (\alpha_i \dot{m}_h c p_i T_{en} + \beta_i \dot{m}_l c p_i T_{so} + U_{s,i} A_{s,i} T_{env}) \quad (\text{II.107})$$

Ce système est résolu par la méthode de substitution LU [98].

CHAPITRE 3

**Etude thermique de l'habitat et
système de chauffage**

III.1. Introduction

Pour assurer des conditions de confort thermique adéquates, à l'intérieur d'un bâtiment, les installations de chauffage ou de climatisation consomment d'importantes quantités d'énergie. Pour réduire cette consommation le choix d'un mode de chauffage efficace est crucial sur les plans technique, économique et environnemental. Lors de l'intégration des systèmes de chauffage solaire dans des habitats, la première question qui se pose est le dimensionnement de l'installation. Pour cela, une analyse fine du comportement thermique de l'habitat pour définir les échanges thermiques s'y produisent afin d'estimer les besoins de chauffage d'une part, et de calculer la température à l'intérieur de l'habitat pour optimiser le système de chauffage d'autre part doit être entreprise.

III.2. Confort et réglementation

III.2.1. Confort thermique

D'après Liebard et Herb [99], le confort thermique définit l'état d'équilibre entre le corps humain et son environnement, en maintenant la température du corps à environ 36,7°C. Il s'exprime principalement à travers :

- Une ambiance adéquate (température opérative, vitesse de l'air, humidité relative etc.) qui permet aux occupants de vivre confortablement en été et en hiver.
- La santé des occupants (besoins en oxygène satisfaits, élimination des odeurs et gaz nocifs, etc.)

Le confort thermique est principalement influencé par :

- La température ambiante de l'air, qui dépend de l'activité des occupants, la variation de la température extérieure et de la performance des systèmes de chauffage ou de climatisation utilisés. Une température ambiante de confort est estimée, en général entre 20 °C à 22 °C.
- L'humidité de l'air, qui détermine la quantité de la vapeur d'eau contenue dans l'air ambiant. D'après Liebard [99], le taux d'humidité relative de l'air est de l'ordre de 30 % à 70 % pendant la saison d'hivernale.
- La vitesse de l'air, qui influe sur les échanges par convection et évaporation sur les occupants, du fait que les courants d'air provoquent une sensation de froid due à une convection assez importante entre la peau et l'air ambiant. Dans le bâtiment, la vitesse de l'air ne doit pas dépasser le 0.2m/s [99].

III.2.2. Inertie thermique d'un habitat

L'inertie assure la régulation des ambiances thermiques à l'intérieur d'un bâtiment, et permet ainsi d'améliorer le confort thermique. C'est la capacité de stocker les apports excédentaires durant la journée et de les restituer plus tard, lorsqu'il fait plus froid la nuit, elle est donc souvent associée aux périodes nocturnes. Une bonne inertie sera assurée par les matériaux à fort capacité thermique

(béton, brique, pierre, bois denses...) qui permettent de :

- Stocker la chaleur libérée par les apports solaires et le système de chauffage, et de la restituer plus tard, ce qui permet ainsi de fournir une température intérieure constante, et par conséquent de limiter les redémarrages de chaudière.

- Réduire les surchauffes journalières d'été en stockant la chaleur la journée, cette dernière sera ensuite évacuée par une ventilation nocturne.

Concernant les besoins de chauffage, les travaux réalisés par le Centre d'information sur le ciment et ses applications (France) [100] ont montré qu'une bonne inertie permet de les réduire significativement (figure III.1).

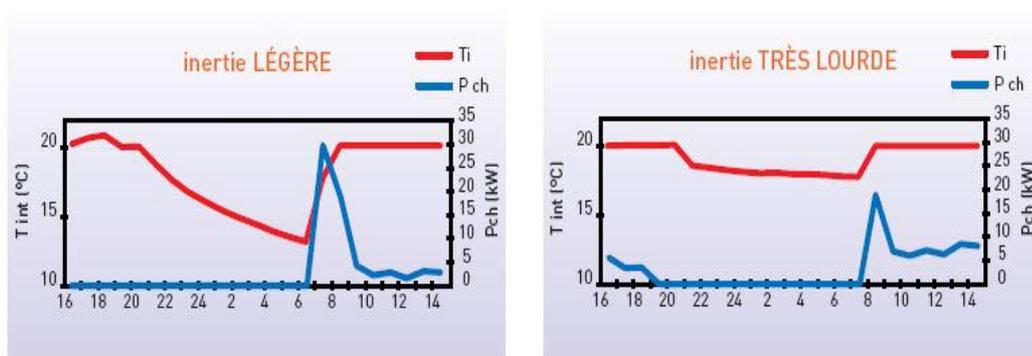


Figure III.1. Variation des températures intérieures et de la puissance de chauffage p_{ch} selon l'inertie pour un immeuble de bureaux [100]

Les principales caractéristiques de l'inertie thermique sont :

- La diffusivité thermique. Cette grandeur est associée à la vitesse à laquelle la chaleur se propage, par conduction dans un corps. La vitesse de transmission est d'autant plus rapide, que la diffusivité est grande. Il en résulte que le matériau restitue des quantités importantes de chaleur qui entraînent une augmentation rapide de sa température.

La diffusivité thermique a pour expression [101]:

$$a = \frac{\lambda_m}{\rho_m c p_m} \quad \text{(III.1)}$$

Avec, λ_m , la conductivité thermique des matériaux, ρ_m , la masse volumique des matériaux et $c p_m$, la chaleur spécifique des matériaux.

- L'effusivité thermique indique la capacité des matériaux à stocker ou à restituer de la chaleur.

Elle se calcule selon la formule [101] :

$$b = \sqrt{\lambda_m \rho_m c p_m} \quad \text{(III.2)}$$

En général pour réduire l'amplitude d'un flux thermique, les parois de l'enveloppe devront présenter une faible diffusivité et une forte effusivité.

III.2.3. Règlementation thermique dans les bâtiments

La réglementation thermique est un ensemble de règles obligatoires à appliquer lors de la construction des bâtiments, afin de réduire leur consommation d'énergie (notamment le chauffage) et ainsi de diminuer les émissions de gaz à effet, tout en assurant le confort des habitants. Cette réglementation détermine des exigences en matière de performance énergétique de l'enveloppe, telles que le niveau d'isolation thermique, l'amélioration du taux de vitrage par orientation et la protection solaire des fenêtres. Par ailleurs, dans des habitats existants, le but de la réglementation est de garantir une amélioration significative de la performance énergétique lors de la rénovation. Il s'agit du remplacement du simple vitrage des fenêtres par des double-vitrages et l'isolation de tous les murs en contact avec l'extérieur.

Les travaux de Tommerup et al [102] ont relevé que durant les 40 ans prochains années, la consommation d'énergie dédiée au chauffage du parc résidentiel danois pourrait réduire de 80%, si des mesures de performances énergétiques sont appliquées lors de la rénovation des bâtiments.

A l'instar de nombreux pays, l'Algérie a développé plusieurs dispositifs réglementaires visant à la promotion de l'efficacité énergétique dans le secteur du bâtiment. En 1997, le ministère de l'habitat et de l'urbanisme a élaboré des documents techniques réglementaires (DTR), qui ont été par la suite approuvés par le ministère de l'Energie et des mines, en 2000. Ces documents sont destinés uniquement aux bâtiments à usage d'habitation. Ils sont basés sur deux documents techniques réglementaires (DTR). Le premier DTR [103] vise la limitation de la consommation énergétique relative au chauffage des locaux pendant la période hiver à travers le calcul des déperditions thermique. Alors que le second DTR [104] vise la limitation de la consommation énergétique relative à la climatisation des locaux en l'été.

III.3. Bilan thermique d'un habitat

Le calcul du bilan énergétique d'un habitat est basé sur l'évaluation du besoin global en énergie et de la quantité d'énergie qu'il faudra pour le chauffer. Ce bilan est une comptabilité des entrées et des sorties d'énergie du bâtiment pendant une période de temps donnée. Il dépend non seulement des caractéristiques du bâtiment mais également des conditions météorologiques (température extérieure, vitesse de l'air extérieur, rayonnement solaire).

Les méthodes appliquées pour calculer différentes composantes du bilan énergétique sont différentes [105]. Pour des calculs en régime stationnaire on choisit le mois ou l'année entière comme intervalle de temps (méthode des-jours). Les paramètres déterminants (température

extérieure, rayonnement), sont par conséquent calculés par des valeurs moyennes ou des sommes. Pour les calculs en régime variable, les bilans énergétiques sont établis sur des intervalles de temps plus courts, (intervalles horaires). Les paramètres climatiques extérieurs, particulièrement la température et le rayonnement global horizontal, doivent être disponibles par conséquent, aux mêmes pas de temps.

III.3.1. Les différents modes de transferts thermiques dans l'habitat

Le climat intérieur du l'habitat subit est sujet à un ensemble d'échanges avec le climat extérieur. On peut définir deux types d'échanges [106]. Le premier est la puissance produite, résultant des apports internes liés à la chaleur dégagée par les corps humains, des appareils électriques et des systèmes de chauffage. Alors que le second est le transfert de chaleur et de masse avec l'environnement, qui correspond aux échanges à travers l'enveloppe, aux transferts aérauliques relatifs au renouvellement de l'air et aux apports solaires transférés à travers les vitrages. L'ensemble de ces échanges qui dépendent des conditions climatiques, varie en fonction du temps.

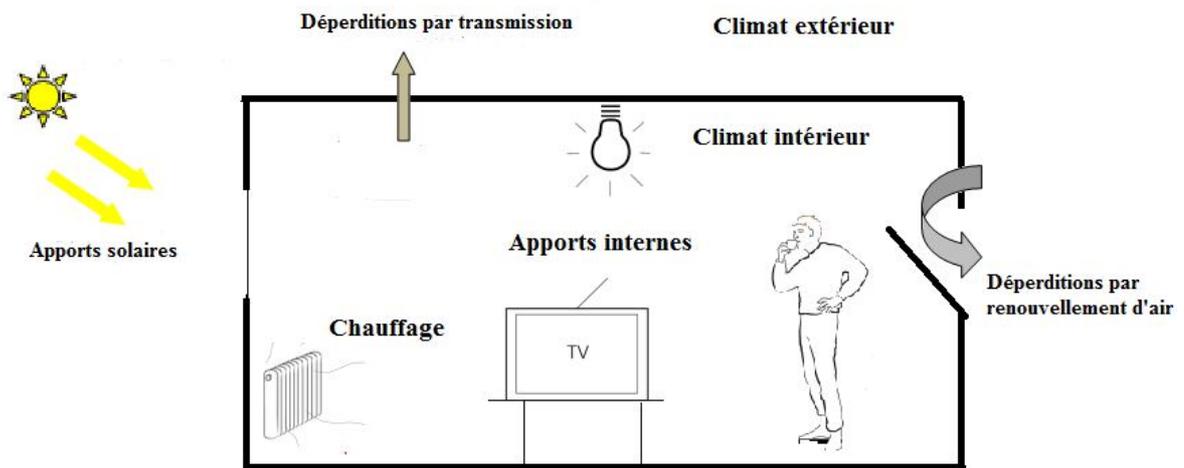


Figure III.2. Pertes et apports énergétiques dans un local

III.3.2. Déperditions thermiques d'une habitation

Les écarts entre les températures de l'habitat et de son environnement extérieur permettent un transfert d'énergie sous forme de déperdition en période de chauffe. Ces déperditions se produisent au niveau des murs, des plafonds, des fenêtres, et des sous-sols externes ainsi que par infiltration et ponts thermiques.

Les déperditions totales D_t d'un bâtiment contenant plusieurs volumes thermiques, durant une période Δt sont donnés par la relation:

$$D_t = \sum_{i=1}^n D_i (T_{in} - T_e) \cdot \int_{\Delta t} dt \quad (\text{III.3})$$

Avec T_{in} et T_e , respectivement les températures intérieure et extérieure

, D_i , les déperditions totales du volume i et n , le nombre du volume.

Les déperditions totales D_i d'un volume i sont données par, [103]:

$$D_i = (D_T)_i + (D_R)_i \quad (\text{III.4})$$

Où $(D_T)_i$ et $(D_R)_i$ sont respectivement les déperditions du volume i , par transmission et celles dues au vent

III.3.2.1. Déperditions par transmission

Les déperditions de chaleur d'un habitat, par transmission (figure III.3) correspondent aux déperditions surfaciques, à celles à travers les liaisons des ponts thermiques de l'enveloppe du bâtiment d'une part et aux pertes à travers les parois en contact avec le sol et avec les locaux non chauffés d'autre part.

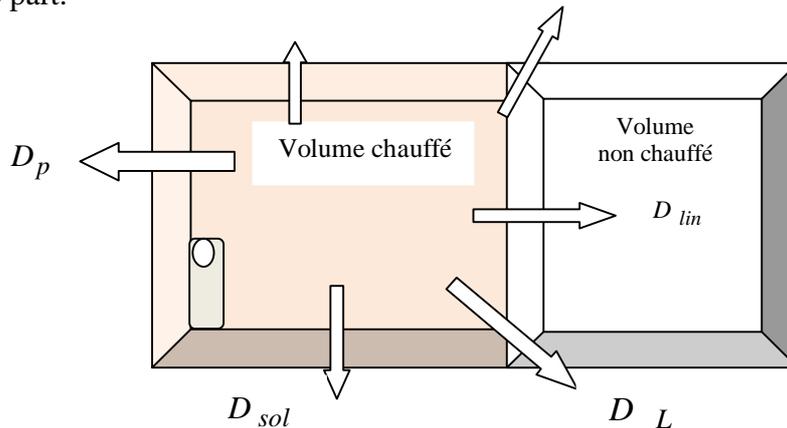


Figure III.3. Déperditions par transmission

Les déperditions par transmission D_T , d'un volume i sont données par [107], [108] :

$$(D_T)_i = \sum (D_p)_i + \sum (D_L)_i + (D_{sol})_i + \sum (D_{lin})_i \quad (\text{III.5})$$

Avec, D_p , les déperditions surfaciques à travers les parties courantes des parois en contact avec l'extérieur, D_L , les déperditions à travers les liaisons, D_{sol} , les déperditions à travers les parois en contact avec le sol et D_{lin} , les déperditions à travers les parois en contact avec les locaux non chauffés.

➤ Déperditions surfaciques

Les déperditions surfaciques par transmission à travers les parois, correspondent aux pertes de chaleur à travers les parois exposées à l'extérieur. En pratique, un mur est généralement constitué de plusieurs couches de matériaux superposées, ayant des conductivités thermiques différentes (figure III.4).

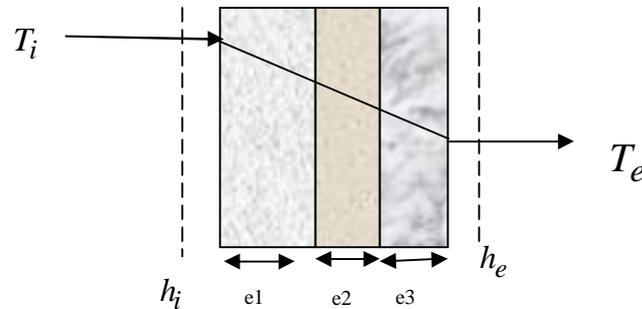


Figure III.4. Phénomène de conduction thermique

Pour une paroi plane composée de n couches homogènes, le coefficient (U) est donné par la relation [108]:

$$\frac{1}{U} = \sum_{i=1}^n \frac{e_p}{\lambda_p} + \left[\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} \right] \quad (\text{III.6})$$

$$D_p = U S_p \quad (\text{III.7})$$

Où U est le coefficient de transmission surfacique d'une paroi, S_p , la surface intérieure d'une paroi, h_i , le coefficient intérieur d'échanges superficiels et h_e , le coefficient extérieur d'échanges superficiels.

➤ Déperditions à travers les liaisons

Appelées aussi déperditions par ponts thermiques (figure III.5), elles sont dues essentiellement aux liaisons entre les différentes parois (entre deux parois extérieures, entre parois intérieure et extérieure, et liaisons entre les murs et les menuiseries [107]. En hiver, ces endroits sont également source des pertes de chaleur et d'humidité car leurs températures sont plus basses que celles des surfaces environnantes.

Les déperditions à travers les liaisons sont données par [106]:

$$D_L = \psi L \quad (\text{III.8})$$

ψ est le coefficient de transmission linéique entre deux parois et L , la longueur intérieure de la liaison.

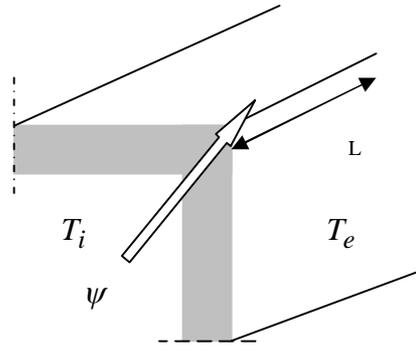


Figure III.5. Transmission linéique

➤ **Déperditions à travers les parois en contact avec le sol**

Ces sont les déperditions à travers les planchers et murs de sous-sol en contact direct ou indirect avec le sol (figure III.6). Elles dépendent de plusieurs facteurs, notamment l'aire et le périmètre de la dalle de plancher, l'espace plancher - sous-sol et les propriétés thermiques du sol.

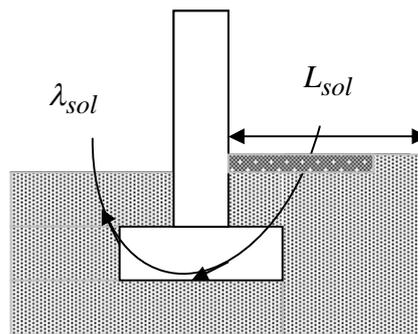


Figure III.6. Déperditions par le sol

Les déperditions à travers les parois en contact avec le sol peuvent être calculées par l'expression:

$$D_{sol} = \lambda_{sol} L_{sol} \quad \text{(III.9)}$$

λ_{sol} est le coefficient de transmission linéique du plancher bas et L_{sol} la longueur de la paroi.

➤ **Déperdition des parois en contact avec un local non chauffé**

La présence de locaux non chauffés (garage, sous-sol) à la périphérie des locaux chauffés influe sur le dimensionnement de l'installation. En effet, l'écart de température entrant dans le calcul du flux de chaleur est différent, (la température du local non chauffé n'est pas égale à celle de l'extérieur). Les déperditions à travers une paroi en contact avec un local non chauffé sont pondérées par un coefficient T_{au} , de valeur comprise entre 0 et 1.

Les déperditions des parois en contact avec un local non chauffé sont calculées par :

$$D_{lin} = T_{au} (\sum (K \cdot S_p) + \sum (k_l L)) \quad (\text{III.10})$$

Avec k , le coefficient de transmission surfacique de chaque partie, S_p , la surface intérieure de chaque partie surfacique, L , la Longueur intérieure de chaque liaison, k_l , le coefficient de transmission linéique de chaque liaison et T_{au} le coefficient de réduction de température.

Dans le cas général, le coefficient T_{au} est donné par la formule [109] :

$$T_{au} = \frac{T_{in} - T_{nn}}{T_{in} - T_e} \quad (\text{III.11})$$

T_{nn} est la température de l'espace non chauffé.

III.3.2.2. Déperditions dues au renouvellement d'air

Dans un habitat, il est nécessaire de renouveler l'air ambiant. Les déperditions engendrées par ce renouvellement proviennent des échanges d'air entre l'intérieur et l'extérieur puisque l'air extérieur introduit dans l'habitat doit être chauffé pour atteindre la température intérieure de confort, ce qui conduit à une augmentation de la dépense d'énergie de chauffage. Les déperditions par renouvellement d'air tiennent compte des déperditions dues au fonctionnement des dispositifs de ventilation et des déperditions supplémentaires par infiltrations causées par l'effet du vent.

La formule générale qui exprime ces déperditions est [110] :

$$D_R = 0.34 \times (Q_v + Q_s) \quad (\text{III.12})$$

0.34 est la chaleur volumique de l'air et Q_v, Q_s , respectivement les débits spécifique de ventilation et supplémentaire par infiltrations dues au vent.

➤ Débit spécifique de ventilation

Le débit spécifique de ventilation Q_v est calculé par rapport au débit extrait de référence Q_{vref} , ce dernier est déterminé en considérant que la ventilation est générale et permanente.

Pour un logement Q_v est donné par la formule [104]:

$$Q_v = \text{Max}(0.6 \times V_h, Q_{vref}) \quad (\text{III.13})$$

Avec:

$$Q_{vref} = \frac{5Q_{v\min} + Q_{v\max}}{6} \quad (\text{III.14})$$

Où $Q_{v\max}$ et $Q_{v\min}$, sont respectivement les débits extraits maximal et minimal de référence.

➤ Débit supplémentaire par infiltrations dues au vent

Ce débit est déterminé en considérant seulement le débit d'air supplémentaire s'infiltrant par les ouvrants, et dont l'écoulement s'effectue de la façade au vent à la façade sous le vent (on parle de débit "traversant").

Le débit supplémentaire Q_s du à l'effet du vent pour un logement est donné par l'expression :

$$Q_s = \sum (e_{vi} \cdot (\sum p_{oj} \cdot A_j)) \quad (\text{III.15})$$

Où e_{vi} est le coefficient d'exposition au vent affecté à la paroi i , p_{oj} , la perméabilité surfacique à l'air de l'ouvrant j et A_j , la surface de l'ouvrant j .

III.3.3. Apport calorifique

Ce sont les apports énergétiques provenant de l'activité des occupants, ainsi que ceux résultants du fonctionnement des appareils électroménagers ou de l'ensoleillement. Ces apports peuvent couvrir une partie importante des besoins énergétiques de chauffage. Les travaux réalisés par Charbonneau [111] ont montré que les apports de chaleur "gratuits" augmentent la température intérieure d'un local de 2°C, (figures III.7 et III.8).

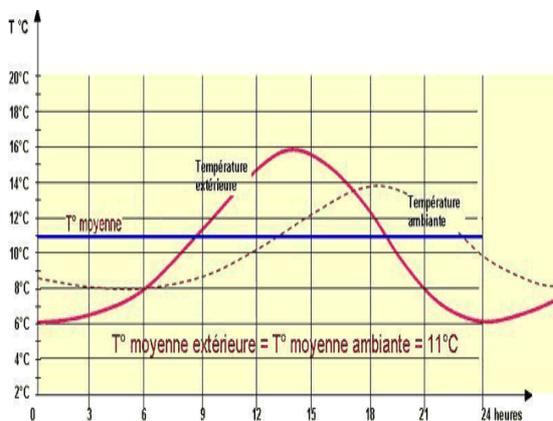


Figure III.7. Evolution temporelle de la température ambiante d'un local sans aucun apport de chaleur

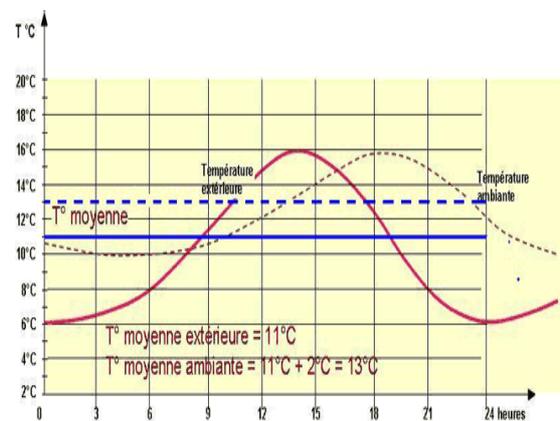


Figure III.8. Evolution temporelle de la température ambiante d'un local avec apports de chaleur "gratuits"

Les résultats obtenus par Szymon et al [112], ont prouvé que la différence d'énergie nécessaire pour le chauffage, calculée par des méthodes simplifiées et détaillées de détermination des gains de chaleur interne est de 30,1%.

Les études menées par Beckert et al, [113], ont révélé que dans un habitat " basse consommation", les apports solaires couvrent entre 26 et 50% des besoins de chaleur et les apports internes de 26 à 33%.

Les apports calorifiques totaux sont [114], [115]:

$$Q_{ca} = Q_{in} + Q_{so} \quad (\text{III.16})$$

Q_{in} et Q_{so} sont respectivement les apports internes et solaires.

III.3.3.1. Apports internes

Les apports internes, comprennent toute quantité de chaleur générée dans l'espace chauffé par des sources internes autres que le système de chauffage, telles que les occupants, l'éclairage, le fonctionnement de certains appareils électriques qui convertissent une partie de l'électricité consommée en chaleur par effet Joule.

Les apports internes totaux sont donnés par :

$$Q_{in} = Q_{ocup} + Q_{ecl} + Q_{mach} \quad (\text{III.17})$$

Avec, Q_{ecl} , Q_{ocup} et Q_{mach} respectivement les apports dus aux occupants, à l'éclairage et aux machines électriques.

➤ Apports dus aux occupants

C'est la puissance dégagée par le métabolisme des occupants du bâtiment. Elle varie selon l'activité de l'occupant. Ces échanges interviennent par cinq modes différents (convection, rayonnement, évaporation cutanée, conduction, et respiration) et sont compensés par une production de chaleur interne appelée métabolisme. Les travaux de Guerra et al [116], ont prouvé que le comportement des occupants pourrait jouer un rôle important dans la variation de la consommation d'énergie tout en diminuant la charge de chauffage de 4,2%. Les proportions de chaleurs sensible et latente émises par le corps humain sont données par [103]:

$$Q_{ocup} = N_p \cdot (Q_{S.ocup} + Q_{L.ocup}) \int_{\Delta t} dt \quad (\text{III.18})$$

Avec, N_p , le nombre d'occupants, $q_{S.ocup}$ et $q_{L.ocup}$, respectivement les chaleurs latente et sensible dégagées par les occupants.

➤ Apports dus à l'éclairage

L'éclairage est une source de chaleur qui contribue seulement aux apports sensibles. La puissance dégagée dépend du type et de la durée de l'éclairage et des lampes utilisées. Cette puissance est déterminée par la relation:

$$Q_{ecl} = \sum (W_n \cdot C_{me} \cdot C_{cr}) \int_{\Delta t} dt \quad (\text{III.19})$$

W_n , est la puissance nominale de l'ampoule ou du tube fluorescent et C_{me} , le coefficient de majoration ; il est égal à :

- 1, 2 pour les lampes à incandescence.
- 1,25 pour les tubes fluorescents.

C_{cr} , est le pourcentage de chaleur résiduelle correspondant à la part d'énergie restant dans la salle. Il est égal à 1 pour les installations dont l'éclairage n'est pas raccordé à un système d'extraction d'air.

➤ Apports dus aux machines électriques

Les appareils électriques lors de leur fonctionnement, transforment une partie de l'électricité consommée en chaleur. Selon le type d'appareil, cette chaleur est dissipée uniquement sous forme sensible ou en une combinaison de chaleurs sensible et latente. Aucune méthode de calcul universelle ne peut être appliquée pour calculer ces apports. Des études expérimentales ont été effectuées pour permettre de mesurer la chaleur générée par les équipements électriques. Recknagel propose quelques valeurs de gains en chaleur pour différents appareils électroménagers [109].

La chaleur générée par les équipements électriques peut être calculée par :

$$Q_{mach} = \sum (Q_{s,mach} + Q_{L,mach}) \cdot \int_{\Delta t} dt \quad (\text{III.20})$$

III.3.3.2. Apports solaires passifs

Dans l'habitat, la chaleur transmise par les rayonnements solaires est considérée comme un apport énergétique important. Le transfert d'énergie se fait essentiellement à travers les parois vitrées et dans une moindre mesure, à travers les parois opaques. Ces gains dépendent de l'ensoleillement sur le site concerné, de l'orientation des surfaces, de l'ombrage permanent et des caractéristiques de transmission et d'absorption solaires des surfaces. D'après Roulet [117], les gains solaires peuvent contribuer significativement aux besoins en chauffage dans les bâtiments. En climat tempéré, ils avoisinent 10% des besoins d'un bâtiment ordinaire, mais peuvent atteindre 50 % dans les bâtiments bien conçus.

Les apports solaires totaux sont donnés par :

$$Q_{so} = (Q_{s,mur} + Q_{s,v}) \quad (\text{III.21})$$

➤ Apports solaires à travers les parois

Le rayonnement solaire incident sur une paroi opaque, fait augmenter la température de sa face externe (généralement supérieure à la température ambiante). La fraction de chaleur traversant le mur est donnée par [105] :

$$Q_{s,mur} = \sum_{j=1}^M (I_{s,j} \cdot \alpha_{m,j} \cdot R_{m,j} \cdot U_{m,j} \cdot A_{m,j}) \cdot \int \frac{dt}{\Delta t} \quad (\text{III.22})$$

Avec $I_{s,j}$ le rayonnement solaire incident sur une surface unitaire ayant l'orientation j , $\alpha_{m,j}$, le coefficient d'absorption du rayonnement solaire, $R_{m,j}$, la résistance superficielle de la surface extérieure, $U_{m,j}$, la conductance thermique de la surface opaque et $A_{m,j}$, la surface de la paroi opaque.

La résistance superficielle d'une paroi extérieure peut être estimée de la manière comme suit [118] :

$$R_{m,j} = \frac{1}{h_c + h_r} = \frac{1}{v + 4v + \varepsilon \cdot h_{r0}} \quad (\text{III.23})$$

h_c, h_r , respectivement les coefficients de convection et de rayonnement, v , la vitesse de vent à proximité de la surface, ε , l'émissivité hémisphérique de la surface (égale à 0,93 pour le toit (ardoise), 0,93 pour les murs (plâtre)) et h_{r0} , le coefficient de rayonnement d'un corps noir.

Pour les bâtiments de référence, on considère qu'il n'y a pas de vent ($v = 0 \text{ m.s}^{-1}$).

Le coefficient h_{r0} est défini par $4 \cdot \sigma_0 T^3$, (σ_0 est la constante de Stephan-Boltzmann).

➤ Apports solaires à travers les vitres

Lorsque le rayonnement solaire atteint une vitre, le flux calorifique est en partie réfléchi, absorbé, et le reste est transmis dans le local. Cette partie de l'énergie est convertie en chaleur et transférée au local par convection. Les apports solaires sont obtenus en additionnant les apports de chaque vitre de captage [113]:

$$Q_{s,v} = \sum_{j=1}^M (I_{s,j} \cdot A_v \cdot F_o \cdot F_f \cdot g_v) \cdot \int \frac{dt}{\Delta t} \quad (\text{III.24})$$

Où, A_v est la surface de la fenêtre, F_o , le facteur d'ombre de la vitre (on prendra un facteur de correction de 0,85 pour un simple vitrage, et de 0,75 pour un double vitrage clair), F_f , le facteur de réduction pour les encadrements des vitrages et g_v , le coefficient de transmission énergétique de la vitre.

La nature du vitrage sur la consommation d'énergie a été étudiée par Kaynakli [119] qui a montré que l'utilisation des fenêtres double vitrages diminue la charge de chauffage de 20% par rapport à un simple vitrage. Hawthorne et al [120], ont, trouvé également que l'installation des fenêtres haute performance dans l'habitat permet la réduction des besoins de chauffage de 10% à 15%.

III.3.4. Apports par pertes récupérables

La réduction des besoins d'énergie due à la récupération de chaleur est en prise en considération lors du calcul de la consommation d'énergie du système considéré. Les pertes récupérables peuvent être obtenues par le système de distribution. Les pertes de distribution à travers les conduites sont calculées en fonction des dimensions des conduites et des caractéristiques thermiques de l'isolant et des conduites. Elles sont calculées par:

$$Q_{per,d} = L_c \cdot Y_c \cdot (T_{mf} - T_n) \cdot \int_{\Delta t} dt \quad (\text{III.25})$$

Avec, T_{mf} , la température moyenne de l'eau de chauffage ($T_{mf} = (T_{de} - T_{ro})/2$).

T_n est la température ambiante autour des conduites, L_c , la longueur totale des conduites et Y_c , le flux thermique linéique global (équation (III.54)).

III.4. Besoins énergétiques d'un habitat pour le chauffage

Le chauffage d'une habitation devient nécessaire, lorsque les apports internes et externes ne sont pas suffisants pour obtenir la température intérieure de consigne, T_{in} . Les systèmes de chauffage doivent alors fournir à l'ambiance intérieure de l'énergie, afin de compenser les déperditions thermiques. Le chauffage est demandé lorsque $T_{ch} < T_e$

T_{ch} , la température extérieure à partir de laquelle le chauffage devient nécessaire est alors obtenue par:

$$T_{ch} = T_{in} - \frac{Q_{ca}}{D_t} \quad (\text{III.26})$$

D'après la figure III.9, la période de chauffage est généralement comprise entre le 15 octobre et le 15 avril. Cette période peut néanmoins varier d'une région à une autre. En effet, les travaux d'Aktemur [121] ont permis de noter que les 22 septembre et 28 mai sont le début et la fin de la saison de chauffage de la région d'Azmit (Turquie), alors que ceux de Kaynakli [119] montrent que les durées de chauffage varient entre 206 et 239 jours, dans la région de Bursa en Turquie.

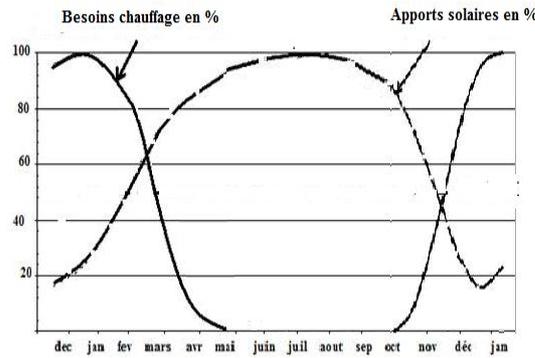


Figure III.9. Ensoleillement mensuel et besoins de chauffage [122]

Le besoin de chauffage des locaux pour chaque période de calcul est obtenu selon [109], [123] par :

$$Q_{ch} = D_t - n \cdot Q_t \quad (\text{III.27})$$

Où :

$$Q_t = Q_{ca} + Q_{per,d} \quad (\text{III.28})$$

Le taux d'utilisation n indique la part des apports de chaleur utilisable pour le chauffage. Il est égal à [124] :

$$\begin{cases} n = \frac{1 - \gamma^a}{1 - \gamma^{a+1}} & \text{si } \gamma \neq 1 \\ n = \frac{a}{a+1} & \text{si } \gamma = 1 \end{cases} \quad (\text{III.29})$$

γ est le rapport apports/dépenses, il est défini par Barakat et Sander [109]:

$$\gamma = \frac{Q_t}{D_t} \quad (\text{III.30})$$

a , est un paramètre numérique dépendant de la constante de temps τ , défini par:

$$a = a_0 + \frac{\tau}{\tau_0} \quad (\text{III.31})$$

τ qui caractérise l'inertie thermique intérieure de l'espace chauffé, est obtenue par:

$$\tau = \frac{C_m}{D_t} \quad (\text{III.32})$$

C_m , est la capacité thermique intérieure effective. Elle est la somme des capacités thermiques efficaces de tous les matériaux en contact avec l'ambiance intérieure, elle est exprimée par [117]:

$$C_m = \sum_j \sum_i \rho_{ij} c_{ij} d_{ij} A_j \quad (\text{III.33})$$

Avec, ρ_{ij} , la masse volumique du matériau i dans l'élément j , c_{ij} , la chaleur spécifique du matériau i dans l'élément j et d_{ij} , l'épaisseur de la couche de matériau i dans l'élément j .

III.5. Modélisation du local

Il existe plusieurs méthodes de modélisation du bâtiment. Différents critères peuvent être utilisés pour classer les modèles de simulation des performances thermiques du bâtiment. Suivant le niveau de discrétisation, on peut distinguer quatre catégories:

III.5.1. Modélisation mono zone

Les modèles mono zones (figure III.10) considèrent que l'habitat est composé d'une seule pièce (une seule zone) ayant des propriétés physiques uniformes (température, pression, humidité relative, etc.) (Musy, 1999, Musy et al, 2001, Daytin, 1997, Mora, 2003) [125]. Ces modèles nécessitent très peu d'informations liées à l'enveloppe ou aux systèmes de chauffage [126].

III.5.2. Modélisation multizone (ou nodale)

L'approche multizone (figure III.11) se base sur la décomposition du local en plusieurs nœuds thermiques, un nœud caractérisant un volume de matériau. Les grandeurs physiques en chaque nœud sont supposées homogènes en température et en pression. Dans cette méthode les bilans énergétiques sont établis pour chaque nœud en prenant en compte les différents types d'échange de chaleur [126].

III.5.3. Modélisation zonale

Dans ce cas, la pièce est divisée en un certain nombre de volumes d'air dans lesquels la température et la masse volumique sont supposées homogènes, alors que la pression varie de façon hydrostatique (figure III.12). Les équations de conservation de la masse et de l'énergie sont appliquées à chaque cellule où le mélange gazeux est considéré comme un gaz parfait. Le problème majeur de cette approche de modélisation reste l'évaluation correcte des transferts de masse et de chaleur entre chacune des zones considérées (Wurtz et al 1999) [125].

III.5.4. Modèles de code de champ (CFD)

Ces modèles détaillent la physique du bâtiment avec un bon niveau de précision. Ils se basent sur une résolution numérique des équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement, de l'énergie et des espèces, permettant de suivre en détail l'évolution des mouvements d'air, de la température intérieure, de la pression et de l'humidité relative [126]. La méthode de code de champ a été largement utilisée par Ladeinde et Nearon, (1997), Emmerich, (1997), et Nielsen, (1998).

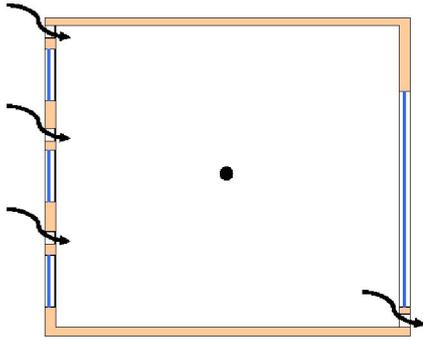


Figure III.10. Modèle mono zone

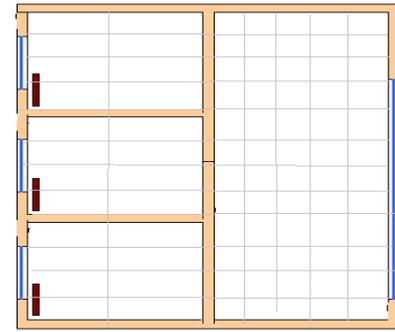


Figure III.12. Modèle zonale

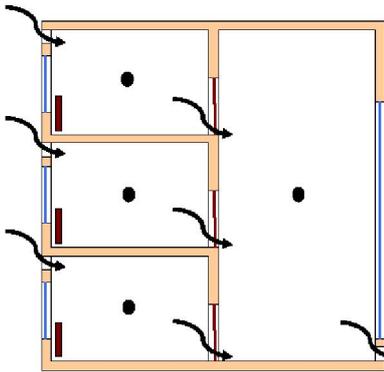


Figure III.11. Modèle multizone

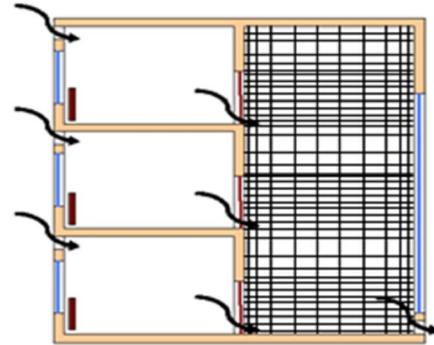


Figure III.13. Modèle CFD

III.6. Estimation de la température intérieure du local

Le modèle du local considéré est un modèle multizone. La température est calculée pour chaque pièce, cette dernière peut être modélisée comme un seul élément avec une température d'air homogène. Pour élaborer ce modèle mathématique, quelques hypothèses ont été établies :

- Toutes les parties de la pièce sont chauffées, à tout moment, à une température intérieure uniforme.
- La stratification de l'air d'une zone, et la diffusion d'eau dans les parois ne sont pas prises en considération.
- Le stockage par la chaleur latente et l'effet des variations d'humidité ne sont pas traités.

La température intérieure de la pièce est calculée par [127], [128] :

$$C_{in} \frac{dT_{in}}{dt} = Q_{gains} - Q_{pertes} \quad (\text{III.34})$$

$$C_{in,i} \frac{dT_{in,i}}{dt} = Q_{s,mur,i} + Q_{s,v,i} + Q_{elec,i} + Q_{ocup,i} + Q_{rad,i} - D_{p,i} - D_{L,i} - D_{sol,i} - D_{lin,i} - D_{r,i} \quad (\text{III.35})$$

C_{in} est la capacité thermique de la pièce et Q_{rad} , la puissance délivrée par l'émetteur de chaleur.

$$Q_{rad} = \dot{m}_{ra} C_{p_{ra}} (T_{re} - T_{rs}) \quad (\text{III.36})$$

Avec, T_{re} et T_{rs} respectivement les températures de l'eau à l'entrée et à la sortie du radiateur.

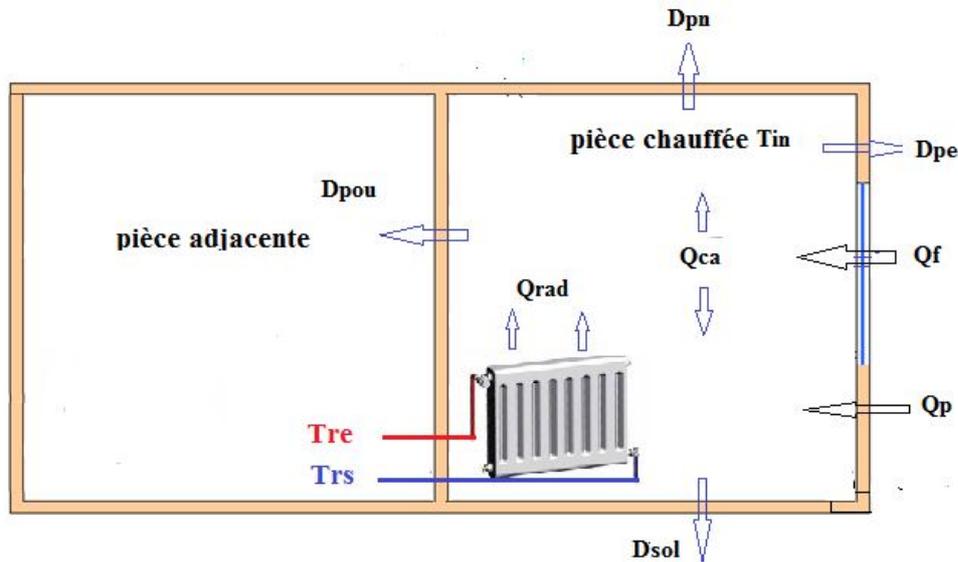


Figure III.14. Transferts de chaleur dans une pièce chauffée par un radiateur (modèle multizone)

L'équation (III.35) devient alors:

$$C_{in} \left(\frac{dT_{in}}{dt} \right) = \sum_{j=1}^n (I_{s,j} \cdot \alpha_{m,j} \cdot R_{m,j} \cdot U_{m,j} \cdot A_{m,j}) (T_{in} - T_e) + \sum_{j=1}^n (I_{s,j} \cdot A_v \cdot F_o \cdot F_f \cdot g_v) (T_{in} - T_e) \quad (\text{III.37})$$

$$+ \dot{m}_{ra} C_{p_{ra}} (T_{re} - T_{rs}) + Q_{in} - \sum_{i=1}^2 (U_i S_i (T_{in} - T_e)) - \sum_{i=1}^4 (U_i S_i (T_{in} - T_{nn})) - 0.34(Q_v + Q_s)(T_{in} - T_e)$$

III.7. Chauffage dans l'habitat

Le chauffage assure le confort des occupants dans les habitats. Il existe plusieurs systèmes de chauffage que l'on selon différents critères:

- Mode de production de chaleur (appareils individuels, chauffage central ou à distance).
- Source d'énergie (charbon, bois, gaz, fioul domestique, électricité, soleil ou vent).
- Fluide caloporteur (eau, vapeur, huile thermique ou air).
- Mode d'émission de chaleur (convection, rayonnement ou convection et rayonnement).

III.7.1. Chauffage central à eau chaude

Dans une installation de chauffage central à eau chaude, l'eau est chauffée dans la chaudière (production) à une température maximale de 90 °C. Un système de distribution type monotube ou bitube, composé d'une tuyauterie avec départ et retour, amène cette eau chaude dans les corps de

chauffe qui émettent la chaleur nécessaire dans les locaux où ils sont installés. L'eau refroidie, s'écoule ensuite dans la tuyauterie de retour pour revenir à la chaudière où le cycle recommence, (l'eau circule ainsi en circuit fermé).

Diverses solutions technologiques existent pour fournir de l'énergie au fluide caloporteur d'une installation de chauffage à eau chaude, parmi lesquelles [129]:

- **Chauffage avec énergies fossiles** (chaudières)

Il s'agit du générateur central qui produit la chaleur par transformation d'énergie grâce à un brûleur. Ces systèmes peuvent fonctionner avec différents combustibles (gaz, fioul, bois). On distingue deux types :

- Les chaudières haute température (standards). L'eau chauffée jusqu'à une température de 70 à 85°C dans ces chaudières circule par la suite dans des radiateurs ou autre dispositif afin de chauffer l'espace habitable, jusqu'à obtention de la température désirée.
- Les chaudières basse température fonctionnent à température plus basse (entre 30 et 60°C) qu'une chaudière standard. Elles offrent un confort de chauffage supérieur et réduisent la consommation d'énergie de 10 à 12% [130].

- **Chauffage avec énergie solaire**

Dans ce cas, les capteurs solaires transforment l'énergie solaire en chaleur qui est transférée à un fluide caloporteur. Il existe deux cas :

- Le fluide chauffé par les capteurs circule dans des tubes installés dans une dalle de béton qui stocke d'un côté la chaleur et l'émet de l'autre côté (technique du plancher solaire direct).
- L'eau chaude venant du capteur est stockée dans un réservoir, qui ensuite va alimenter un réseau de distribution classique de chauffage central (émetteurs basse température).

- **Chauffage avec énergie géothermique**

L'utilisation de l'énergie géothermique pour le chauffage nécessite la mise en œuvre des pompes à chaleur (PAC), qui recueille la chaleur captée par un échangeur de chaleur souterrain et la transfère vers le bâtiment par l'intermédiaire d'un système de distribution.

III.7.2. Chauffage central à eau chaude à basse température

Le principe de ce système de chauffage est de fournir le même confort thermique que les radiateurs à haute température en utilisant une température d'alimentation plus basse comprise entre 40 et 50°C. Les principaux éléments de ces systèmes de chauffage sont la chaudière basse température ou à condensation, la pompe à chaleur comme générateur, les radiateurs basse température et le plancher chauffant comme émetteurs.

De nombreuses études ont été menées pour étudier la performance du chauffage à basse température. Virtamen [131] a encouragé l'utilisation des systèmes de chauffage à basse exergie qui permettent de minimiser les consommations énergétiques, en fournissent aux occupants un environnement propre et confortable. Hasan et al [132] ont étudié les performances des systèmes de chauffage à basse température pour un habitat bien isolé, en termes de consommation d'énergie et de confort thermique. Leurs résultats ont montré que malgré une température d'alimentation réduite à 45 °C dans des radiateurs conventionnels, la température intérieure n'a jamais chuté en dessous de 20° C. Maivel et Kurnitski [133] ont étudié les pertes de distribution et d'émission d'un système de chauffage à basse température par rapport à un système de chauffage à haute température installé dans différents types de bâtiments situés en Europe centrale (climat froid). Leurs résultats ont montré que selon le type de bâtiment, les conditions climatiques et la période de chauffage, l'utilisation d'un chauffage à haute température avec une température d'eau de 70°C entraîne des pertes supérieures de 4 à 40% par rapport au système de chauffage à température 40 °C.

III.7.3. Radiateurs à eau chaude

Ces radiateurs sont parmi les émetteurs de chaleur destinés à diffuser la chaleur émise par un générateur à combustion (chaudière gaz, pompe à chaleur, chauffage solaire). Ces corps de chauffe sont des échangeurs de chaleur dans lequel circule un fluide chaud qui diffuse, dans l'air ambiant par rayonnement et convection, la chaleur qui lui a été apportée. Il existe différents types de radiateur de chauffage central dont la différence réside principalement en leur nature (radiateurs en fonte, en acier ou en aluminium). Ils peuvent également différer sur la forme, (radiateurs à panneaux et à éléments). Ces derniers (les plus utilisés), sont constitués de plusieurs éléments identiques juxtaposés côte à côte jusqu'à former la surface de chauffe désirée. Ces appareils sont construits en fonte, en acier ou en aluminium avec 2,3 ou plusieurs colonnes [134]. Dans une installation de chauffage solaire, les radiateurs et le ballon de stockage solaire sont reliés par un réseau de canalisations qui transporte l'eau chaude vers les corps de chauffe et ramènent l'eau refroidie au ballon de stockage.

III.7. 4. Puissance du radiateur

Les radiateurs transmettent (par rayonnement et convection) à l'ambiance, la chaleur qu'ils reçoivent par l'eau chaude. La puissance thermique hydraulique du radiateur est calculée par [102] [135]:

$$Q_{rae} = \dot{m}_{ra} C_{p_{ra}} (T_{re} - T_{rs}) \quad \text{(III.38)}$$

Avec, \dot{m}_{ra} , le débit massique du fluide circulant dans le radiateur, Cp_{ra} , la chaleur spécifique de l'eau et T_{re} , T_{rs} respectivement les températures de l'eau à l'entrée et à la sortie du radiateur.

La puissance thermique du radiateur est la quantité de chaleur cédée par la surface extérieure du radiateur à l'air ambiant, selon les trois modes de transmission de la chaleur (convection, conduction et rayonnement) (figure III.15). Elle est calculée par [136] :

$$Q_{ra} = Q_{r,cd} + Q_{r,cv} + Q_{r,ra} \approx Q_{r,cv} + Q_{r,ra} \quad (\text{III.39})$$

$$Q_{ra} = Q_{r,cv} + Q_{r,ra}$$

$Q_{r,cd}$, $Q_{r,cv}$ et $Q_{r,ra}$ sont respectivement les puissances thermiques émises par conduction, convection et rayonnement.

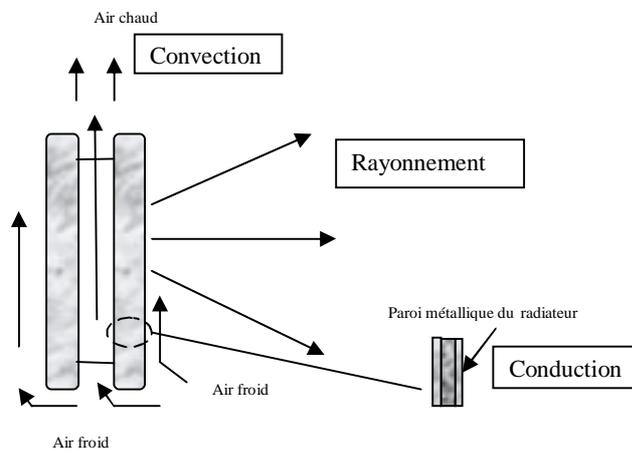


Figure III.15. Principe d'émission de la chaleur par un radiateur

Dans un radiateur le transfert par conduction se fait à travers la paroi métallique. Ce type d'émission est faible quand un gaz est impliqué, et la conduction de la chaleur peut alors être négligée par rapport à la convection et au rayonnement. En outre, les radiateurs à eau émettent une part de leur chaleur par radiation sous forme d'un rayonnement électromagnétique. Cette chaleur est ensuite absorbée par les différents éléments de la pièce à chauffer.

La quantité de chaleur transmise par rayonnement est calculée en utilisant la formule:

$$Q_{r,ra} = S_r h_r (T_{rad} - T_{in}) \quad (\text{III.40})$$

h_r est le coefficient de transmission thermique par rayonnement, T_{rad} , la température moyenne du radiateur, T_{in} , la température du local et S_r , la surface d'échange thermique de l'émetteur.

La convection est le mode de transfert privilégié de la plupart des émetteurs, elle s'effectue grâce au mouvement du fluide en contact avec une surface dont la température est différente de la sienne. En effet, lorsqu'une quantité d'air est chauffée à pression constante, son volume augmente alors que sa densité diminue, l'air chaud qui s'élève est remplacé par de l'air plus froid, ce qui crée un courant ou une circulation naturelle.

La quantité de chaleur transmise par convection peut être calculée comme suit :

$$Q_{r,cv} = S_r h_c (T_{rad} - T_{in}) \quad (\text{III.41})$$

h_c est le coefficient de transmission thermique par convection.

La dissipation de chaleur par rayonnement et convection dépend fortement de la température de l'eau chaude. Le transfert par ces deux modes est d'autant plus important que la température du radiateur est élevée, ce qui conduit à une augmentation de la puissance émise par le radiateur [137].

Une autre relation basée sur les paramètres standards K et n , a été développée par (Abel et al, 1995) [138], pour calculer la puissance émise par les radiateurs :

$$Q_{ra} = K_{ra} \Delta T_{ra}^n \quad (\text{III.42})$$

Où n est l'exposant du radiateur, K_{ra} , le coefficient d'échange total du radiateur et ΔT_{ra} , l'écart moyen logarithmique de température.

K_{ra} et n dépendent de la taille et de la conception du radiateur, ils sont souvent utilisés de différentes manières par les fabricants des radiateurs pour décrire les propriétés de divers radiateurs. En raison de la non-linéarité du transfert de chaleur dans le radiateur la valeur de l'exposant n a été déterminée expérimentalement.

Pour les radiateurs, l'exposant est environ de 1,33, alors qu'une valeur de 1,25 est retenue pour les convecteurs (Abel et al. 1997) [138].

Pour les radiateurs, la différence de température moyenne logarithmique est la différence de température moyenne entre les températures d'entrée et de sortie de l'eau et la température ambiante de l'air, elle est donnée par:

$$\Delta T_{ra} = \frac{T_{re} - T_{rs}}{\ln\left(\frac{T_{re} - T_{in}}{T_{rs} - T_{in}}\right)} \quad (\text{III.43})$$

Les paramètres de dimensionnement d'un radiateur sont souvent déterminés dans des conditions nominales ΔT_{nor} précises et une puissance nominale Q_{rn} . La valeur de cette dernière est fournie par un catalogue ou une fiche technique qui suit la norme européenne EN 442 dans laquelle, les

dimensions des radiateurs et la quantité de la chaleur émise pour une température de départ de 75°C, une température de retour de 65°C et une température ambiante de 20°C ($\Delta T_{nor} = 50$) sont données.

La puissance (Q_r) émise par un radiateur pour d'autres régimes différents du régime pris dans la norme ($\Delta T_{nor} = 50$), est calculée par l'expression :

$$Q_r = Q_{rn} \left(\frac{\Delta T_{ra}}{\Delta T_{nor}} \right)^n \quad (\text{III.44})$$

Q_{rn} est la puissance thermique définie par les normes.

III.7. 5. Température à la sortie du radiateur

La température du radiateur varie au cours d'une saison de manière à s'adapter aux besoins. Elle change en fonction de la température extérieure, de l'ensoleillement et des apports gratuits internes. La température à l'entrée du radiateur est définie par le concepteur de l'installation, par contre la température de la sortie est liée à l'ensemble des échanges thermiques et à la capacité des radiateurs. Elle peut être calculée par la relation [118] :

$$C_{ra} \frac{dT_{rs}}{dt} = \dot{m}_{ra} C_{p_{ra}} (T_{re} - T_{rs}) + (UA)_{ra} (T_{in} - T_{rs}) \quad (\text{III.45})$$

Avec, C_{ra} , la capacité thermique totale du radiateur et $(UA)_{ra}$, la conductance thermique du radiateur.

$$(UA)_{ra} = \frac{Q_{rn} \left(\frac{\Delta T_{ra}}{\Delta T_{ra \text{ nom}}} \right)^n}{(T_{rs} - T_{in})} \quad (\text{III.46})$$

III.8. Rendement global d'une installation

L'objectif de notre système de chauffage solaire est de diffuser dans chaque pièce et à chaque instant la quantité de chaleur exactement nécessaire pour atteindre et maintenir la température de confort au niveau souhaité. Dans notre installation de chauffage solaire, la chaleur produite par le collecteur solaire est stockée dans un réservoir, puis distribuée vers les radiateurs à basse température en utilisant un réseau de tuyauteries et dernier lieu émise par les corps de chauffe dans le local. La gestion de cette chaleur est contrôlée et dirigée par le système de régulation. L'installation de chauffage est composée de quatre parties différentes qui fonctionnent toutes avec leur propre rendement (figure III.16). Le produit de ces quatre rendements partiels détermine le rendement global de l'installation.

Le rendement global de l'installation de chauffage est donné par [139] :

$$\eta_{inst} = \eta_S \cdot \eta_P \cdot \eta_D \cdot \eta_{EM} \quad (\text{III.47})$$

η_S , η_P , η_D et η_{EM} sont respectivement les rendements de stockage, de production, de distribution, et de l'émission.

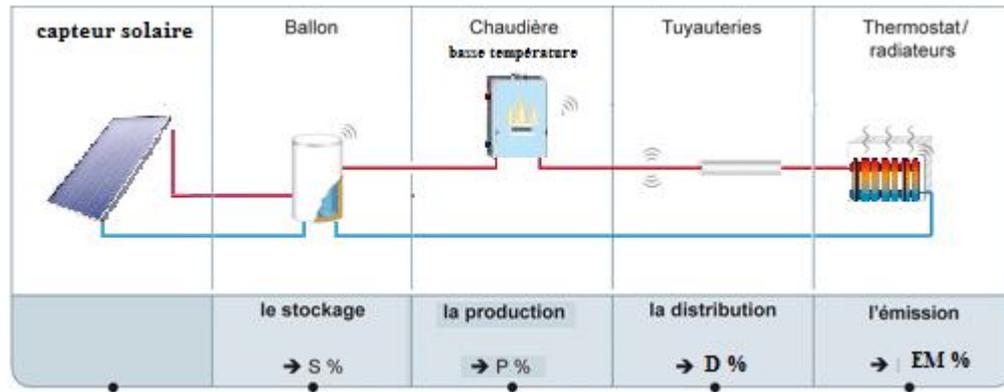


Figure III.16. Rendement global de l'installation

➤ Rendement de stockage

La chaleur produite par le capteur solaire est stockée dans un ballon. Si ce dernier est situé dans l'extérieur ou dans une pièce adjacente non chauffée, une perte de chaleur importante durant la nuit et les périodes de faible ensoleillement pourrait se produire et affecter considérablement le rendement du ballon de stockage. Ce dernier est défini comme suit [140]:

$$\eta_S = \frac{Q_{S,1}}{Q_{S,2}} = \frac{Q_{S,2} - Q_{per,s}}{Q_{S,2}} = 1 - \frac{Q_{per,s}}{Q_{S,2}} \quad (\text{III.48})$$

Avec, $Q_{S,2}$, la chaleur transmise par le capteur solaire au ballon de stockage, $Q_{S,1}$, la chaleur transférée au système de distribution et $Q_{per,s}$, les pertes du ballon de stockage.

➤ Rendement de la chaudière

Dans notre installation solaire un système d'appoint constitué par une chaudière à gaz, fonctionne quand la température de l'eau à la sortie du réservoir est inférieure à celle de l'alimentation du système chauffage. Une partie de la chaleur produite par la chaudière est perdue:

- par combustion incomplète du combustible.
- par les parois de la chaudière suite à la transmission de chaleur à l'environnement par convection et rayonnement.
- par évacuation des gaz de combustion chauds vers l'extérieur (via la cheminée).

Le rendement thermique du rendement de la chaudière est :

$$\eta_P = \frac{Q_{cha}}{Q_{bru}} \quad (\text{III.49})$$

Q_{cha} , la quantité d'énergie transmise par la chaudière à l'eau, peut être donnée par :

$$Q_{cha} = \dot{m} C_p (T_{so} - T_{s,1}) \quad (\text{III.50})$$

$T_{s,1}$, T_{so} sont respectivement les températures aux sorties du ballon de stockage et de la chaudière.

Q_{bru} est l'énergie utilisée par le brûleur:

$$Q_{bru} = \dot{m}_{gaz} \cdot PCI_{gaz} \quad (\text{III.51})$$

\dot{m}_{gaz} et PCI_{gaz} , respectivement le débit et le pouvoir calorifique du gaz.

➤ Rendement de distribution

Les pertes de distribution se produisent au niveau des canalisations transportant la chaleur produite par la chaudière vers les corps de chauffe. Elles dépendent de la longueur et du diamètre des conduites, des températures de l'eau et de l'ambiance.

Le rendement de distribution est donné par les relations:

$$\eta_D = \begin{cases} 1 - \frac{Q_{per,d}}{Q_{S1}} & \text{si } T_r > 45^\circ C \\ 1 - \frac{Q_{per,d}}{Q_{cha}} & \text{si } T_r < 45^\circ C \end{cases} \quad (\text{III.52})$$

$Q_{per,d}$ sont les pertes de distribution, elles sont données par la formule [109] :

$$Q_{per,d} = L_c \cdot Y_c \cdot (T_{mf} - T_n) \quad (\text{III.53})$$

Avec, T_{mf} , ($T_{mf} = (T_{de} - T_{ro})/2$), la température moyenne de l'eau de chauffage, T_{de} et T_{ro} respectivement les températures de départ et du retour du réseau, L_c la longueur de conduite et T_n , la température ambiante autour des conduites.

Y_c est le flux thermique linéique global rapporté à la longueur de conduite.

$$Y_c = 2\pi / ((1/h_{ic}) \cdot (1/d_{ic}) + (1/k_c) \cdot \ln(d_{ec}/d_{ic}) + (1/k_i) \cdot \ln(d_i/d_{ec}) + (1/h_{ec}) \cdot (1/d_{ec})) \quad (\text{III.54})$$

d_{ec} et d_{ic} étant respectivement les diamètres extérieur et intérieur de la conduite, (isolation comprise), d_i , le diamètre moyen de la conduite (isolation comprise), h_{ic} et h_{ec} , respectivement les coefficients d'échange superficiel de l'intérieur et de l'extérieur de la conduite.

K_c et K_i sont respectivement les conductivités thermiques de la conduite et de l'isolant.

➤ Rendement de l'émission

L'émission thermique des corps de chauffe s'accompagne, elle aussi, de pertes qui ont pour conséquence qu'une partie de la chaleur émise n'est pas utilisée utilement pour le chauffage de la zone de confort. Ces pertes sont liées aux phénomènes de la stratification thermique. En effet la température de l'air sera plus élevée au niveau du plafond, ce qui non seulement n'apporte rien au confort thermique des occupants, mais entraîne des pertes de chaleur supplémentaires par le plafond. Ces pertes seront d'autant plus importantes que la hauteur est grande.

Le rendement de l'émission peut être calculé par [140] :

$$\eta_{EM} = \frac{Q_{EM}}{Q_D} \quad (\text{III.55})$$

Q_{EM} : Énergie émise utilement dans le local

III.9. Performance du système

Pour caractériser correctement un système de chauffage solaire et étudier sa performance, il faut calculer la part des besoins de chauffage couverts par l'énergie solaire (fraction solaire), la quantité d'énergie délivrée par les capteurs solaires (productivité solaire) et l'économie d'énergie réalisée grâce à l'utilisation de l'énergie solaire (taux d'économie d'énergie).

• Fraction solaire

Elle représente la part d'énergie solaire (gratuite) dans la consommation d'énergie globale d'une installation de chauffage. La fraction solaire dépend du lieu d'exposition et du dimensionnement de l'installation solaire, tels que la surface de capteurs solaires et la capacité du ballon solaire. Plus le taux est choisi élevé, plus l'économie de l'énergie est importante. Elle peut être calculée pour une période donnée (journalière, mensuelle ou annuelle) par l'expression [76]:

$$F_s = \frac{P_u}{Q_{ch}} \quad (\text{III.56})$$

P_u est l'énergie thermique totale fournie par le système solaire pour satisfaire la demande thermique Q_{ch} sur la période considérée.

- **Productivité solaire**

Ce paramètre indique la capacité productive des systèmes solaires. Il donne la quantité d'énergie transmise au réservoir par unité de surface du capteur. L'installation est d'autant plus performante que cette valeur est élevée. Une productivité trop faible témoigne probablement du surdimensionnement de la surface des capteurs.

La productivité est définie par [76] :

$$F_{pro} = \frac{P_u}{A_c} \quad (\text{III.57})$$

- **Taux d'économie d'énergie**

Ce nombre adimensionnel permet de comparer l'économie d'énergie d'appoint apportée par le chauffage solaire en comparaison avec une installation conventionnelle, sans apport solaire, qui aurait fournie la même quantité d'énergie. Il est calculé au niveau de l'énergie finale consommée et peut s'écrire comme suit [139] :

$$F_{au} = \frac{Q_{aux} - Q_{aux,s}}{Q_{aux}} = \left(1 - \frac{Q_{aux,s}}{Q_{aux}}\right) \quad (\text{III.58})$$

Q_{aux} et $Q_{aux,s}$ étant respectivement les consommations d'énergie d'appoint d'une installation de référence non solaire (conventionnelle) et solaire.

III.10. Description de l'habitat et systèmes de chauffage

Notre étude porte sur un habitat individuel ancien, situé dans la région d'Adrar au sud de l'Algérie. Les conditions climatiques concernant ce site sont une latitude de 27,10° Nord, une longitude de 0,17° West et une altitude de 279 m. Cet habitat construit dans les années 1990, de type F3, avec une surface de 90 m², et un volume d'environ 245 m³ comprend un salon, une cuisine, une salle de bain et deux chambres. Le local est chauffé par des radiateurs à basse température dont l'apport d'énergie est assuré par des capteurs solaires. Selon le document technique réglementaire en application en Algérie, les températures de confort pour le chauffage dans les chambres est estimé à 21°C et dans les autres espaces (cuisine, salle d'eau et couloir) à 18°C. Le nombre d'occupants de l'immeuble est de quatre personnes. Les autres charges internes sont celles des équipements et de l'éclairage.

L'entrée du local est orientée vers Sud comme l'indique la figure III.17. Les murs extérieurs non isolés sont fabriqués en brique creuse dont l'épaisseur est de 10 cm avec un enduit extérieur en mortier de ciment et l'intérieur en plâtre, alors que les séparations sont en brique creuse de 10 cm, l'enduit est en plâtre sur les deux côtés. Le plancher bas est constitué d'une couche en granit d'une

épaisseur de 20 cm et de 10 cm de béton, le tout couvert de carrelage (la sous-chape est en mortier de ciment d'une épaisseur de 2 cm). La toiture est construite de béton-hourdi de 10 cm d'épaisseur d'une chape en mortier de ciment et d'un enduit intérieur en plâtre. Dans le cadre de cette étude, chaque pièce est modélisée par une seule et unique zone thermique.

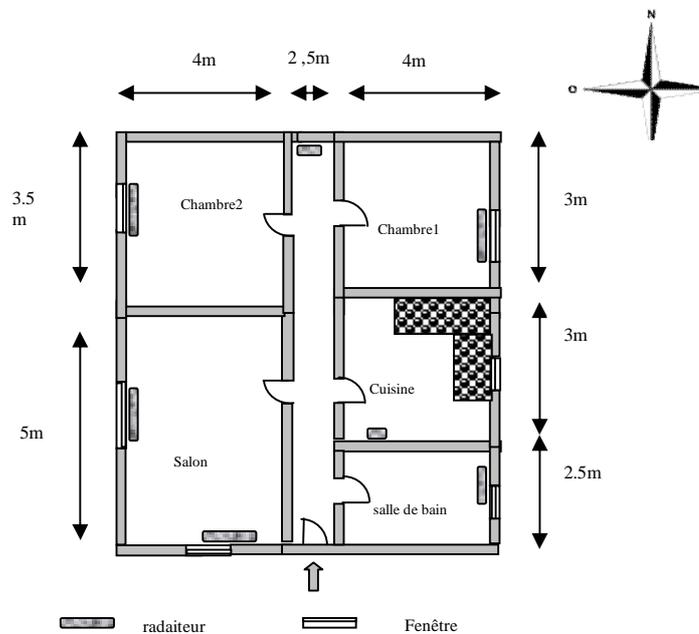


Figure III.17. Plan schématique de l'habitat étudié

Le chauffage solaire étudié (figure III.18) est constitué de deux capteurs solaires de 3m^2 de surface, orientés vers le sud avec inclinaison de 45°C et d'un réservoir de stockage vertical sans échangeur de chaleur, de 300 L, avec un isolant en laine de verre de 60mm d'épaisseur. Deux vannes, une à l'entrée de l'eau froide et l'autre à la sortie de l'eau chaude, deux pompes assurant la circulation du fluide par le circuit primaire entre le capteur et le réservoir d'une part et le circuit secondaire entre le ballon de stockage et le système de distribution d'autre part, composé par des radiateurs à eau chaude basse température et des robinets thermostatiques pour contrôler le débit complètent l'installation.

Un système d'appoint à gaz, complètement indépendant du réservoir de stockage, placé en série "constituant une chaudière à basse température" est utilisé comme chauffage auxiliaire. Le réseau de distribution (réseau bitube) est constitué de deux circuits de tuyauterie, le premier amène l'eau chaude jusqu'aux radiateurs et le second récupère l'eau à la sortie de chaque radiateur et la renvoie vers le réservoir. Le circuit de distribution est composé d'une conduite en cuivre de $20 \times 22\text{ mm}^2$ où l'eau est véhiculée à une température moyenne de 45°C avec un débit de 108 L/h.

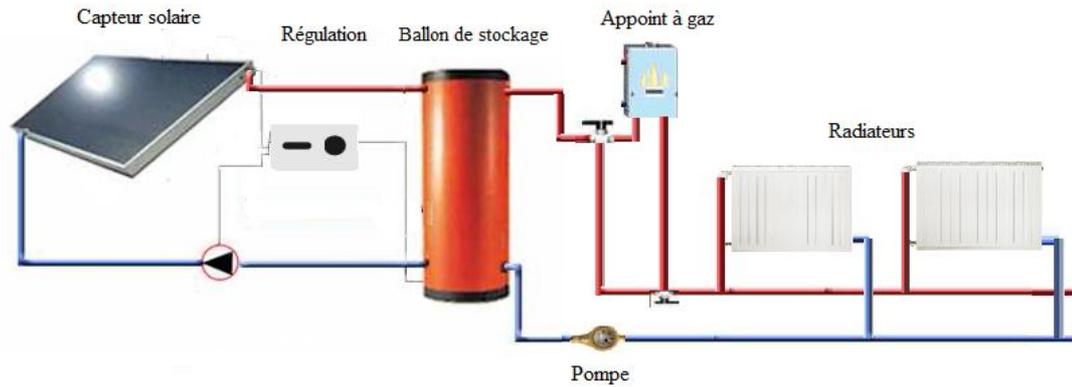


Figure III.18. Chauffage solaire à basse température

Dans notre étude, les radiateurs classiques à éléments existants dans le local ancien sont remplacés par des radiateurs à basse température. La longueur et la hauteur des radiateurs classiques sont maintenues alors que la profondeur est changée, de cette façon que le remplacement des radiateurs à basse température n'entraîne aucune modification de tuyauterie. Les radiateurs classiques précédemment utilisés sont en fonte à deux colonnes alors que les radiateurs à basse température de même type sont à quatre colonnes (figure III.19). Le débit de l'installation est fixé à 108 L/h.

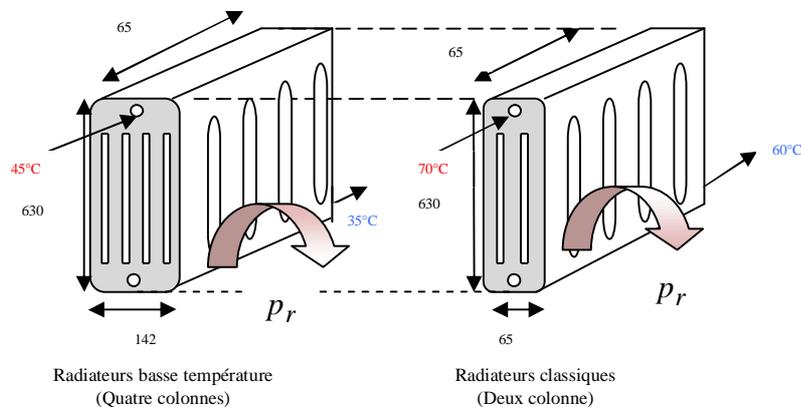


Figure III. 19. Radiateur à basse température étudié

Le fonctionnement de l'installation est simple. L'eau chauffée par les capteurs solaire et stockée dans le réservoir est utilisée pour alimenter les radiateurs et répondre aux besoins en chauffage. Quand la température de l'eau à la sortie du réservoir est inférieure à celle de l'alimentation du système de chauffage (de l'ordre de 45°C), l'eau se dirige vers l'appoint pour être réchauffée puis vers les radiateurs. Par contre, si la température est supérieure à 45°C, l'eau du stockage est utilisée directement comme eau d'alimentation des radiateurs.

CHAPITRE 4

**Etude économique et
dimensionnement du système**

IV.1. Dimensionnement

L'étude de la faisabilité de l'investissement d'une installation se fait sur la base d'un dimensionnement qui prend en considération, l'évaluation du coût, l'économie d'énergie pouvant être réalisée et l'impact environnemental prévisionnel. Une installation de chauffage solaire est dimensionnée pour pouvoir assurer la température de confort attendue dans chaque pièce de l'habitat quelles que soient les conditions extérieures, afin d'installer un système qui soit fonctionnel et durable. Ce calcul exige une analyse précise du besoin en chauffage et des différents facteurs pouvant influencer le rendement du système, dans le but de pouvoir obtenir un haut taux de couverture solaire. En effet, il n'est pas possible d'établir des règles générales de dimensionnement, en raison de la variété des conditions climatiques et de la demande des utilisateurs, d'une part et de la variation du rendement des différents systèmes, d'autre part. Une installation mal dimensionnée ne peut non seulement fonctionner correctement, mais conduirait également à une dégradation des performances des appareils, en plus de ne pas réaliser d'économie sur la facture d'énergie.

IV.1.1. Estimation des besoins annuels de chauffage

Le point de départ pour faire le dimensionnement d'une installation de chauffage solaire est d'estimer la valeur moyenne des consommations de chauffage, sur toute la période de chauffage. La méthode des degrés-jours est utilisée pour faire ce calcul, pour chaque mois de la saison de chauffage.

Les besoins en chauffage sont donnés par l'expression [141] :

$$B_{ch} = DJ.H - n. Q_t \quad (\text{IV.1})$$

B_{ch} , sont les besoins en chauffage, H , le coefficient de déperditions du logement.

Les degrés jours d'une période de chauffage (DJ .) peuvent être calculés par la relation :

$$DJ = \int_{\Delta t} (T_{in} - T_{ex}).dt \quad (\text{IV.2})$$

La méthode des degrés jours dans l'analyse énergétique des bâtiments a été utilisée dans plusieurs études. Amara et al [142] ont estimé les besoins de chauffage annuels et de climatisation d'un bâtiment pour le site de Tlemcen au nord de l'Algérie, à l'aide de cette méthode. Leurs résultats montrent que les besoins énergétiques pour le chauffage atteignent la valeur maximale de l'ordre de 6232.02 kWh. Büyükalaca [143] a également utilisée cette méthode pour calculer la consommation annuelle de chauffage et de refroidissement dans toutes les provinces de la Turquie (78 stations météorologiques).

Plusieurs paramètres influent sur les besoins thermiques du bâtiment, (la forme, l'orientation, ses éléments constructifs et les aménagements intérieurs). Sans être exhaustif nous retiendrons les plus influentes:

- Les propriétés thermiques des matériaux de construction qui ont une influence considérable sur le comportement énergétique du bâtiment que ce soit en termes d'inertie thermique ou de propriété isolante. Spitz et al [144] ont identifié les 13 paramètres les plus influents sur les besoins, de chauffage d'une maison proche du standard passif notamment l'isolation thermique du bâtiment. Afif [145] a confirmé ce constat en montrant que le coût de chauffage peut être réduit de 39% grâce à des murs bien isolés. Dans le même sens, les résultats expérimentaux de Dombayci [146] ont révélés que l'utilisation d'une épaisseur optimale de l'isolant lors de la rénovation, diminue la consommation d'énergie de 46,6%. De même que dans les travaux Bolatturk [147], il apparait qu'une épaisseur d'isolation optimale comprise entre 2 et 17 cm, conduit à une économie d'énergie variant entre 22% et 79%. Mahlia et al [148], ont également montré que la consommation d'énergie peut être réduite de 65 à 77% pour différents d'épaisseurs d'isolation avec lame d'air de 2, 4 et 6 cm.

- Les apports solaires dont l'impact important sur la performance thermique du bâtiment est significatif. En hiver, la hauteur du soleil étant suffisamment basse, l'ensoleillement pénètre aisément à l'intérieur du bâtiment (figure IV.1) [149], ce qui diminue considérablement les besoins énergétiques. Plusieurs études ont prouvé que l'orientation sud reste la plus favorable, quelle que soit la latitude. Bekkouche et al [150] ont trouvé que dans les régions arides et semi-arides le meilleur confort thermique est obtenu quand l'habitation est située dans le flan sud de l'habitation. D'après Mazria [151] la façade Sud du bâtiment reçoit, en hiver, près de trois fois plus de soleil que les façades Est et Ouest. Berghout [152] a également observé que durant la période hivernale, la paroi Sud-Est reçoit des quantités d'énergie plus importantes que les autres orientations.

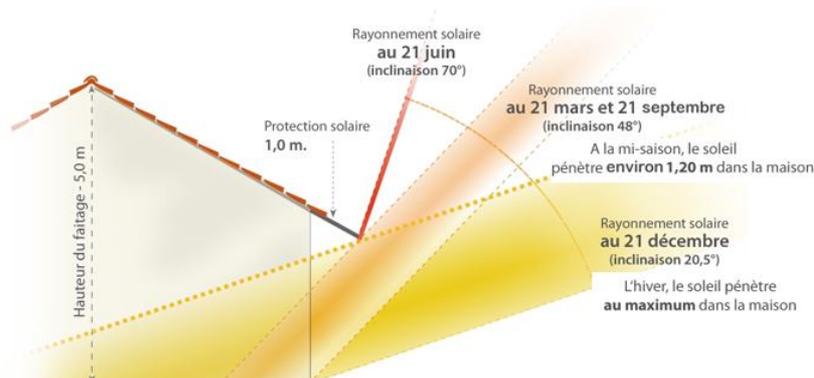


Figure IV.1. Ensoleillement d'une maison tout au long de l'année [149]

IV.1.2. Dimensionnement des composants solaires

IV.1.2.1. Dimensionnement des capteurs solaires

Pour dimensionner la surface des collecteurs solaires, il est nécessaire de connaître l'endroit où serait implantée l'installation, l'orientation des capteurs et leur inclinaison par rapport au sol, ainsi que les ombres éventuelles portées sur les capteurs par les habitations ou arbres avoisinants. Toutes ces informations permettront d'affiner le dimensionnement.

- **L'orientation**

L'emplacement des capteurs solaire par rapport au soleil a une influence directe sur leur production énergétique. Le choix de la position optimale du capteur permet de bénéficier au maximum de ses performances. En effet, il pourra capter le maximum de rayonnement solaire ce qui conduira au meilleur rendement possible. D'après Gunerhan [153], le fonctionnement du capteur est d'autant meilleur que celui-ci est redressé vers le sud.

- **L'angle d'inclinaison du capteur**

L'angle d'inclinaison optimal est calculé en opérant une soustraction entre la latitude géographique de l'emplacement du capteur φ et la déclinaison du soleil. En se basant sur la latitude, différentes recommandations pour l'inclinaison optimale ont été proposées. Lunde [154] recommande un angle d'inclinaison optimal $\varphi \pm 15^\circ$. Pour Ibrahim [155] les angles d'inclinaison à retenir pour les mois d'été et d'hiver à Chypre sont respectivement $(\varphi - 21^\circ)$ et $(\varphi + 13^\circ)$. Kalogirou [156] suggère que l'angle d'inclinaison optimal est de $(\varphi \pm (10^\circ - 15^\circ))$. Khalfallaoui [157] a montré que pour une orientation autour de l'azimut sud, une inclinaison de 45° , conduisait à une efficacité des panneaux solaires du système solaire thermique dépassant 85%.

En général, l'angle d'inclinaison du capteur est choisi égal à la latitude de l'emplacement, plus ou moins 10 à 15 degrés. En période hivernale, la hauteur du soleil est relativement basse, il faut donc choisir un angle d'inclinaison plus élevé que la latitude (plus 10 à 15 degrés). Par contre, il est préconisé de choisir un angle d'inclinaison moins élevé que la latitude (moins 10 à 15 degrés) durant les mois d'été lorsque la hauteur du soleil est plus élevée (figure IV.2) [158].

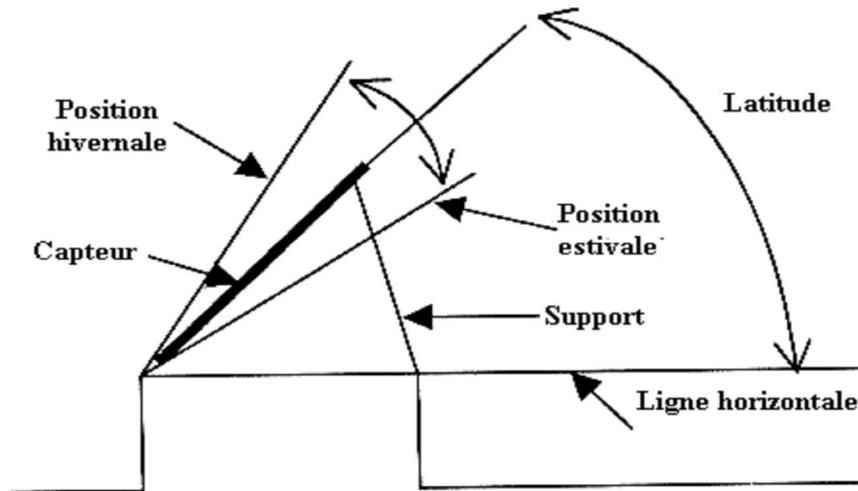


Figure IV.2. Installation d'un capteur solaire [158].

- Masques et Ombres

Afin d'optimiser le fonctionnement d'un capteur, il faut éviter les ombres portées des masques ou des obstacles. L'ombrage est une caractéristique difficilement estimable, car et il n'existe pas de méthode pour les évaluer. En cas de doute sur l'effet des ombres portées sur l'implantation des capteurs, une boussole clinomètre est utilisée pour mesurer les angles entre les obstacles par rapport à l'horizontale et leurs orientations correspondantes depuis l'emplacement supposé (bas des capteurs), ces points sont reportés sur le diagramme de la course du soleil correspondant à la latitude du lieu (figure IV.3).

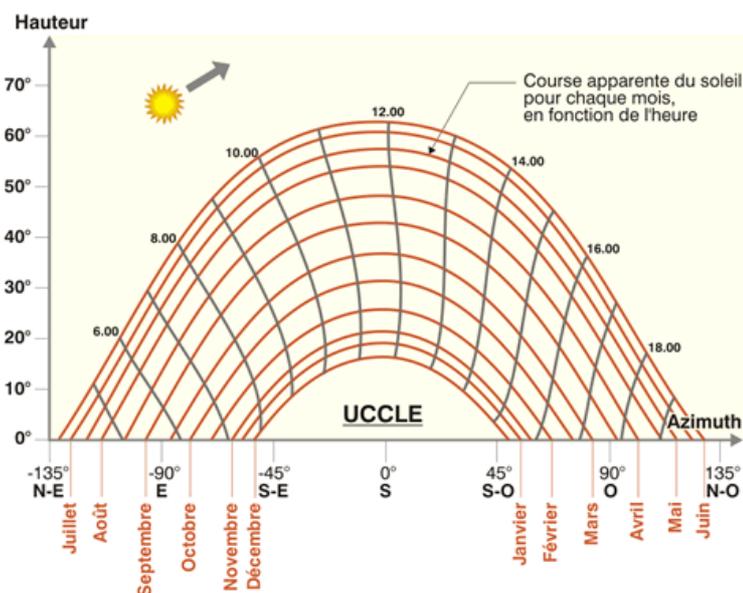


Figure IV.3. Diagramme solaire

- **Détermination de la surface des capteurs**

La surface des capteurs est un paramètre primordial car il a un effet direct sur le coût et la production utile de l'installation. Il est donc important d'évaluer cette surface pour caractériser les performances d'un chauffage solaire. Celle-ci dépend essentiellement de la couverture désirée, de la surface d'habitation à chauffer, de la qualité de l'isolation existante, et de l'ensoleillement du site. La surface de capteurs à poser est d'autant plus importante que le rayonnement faible. Olek et al [159] ont montré que la chaleur utile du système solaire est proportionnelle à la surface des capteurs solaires.

La surface de panneau est définie comme étant le rapport entre l'énergie utile au chauffage et l'énergie solaire disponible [160]:

$$A_c = \frac{B_{ch}}{P_g \cdot \eta_c} \cdot F_c \quad (\text{IV.3})$$

Avec B_{ch} , les besoins de chauffage, p_g , la puissance solaire disponible, F_c , le taux de couverture, et η_c le rendement du capteur qui peut être calculé par [161] :

$$\eta_c = \eta_0 - U_1 \cdot (T_{mf} - T_e) / P_g - U_2 \cdot (T_{mf} - T_e)^2 / P_g \quad (\text{IV.4})$$

η_0 est le rendement optique du capteur, T_{mf} et T_e respectivement la température moyenne du capteur et la température extérieure, U_1 , le coefficient linéaire de transfert thermique, (généralement compris entre 1,2 et 4) et U_2 , le coefficient quadratique de transfert thermique, (généralement compris entre 0,005 et 0,015).

IV.1.2.2. Dimensionnement du ballon de stockage

Le dimensionnement du ballon de stockage est effectué en prenant en considération le dimensionnement de la surface du capteur et le profil de consommation journalier. Pour une surface donnée de capteur il existe un optimum de volume de stockage.

Selon des études effectuées sur la relation volume de stockage et surface du capteur, le meilleur compromis serait entre 75 et 100 litres par unité de surface du capteur [162]. Les critères généraux de choix d'un ballon, sont les dimensions, l'isolation (épaisseur et matière) et la bonne stratification des températures.

- **Dimensions du stockage**

Le volume du stockage est en général fonction de l'installation prévue, cependant il doit être étudié avec précision. Il ne doit pas être trop petit (pour ne pas limiter les gains solaires possibles et donc un stockage insuffisant), ni trop grand afin de permettre d'augmenter la température de l'eau, pour que celle-ci soit utilisable et de pouvoir ainsi se passer de l'appoint.

Le volume et la hauteur du ballon sont les deux grandeurs principales que l'on cherche à optimiser.

En effet, le volume d'un ballon cylindrique est directement lié à sa hauteur [162]:

$$h_b = 1.737.V_b + 1.014 \quad V_b < 0.6m^3 \quad (\text{IV.5})$$

$$h_b = \max(\min(2.2.(1.78 + 0.39\ln(V_b))), 1.25) \quad V_b \geq 0.6m^3 \quad (\text{IV.6})$$

h_b et V_b sont respectivement la hauteur et le volume du ballon de stockage.

Hoon Kim[163], ont étudié l'efficacité du collecteur pour diverses capacités thermiques du réservoir de stockage lors des solstices d'été et d'hiver. Les auteurs ont montré d'une part que la variation de la température à l'intérieur du réservoir de stockage devient plus petite quand la capacité des réservoirs augmente et d'autre part que la température moyenne du réservoir diminue avec l'augmentation de la charge thermique.

- **Isolation du ballon**

Une bonne isolation permet non seulement de réduire les pertes du stockage mais aussi d'éviter la création de courant de convection à l'intérieur du ballon, limitant ainsi le manque de stratification du stockage. Pour cela les constructeurs utilisent une épaisseur d'isolation importante dans les ballons pour favoriser la stratification. Gerard et al [164], ont étudié deux systèmes de stockage, l'un isolé avec de la laine de verre et l'autre avec de la sciure de bois. Les auteurs ont noté que l'efficacité était pratiquement du même ordre de grandeur, (61.5 à 65.5% pour le premier type d'isolation et 56.8 à 64.5% pour le second). Negoitescu et al [165], ont entrepris la simulation d'un réservoir de stockage solaire en utilisant deux matériaux d'isolation, laine de verre et polyuréthane avec différentes épaisseurs. Les auteurs ont observé qu'une épaisseur d'isolant de 1 à 4 cm permet de réduire considérablement les pertes de chaleur mais que de meilleurs résultats étaient obtenus dans le cas du polyuréthane. En outre, ils ont noté qu'au-delà de 4 cm, l'effet de l'isolation n'est plus significatif.

- **La stratification**

La stratification thermique du ballon a un impact sur la performance thermique des systèmes. Khalifa et al [166], ont prouvé que la stratification thermique est affectée par plusieurs facteurs notamment le rapport entre la hauteur et le diamètre du réservoir. Une meilleure stratification thermique est obtenue en augmentant le rapport hauteur /diamètre du réservoir. Furbo [167] a montré qu'un degré élevé de stratification thermique augmentait la performance des systèmes solaires d'eau chaude, du fait que la température de retour vers le collecteur solaire es trop basse.

IV.1.2.3. Dimensionnement de la pompe et de la tuyauterie boucle solaire

Un dimensionnement adéquat de la pompe d'un chauffe-eau solaires permet de garder une pression suffisante au bon fonctionnement du circuit capteur - ballon. Dans le cas d'un chauffe-eau solaire à circulation forcée, les pompes fonctionnent en mode faible débit. Les fabricants de capteurs recommandent un débit entre 40 et 70 litres par heure et par m² de capteur.

Un régulateur de débit (plusieurs positions de vitesse) est intégré à l'installation. Ces positions de vitesse sont définies selon des longueurs aller- retour de raccordement des capteurs au ballon, du diamètre du tube et de la surface de capteurs installés. Dans le cas des systèmes solaires à boucle directe (systèmes sans échangeur), on utilise en général une seule pompe fonctionnant sur le principe du faible débit pour faire circuler l'eau entre le ballon de stockage et les capteurs. Les puissances typiques de pompes solaires en fonction de la surface de captage des capteurs sont consignées dans le tableau IV.1 [168].

Surface de captage totale des capteurs (m ²)	Pompe solaire (W)
2 à 6	20 à 45
6 à 12	85
12 à 35	185
35 à 60	205

Tableau IV.1. Puissances typiques des pompes solaires utilisées selon la surface de captage totale des capteurs [168].

Pour la tuyauterie de la boucle solaire, leur diamètre peut être évalué en utilisant des tableaux ou des graphes qui expriment les pertes par frottements en fonction du débit, pour chaque diamètre de la tuyauterie. Le diamètre économiquement optimal est celui qui réduit le coût total de la tuyauterie et de l'énergie perdue par frottement. Le diamètre de tuyaux est calculé comme suit:

$$D_s = 33.3 \cdot \sqrt{\frac{Q}{\rho \cdot \pi}} \quad (\text{IV.7})$$

D_s est le diamètre intérieure, Q , le débit nominale et ρ , la masse volumique de l'eau.

IV.1.3. Dimensionnement de l'installation hydraulique

Le dimensionnement des canalisations du réseau hydraulique consiste à déterminer leur diamètre en fonction du débit traversant les émetteurs qui dépend de la puissance à fournir et du

régime de dimensionnement des corps de chauffe. Le diamètre des conduites peut calculer par [168] :

$$D = \sqrt{\frac{4 \dot{m}}{\pi V \rho}} \quad (\text{IV.8})$$

Avec \dot{m} et V , respectivement le débit massique et la vitesse du fluide et ρ est la masse volumique du fluide

Le réseau hydraulique de chauffage central est généralement équipé de circulateurs qui font circuler l'eau chaude entre le ballon de stockage et les radiateurs. Ces pompes doivent être correctement dimensionnées en fonction du circuit et des besoins en chauffage du bâtiment.

Ce dimensionnement s'effectue sur deux critères, l'estimation des pertes de charge (hauteur manométrique) et la détermination du débit véhiculant.

La première étape qui consiste à choisir une pompe ayant une hauteur manométrique correspondant à l'installation est effectuée à partir des données fournies par les constructeurs en utilisant une liste de pompes de circulation. Dans la seconde étape, la pompe de circulation ayant le débit le plus approprié est sélectionnée (figure IV.4) [169]. Ce débit dépend de la puissance de la chaudière, de la différence (ΔT) entre les températures de "départ" et de "retour". Cet écart est spécifique au type de corps de chauffe concerné.

Le débit est calculé par :

$$\dot{m} = \frac{P}{\Delta T \cdot 1.163} \quad (\text{IV.9})$$

Avec, P , la puissance de chauffage, Δt , la différence entre les températures de départ et température de retour. (1,163 est la chaleur massique de l'eau).

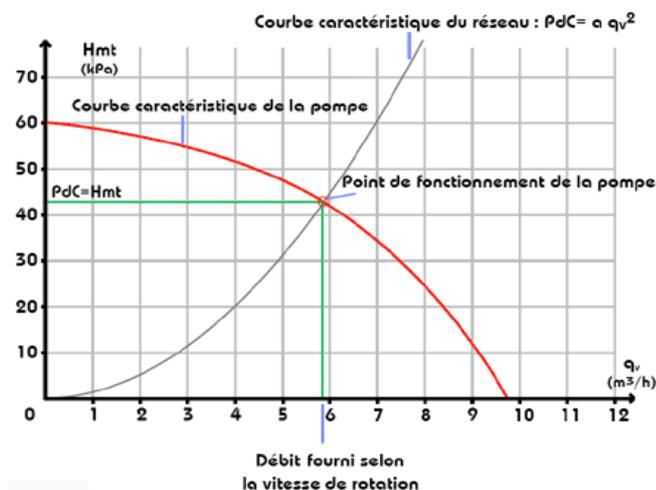


Figure IV.4. Courbe caractéristique de la pompe

La hauteur manométrique HMT d'une pompe, est l'énergie fournie par la pompe par unité de poids du liquide qui la traverse. Dans un circuit fermé, la hauteur manométrique totale est égale aux pertes de charge. La HMT est liée à la puissance hydraulique que la pompe doit fournir, elle est donnée par la formule suivante :

$$HMT = \frac{P_p}{\dot{m} \rho g} \quad (\text{IV.10})$$

P_p est la puissance hydraulique de la pompe et g , l'accélération de la pesanteur.

IV.1.4. Dimensionnement des émetteurs

La première partie du dimensionnement des émetteurs consiste à calculer la puissance réelle d'émission de l'émetteur avec le régime de température du système de chauffage. Cette puissance réelle est calculée grâce à la relation (III.44). L'émetteur correspondant le mieux aux besoins est ensuite sélectionné dans la base de données selon sa puissance nominale d'émission modifiée. Cette dernière est légèrement supérieure aux besoins. Afin de l'ajuster, le débit du fluide est réduit en conséquence suivant la loi d'émission de l'émetteur.

IV.1.5. Dimensionnement de la régulation terminale

Le dimensionnement des régulateurs terminaux dépend de la puissance nominale de l'émetteur auquel elle est associée. Il existe une seule valeur de Kvs correspondant à une plage de valeurs de puissance nominale. Pour chaque type de vanne, la construction indique une pression différentielle limite admissible qui dépend de son diamètre, du mode de construction, de la température du fluide et du débit maximal qui la traverse [169]. Le tableau IV.2 indique la correspondance entre la puissance nominale de l'émetteur et la valeur kvs de la régulation

Puissance nominale de l'émetteur	Valeur du Kvs
$P_{no\ min\ ale} > 3500\ W$	$0.75\ m^3/h$
$2900\ W < P_{no\ min\ ale} < 3500\ W$	$0.63\ m^3/h$
$2300\ W < P_{no\ min\ ale} < 2900\ W$	$0.52\ m^3/h$
$1700\ W < P_{no\ min\ ale} < 2300\ W$	$0.41\ m^3/h$
$1500\ W < P_{no\ min\ ale} < 1700\ W$	$0.31\ m^3/h$
$1200\ W < P_{no\ min\ ale} < 1500\ W$	$0.26\ m^3/h$
$700\ W < P_{no\ min\ ale} < 1200\ W$	$0.21\ m^3/h$
$P_{no\ min\ ale} < 700\ W$	$0.31\ m^3/h$

Tableau IV.2. Correspondance entre la puissance nominale de l'émetteur et la valeur du coefficient Kvs de la vanne de régulation [169]

IV.2. Analyse économique du l'installation

L'analyse économique et financière joue un rôle essentiel dans toute prise de décision pour l'achat d'un système de chauffe solaire. Cette analyse repose sur la rentabilité économique du système qui tient compte de l'argent investi et des bénéfices réalisés et comprend la période de récupération et le coût de l'énergie économisée. La plupart du temps, le coût de l'installation de chauffage solaire est le facteur qui influencera le choix du propriétaire lors de l'achat du système de chauffage. Ce coût très variable dépend notamment, de la surface de l'habitat, de l'exposition des panneaux et de la zone géographique. Le coût d'investissement initial constitue le montant total de tous les équipements engagés (capteur solaire, ballon de stockage, éléments reliés directement au capteur, tels que les vases d'expansion solaires, le circulateur, le support), avant la mise en fonction des installations ainsi que les coûts de la main d'œuvre.

La rentabilité économique des systèmes de chauffage solaire a été étudiée par plusieurs auteurs. Les simulations réalisées par Serban et al [170], ont permis de noter que l'utilisation du chauffe-eau solaire dans les conditions climatiques de Roumanie est très rentable. Les économies d'énergie annuelles atteignent environ 71% avec une baisse des émissions de CO₂, de 18,5 tonnes, sur une durée de vie moyenne de l'installation de 25 ans. L'analyse financière a montré que le délai de récupération de l'investissement du système est de 8,6 années et que les économies moyennes sur la durée de vie de l'installation sont estimées à 1151,46 euros.

Özdemir et al [171] ont étudié l'économie de l'énergie générée par des chauffe-eau solaires dans la région du Gauteng en Afrique du Sud. L'analyse économique a montré, que le coût d'investissement de ce système est plus élevé que celui d'un système conventionnel et que le temps de retour sur investissement est relativement court, (3 et 4 ans). Pestana et al [172] ont quant à eux noté que l'utilisation des chauffe-eau solaires sous le climat de Madeira (Portugal), a réalisé des économies de 100 000 tonnes de CO₂ et de 38 millions d'euros au cours des dix dernières années (2005-2015).

Les travaux de Saxena et al. [173], ont permis de constater que l'utilisation d'un chauffe-eau solaire, d'une capacité de 100 litres en Inde, pourrait réaliser selon le type de combustible, une économie de 182 kg de G.P.L, ou 379 litres de kérosène ou 152 kg de charbon par an, avec un délai de récupération de l'investissement de 4.41 ans. García et al [174], ont étudié la rentabilité des chauffes eau solaires à tube sous vide, dans 33 régions d'Europe, en prenant en considération la variation du prix des sources d'énergie dans chaque pays. Leurs résultats ont montré que ces systèmes sont rentables dans tous les sites analysés. Ils permettent de réduire la facture

annuelle d'énergie de 10% à 41% et de diminuer les émissions de CO₂, entre 15 000 et 33 000 kg. Le temps de retour sur investissement est estimé entre 7 à 16 ans.

Cassard et al. [175], ont étudié la performance économique des systèmes de chauffe-eau solaires résidentiels aux États-Unis. Les résultats ont montré que ce système réduit significativement, (50% à 85%) la demande en énergie, pour le chauffage de l'eau et permet d'économiser plus de 300 dollars par an. Sahuane et al. [176] ont procédé à une étude économique comparative entre les chauffages solaire et conventionnel, d'une maison individuelle dans des conditions météorologiques de l'Algérie. Les résultats ont montré que l'installation solaire évitera entre 2 et 10 tonnes d'émission de CO₂, durant la saison hivernale. Par ailleurs, l'étude économique révèle que l'investissement de tels systèmes n'est pas rentable dans ce pays, du fait que le coût de l'énergie conventionnelle est subventionné par l'état.

V.2.1. Rentabilité

Pour la rentabilité d'un projet d'investissement, on peut utiliser la valeur actuelle nette (VAN), qui correspond à la différence entre le montant de l'investissement et la somme des économies annuelles actualisées sur la durée de vie de l'installation est couramment utilisée. Une installation ne peut être considéré comme rentable que si sa valeur actuelle nette est positive. Plus la VAN d'un projet est élevée, plus celui-ci est rentable.

La valeur actualisée nette est donné par [177]:

$$VAN = -C_{inv} + \sum_{t=1}^n C_{éco} \cdot F_a \quad (\text{IV.11})$$

$C_{éco}$ représente les économies annuelles réalisées, n la durée de vie de l'installation et F_a le facteur d'actualisation.

$$F_a = (1+i)^{-t} \quad (\text{IV.12})$$

t est le temps, exprimé en nombre d'années et i , le taux d'inflation.

Un autre indicateur qui détermine la rentabilité d'un chauffage solaire est le taux de rentabilité interne pour lequel il y a équivalence entre le montant de l'investissement et l'ensemble des économies annuelles actualisées. Il s'agit du taux d'actualisation qui annule la valeur actuelle nette. Le TRI est également un outil de décision à l'investissement. Si le taux de rentabilité interne est inférieur au taux qui a été d'actualisation prévue par l'actionnaire, l'installation n'est pas considérée rentable [178].

$$VAN = 0 = -C_{inv} + \sum_{t=1}^n C_{éco} \cdot (1+TRI)^{-t} \quad (\text{IV.13})$$

IV.2.2. Temps de retour sur investissement

Vu l'investissement important que représente une installation solaire, il est bien judicieux d'estimer le temps de retour et de le comparer à la durée de vie de l'installation.

Un projet avec une période de récupération plus courte est généralement considéré comme rentable. On distinguera deux temps de retour sur investissement :

- Le temps de retour brut sur investissement qui est le temps (en nombre d'années) qu'il faut pour récupérer, grâce aux économies d'énergie, le montant investi dans l'intégration de l'installation de chauffage et ce, sans prendre en considération l'augmentation du prix de l'énergie. Ce temps de retour est exprimé par :

$$TRB = \frac{C_{inv}}{C_{éco} \cdot PE} \quad (IV.14)$$

Où PE est le prix de l'énergie substituée (DA/kWh)

- le temps de retour sur investissement actualisé qu'à lui est défini comme étant l'année où le cumul des économies annuelles d'exploitation depuis la mise en place de l'installation solaire est égal au coût d'investissement. L'inflation sur les coûts d'exploitation énergétique et le taux d'actualisation seront pris en compte dans le calcul.

Le temps de retour sur investissement actualisé est donnée par :

$$t_r = \frac{\ln(1 - (1 - r)^{C_{inv}/C_{éco}})}{\ln(r)} \quad (IV.15)$$

r est le rapport du taux d'inflation (i) sur le taux d'actualisation (a) :

$$r = \frac{1 + i}{1 + a} \quad (IV.16)$$

Afin d'évaluer convenablement l'intérêt économique de l'investissement dans un chauffe-eau solaire, il faut calculer le coût de l'énergie solaire produite et puis le comparer avec celui de l'énergie normalement utilisée pour produire l'eau chaude.

Cette méthode considère l'investissement de départ comme étant l'achat d'une quantité fixe d'énergie et non comme un appareil à rentabiliser. Le coût d'un kilowattheure d'énergie solaire produit constitue une première indication de l'intérêt économique de l'investissement et peut s'écrire comme suit [179]:

$$Coût_{sol} = \frac{C_{inv}}{n * (P_g \cdot \eta_{inst})} \quad (IV.17)$$

P_g sont les apports solaires et η_{inst} , le rendement global annuel de l'installation de chauffage.

IV.2.3. Analyse écologique de l'installation

Les quantités de CO₂ émises par une habitation dépendent de sa performance énergétique ainsi que de la consommation de son système de chauffage et du type de combustible utilisé (gaz naturel, mazout ou l'électricité). En effet, le choix de l'énergie solaire comme une source pour alimenter une installation de chauffage, permet de réduire le recours aux énergies conventionnelles et, de ce fait, de diminuer les émissions de dioxyde de carbone. L'efficacité environnementale de l'installation solaire est déterminée par les économies de gaz à effet de serre réalisées durant la durée de vie de l'installation.

L'économie d'émission de CO₂ réalisée par une installation solaire est donnée par [179] :

$$Coût_{sol} = n \cdot C_{éco} \cdot ES \quad (IV.18)$$

ES étant l'émission spécifique du combustible.

CHAPITRE 5

Résultats et discussion

V.1. Introduction

Ce dernier chapitre constitue la partie la plus importante de notre travail de thèse. En premier lieu l'optimisation des paramètres de fonctionnement et le dimensionnement du système. En second lieu le fonctionnement du chauffage solaire pendant quatre jours successifs est finement examiné. L'optimisation a été réalisée en s'appuyant sur les modèles mathématiques développés dans les chapitres précédents. Ces modèles ont été utilisés pour simuler l'ensemble des différents éléments constitutifs (collecte, stockage, distribution et l'air intérieur du local) de l'installation envisagée pour le chauffage solaire.

Un programme de calcul a été développé en langage FORTRAN basé sur les bilans thermiques au niveau des différents composants du système.

Les paramètres d'entrée de simulation incluent les conditions climatiques concernant le site d'Adrar (27.10 N, 0.17 W, altitude 279 m), au sud de l'Algérie pour quatre jours successifs au mois de janvier où les températures minimale et maximale moyennes sont respectivement de l'ordre de 8°C et de 19°C.

Le code de calcul est présenté dans l'annexe B. Il permet de déterminer :

- La température à la sortie du capteur
- La température de chaque nœud du ballon de stockage
- Les déperditions thermiques, les apports internes et les besoins en chauffage pour l'habitat
- La puissance émise par les radiateurs et sa température moyenne.
- La température des chambres du local.
- Le rendement global de l'installation
- La performance du système

Les résultats sont présentés sous forme des graphes.

V.2. Paramètres influant sur le fonctionnement du système

Le dimensionnement des systèmes solaires pour le chauffage exige une analyse précise de différents facteurs (température à la sortie du capteur, dimensions du ballon de stockage, besoins de chauffage et puissance émise par les radiateurs) qui peuvent influencer sur les caractéristiques de fonctionnement des systèmes.

V.2.1. Paramètres influant sur la température de sortie de l'eau du capteur

On distingue principalement :

V.2.1.1. L'irradiation globale

L'irradiation solaire constitue le paramètre le plus important. La figure V.1, montre clairement que le réchauffement de l'eau est d'autant plus élevé que l'irradiation solaire reçue est plus importante.

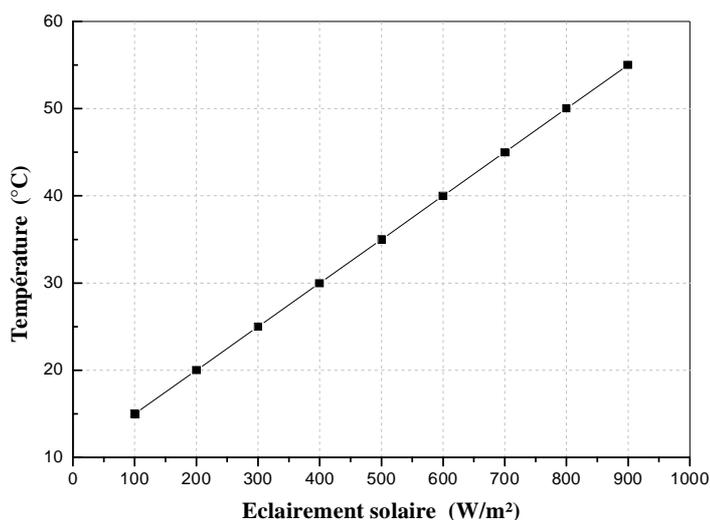


Figure V.1. Variation de la température du fluide caloporteur en fonction du rayonnement global (température d'entrée de l'eau de 15°C)

V.2.1.2. La vitesse du vent

L'effet de la vitesse du vent sur la température du capteur est illustré sur la figure V.2. Il est aisé de remarquer que les faibles vitesses sont favorables, mais l'effet est inverse pour les grandes vitesses. En effet, pour une même valeur de l'éclairement solaire reçu, par le capteur solaire, l'accroissement de la vitesse du vent engendre une chute de la température de la vitre. Ce qui provoque une augmentation des déperditions thermique vers l'avant du capteur et par conséquent, une diminution de la température de l'eau à sortie du capteur.

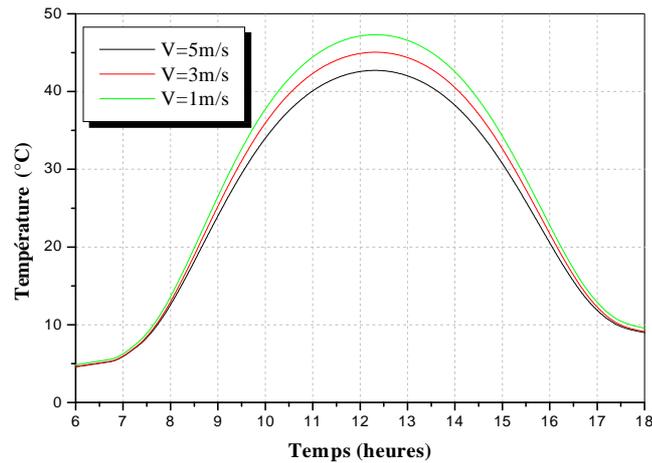


Figure V.2. Evolution temporelle de la température du fluide caloporteur sortie capteur
(Pour différentes vitesses du vent)

V.2.1.3. Le débit d'eau

La figure V.3 représente l'évolution journalière de la température de l'eau à la sortie du capteur pour différentes valeurs du débit massique (0.008, 0.012, 0.018 et 0.022 kg/s). Il apparait un accroissement significatif de la température de l'eau pour de faibles valeurs du débit. Ce qui peut être expliqué par le fait que la quantité d'énergie transférée dépend principalement des caractéristiques thermophysiques du fluide et en particulier de son débit dans les conduites de l'absorbeur. L'énergie transférée est d'autant plus faible que le débit est plus important, ce qui conduit par conséquent à une diminution de la température de l'eau à la sortie du capteur.

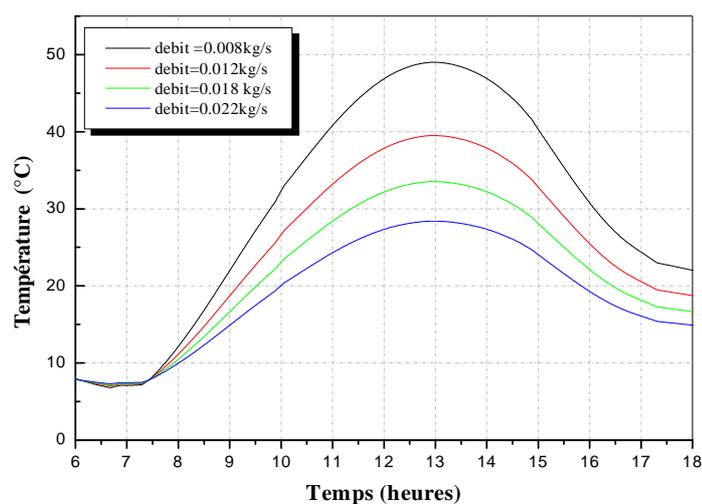


Figure V.3. Variation temporelle de la température d'eau du capteur pour différents débits

Concernant l'efficacité des collecteurs solaires, il apparaît sur la figure V.4, que cette dernière augmente avec le débit massique, à l'opposé, de la température du fluide qui quant 'à elle, décroît. En effet, l'augmentation du débit améliore le transfert de chaleur et accroît le coefficient de transfert entre l'absorbeur et le fluide, ce dernier par conséquent gagne et véhicule plus de chaleur, ce qui explique la hausse du rendement.

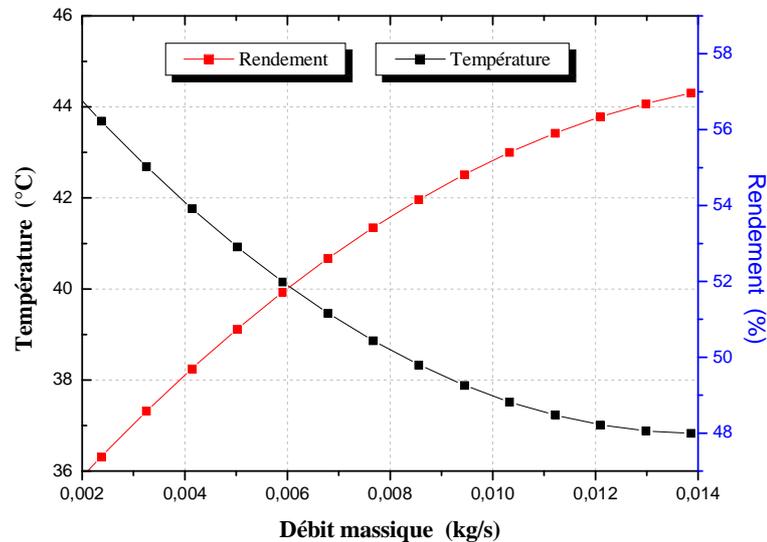


Figure V.4. Variation du rendement et de la température moyenne du capteur en fonction du débit massique

V.2.1.4. Influence de l'épaisseur de l'isolant

L'influence de l'épaisseur de l'isolant sur la température de l'eau du capteur est mise en évidence sur la figure V.5. L'examen des courbes de cette figure permet d'observer que la température de l'eau est d'autant plus importante que l'épaisseur est grande (pertes à l'arrière du capteur faibles). Néanmoins, au-delà d'une valeur de 0,04 m, l'augmentation de l'épaisseur de l'isolant n'a plus d'effet.

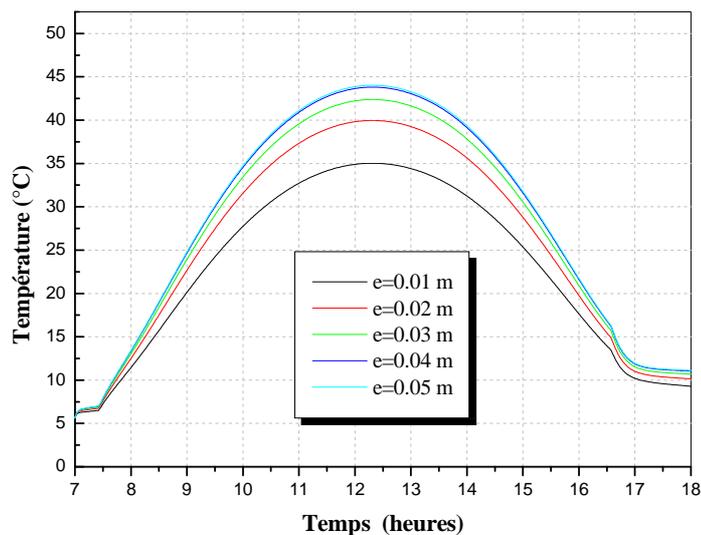


Figure V.5. Variation temporelle de la température de l'eau du capteur pour différentes épaisseur de l'isolation

V.2.1.5. Influence du nombre de vitrage

L'observation de la figure V.6 permet de constater que l'augmentation du nombre de vitrages conduit à une élévation de la température de l'eau de sortie du capteur. Ce qui s'explique par le fait qu'un double vitrage permet au capteur de piéger le maximum du rayonnement infrarouge et en même temps de limiter les pertes thermiques vers l'avant du capteur (déperditions convectives ou radiatives), ce qui conduit par conséquent à l'augmentation de la température de l'eau de sortie du capteur.

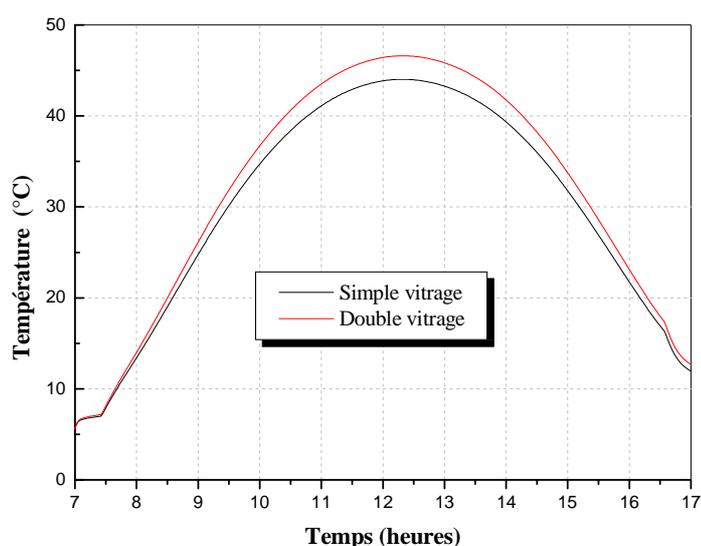


Figure V.6. Effet du nombre de vitrages sur la température de l'eau du capteur

V.2.2. Paramètres influant sur la température du ballon de stockage

V.2.2.1. Effet de la stratification

L'effet de la stratification sur la température moyenne du ballon de stockage est montré par la figure V.7. Pour cela, un réservoir d'une capacité de 300 L, et à la température initiale de 15°C, a été modélisé en utilisant respectivement 10, 40, 60, 80, 100 et 120 nœuds. Il apparaît clairement que la température moyenne du ballon de stockage croît avec le nombre de nœuds. En effet, une augmentation du nombre de nœuds diminue le mélange interne, ce qui conduit à une stratification élevée dans le ballon. Néanmoins, il peut être remarqué que la variation de la température moyenne du ballon avec 120 nœuds est similaire à celle avec 100 nœuds. Par conséquent, si la modélisation du comportement d'un ballon exige un nombre suffisant de nœuds, il n'est pas utile d'aller au-delà de 100 nœuds.

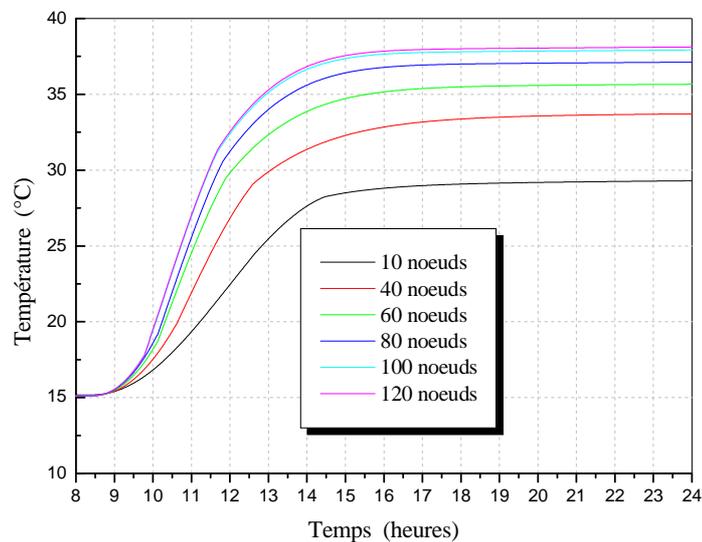


Figure V.7. Effet de la stratification sur la température moyenne du ballon de stockage

V.2.2.2. Influence du rapport hauteur / diamètre sur la stratification

Les figures V.8, V.9, V.10 et V.11 illustrent la distribution de la température au sein du ballon de 300 L pour différents rapports, hauteur /diamètre (1.8, 2.3, 3 et 3.2). Nous remarquons que la stratification s'améliore avec l'augmentation du rapport H/D, et atteint son maximum pour un rapport H/D égal à 3. Au-delà de cette valeur, aucune amélioration de la stratification n'est constatée. La valeur optimale du rapport H/D de 3 trouvée est en accord avec celle obtenue par Nelson [86].

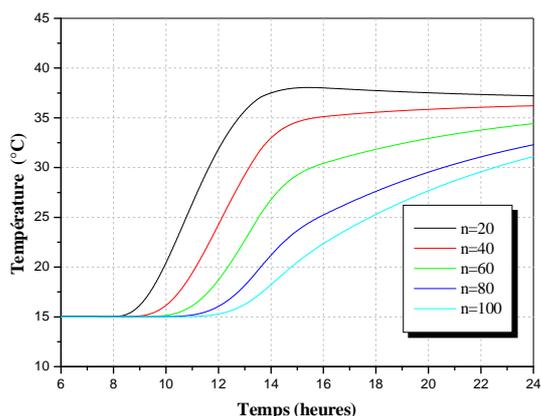


Figure V.8. Variation temporelle de la température du réservoir pour différents nombres de nœuds $H/D=1.8$

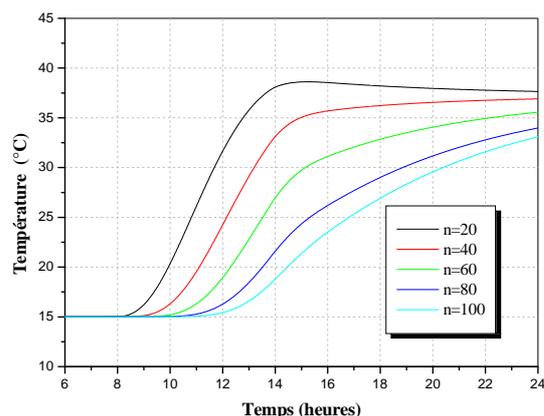


Figure V.9. Variation temporelle de la température du réservoir pour différents nombres nœuds $H/D=2.3$

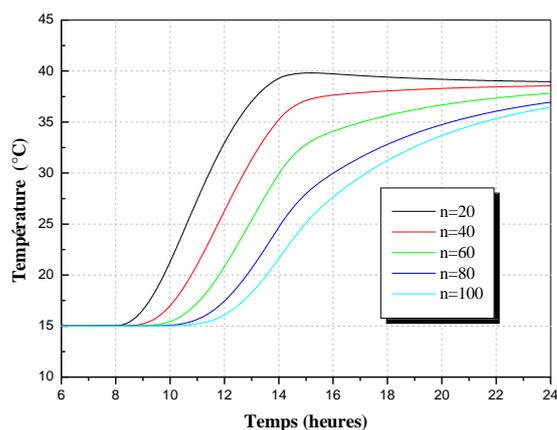


Figure V.10. Variation temporelle de la température du réservoir pour différents nombres nœuds $H/D=3$

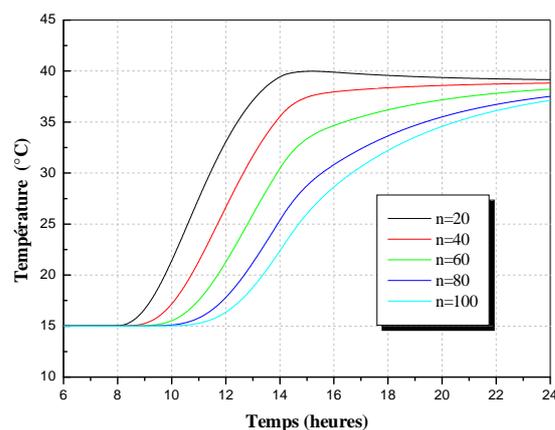


Figure V.11. Variation temporelle de la température du réservoir pour différents nombres de nœuds $H/D=3.2$

V.2.2.3. Effet du volume du réservoir

L'effet du volume du réservoir sur la température de stockage a été étudié pour différents rapports, volume de stockage/surface du capteur. Pour une surface de captage donnée (A_c), le volume de stockage (V_s) est varié. L'observation de la figure V.12 permet de noter que la température augmente rapidement lorsque V_s/A_c , varie entre 40 et 80 L/m^2 , puis plus lentement, pour des valeurs V_s/A_c comprises entre 80 et 100 L/m^2 . Au-delà de 100 L/m^2 , la température commence à décroître, à cause de l'augmentation des pertes thermique du réservoir qui sont d'autant plus élevées que la taille du ballon est grande. Nous pouvons ainsi déduire que le

rapport de 100 litres par m² de capteur correspond à la capacité optimale du ballon de stockage considéré dans cette étude.

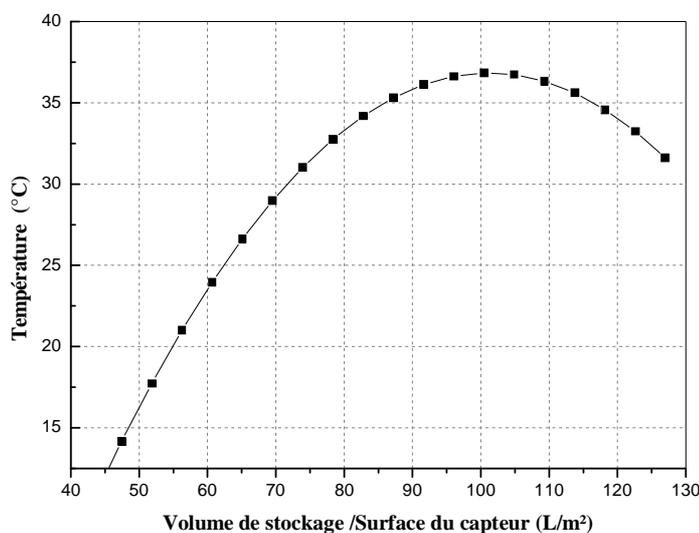


Figure V.12. Variation de la température moyenne de stockage en fonction du ratio (volume de stockage/surface du capteur)

Ce résultat est confirmé par les courbes de la figure V.13, qui montrent clairement que la courbe d'évolution temporelle de la température moyenne du réservoir correspondant au rapport V_s/A_c égal à 100 L/m², est au-dessus de celles pour les ratios de 120 et 70.

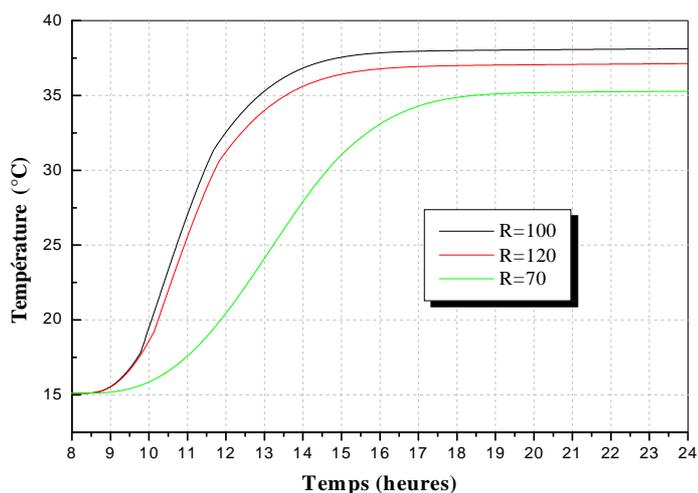


Figure V.13. Variation temporelle de la température moyenne du réservoir pour différents ratios R

V.2.2.4. Influence de l'épaisseur de l'isolation du ballon

Pour une valeur de volume de stockage de 300L et une surface du capteur de 3m^2 , les variations temporelles de la température moyenne de stockage pour différentes épaisseurs d'isolation du ballon (0.02, 0.03, 0.04, 0.06, 0.08 et 0.10 m) sont illustrées par la figure V.14. L'examen de la courbe permet de noter que l'augmentation de l'épaisseur de l'isolation, jusqu'à une valeur de 0.06 m, conduit à un accroissement significatif de la température moyenne de stockage, au-delà de celle-ci, la température reste constante, et par conséquent l'augmentation de l'épaisseur n'est plus utile.

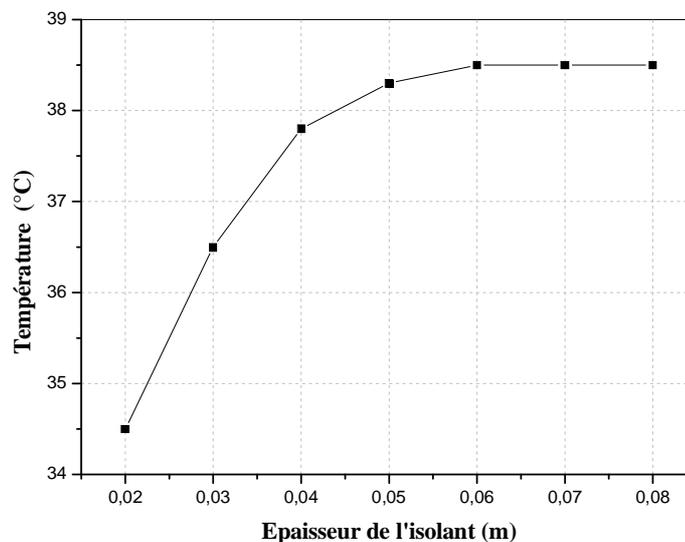


Figure V.14. Variation temporelle de la température de stockage en fonction de l'épaisseur de l'isolant ($A_c=3\text{m}^2$, $V_s=300\text{L}$)

V.2.2.5. Influence du débit d'injection sur la température du réservoir

V.2.2.5.1. Cas de charge du ballon

Pour étudier l'effet du débit de charge du ballon sur sa température, deux débits (0.04 et 0.2 kg/s) sont injectés dans le haut du ballon, initialement à $15\text{ }^\circ\text{C}$, alors que le même débit est puisé au bas du réservoir. Les résultats obtenus pour les deux débits sont représentés respectivement dans les figures V.15, V.16. L'analyse des courbes permet d'observer que l'écart de température entre le haut et le bas dans le réservoir de stockage diminue lorsque le débit augmente. Ceci peut être expliqué par le fait que les débits élevés provoquent un mélange plus important en raison de la convection plus forte, conduisant à une température quasi uniforme dans le réservoir, et donc à une homogénéisation rapide du ballon. On peut déduire qu'une stratification thermique plus élevée dans le ballon, peut être réalisée en utilisant un faible débit. Les courbes obtenues ont la

même allure que celles trouvées par Zelzouli [180].

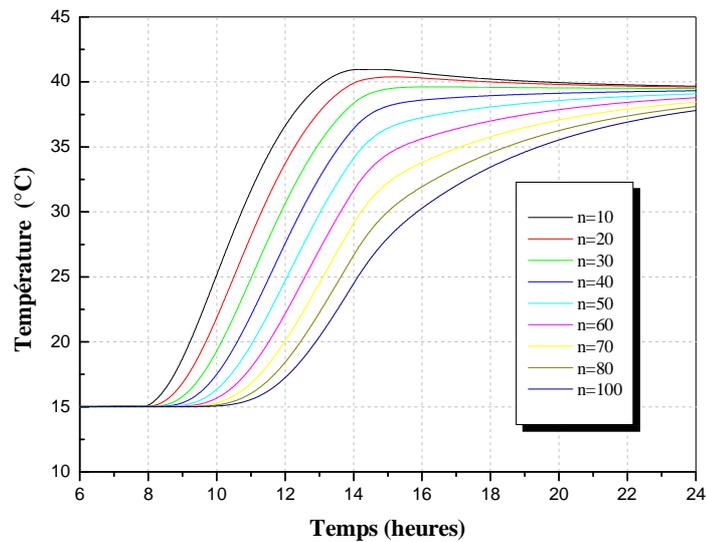


Figure V.15. Variation temporelle de la température du réservoir pour différents nœuds (pour un débit de 0.04 kg/s)

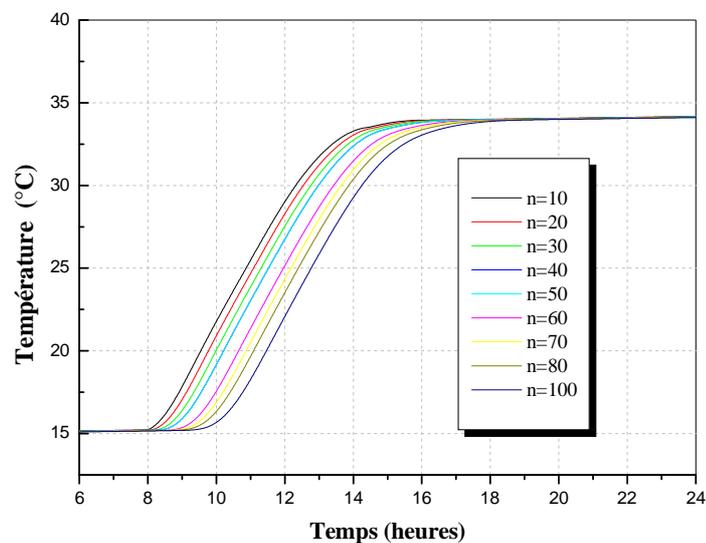


Figure V.16. Variation temporelle de la température du réservoir pour différents nœuds (pour un débit de 0.2 kg/s)

V.2.2.5.2. Cas de décharge

Différents débits (0.02, 0.01, 0.06 et 0.1 kg/s), sont injectés dans le bas d'un ballon initialement à une température uniforme de 56 °C, alors qu'un débit similaire est simultanément puisé en partie haute du ballon. Nous pouvons remarquer sur la figure V.17 que la température moyenne

du réservoir diminue avec l'augmentation du débit de décharge. En effet, la quantité de chaleur soutirée est d'autant plus grande que le débit est important, ce qui conduit à une déstratification du ballon, et donc à une température basse au sein de ce dernier.

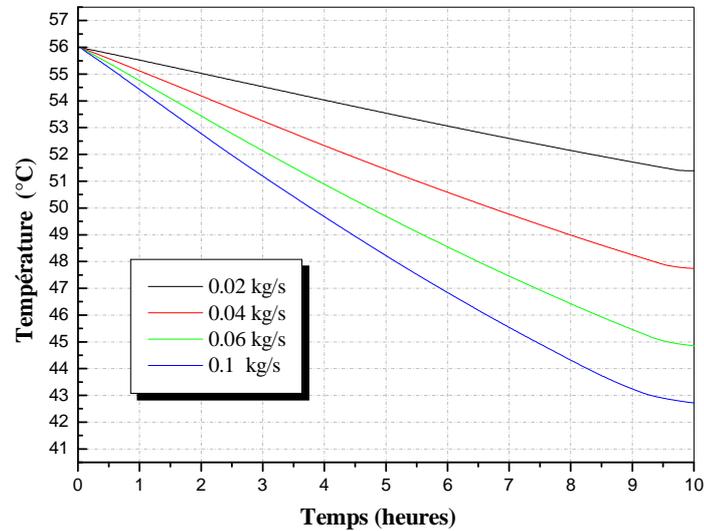


Figure V.17. Variation temporelle de la température moyenne du réservoir pour différents débits

V.2.3. Paramètres influant sur les besoins du chauffage

Une pièce de 20 m² de surface, a été choisie pour effectuer cette étude.

V.2.3.1. Isolation des parois

L'effet de l'isolation des parois sur les besoins du chauffage a été également examiné. Les courbes des figures V.18, V.19 montrent que l'augmentation de l'épaisseur de l'isolation entraîne une diminution tangible des besoins de chauffage. En fait, lorsque l'épaisseur de l'isolation est importante, les charges thermiques par transmission vers l'extérieur (déperditions) sont moindres et par conséquent les besoins du chauffage sont réduits. Ce résultat est en bon accord avec celui d'Altan Dombayc [146]. Il faut cependant noter, qu'au-delà d'une épaisseur de 8 cm, l'écart des besoins est peu significatif et l'augmentation de l'épaisseur n'est plus utile.

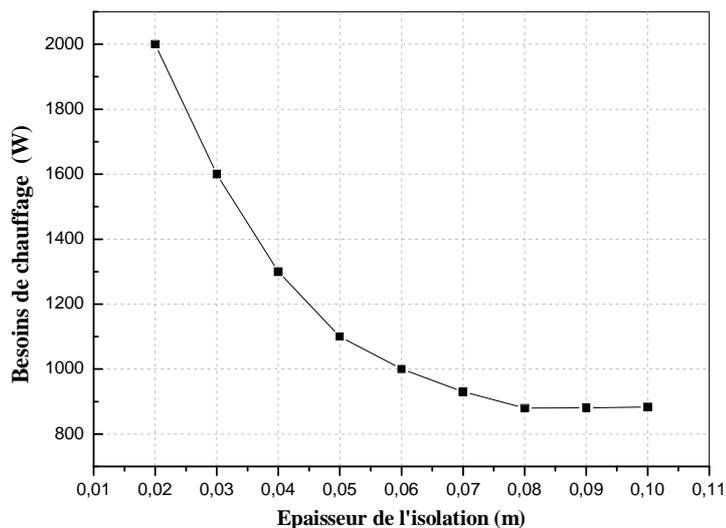


Figure V.18. Variation des besoins de chauffage en fonction de l'épaisseur de l'isolation

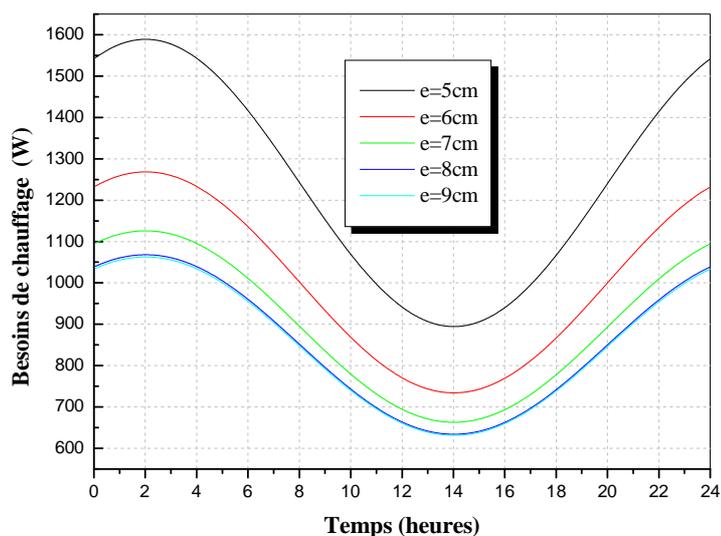


Figure V.19. Variation temporelle des besoins de chauffage pour différentes épaisseurs de l'isolation

V.2.3.2. Orientation des parois

La variation temporelle des besoins de chauffage pour différentes orientations (Nord, Sud, Est et Ouest) de la façade principale de la pièce objet de notre étude munie d'une ouverture de 1.5 m², est illustrée par la figure V.20. Il est aisé de constater que les besoins sont plus faibles pour une orientation sud. En effet, les murs et façades exposés au sud sont ceux qui sont le plus souvent ensoleillés, alors qu'une exposition Est, ne permet de réduire les besoins de chauffage

qu'en début de journée, entre 08h et 12h. Pour l'exposition Ouest les besoins sont minimaux en fin de journée, entre 12h et 17h. L'orientation vers le sud permet de fournir une part importante d'énergie gratuite et contribue ainsi à diminuer les besoins de chauffage.

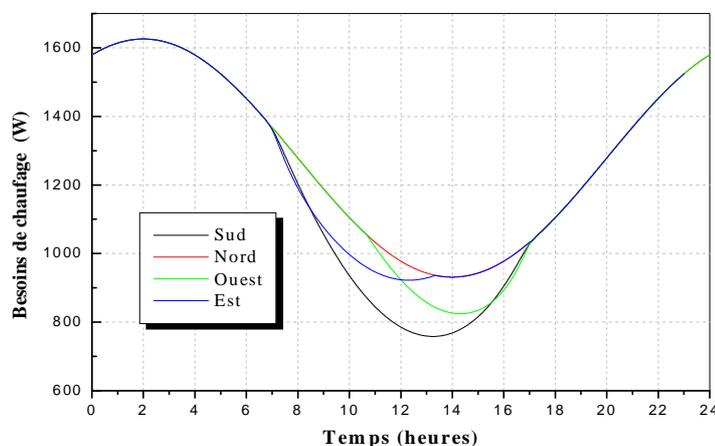


Figure V.20. Variation temporelle de besoins de chauffage pour différentes orientations

V.2.3.3. Charge interne

Il est aisé de constater que les apports thermiques solaires et internes (provenant des occupants, machines, éclairage etc.), reçus par l'habitat entre 09h et 16h, contribuent à diminuer nettement la demande de chauffage pendant cette période (figure V.21). Les besoins ont chuté jusqu'à 750W, soit une diminution de 20%. Il est clair que les besoins de chauffage sont d'autant plus faibles que ces apports sont plus élevés. Leur impact sur la consommation énergétique de l'habitat est significatif.

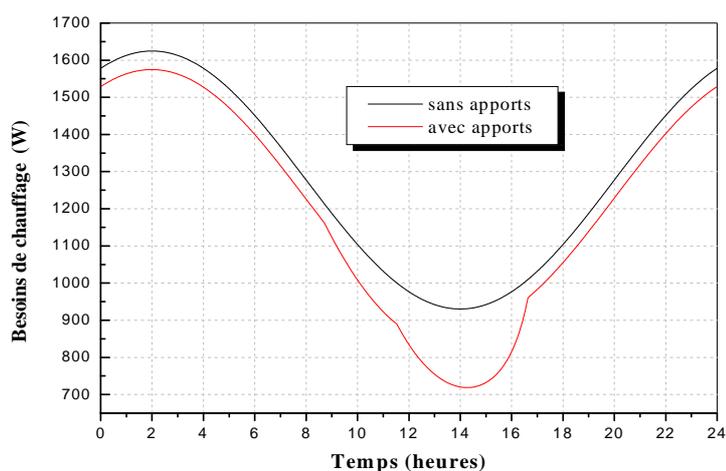


Figure V.21. Variation temporelle de besoins de chauffage avec et sans apports internes

V.2.3.4. Température de consigne

La température de consigne est étroitement liée aux besoins de chauffage, qui de ce fait seront d'autant plus importants que celle-ci est plus élevée (figure V.22). Il est clair que l'écart de température entre les ambiances intérieure et extérieure de l'habitat est proportionnel aux besoins de chaleur, qui sera d'autant plus élevé, que le climat est froid.

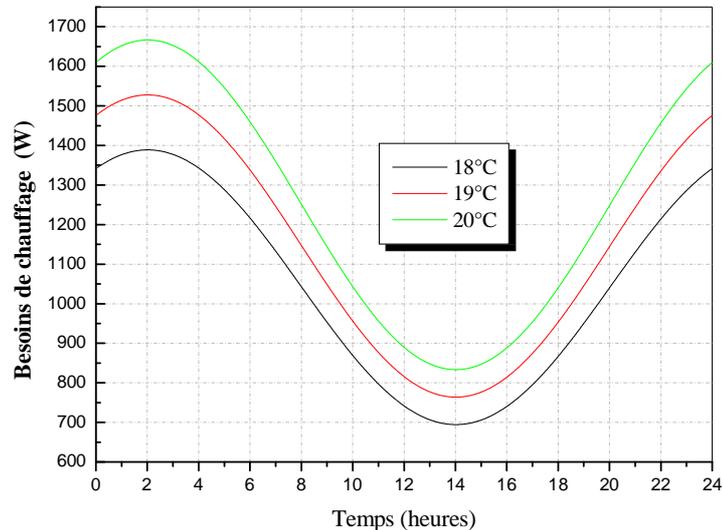


Figure V.22. Besoins de chauffage pour différentes températures intérieures

V.2.4. Paramètres influant sur la puissance émise par les radiateurs

Le confort de tout habitat est étroitement lié à la puissance émise par les radiateurs. Nous allons dans ce qui suit examiner les paramètres les plus influents sur cette dernière.

V.2.4.1. Température moyenne du radiateur

La puissance émise par un radiateur (de 2m² de surface), croît linéairement avec l'écart de température entre sa surface et l'ambiance intérieure de la pièce (figure V.23). Ceci peut être expliqué par le fait que la quantité de chaleur transmise par rayonnement et par convection à la pièce à chauffer dépend des températures de départ (figure V.24) et de la température intérieure de la pièce.

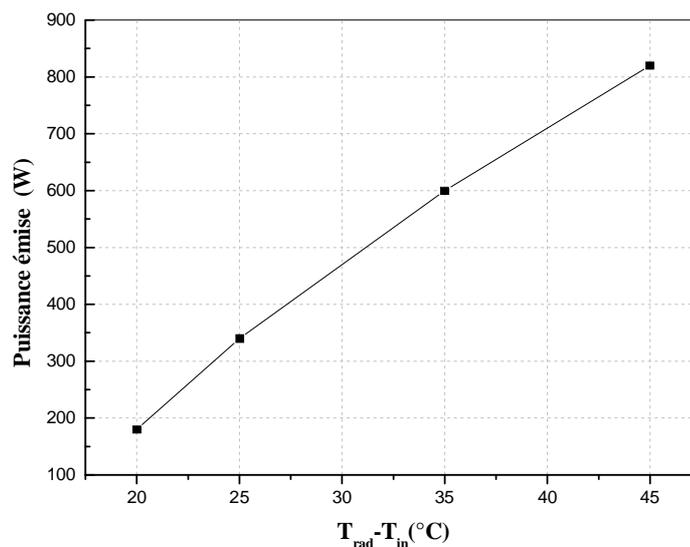


Figure V.23. Puissance émise par le radiateur en fonction de $T_{rad} - T_{in}$

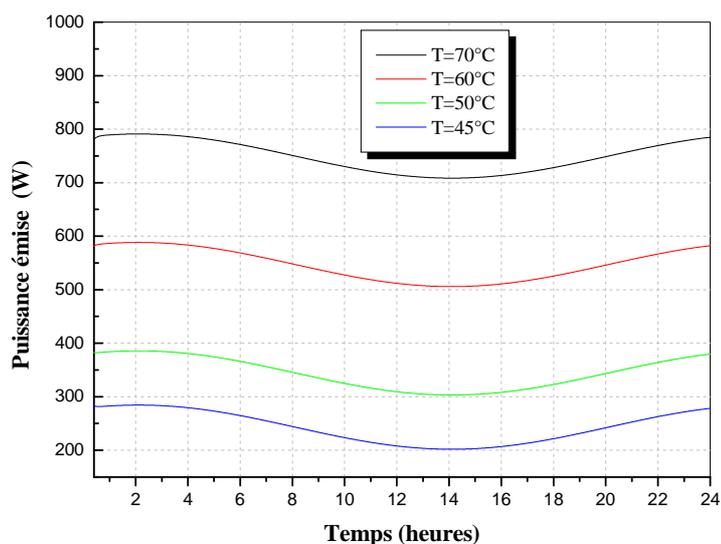


Figure V.24. Variation temporelle de la puissance émise par le radiateur pour différentes températures d'entrée de l'eau

V.2.4.2. Débit de l'installation

Le radiateur est alimenté avec de l'eau à 50°C, à différents débits. Nous constatons sur les figures V.25 et V.26 que la puissance émise par le radiateur augmente avec le débit de l'installation de chauffage. Ceci peut être expliqué par le fait que l'augmentation du débit améliore le transfert de chaleur et accroît la puissance émise par le radiateur. Cependant cette croissance atteint une limite, même pour des valeurs élevées du débit.

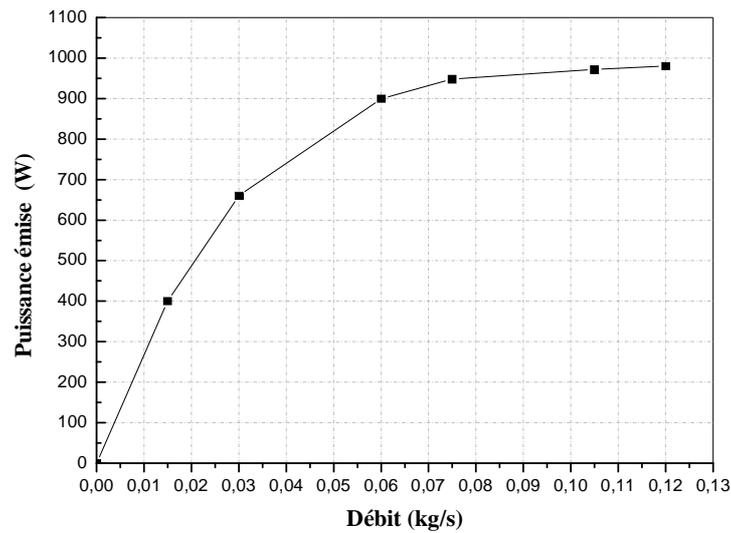


Figure V.25. Puissance émise par le radiateur en fonction du débit

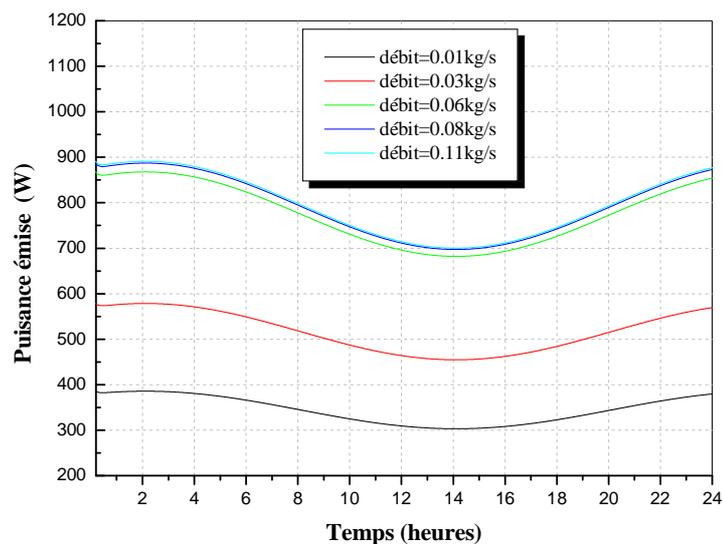


Figure V.26. Variation temporelle de la puissance émise par le radiateur pour différents débits

V.2.4.3. Surface du radiateur

Pour un débit fixé, de 0.03 kg/s, la variation temporelle de la puissance émise par le radiateur pour différentes surfaces (1.5, 2, 2.5 et 3 m²) est illustrée par la figure V.27. L'examen des courbes permet de noter que la quantité de chaleur transmise à la pièce à chauffer est d'autant plus importante que la surface est grande. Il apparaît ainsi que la puissance émise par le radiateur est étroitement liée à la surface de ce dernier.

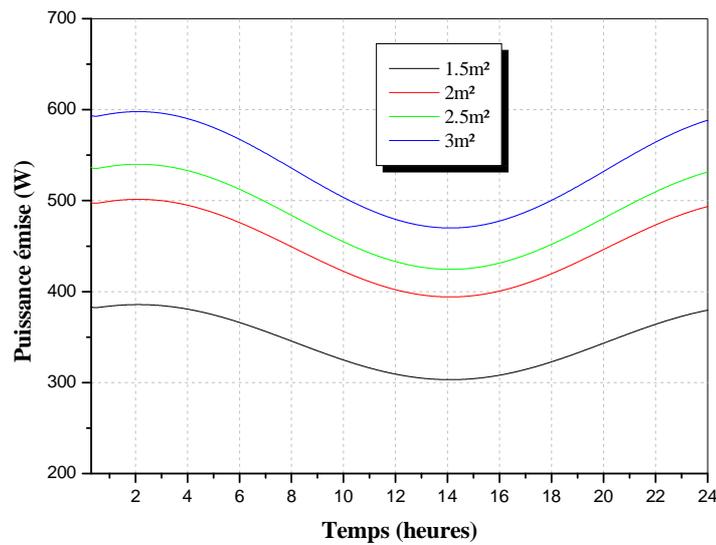


Figure V.27. Variation temporelle de la puissance émise par le radiateur pour différentes surfaces

V.3. Dimensionnement du système

V.3.1. Evolution temporelle du rayonnement et de la température ambiante mesurée

Les conditions météorologiques extérieures sont les facteurs principaux qui influencent la température intérieure de l'habitat et les performances des systèmes de chauffage solaire. Les figures V.28, V.29 montrent les évolutions de l'ensoleillement et de la température ambiante mesurés durant quatre jours successifs, du 3 au 6 janvier 2013. Les valeurs utilisées proviennent d'une mini station météorologique située à unité de recherche en énergies renouvelables en milieu saharien URER/MS à Adrar. Il y a lieu de noter d'une part que la journée du 03/01/2103 est relativement nuageuse, la journée du 06/01/2013 est caractérisée par un ciel clair avec quelques nuages observés en après- midi et les journées du 4 et 5/01/2013 sont relativement claires et d'autre part que les températures minimales et maximales moyennes enregistrées durant ces quatre jours sont respectivement de 8°C et 19°C.

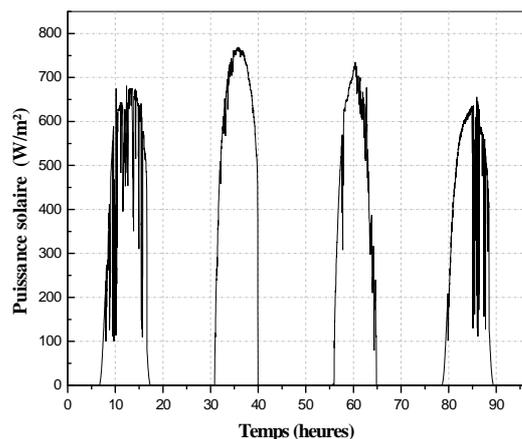


Figure V.28. Evolution temporelle de l'éclairement solaire global mesuré

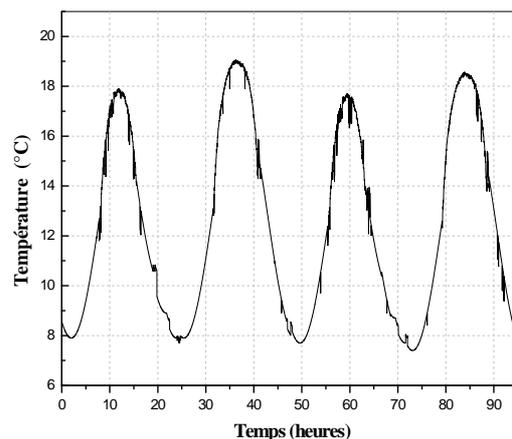


Figure V.29. Evolution temporelle de la température ambiante mesurée

V.3.2. Variation des besoins de chauffage

Pour concevoir un système de chauffage, il faut estimer les besoins de chauffage pour chaque pièce de l'habitat afin d'identifier la taille adéquate et le nombre exact de radiateurs nécessaires pour le chauffage. Dans le cadre de ce travail, l'habitation considérée pour l'analyse est de type F3, avec une surface totale de 90 m², et un volume 245 m³ environ. Elle comprend un salon, une cuisine, une salle de bain et deux chambres. La pièce que nous avons choisi pour estimer les besoins est le salon, de 20 m² de surface, donnant sur les façades sud et ouest, avec deux ouvertures vitrées de 1.5 mètres. Les calculs sont effectués pour quatre jours, du 03 au 06 janvier 2013.

V.3.2.1. Variation des déperditions thermiques

La variation des déperditions thermiques du salon pendant les quatre jours choisis est représentée sur la figure V.30. Les déperditions sont calculées pour chacune des parois (mur, plafond, plancher, fenêtre, et du volume d'air renouvelé). Nous pouvons constater que les déperditions de toutes les parois sont similaires. Elles sont minimales en milieu de la journée et maximales pendant la période nocturne. En effet, les déperditions étant liées à l'écart de température entre les ambiances intérieure et extérieure de l'habitat, sont d'autant plus faibles que cet écart est plus petit.

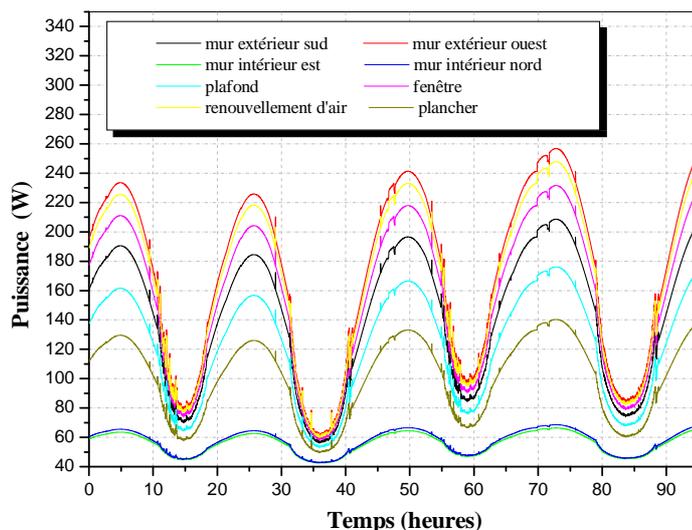


Figure V.30. Variation des déperditions thermiques du salon

Par ailleurs, l’histogramme de la figure V.31, montre que les déperditions thermiques du salon sont dues principalement aux murs (37% des déperditions totales). Le renouvellement d’air arrive en seconde position avec 22% des pertes, puis les vitrages avec 17% et en dernier lieu le plafond avec 14 %. En effet, pour le parc de logement algérien, les murs ne sont pas suffisamment isolés. Bien souvent la technique utilisée est une fine isolation par l’intérieur, alors une forte épaisseur d’isolant et notamment à l’extérieur doit être privilégiée.

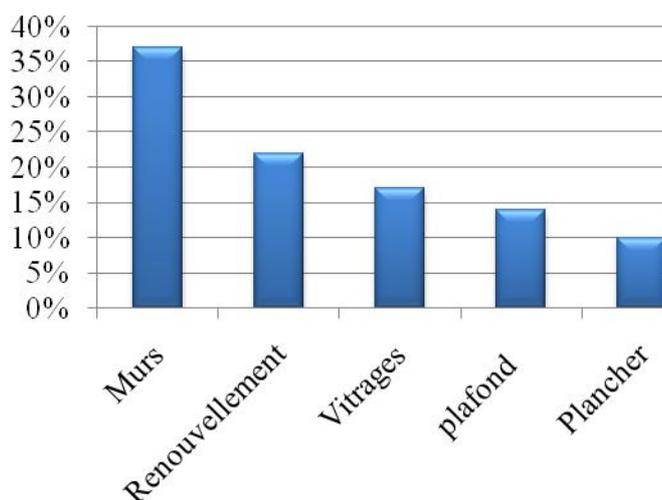


Figure V.31. Déperditions thermiques du salon

V.3.2.2. Variation des apports solaires

Les courbes de la figure V.32 illustrent l'évolution du flux solaire incident sur les façades sud et ouest du salon ainsi que la part pénétrant par les fenêtres sud et ouest. Nous pouvons constater que l'énergie solaire transmise à la pièce par les vitrages est plus élevée que celle transmise par les parois. En outre, nous pouvons observer que la façade exposée au sud reçoit l'irradiation solaire quasiment toute la journée alors que la façade orientée à l'ouest reçoit la plus grande partie du rayonnement l'après-midi. Ces résultats sont similaires à ceux de Berghout, [152].

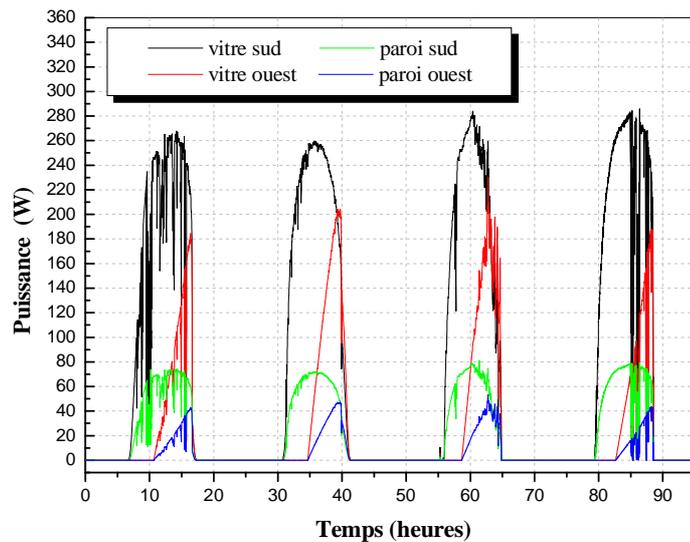


Figure V.32. Variation temporelle des apports solaires du salon

V.3.2.3. Variation des apports internes

Un scénario de distribution des apports internes du salon est illustré par la figure V.33. On peut constater que les apports varient en fonction de l'heure de la journée. Ils sont maximales au cours de journée et minimales la nuit. Ce qui peut être expliqué aisément par l'activité des occupants ainsi que les appareils électroniques en marche pendant la journée alors que ces derniers sont éteints pendant la nuit quand les occupants sont au repos. Il en résulte par conséquent une diminution de la chaleur interne. Dans notre étude, nous avons supposé que quatre personnes occupent le salon, que les appareils électriques fonctionnent uniquement lors des périodes de présence des occupants entre 07h et 23h et que l'éclairage n'est utilisé qu'en début et en fin de journée, à partir de 17h et jusqu'à 23h.

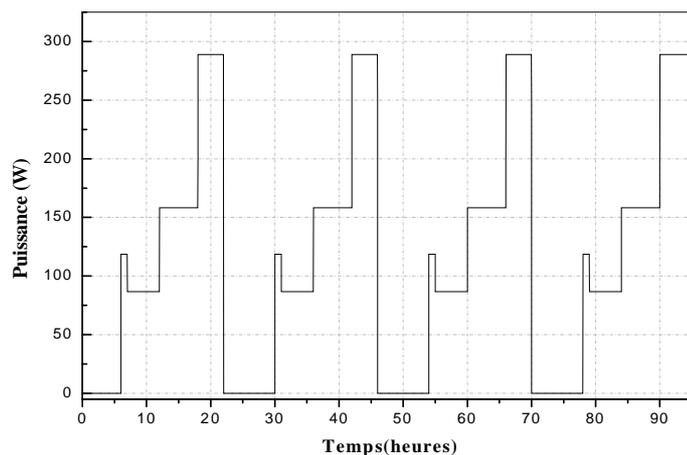


Figure V.33. Variation temporelle des apports internes du salon

V.3.2.4. Variation des déperditions et apports solaires et internes du salon

La variation des déperditions et des apports externes (solaires) et internes au cours des quatre jours choisis est illustrée par la figure V.34. Il apparaît clairement que les apports solaires ont une valeur maximale entre 12h et 14h, à l'opposé des déperditions qui sont minimales dans cette période. Quant 'aux apports internes ils sont nuls de 23h à 06h.

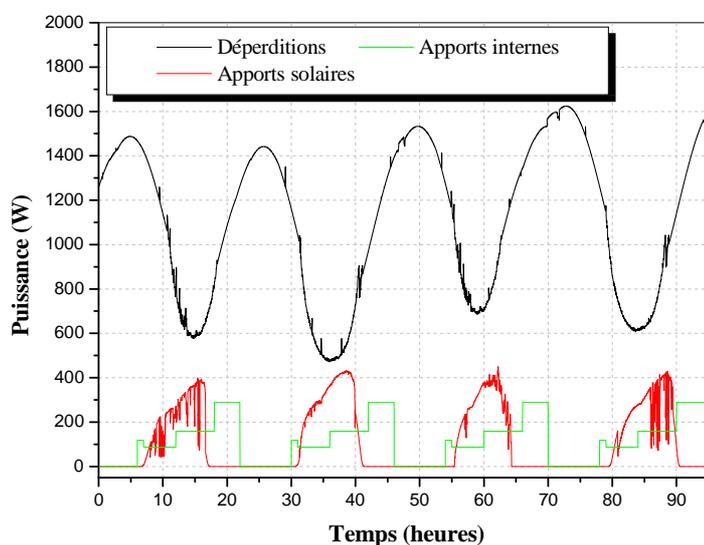


Figure V.34. Variation temporelle des déperditions et apports solaires et internes du salon

V.3.2.5. Variation des besoins de chauffage pour les trois pièces de l'habitat

L'examen des courbes de variation des besoins de chauffage pour les chambres principales de l'habitation (salon, chambre1 et chambre2) pendant les 4 journées d'étude (figure V.35) permet

de remarquer que les profils d'énergie de chauffage et de la température extérieure sont approximativement similaires. Toutefois les valeurs maximales de chauffage correspondent aux valeurs minimales de la température extérieure. Par ailleurs il apparait que les besoins de chauffage varient fortement d'une pièce à une autre, résultant aux effets des gains internes et des apports solaires qui sont différents, selon l'orientation des parois. Pendant la période nocturne les besoins de chauffage sont plus importants dans le salon que dans les deux chambres, et atteignent une valeur maximale de 1,2 kW. Ces résultats sont en bon accord avec ceux trouvés par Kharchi [160].

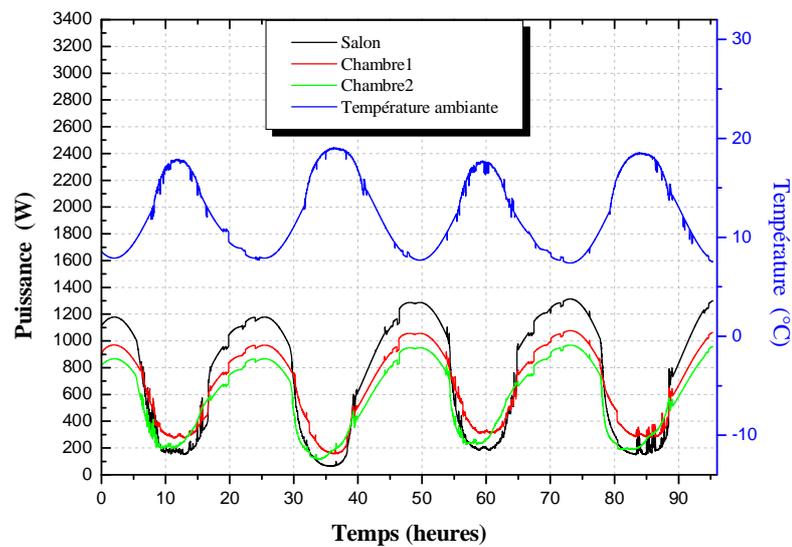


Figure V.35. Variation temporelle des besoins de chauffage

Une fois les besoins de chauffage de chaque pièce de l'habitat estimés, le dimensionnement de notre installation de chauffage est entrepris. Le choix de celui-ci dépend de la fraction solaire souhaitée et du coût d'investissement prévu. En effet, si l'augmentation de la surface de l'installation accroît la fraction solaire, elle conduit par contre à l'augmentation du prix de l'investissement.

V.3.3. Dimensionnement du capteur solaire

Dans la conception des systèmes de chauffage solaire, une attention particulière doit être portée à la surface de captation. En effet cette dernière représente financièrement la plus grande partie de l'investissement d'une installation de chauffage solaire et doit être par conséquent optimisée. Si on suppose un taux de couverture solaire de 30% et un rendement moyen du capteur de 60%, le calcul de la surface de captation est effectué à partir de l'équation (IV.3) :

$$A_c = \frac{19577}{3333.0.6} \cdot 0.3 \approx 3m^2$$

Pour notre système de chauffage, la surface nécessaire est de 3 m². Le système de captation choisi dans notre étude est composé de deux capteurs plans vitrés (tubes disposées en radiateur), chacun d'une surface de 1,5 m² et constitué des éléments suivants :

- Un bac en acier.
- Une plaque absorbante en Aluminium de 3 mm d'épaisseur.
- Un échangeur de chaleur, constitué de 8 tubes en cuivre de 20/22 mm de diamètre
- Une isolation arrière et latérale à l'aide d'une couche de 40 mm de mousse polyuréthane.
- Une couverture en verre de 3 mm d'épaisseur.

Le capteur plan est incliné de 45° par rapport à l'horizontale, son rendement optique est de 0,7, et le débit massique du fluide du circuit de capteur est de 0.083 kg /s.

V.3.4. Dimensionnement du ballon de stockage

Les simulations réalisées au cours de ce travail ont montré que le ratio "volume de stockage / surface de capteur" détermine le fonctionnement optimal de l'ensemble du système. Dans notre étude, le rapport correspondant à la capacité optimale du ballon de stockage est de 100 litres par m². Le ballon vertical assimilé à un cylindre stratifié sans échangeur d'une capacité de 300 L avec un rapport hauteur /diamètre égal à 3 (1,55 m de haut et 0.50 de diamètre), a été simulé. La surface du ballon est isolée latéralement par une couche de polystyrène d'une épaisseur de 6 mm.

V.3.5. Dimensionnement du système de chauffage

Une fois que la puissance de chauffage nécessaire à chaque pièce est connue, il faut dimensionner correctement les radiateurs. Rappelons que notre système de chauffage basé sur la boucle à eau chaude fait circuler de l'eau chauffée entre 55°C à 45°C qui alimentera les radiateurs basse température. Le choix du radiateur dans un catalogue est basé généralement sur une majoration des besoins de 20% [181]. Il existe des tableaux fournis par les fabricants qui définissent la puissance des corps de chauffe en fonction de leur taille et de l'écart entre la température du radiateur et celle de l'ambiance de la pièce (écart ΔT). Dans le cas où les radiateurs à basse température fonctionnent à un ΔT inférieur à celui normalisé (50°C), il faut utiliser la formule (III.44) pour connaître la puissance réellement émise par les radiateurs.

Dans notre étude, les radiateurs classiques à éléments, existants dans le local ancien sont remplacés par des radiateurs à basse température. La longueur et la hauteur des radiateurs classiques sont maintenues alors que la profondeur est changée. Ainsi le remplacement des radiateurs à basse température se fait sans aucune modification de tuyauterie. Les radiateurs classiques précédemment utilisés sont en fonte à deux colonnes alors que les radiateurs à basse température de même type sont à quatre colonnes [182]. Les caractéristiques des deux types de

radiateurs sont regroupées dans le tableau 1.

Tableau V.1: Caractéristiques des deux types de radiateurs

Radiateurs	Nombre de colonnes	Hauteur élément (mm)	Epaisseur élément (mm)	Largeur élément (mm)	Poids élément (Kg)	Puissance (W)
classique	2	630	65	65	3.77	68.5
Basse température	4	630	142	65	6.62	70

Des radiateurs à 24 et à 16 éléments sont respectivement utilisés dans le salon et dans chacune des chambres 1 et 2.

Le circuit de distribution est composé d'une conduite en cuivre de 20x22 mm où l'eau est véhiculée à une température moyenne comprise entre 55 et 45°C, avec un débit de 108 L/h.

L'appoint est une chaudière à gaz, dont le rôle est de chauffer l'eau du circuit de chauffage dans le cas où les capteurs ne puissent pas chauffer l'eau jusqu'à 45°C.

V.4. Fonctionnement du système

Dans cette partie, l'analyse du fonctionnement de l'installation suivant deux scénarios est entreprise. Dans le premier, l'idée est de laisser le système capteur –réservoir fonctionner sans puisage d'eau (système fermé) pendant quatre jours afin d'augmenter la température de l'eau à l'intérieur du ballon de stockage. Pour le second, il s'agira d'utiliser cette eau chaude pour alimenter le circuit de chauffage (système ouvert).

V.4.1. Système sans puisage (système fermé)

V.4.1.1. Variation de la température des différentes parties du capteur

L'examen des courbes de la figure V.36 permet de remarquer que les évolutions temporelles des températures des différents composants du capteur ainsi que celle du fluide caloporteur sont similaires, avec un maximum aux environs de midi. Nous pouvons, noter que si la température de l'absorbeur est la plus élevée (due à la puissance importante qu'il absorbe), l'écart entre cette dernière et la température du fluide caloporteur, est faible, probablement dû aux valeurs élevées du coefficient de convection. Les températures du tube et de l'isolant intérieur augmentent progressivement mais restent légèrement inférieures à celle de la plaque absorbante. Ce faible écart au fait que les tubes et l'isolant sont placés en dessous de l'absorbeur dont la conductivité thermique est élevée. La température de la vitre est légèrement inférieure (action du vent qui

cause des déperditions thermiques par convection avec l'air ambiant).

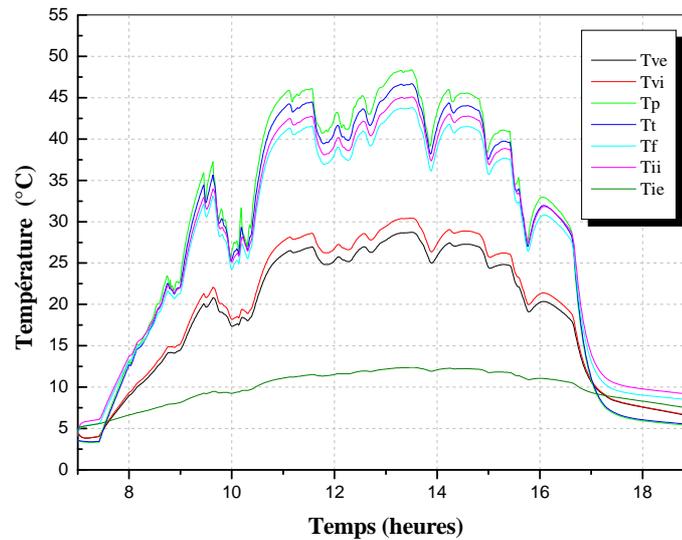


Figure V.36. Variation temporelle des températures des différents éléments du capteur solaire pour le premier jour de chauffage

V.4.1.2. Variation de la température des différents nœuds du réservoir

La variation temporelle de la température des différents nœuds du ballon de stockage est similaire (figure V.37). Néanmoins les températures des nœuds sont décroissantes, du premier nœud au dernier nœud. Cette différence de température entre le haut et le bas de la cuve est due à la stratification. Par ailleurs, nous pouvons constater que lors du premier jour, la température de la couche supérieure commence à augmenter à partir de 08h30 et atteint une valeur maximale à 14h, tandis que la température de la couche inférieure ne commence à augmenter qu'à partir de 11 heures. Quant à la température du ballon, elle s'élève graduellement à partir de la première journée jusqu'à quatrième journée, lors de laquelle elle atteint les 56°C.

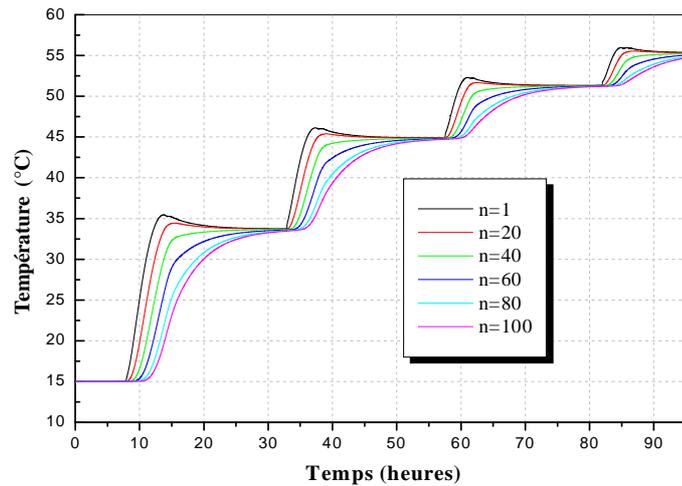


Figure V.37. Variation temporelle de la température des différents nœuds du réservoir (Système sans puisage)

V.4.1.3. Variation du rendement du capteur

La variation de la température à l'entrée et sortie du capteur et l'évolution de son efficacité en fonction du temps sont illustrées par la figure V.38. Nous constatons que l'efficacité des capteurs est maximale quand la température à l'entrée du capteur est faible. Une explication peut être avancée, à savoir que les déperditions sont d'autant plus importantes que la différence de température entre le fluide caloporteur à l'entrée du capteur et l'air extérieur est grande, ce qui conduit évidemment à un rendement faible. De plus, les heures de fonctionnement du capteur diminuent avec l'augmentation de la température à l'entrée.

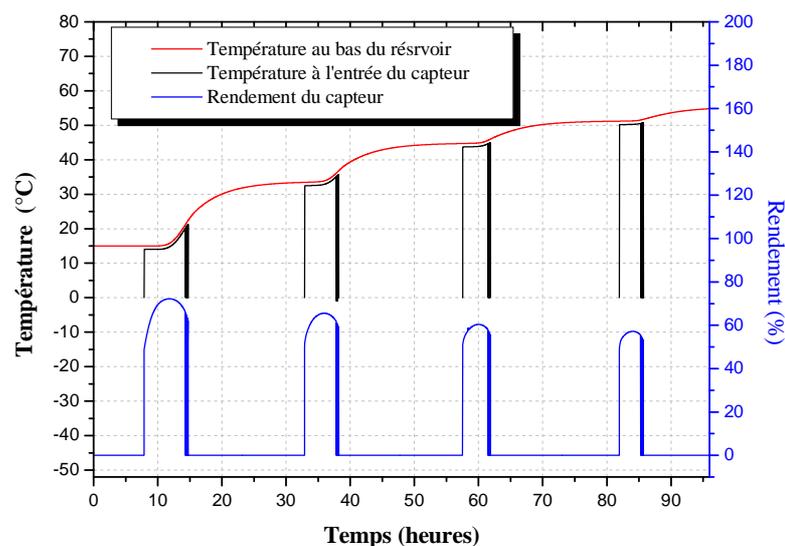


Figure V.38. Variation temporelle du rendement du capteur

Il apparait en outre, une variation du rendement du capteur après 13h, résultant probablement des interruptions de fonctionnement de la pompe de circulation. En effet, quand la température du réservoir est plus élevée que celle du capteur, le régulateur stoppe le circulateur. Dès que l'eau à l'intérieur du capteur a quelques degrés de plus que celle du ballon solaire, la pompe de circulation est mise en marche.

V.4.2. Système en charge (système ouvert)

V.4.2.1. Variation de la température à la sortie du réservoir et à l'entrée du radiateur

Les courbes de la figure V.39 illustrent la variation de la température à la sortie du réservoir et à l'entrée des radiateurs durant les quatre jours d'étude. Nous pouvons observer que lors du premier jour du chauffage, les radiateurs sont alimentés directement par l'eau du ballon puis à partir du deuxième jour et les jours suivants, le chauffage solaire est utilisé uniquement pendant la période d'ensoleillement (entre 10h et 16h). En effet, lorsque la température de l'eau à la sortie du réservoir est inférieure à celle de d'alimentation (45 °C), l'eau se dirige d'abord vers l'appoint pour être chauffée puis vers les radiateurs. Si la température est supérieure à 45°C, l'eau du stockage ira directement aux radiateurs. Nous pouvons également remarquer sur cette figure une légère différence entre les températures de l'eau à la sortie du réservoir et à l'entrée du radiateur probablement due aux pertes thermiques des conduites.

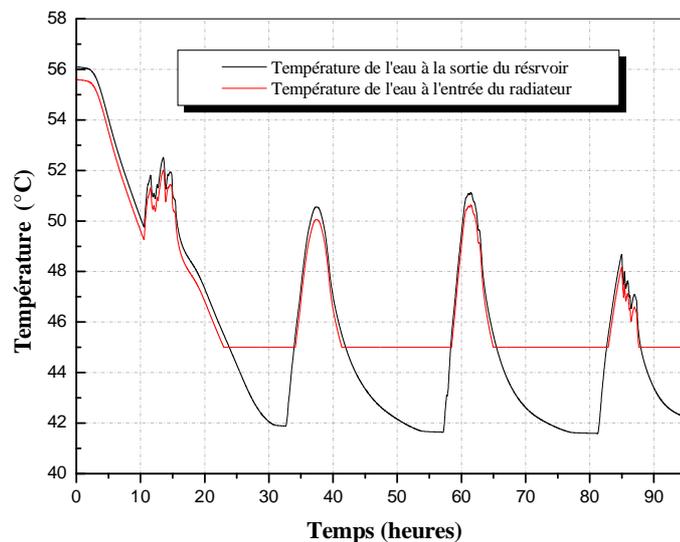


Figure V.39. Variation temporelle des températures de l'eau à la sortie du réservoir et à l'entrée du radiateur

V.4.2.2. Température du salon et puissance émise par les radiateurs

Dans notre étude deux radiateurs basse température sont installés dans le salon, constitué de 12 éléments et alimentés avec une eau dont la température est comprise entre 55 et 45°C et un débit de 108 L/h. Les variations de la puissance émise par les radiateurs et de la température du salon, pendant les 4 jours choisis sont illustrées par la figure V.40. On remarque que durant la journée, la puissance émise est supérieure aux besoins de chauffage ce qui conduit par conséquent à la surchauffe du salon, dont la température augmente jusqu'à 22°C. Par contre pendant la nuit, cette puissance est inférieure aux besoins et la température diminue alors jusqu'à 17°C. Pour que la température de consigne de chauffage soit maintenue à une température de 21°C, l'utilisation d'un régulateur pour contrôler le débit de l'eau dans les radiateurs est nécessaire. Un débit de 108 L/h, convient au cours de la journée mais doit être augmenté pendant la période nocturne afin que la puissance émise par les radiateurs augmente suffisamment pour répondre aux besoins. L'observation de la figure V.41 permet de noter que l'écart moyen de température de l'eau, entre l'entrée et la sortie des radiateurs, est approximativement de 6°C. Cette différence est due à l'échange de chaleur avec l'ambiance de la chambre.

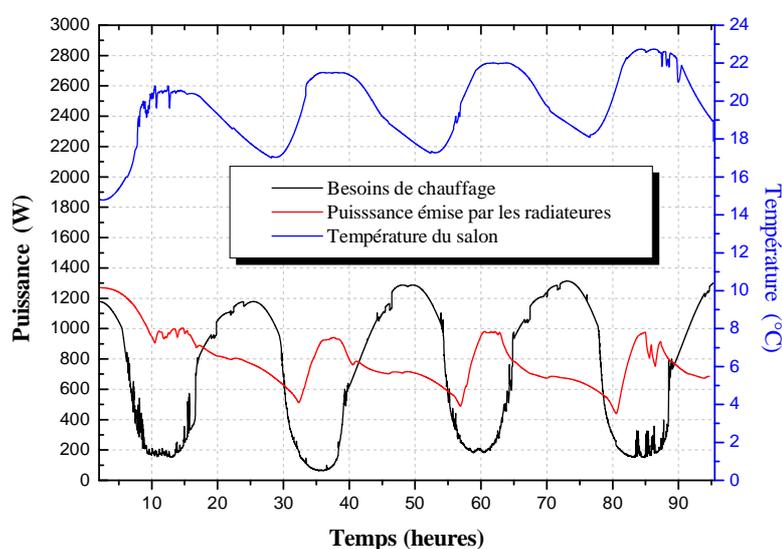


Figure V.40. Variations temporelles de la température du salon et de la puissance émise par les radiateurs

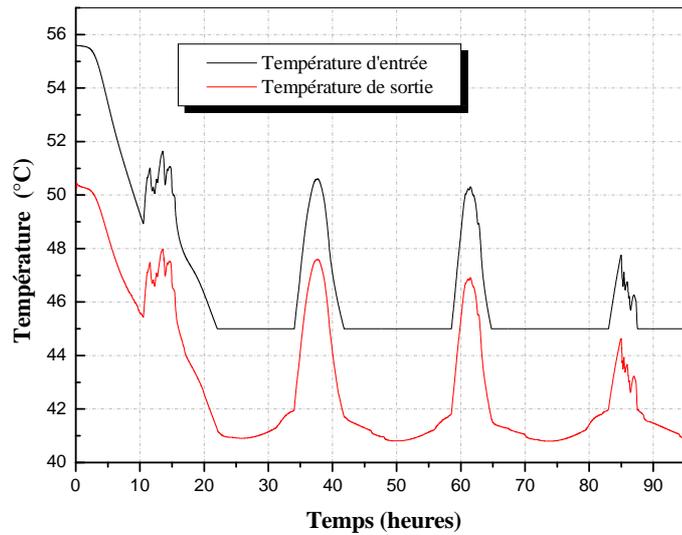


Figure V.41. Variations temporelles des températures d'entrée et de sortie des radiateurs

V.4.2.3. Pertes thermiques et rendement de distribution

Dans notre étude, une partie des canalisations d'une longueur de 5m est située dans une pièce avoisinante non chauffée, dont la température ambiante moyenne varie entre 9 et 19°C. Les variations des pertes thermiques et du rendement de distribution sont illustrées par la figure V.42 qui montre que le rendement de distribution est maximal, lorsque les pertes de chaleur des conduites sont faibles. Ces dernières varient entre 45W (la nuit) et 30W (la journée), ce qui conduit à une variation du rendement de 66% à 90%.

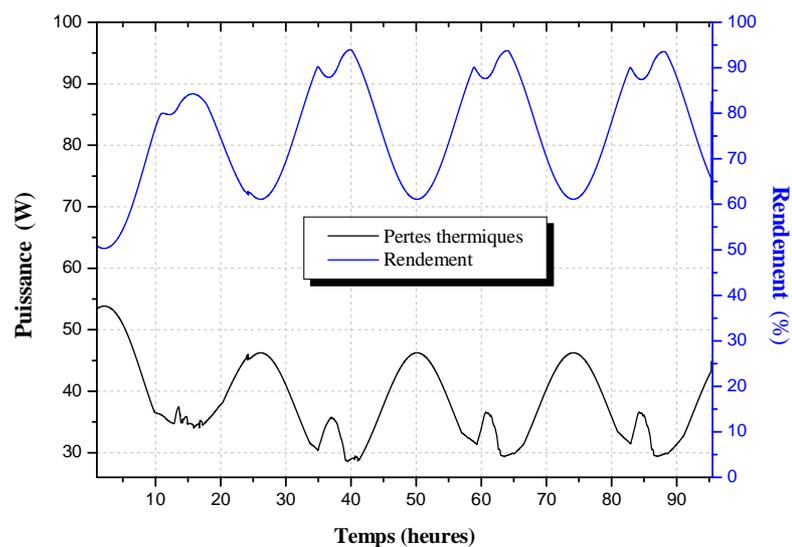


Figure V.42. Variations temporelles des pertes thermiques et du rendement de distribution

Il apparait en outre une légère augmentation des pertes des conduites entre 10h et 14h en raison de la température élevée de l'eau à la sortie du réservoir (supérieure de 45°C), ce qui a entraîné une diminution du rendement de distribution durant cette période.

V.4.2.4. Puissance fournie par l'appoint

La variation de la puissance de l'appoint et la fraction quotidienne d'énergie économisée au cours des quatre jours choisis sont représentées sur, la figure V.43. Il est aisé remarquer que lors du premier jour, les radiateurs sont alimentés par l'eau qui vient directement du réservoir de stockage, par la suite et tant que la température de l'eau du réservoir est inférieure à 45°C , l'appoint est mis en marche et la fraction quotidienne d'énergie commence à décroître avec la diminution de la température de stockage. Cette période s'étale généralement de 17h jusqu'à 09 h. Entre 10h et 16h, le circuit de chauffage est alimenté par l'eau venant directement du réservoir, le système d'appoint s'arrête alors.

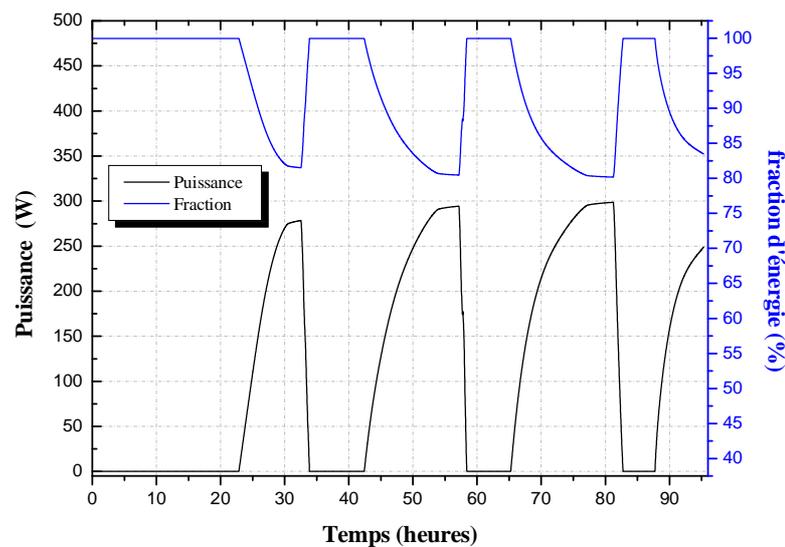


Figure V.43. Variations temporelles de la puissance de l'appoint et de la fraction quotidienne d'énergie

V.4.2.5. Variation de la température intérieure

La variation des températures intérieures au niveau des chambres principales de l'habitation (salon, chambre1 et chambre 2) pendant 4 journées est représentée sur la figure V.44. La température intérieure des 3 pièces se caractérise par une augmentation durant la journée et baisse pendant la nuit résultant de la faible inertie thermique de l'habitat. Il a été noté que la température intérieure varie entre 17°C et 23°C , pour une température extérieure minimale moyenne de 8°C . On n'observe cependant une légère différence de température entre les deux

chambres et le séjour entre 10h et 14h, dû probablement au fait que la façade principale du séjour est orientée vers le Sud tandis que les deux chambres sont orientées vers le Nord. En outre, la température des chambres commence à s'élever graduellement à partir de la première journée jusqu'à quatrième journée, au cours de laquelle elle atteint les 23°C. Ainsi et afin de maintenir une température de consigne de l'air de 21°C, il faut utiliser un régulateur pour contrôler le débit de l'eau dans les radiateurs.

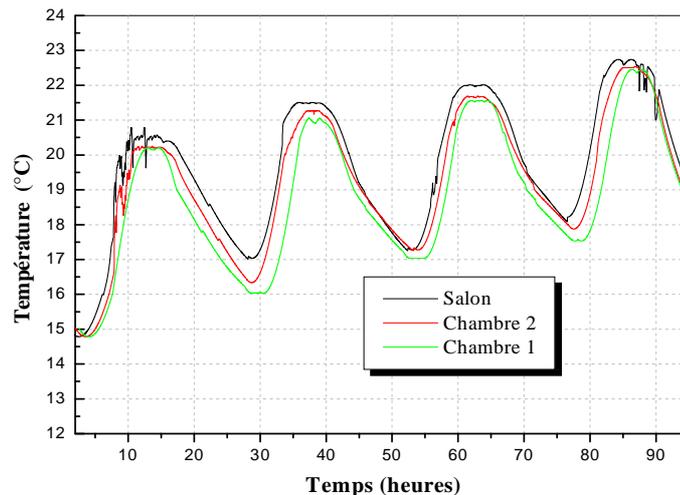


Figure V.44. Variation temporelle de la température intérieure

V.4.2.6. Variation de la fraction solaire

L'observation de la figure V.45 permet de remarquer que la fraction solaire mensuelle décroît du mois de novembre jusqu'au mois de janvier puis croît jusqu'au mois de mars. En outre, il est aisé de noter que la fraction solaire durant les mois de novembre et mars est relativement élevée avec respectivement, des valeurs de 42% et 56%, sauf que la disponibilité de l'énergie solaire durant ces mois coïncide avec des besoins en chauffage relativement faibles. Par contre, la fraction solaire décroît pendant les mois de décembre (18%), de janvier (12%) et de février (21%) à cause de la diminution de l'énergie solaire incidente, alors que durant ces périodes la charge de chauffage est importante.

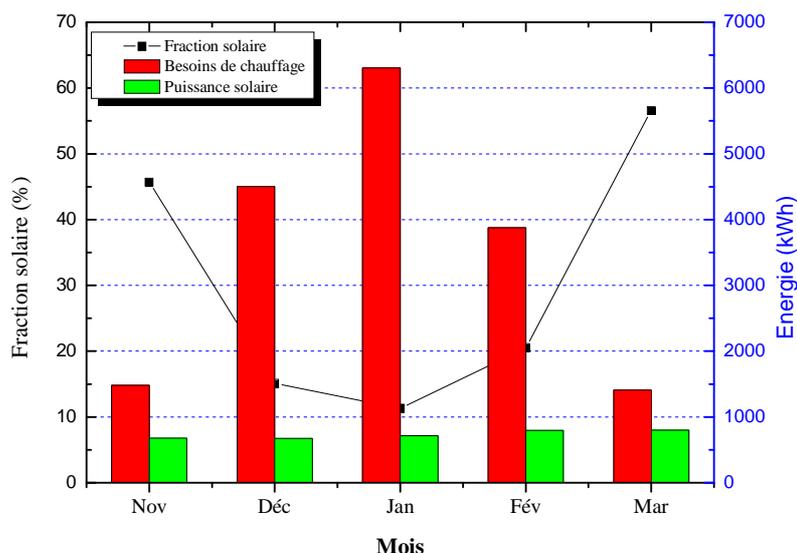


Figure V.45. Variations mensuelles de la puissance solaire, des besoins de chauffage et de la fraction solaire

V.5. Analyse économique

V.5.1. Coût de l'installation

L'estimation du coût de l'installation de chauffage solaire est approximative du fait qu'elle dépend du prix des composants utilisés. Il est clair que la qualité de l'installation sera d'autant meilleure que les composants sont performants mais qui seront généralement plus chers. A titre indicatif, les prix (en Euros) de différentes composantes du système [183] sont consignés dans le tableau V.2

Tableau V.2. Prix des composants du système

Produit	Prix /Euros
Capteur solaire	1000
Ballon de stockage	722
Vase d'expansion solaire	92
Circulateur	160
Support de fixation	130
Radiateurs	2200
Total	4304

Le coût total du système de chauffage solaire dans cette étude, est estimé à 4304 Euros, soit 520000 DA (1 Euro =122.43 DA). Ce chiffre inclut les coûts de tous les composants (collecteurs solaires, contrôleurs, tuyaux, réservoir d'eau chaude), excepté, les régulateurs et le système de distribution de tuyauterie dont les coûts n'ont pas été inclus dans le calcul, puisqu'ils font partie de système conventionnel.

V.5.2. Economies apportées par le système

Les économies d'énergie primaire annuelle gagnées par la mise en place du chauffage solaire sont évaluées en effectuant une comparaison entre la puissance fournie par la chaudière de deux maisons identiques, l'une équipée d'un chauffage solaire et la seconde d'un chauffage conventionnel. L'examen de la figure V.46 permet de remarquer que l'utilisation du chauffage solaire contribue à la couverture de près de 20.8% des besoins annuels de chauffage. Dans ce cas la chaudière ne fournirait que 20231 kWh/an au lieu de 25545 kWh/an, soit une économie d'environ de 5311kWh (531m³). En outre, la figure V.47 montre clairement que pour le cas d'une installation conventionnelle, la facture annuelle de gaz est estimée à 12000 DA, avec une TVA de 7%, alors qu'avec l'installation solaire, cette facture, est réduite à 9000 DA, soit une économie d'environ 3000 DA par an. La durée de vie de l'installation prévisible est approximativement de 25 ans, l'économie induite s'élèverait à 75000 DA. Dans notre étude le coût de l'énergie évalué en DA/kWh est évalué sur la base de 3.191 DA/m³ (prix adopté par SONELGAZ), qui il faut le remarquer est très bas dû de la politique de soutien des prix des produits de première nécessité par notre pays.

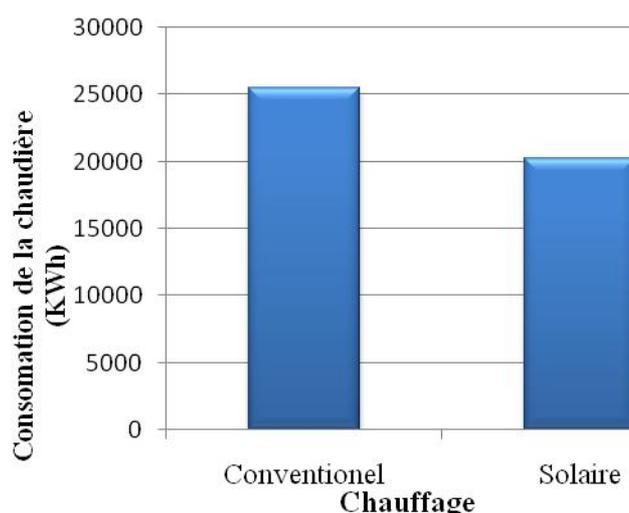


Figure V.46. Puissance annuelle fournie par la chaudière (chauffages solaire et conventionnel)

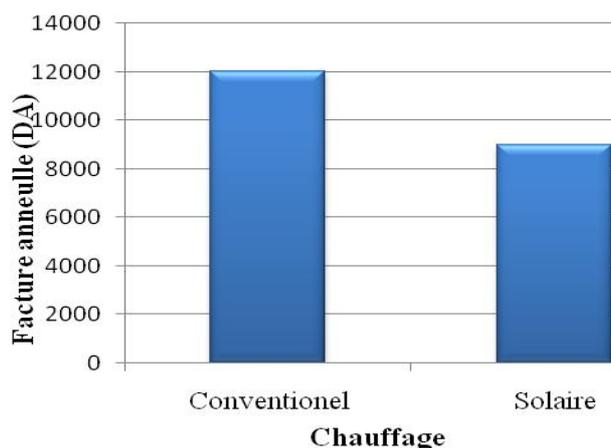


Figure V.47. Montant annuel des factures énergétiques pour les deux types de chauffage

V.5.3. Économies liées à l'environnement

Il est évident que la diminution de la consommation d'énergie primaire conduit à une diminution des émissions de CO_2 . L'examen de la figure V.48 permet de remarquer que la quantité de CO_2 émise dans le cas d'un chauffage conventionnel de l'ordre de 7816 kg /an est réduite de 6190 kg/ an dans le cas d'un chauffage solaire. Les émissions de CO_2 évitées sur la durée de vie minimale de l'installation s'élèveront à 40.6 tonnes. Ces résultats montrent clairement l'effet bénéfique de l'utilisation de l'énergie solaire pour le chauffage sur l'environnement.

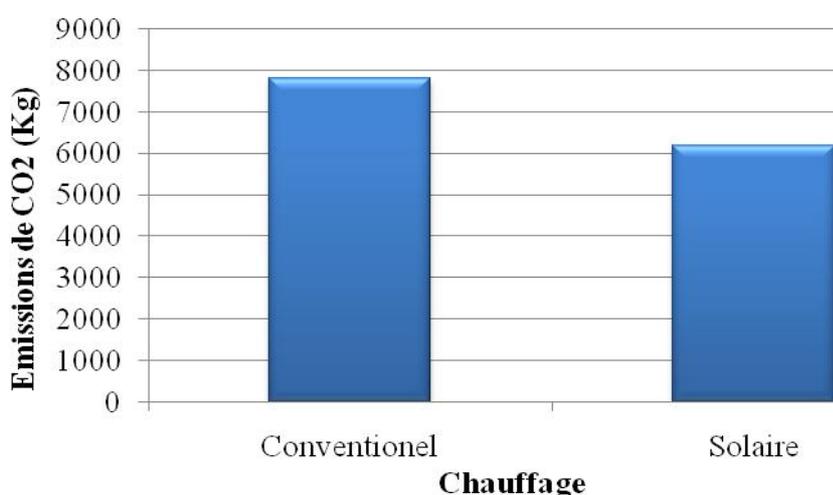


Figure V.48. Emissions annuelles de CO_2 pour les deux types d'installation de chauffage

V.5.4. Le temps de retour sur investissement brut

Il apparaît clairement que l'évolution du prix du gaz influence significativement le temps de retour sur investissement (figure V.49) et donc la rentabilité du système. En effet l'installation serait d'autant plus rentable que le prix du combustible (gaz) est élevé. Néanmoins il faut noter que pour les temps de retour relativement longs, l'investissement peut ne pas être totalement amorti pour une durée de vie de l'installation de 25 ans.

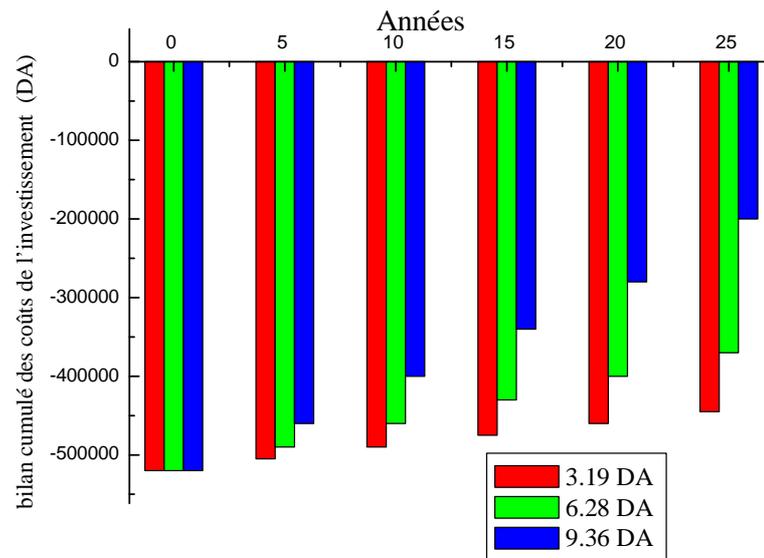


Figure V.49. Bilan cumulé des coûts de l'investissement pour différents scénarios d'évolution du prix du gaz naturel

V.6. Comparaison entre les systèmes solaire et conventionnel

V.6.1. Température intérieure

Il est aisé de constater sur la figure V.50, que les évolutions temporelles des températures de l'air intérieur du salon (entre 17 et 23°C), obtenues par le chauffage solaire basse température et le chauffage conventionnel sont quasi similaires, avec une très faible différence estimée à 1.5°C. La température intérieure du salon commence à s'élever graduellement à partir de la première journée jusqu'à quatrième journée, pour laquelle elle atteint les 23°C. Il apparaît ainsi que le chauffage solaire permet d'obtenir une température intérieure souhaitée quasi identique que celle avec un système de chauffage conventionnel.

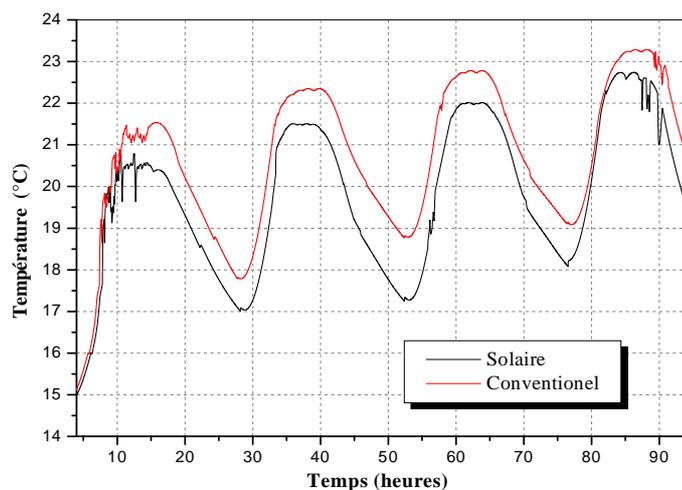


Figure V.50. Evolution temporelle de la température intérieure du salon (chauffages solaire et conventionnel)

V.6.2. Efficacité globale de l'installation

L'observation des courbes de la figure. V.51 permet de noter que la performance globale de l'installation avec le système de chauffage solaire est supérieure de 15%, à celle utilisant le système conventionnel. Cette dernière permet certes d'atteindre des températures plus élevées que dans le cas avec chauffage solaire mais qui conduisent cependant à des déperditions thermiques très importantes dans les conduites et de ce fait à une diminution du rendement.

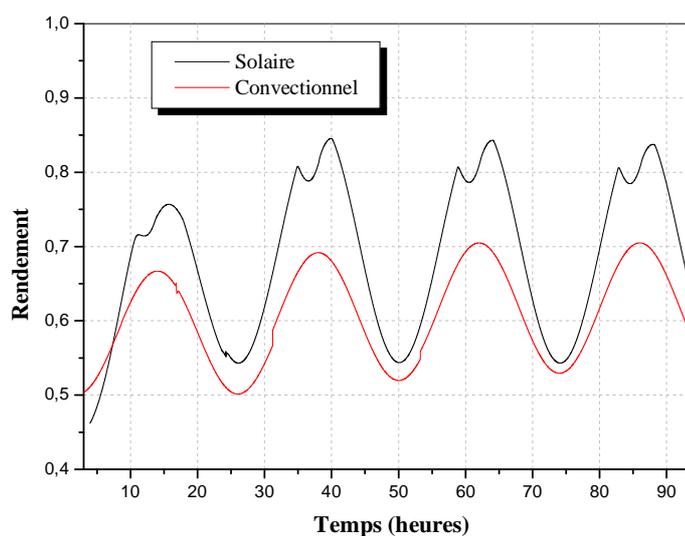


Figure V.51. Evolution temporelle de l'efficacité globale de l'installation (chauffages solaire et conventionnel)

V.6.3. Puissance fournie par la chaudière (chauffage solaire et conventionnel)

Il apparaît nettement sur la figure V.52 que la puissance fournie par la chaudière à gaz (chauffage conventionnel), varie entre 400W (la journée) et 470W (pendant la nuit), qui peut être réduite à 300W en utilisant le chauffage solaire. En outre, en cas de chauffage solaire le système d'appoint (chaudière à gaz) s'arrête entre 10h et 16h.

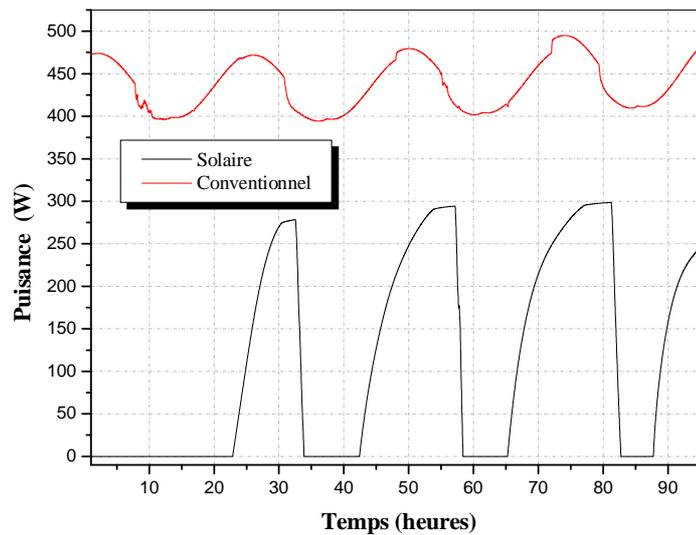


Figure V.52. Evolution temporelle de la puissance fournie par la chaudière (chauffages solaire et conventionnel)

CONCLUSION

GENERALE

Conclusion générale

Cette thèse présente une simulation numérique d'un système de chauffage solaire à l'eau chaude à basse température intégré dans une maison individuelle construite en 1990 et dans laquelle, d'une part la chaudière d'un chauffage traditionnel à fluide est remplacée par un réservoir de stockage chauffé par un ensemble de capteurs solaires et d'autre part, les radiateurs classiques existants sont substitués par des radiateurs à basse température. Le chauffage solaire étudié consiste en des capteurs solaires pour assurer la collecte de l'énergie thermique et un réservoir de stockage qui transmet cette énergie au système de distribution qui à son tour assurera le transfert thermique vers les radiateurs à basse température.

Un modèle numérique a été développé permettant de simuler le fonctionnement du système, d'étudier l'influence de différents paramètres, et d'évaluer l'efficacité énergétique de l'installation en termes de consommation d'énergie, confort thermique et rentabilité, dans le but d'estimer la possibilité d'utiliser ce système dans des conditions climatiques algériennes. Pour le calcul nous avons choisi le site d'Adrar (27.10 N, 0.17 W, altitude 279 m), au sud de l'Algérie pour quatre jours successifs du mois de janvier où les températures minimale et maximale moyennes sont respectivement de l'ordre de 8°C et de 19°C. Le programme de calcul a été développé en langage FORTRAN, basé sur le calcul des bilans thermiques au niveau des différents composants du système afin d'évaluer les variations de la température de chaque partie du système (collecte, stockage, distribution et l'air intérieur du local).

Les résultats obtenus ont permis de mettre en évidence l'effet de nombreux paramètres sur les caractéristiques de fonctionnement du système.

Il apparaît en particulier que l'irradiation globale reste le paramètre le plus influant. Nous pouvons noter que la surface de captage (capteurs) à poser est d'autant moins grande que le rayonnement est élevé.

Par ailleurs et afin d'avoir une température de sortie du capteur importante, de l'ordre de 48°C, il faut que la température d'entrée du fluide et le débit soient faibles, respectivement 15°C et 0,008kg/s et que l'épaisseur de l'isolant au niveau du capteur, afin de réduire les pertes thermiques, soit de 4cm.

La modélisation des ballons de stockage, pour laquelle un nombre de nœuds égal à 100 a été retenu met en exergue d'une part, qu'un faible débit de charge conduit à une stratification thermique plus élevée et d'autre part, qu'une bonne isolation permet de minimiser les pertes thermiques dans

le ballon de stockage. En outre, une meilleure stratification au sein du ballon de stockage est obtenue lorsque le rapport hauteur /diamètre est égal à 3.

Il est évident que le dimensionnement du ballon de stockage est lié à celui de la surface du capteur. Dans notre cas, un ratio de 100 litres /m² correspondant à la capacité optimale du ballon de stockage a été adopté. La surface du collecteur correspondante et le volume de stockage sont respectivement de 3m² et de 300 litres avec un taux de couverture solaire annuelle de 30 %.

Il apparaît également que la proportion des besoins en énergie pour le chauffage varie suivant l'orientation de l'habitat. Pour maximaliser les apports solaires et diminuer, ainsi les besoins de chauffage, l'orientation vers le sud doit être adoptée. De même qu'une épaisseur de l'isolation de 8 cm conduit à une diminution tangible des besoins de chauffage.

L'analyse des résultats obtenus, permet de conclure que l'intégration du système de chauffage solaire basse température dans un habitat individuel ancien, permet non seulement d'assurer le confort thermique (23 °C la journée et 17 °C la nuit), mais également d'améliorer la performance thermique du système de chauffage en minimisant les déperditions thermiques, ce qui génère une augmentation de l'efficacité de l'installation de 15% par rapport à une installation conventionnelle.

Par ailleurs, l'étude économique montre clairement que le taux l'économie d'énergie primaire engendré par ce système est de 20.8 %. La chaudière ne fournit que 20231 kWh/an au lieu de 25545 kWh/an (dans le cas d'une installation conventionnelle), conduisant à une baisse de la facture annuelle de gaz d'environ 3000DA/an.

En outre, l'aspect écologique n'est pas négligeable, avec une diminution de la quantité de CO₂ de 40.6 tonnes sur une durée de vie moyenne de l'installation estimée à 25 ans.

Les résultats indiquent que 20.8% des besoins de chauffage peuvent être couverts par l'énergie solaire. Néanmoins le cout initial relativement élevé de l'installation (520000DA), le prix actuel du gaz naturel subventionné par le gouvernement algérien, ne permettent pas le retour sur l'investissement si l'on considère une durée de vie de l'installation de 25 ans, et représentent par conséquent l'inconvénient majeur pour l'utilisation du chauffage solaire. En contrepartie, si l'objectif est de minimiser les émissions des gaz à effet de serre, l'utilisation d'une telle installation est à encourager. Dans cette perspective, la mise en œuvre par l'état Algérien, à l'instar de nombreux pays, d'un programme spécial d'aide aux particuliers qui voudraient investir dans des installations solaires est souhaitable, voire indispensable.

En outre, l'amélioration du bilan global du local (rénovation de l'enveloppe de l'habitat par l'isolation) permet de diminuer les déperditions de chaleur vers l'extérieur et de réduire, par conséquent les besoins de chauffage. Cette dernière option offre la possibilité de pouvoir utiliser des températures de l'eau, plus faibles pour alimenter le circuit de chauffage solaire, ce qui améliore la performance de l'installation.

Afin d'affiner notre jugement sur une telle installation, il faut envisager de l'intégrer dans un habitat existant et de la tester. Pour améliorer davantage son rendement, l'ajout d'un système automatique pour commander le débit en fonction des besoins, est une voie à exploiter.

ANNEXES

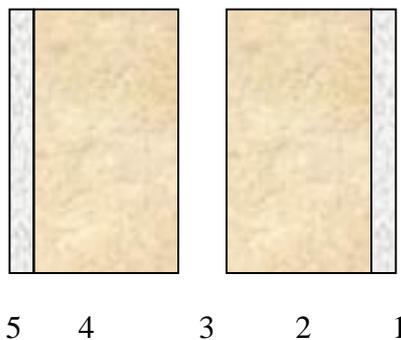
Annexe A: Matériaux constituant l'enveloppe de l'habitat

Annexe B: Algorithme de calcul

Annexe A

Matériaux constituant l'enveloppe de l'habitat

Mur extérieur



		e (m)	λ (W / m. $^{\circ}$ C)	ρ (kg / m 3)
1	Enduit intérieur	0.03	0.7	1200
2	Brique creuse	0.1	0.52	1900
3	Lame d'air	0.04	0.22	1.293
4	Brique creuse	0.15	0.52	1900
5	Enduit en ciment extérieur	0.04	0.87	2200

Tableau A.1. Composition et propriétés thermophysiques des différentes couches composant le mur extérieur de 32 cm d'épaisseur.

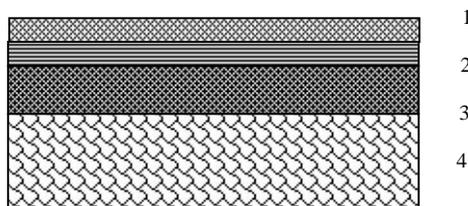
Mur intérieur



		e (m)	λ ($W/m^{\circ}C$)
1	Enduit en plâtre	0.03	0.7
2	Brique creuse	0.1	0.52
2	Enduit en plâtre	0.03	0.7

Tableau A.2. Composition et propriétés thermophysiques des différentes couches composant le mur extérieur de 16 cm d'épaisseur.

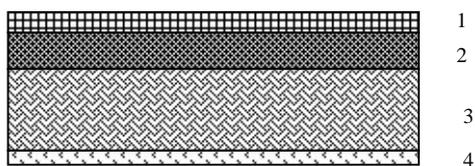
Plancher sur sol



		e (m)	λ ($W/m^{\circ}C$)
1	Carrelage	0.02	1
2	Mortier ciment	0.2	1.4
3	Béton armé	0.1	1.8
4	granit	0.2	3.5

Tableau A.3. Composition et propriétés thermophysiques des différentes couches composant le plancher sur sol de 34 cm d'épaisseur

Toiture



		e (m)	λ (W / m ^o C)
1	chape	0.03	1.5
2	Béton armé	0.1	1.8
3	Plots en ciment	0.15	0.7
4	Enduit en plâtre	0.02	0.58

Tableau A.4. Composition et propriétés thermophysiques des différentes couches composant la toiture de 30 cm d'épaisseur.

Portes

<i>Nature</i>	<i>matériaux</i>	λ (W / m ^o C)
Porte simple en bois	Bois	3.5

Fenêtres extérieures

<i>Nature</i>	<i>matériaux</i>	λ (W / m ^o C)
Fenêtre battante	Bois, vitrage simple	4,95

Annexe B

Algorithme de calcul

Nous avons établi un programme basé sur l'enchaînement de calcul précédent, dont l'algorithme est constitué à deux programmes.

1- Premier programme : Système sans charge

Etape 1 : Entrée des données

- Lecture des données climatiques, à partir d'un fichier de données, qui contient l'ensoleillement global et la température ambiante (mesurés).
- Entrée des différents paramètres géométriques et physiques des capteurs solaires et du ballon de stockage
- Entrée des températures initiales de chaque composant du capteur et du ballon de stockage.

Etape 2 : Appel du sous-programme qui génère le fonctionnement du capteur

- Calcul des propriétés du fluide caloporteur
- Calcul des coefficients d'échange thermique par convection, rayonnement et conduction
- Calcul des coefficients A_{ij} du système matricielle $A (7, 7)$. $T (7) = B (7)$
- Résolution du système d'équations par la méthode de substitution LU et calcul des températures de chaque composant.
- Effectuer un test de convergence sur les températures. Si le test est positif on calcule le rendement et on appelle le sous-programme qui génère le fonctionnement du ballon de stockage. Si le test est négatif, réinitialisation des températures et reprise du calcul.

Etape 3 : Appel du sous-programme qui génère le fonctionnement du ballon de stockage

- Calcul de la surface, du volume et de la masse de chaque nœud.
- Calcul des coefficients de la fonction de contrôle, circuit capteur et circuit soutirage.
- Calcul des flux conductifs, convectifs et des pertes thermiques de chaque nœud.
- Calcul des éléments de la matrice $A (n, n)$. $T (n) = B (n)$
- Résolution du système d'équations par la méthode de substitution LU et calcul des températures de chaque nœud du ballon de stockage.
- A chaque pas du temps, les températures obtenues sont stockées dans un fichier résultats.

2- Deuxième programme : Système avec soutirage

Etape 1 : Entrer les données

- Lecture des données climatiques, à partir d'un fichier de données, qui tient compte de l'ensoleillement global et de la température ambiante, mesurés.
- Entrée des différents paramètres géométriques et physiques des capteurs solaires, ballon de stockage, radiateurs ainsi que les dimensions de l'habitat et les matériaux constituant l'enveloppe.
- Lecture des températures initiales du capteur et du ballon de stockage, à partir d'un fichier de résultats obtenus par le premier programme.

Etape 2 : Appel du sous-programme qui génère le fonctionnement du capteur

- Le même sous-programme du premier programme.

Etape 3 : Appel du sous-programme qui génère le fonctionnement du ballon de stockage

- Le même sous-programme du premier programme.

Etape 4 : Appel du sous-programme habitat, radiateurs

- Calcul des déperditions par transmission (parois, plancher, plafonds, porte et fenêtre).
- Calcul des apports solaires.
- Calcul des apports internes (occupants, appareils électriques, éclairage).
- Calcul des besoins de chauffage.
- Calcul de la puissance émise par les radiateurs.
- Calcul de la température à la sortie des radiateurs.
- Calcul du critère de stabilité.
- Calcul de la température intérieure de la pièce.
- Calcul du critère de stabilité.

Etape 5 : Appel du sous-programme qui génère le fonctionnement du système de distribution

- Calcul du rendement de stockage.
- Calcul des pertes thermiques et le rendement de distribution.
- Calcul de la puissance fournie par l'appoint.
- Calcul de l'efficacité globale de l'installation du chauffage.
- Calcul de la fraction solaire journalière.

Etape 6 : Affichage des résultats

A chaque pas du temps, les résultats obtenus peuvent être affichés directement ou bien stockés dans un fichier de résultats.

Etape 7 : Reprise du calcul avec les températures obtenues.

Etape 8 : Appel du sous-programme qui génère la rentabilité du système

- Calcul des besoins de chauffage, de la puissance solaire et de la fraction solaire de chaque mois
- Calcul des économies apportées par le système.
- Calcul du temps de retour sur investissement.

REFERENCES

BIBLIOGRAPHIQUES

Références bibliographiques

- [1] I. Benoudjafer, F. Ghomari, « Etude comparative relative à l'efficacité énergétique de deux appartements situés à Béchar, Algérie », Revue des Energies Renouvelables, Vol.15, pp.1-12, 2012.
- [2] International Energy Agency, « Global Energy & CO₂ Status Report » 2017, March 2018.
- [3] T. Abergel, B. Dean, J. Dulac, « Vers un secteur des bâtiments et de la construction à émission zéro, efficace, et résilient, Bilan mondial 2017 », Agence Internationale de l'Energie (AIE), 2017.
- [4] International Energy Agency, « key World energy statistics », 2017.
- [5] Renewable Energy Policy Network for 21 Century, « Renewables 2017 Global Status Report », October 2017.
- [6] K. Ait Cherif, « Maîtrise de la consommation nationale d'énergie: Quelle stratégie adopter? », octobre 2016. <https://www.algerie-eco.com>
- [7] Ministre de l'énergie, « Bilan énergétique national 2015 ». <http://www.energy.gov.dz>
- [8] Ministre de l'énergie, « Bilan énergétique national 2016 ». <http://www.energy.gov.dz>
- [9] « Consommation énergétique finale en Algérie », Agence Nationale pour la Promotion et la Rationalisation de l'Utilisation de l'Énergie, année 2015. Edition 2017.
- [10] Ministre de l'énergie, « Politique gouvernementale dans le domaine de l'énergie », Septembre 2015. <http://www.energy.gov.dz>
- [11] Portail algérien des énergies renouvelables, « Nouveau programme national sur l'efficacité énergétique (2016-2030) », avril 2015.
- [12] C. Chauviagnet, « Energie solaire dans les bâtiments », Edition Eyrolles, 1978.
- [13] J. R. Vaillant, « Utilisation et promesses de l'énergie solaire », Edition Eyrolle, 1976.
- [14] S. Jaber, S. Ajib, « Optimum design of trombe wall system in mediterranean region », Solar Energy, Vol.85, pp.1891-1898, 2011.
- [15] F. Stazi, A. Mastrucci, « Experimental and numerical study on the performance of solar walls in mediterranean climates », World renewable energy congress, pp.1938-1945, 2011.
- [16] K. Imessad, N. Ait Messaoudene, M. Belhamel, « Performances of the Barra–Costantini passive heating system under Algerian climate conditions », Renewable Energy, Vol.29, pp.357-367, 2004.
- [17] K. Imessad, N. Ait Messaoudene, M. Belhamel, « Etude du comportement et de la rentabilité économique du système de chauffage solaire Barra-Costantini dans les conditions climatiques de l'Algérie », Revue des Energies Renouvelables, 11^{èmes} Journées Internationales de Thermique, pp.59-66, 2003.
- [18] L. Buzzoni, R. Dall'Olio, M. Spiga, « Energy analysis of a passive solar system », Revue Générale de Thermique, Vol.37, N°3, pp.411-416, 1998.
- [19] D. Funk, « L'énergie solaire, circonstances et conditions d'exploitation au Québec », Centre Universitaire de formation en environnement, Université de Sherbrooke, 2010.
- [20] S. Pigeon, C. Fortier, « Mur solaire », Bureau de l'efficacité et de l'innovation énergétique. Québec, 2012.
- [21] R.C. Reeder, « Solar system with rock storage for swine buildings », American Society of Agricultural and Biological Engineers, pp.4077-4085, 1983.

- [22] T.J. Siebenmorgen, A.C.Dale, H.W.Jones, « Trombe wall solar heating system augmented with planar reflectors», American Society of Agricultural and Biological Engineers», Vol.29, N°5, pp.1332-1337, 1986.
- [23] H. Drück, E. Hahne, « Test and comparison of hot water stores for solar combisystems», Proceedings of Euro Sun 98, pp-1.7, Portoroz, Slovenia, 1998.
- [24] J.C. Sabonnadière, «Nouvelles technologies de l'énergie, les énergies renouvelables», tome1, Lavoisier, 2006.
- [25] A. Sfeir, G. Guarracino, « Ingénierie des systèmes solaires», Technique et Documentation, Paris ,1981.
- [26] Ademe, « Energie renouvelable, le chauffe-eau solaire individuel», Ademe édition, 2001.
- [27] Ademe, « Eau chaude sanitaire solaire Application, Application à l'individuel et au collectif », Ademe, édition 2011.
- [28] F. Yettou, A. Gama, C. Hamouda, « Etude et réalisation d'un banc d'essai pour un chauffe-eau solaire à circulation forcée dans la région des Hauts Plateaux», Revue des Energies Renouvelables, Vol.11, pp.119-128, 2008.
- [29] Soteris A. Kalogirou, « Environmental benefits of domestic solar energy systems», Energy Conversion and Management, Vol.45, pp.3075-3092, 2004.
- [30] P. Magloire, E. Koffi, « Thermal performance of a solar water heater with internal exchanger using thermosiphon system in Côte d'Ivoire», Energy, Vol.64, pp.187-199, 2014.
- [31] A.A. Karaghoul, W.E. Alnaser, « Experimental study on thermosiphon solar water heater in Bahrain », Renewable Energy, Vol.24, pp.389-396, 2001.
- [32] J. Bernard, « Energie solaire- calculs et optimisation», Edition Ellipses, 2004.
- [33] A. Hobbi, K. Siddiqui, « Optimal design of a forced circulation solar water heating system for a residential unit in cold climate using TRNSYS», Solar Energy, Vol.83, pp.700-714, 2009.
- [34] R. Rohit, O. Jadha, « Differentiating the performance of solar water heater under natural and forced circulation», International Research Journal of Engineering and Technology, Vol.4, pp.1224-1230, 2017.
- [35] A. Joffre, « Énergie solaire thermique dans le bâtiment. Chauffe-eau solaires », Techniques de l'Ingénieur, 2008.
- [36] F.A. Peuser, K.H. Remmers, M. Schnauss, « Installations solaires thermiques, conception et mise en œuvre», Systèmes Solaires, 2005.
- [37] A. Badi, M. Albadi, « Domestic solar water heating system in Oman: current status and future prospects», Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol.16, pp.5727-5731, 2012.
- [38] S. Sami, D. Semmar, A. Hamid, « Viability of integrating solar water heating systems into high energy performance housing in Algeria», Energy, Vol.149, pp.354- 363, 2018.
- [39] M. Ghorab, E. Entchev, L. Yang, « Inclusive analysis and performance evaluation of solar domestic hot water system (a case study) », Alexandria Engineering Journal, Vol.56, pp.201-212, 2017.

- [40] M. Hazami, S. Kooli, N. Naili, A. Farhat, « Long-term performances prediction of an evacuated tube solar water heating system used for single-family households under typical nord-african climate (Tunisia) », *Solar Energy*, Vol.94, pp.283- 298, 2013.
- [41] E. Kacan, K. Ulgen, « Energy analysis of solar combisystems in Turkey», *Energy Conversion and Management*, Vol.64, pp.378- 386, 2012.
- [42] K. Ellehauge, L.J. Shah, « Solar combisystems in Denmark– the most common system designs», *Eurosun Conference*, pp.1-7, Denmark, 2000.
- [43] S. Menhoudj, D. Sifodil , A. Mokhtari, « Etude expérimentale d’un système solaire actif-PSD », *Revue des Energies Renouvelables*, Vol.15, N°3, pp.479-488, 2012.
- [44] A. Mokhtari, H. Kazeoui, Y. Boukezzi, G. Achard, «Utilisation d’un circuit hydraulique dans un plancher pour le chauffage et le rafraîchissement des locaux », *Revue des Energies Renouvelables*, Vol.11, pp.17-27, 1998.
- [45] X.Q. Zhai, J.R. Yang , R.Z. Wang, « Design and performance of the solar-powered floor heating system in a green building», *Renewable Energy* , Vol.34, pp.1700-1708, 2009.
- [46] L. Henden, J. Rekestad, M. Meir, « Thermal performance of combined solar systems with different collector efficiencies», *Solar Energy*, Vol.72, pp.299-305, 2002.
- [47] J. Wallin, D. Bastien, , J. Claesson, « The influence of energy conservation on the performance of solar thermal systems – a cold country case study», *Energy Procedia*, Vol. 30, pp.1069-1078, 2012.
- [48] F. Fielder, C. Bales, A. Thür, S. Furbo, « The actual status of the developement of a Danish/Swedish system concept for a solar combi system », *North Sun Conference*, Vilnius, Lithuania, 2005.
- [49] S. Furbo, A. Thür, C. Bales, F. Fiedler, « Competitive Solar Heating Systems for Residential Buildings (REBUS) », *Nordic Energy Research*, 2006.
- [50] M. Brand, S. Svendsen, « Renewable-based low-temperature district heating for existing buildings in various stages of refurbishment», *Energy*, Vol.62, pp.311-319, 2013.
- [51] T. Salem, « Intégration des composants solaires thermiques actifs dans la structure bâtie», *Thèse de Doctorat*, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2007.
- [52] Retscreen, « Analyse de projets de chauffage solaire de l’eau», *Ressources Canada*, 2004.
- [53] Ademe, « Eau chaude sanitaire, manuel pour la conception, le dimensionnement et la réalisation des installations au collectives », *Ademe édition*, 2002.
- [54] Jie Ji, Tin-Tai Chow,Wei He «Dynamic performance of hybrid photovoltaic/thermal collector wall in Hong Kong», *Building and Environment*, Vol.38, pp.1327-1334, 2003.
- [55] M. Boubekri, A. Chaker, A. Cheknane, « Numerical approach for performance study of hybrid PV/thermal collector», *Revue des Energies Renouvelables*, Vol.12, pp.355-368, 2009.
- [56] T.T. Chow, W. He, « Hybrid photovoltaic-thermosyphon water heating system for residential application», *Solar Energy*, Vol.80, pp.298-306, 2006.
- [57] Jm.chassériaux, « Convection thermique du rayonnement solaire», *Bordas*, Paris, 1984.
- [58] G.Vokas, N. Christandonis, F. Skittides, « Hybrid photovoltaic–thermal systems for domestic heating and cooling-A theoretical approach », *Solar Energy*, Vol.80, pp.607-615, 2006.

- [59] T.T. Chow, W. He, « Computer modeling and experimental validation of a building-integrated photovoltaic and water heating system», *Applied Thermal Engineering*, Vol. 28, pp.1356-1364, 2008.
- [60] Z. Han, M. Zheng, «Numerical simulation of solar assisted ground-source heat pump heating system with latent heat energy storage in severely cold area», *Applied Thermal Engineering*, Vol.28, pp.1427-1436, 2008.
- [61] H. Al-Madani, « The performance of a cylindrical solar water heater», *Renewable Energy*, Vol.31, pp.1751-1763, 2006.
- [62] Indu R. Pillai, R. Banerjee, « Methodology for estimation of potential for solar water heating in a target area», *Solar Energy*, Vol.81, pp.162-172, 2007.
- [63] J. A Duffie, W. A. Beckman, « *Solar Engineering of Thermal Processes*», 3th edition, Wiley et Sons, 2006.
- [64] S. Farahat, F. Sarhaddi, H. Ajam, « Exergetic optimization of flat plate solar collectors», *Renewable Energy*, Vol.34, pp.1169-1174, 2009.
- [65] H. Dagdougui, A. Ouammi, M. Robba, R. Sacile, « Thermal analysis and performance optimization of a solar water heater flat plate collector: Application to Tétouan (Morocco) », *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol.15, pp.630-638, 2011.
- [66] M.C. Rodríguez-Hidalgo, P.A. Rodríguez-Aumente, A. Lecuona, G.L.Gutiérrez-rueta, R. Ventas, « Flat plate thermal solar collector efficiency: transient behavior under working conditions part II: model application and design contributions», *Applied Thermal Engineering*, Vol.31, pp.2385-2393, 2011.
- [67] M.C, Rodríguez-Hidalgo, P.A, Rodríguez-Aumente, A. Lecuona, G.L Gutiérrez-Urueta, R. Ventas, « Flat plate thermal solar collector efficiency: Transient behavior under working conditions. Part I: Model description and experimental validation», *Applied Thermal Engineering*, Vol.31, pp.2394-2404, 2011.
- [68] M. Hamed, A. Fellah, A. Ben Brahim, « Etude énergétique d'un capteur solaire plan en régime dynamique », VII International Congress on Renewable Energy and the Environment, Tunisia, 2013.
- [69] M.L. Ben Guehza, A. Kaabi, « Effect of the space between two glasses on the solar sensor performance of plan in double glazed collector», *Journal of Fundamental and Applied Sciences*, Vol.2, N°1, pp.121-136, 2010.
- [70] E.H. Amer, J.K. Nayak, G.K. Sharma, « Transient method for testing flat-plate solar collectors», *Energy Conversion and Management*, Vol. 39, pp.549-558, 1998.
- [71] A. Benkhelifa, « Optimisation d'un capteur solaire plan», *Revue des Energies Renouvelables*, Vol.1, pp.13-18, 1998.
- [72] T.T. Chow, « Performance analysis of photovoltaic-thermal collector by explicit dynamic model», *Solar Energy*, Vol.75, pp.143-152, 2003.
- [73] C. Petitjean, V. Kelner, D. Marechal, « Régulation solaire thermique et stockage de Chaleur », *Revue Scientifique des Ingénieurs Industriels*, N°26, 2012.
- [74] D. Blandin, « Modélisation et validation expérimentale de nouveaux concepts de ballons solaires a forte stratification », Thèse de Doctorat, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2010.

- [75] F. Benzacouta, « Comparaison entre deux systèmes de chauffe-eaux solaires en charge et non charge », Thèse de magistère, Université de Constantine, 1997.
- [76] K. Johannes, « Optimisation des installations solaires collectives d'eau chaude sanitaire : application des techniques « des faibles débits » et « du stockage divisé » », Thèse de Doctorat, Savoie, 2005.
- [77] I. Dincer, M.A. Rosen, « Thermal energy storage systems and applications», Second edition, John Wiley and Sons, London, 2002.
- [78] M.V. Swiatek, « Étude de la convection naturelle et de la stratification thermique dans une cavité inclinée et chauffée au milieu – Application aux capteurs solaires auto stockeurs», Thèse de Doctorat, Université Grenoble Alpes, 2015.
- [79] K.G.T. Hollands, M.F. Lightstone, « A review of low-flow, stratified-tank solar water heating systems», Solar Energy, Vol.43, pp.97-105, 1989.
- [80] J. Fan, S.Furbo, « Thermal stratification in a hot water tank established by heat loss from the tank», Solar Energy, Vol.86, pp.3460-3469, 2012.
- [81] A. Benkhelifa. A. Bouhdjar, « Influence des forces d'inertie sur les performances de stockage thermique dans une cuve cylindrique durant les phases de charge et de décharge», Revue des Energies Renouvelables, Vol.1, pp.53-63, 1998.
- [82] C.W Miller, « Effect of conducting wall on a stratified fluid in a cylinder», AIAA 12th Thermophysics Conference, New Mexico, 1977.
- [83] S.S. Murthy, J.E.B. Nelson, « Effect of wall conductivity on thermal stratification», Solar Energy, Vol.49, pp.273-277, 1992.
- [84] Z. Lavan, Y. Thompson, « Experimental study of thermally stratified hot water storage tanks», Solar Energy, Vol.19, pp.519-524, 1977.
- [85] R.L. Cole, F.O. Bellinger, « Thermally stratified tanks», ASHRAE Transactions, Vol.88, pp.1005-1017, 1982.
- [86] JEB. Nelson, AR. Balakrishnan, SS. Murthy, « Parametric study on thermally stratified child water storage systems», Applied Thermal Engineering, Vol.19, pp.89-115, 1997.
- [87] Jeronimo V. D. Souza, « Conception et optimisation d'un capteur solaire thermique innovant adapté à la rénovation énergétique grâce à l'intégration du stockage», Thèse de Doctorat, Université de Grenoble, 2012.
- [88] B. Andlauer, « Optimisation systémique de micro-cogénérateurs intégrés au bâtiment », Thèse de Doctorat, Institut des Sciences et Technologies, Paris, 2011.
- [89] J. Duffie, W. Beckman, « Solar engineering of Thermal processes», New York, 1980.
- [90] B.J. Newton, « Modelling of Solar Storage Tanks», Master of Science Thesis, University of Wisconsin-Madison, 1995.
- [91] M. Dayan, « High Performance in Low-Flow Solar Domestic Hot Water Systems», Master of Science Thesis, Wisconsin, 1997.
- [92] Z.F. Li, K. Sumathy, « Performance study of a partitioned thermally stratified storage tank in a solar powered absorption air conditioning system», Applied Thermal Engineering, Vol.22, pp.1207-1216, 2002.
- [93] W. Dengjia, L.Yanfeng, « Study on Heat Storage Tank of Solar Heating System», International Conference on Digital Manufacturing & Automation IEEE, pp.493-497, 2010.

- [94] J. Desautel, « Les Capteurs Héliothermiques», Ed. EDISUD, Paris, 1979.
- [95] V. Badescu, M.D. Staicovici, « Renewable energy for passive house heating model of the active solar heating system», *Energy and Buildings*, Vol. 38, pp.129-141, 2006.
- [96] B.J. Huang, J.H. Wang, « A fast response heat pump water heater using thermostat made from shape memory alloy», *Applied Thermal Engineering*, Vol.29, pp.56-63, 2009.
- [97] C. Cristofari, G. Notton, « Influence of the flow rate and the tank stratification degree on the performances of a solar flat-plate collector», *International Journal of Thermal Sciences*, Vol.42, pp.455-469, 2003.
- [98] E. Atkinson, « An introduction to numerical analysis», John Wiley & Sons, New York, 1978.
- [99] A.Liébard, A.De Herde, « Traité d'architecture et d'urbanisme bioclimatique», Observatoire des Energies Renouvelables, Paris, 2005.
- [100] Fiche technique N° 8, « Béton et confort – Thermique», Centre d'information sur le ciment et ses applications, 2006.
- [101] L. Chahwane, « Valorisation de l'inertie thermique pour la performance énergétique des bâtiments », Thèse de Doctorat, Université de Grenoble, 2006.
- [102] H .Tommerup, S. Svendsen, « Energy savings in Danish residential building stock», *Energy and Buildings*, Vol.38, pp.618 - 626, 2006.
- [103] Document Technique Réglementaire, D.T.R C3-4, « Réglementation Thermique des Bâtiments d'Habitation», Centre National d'Etudes et de Recherches Intégrées du Bâtiment, Fascicule 2, 1998.
- [104] Document Technique Réglementaire, D.T.R C3-4, « climatisation Thermique des Bâtiments d'Habitation», Centre National d'Etudes et de Recherches Intégrées du Bâtiment, Fascicule 1, 1998.
- [105] C. Hamouda, A. Malek, « Analyse théorique et expérimentale de la consommation d'énergie d'une habitation individuelle dans la ville de Batna», *Revue des Energies Renouvelables*, Vol.9, pp.211- 228, 2006.
- [106] C. Batier, « Confort thermique et énergie dans l'habitat social en milieu méditerranéen», Thèse de Doctorat, Université de Montpellier, 2016.
- [107] H. Barhoun, G. Guarracino, « Influence of air leakage in building's walls on heat transmission loss through its envelope», *Proceedings 27th Conference, Technologies & sustainable policies for a radical decrease of the energy consumption in buildings*, Lyon, France, 2006.
- [108] M.A. Boukli Hacene, S. Amara, N.E. Chabane Sari « Thermal requirements and temperatures evolution in an ecological house», *Energy Procedia*.Vol.6, pp.110-121, 2011.
- [109] N. Adra, « Proposition d'une procédure de certification énergétique des logements et application au contexte libanais», Thèse de Doctorat, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2001.
- [110] F. Boudali Errebai, L. Derradji, Y. Maoudj, M. Amara, A. Mokhtari, « Confort thermique d'un local d'habitation: Simulation thermoaéroulique pour différents systèmes de chauffage», *Revue des Energies Renouvelables*, Vol. 15, pp.91-102, 2012.

- [111] J-Y. Charbonneau, « Confort thermique à l'intérieur d'un établissement », Direction de la prévention-inspection de la CSST, 2004.
- [112] F. Szymon, B. Zawada, « Impacts of airflows, internal heat and moisture gains on accuracy of modeling energy consumption and indoor parameters in passive building », *Energy and Buildings*, Vol.64, pp.372 -383, 2013.
- [113] M. Beckert, H. Erhorn, G. Hillman, H. Kluttig, J. Reiss, « Solar energy houses: strategies, technologies, examples », London, Jame, 2003.
- [114] A. Schlueter, F. Thesseling, « Building information model based energy/exergy performance assessment in early design stages », *Automation in Construction*, Vol.18, pp. 153-163, 2009.
- [115] É. Mata, « Calculation of energy use in the Swedish housing », Report 2009:4 , Chalmers University of Technology, Göteborg, Sweden, 2009.
- [116] O. Guerra, S. d'Henk Visscher, « The effect of occupancy and building characteristics on energy use for space and water heating in Dutch residential stock », *Energy and Buildings*, Vol.41, N°11, pp.1223-1232, 2009.
- [117] C.A. Roulet, A. Dauria, « Energétique du bâtiment », Ecole polytechnique fédérale de Lausanne, 2007.
- [118] A. Leconte, « Identification de caractéristiques réduites pour l'évaluation des performances des Systèmes Solaires Combinés », Thèse de Doctorat, Université de Grenoble, 2011.
- [119] O. Kaynakl, « A study on residential heating energy requirement and optimum insulation thickness », *Renewable Energy*. Vol.33, pp.1164-1172, 2008.
- [120] W.A.Hawthorne, S Reilly, « The impact of glazing selection on residential duct design and comfort », *ASHRAE Transactions*, Vol.106, pp.535-561, 2000.
- [121] C. Aktemur, « A Case Study for Estimation of Heating Energy Requirement and Fuel Consumption in a Prototype Building Using Degree-Day Method in Kocaeli », *International of Engineering Technologies* ,Vol.3, pp.27-36, 2017.
- [122] Claude Acket, « Le solaire thermique », *Sauvons le Climat*, France, 2014.
- [123] L. Tronchin, K. Fabbri, « A round robin test for buildings energy performance in Italy », *Energy and Buildings*, Vol.42, pp.1862-1877, 2010.
- [124] J. Sjösten, T. Olofsson , M. Golriz, « Heating energy use simulation for residential buildings », *Building Simulation* , Eighth International IBPSA Conference Eindhoven, Netherlands, pp.1221-1226, 2003.
- [125] A. Gros, « Modélisation de la demande énergétique des bâtiments à l'échelle d'un quartier », Thèse de Doctorat, Université de la Rochelle, France, 2013.
- [126] L. Mora, « Prédiction des performances thermo-aérauliques des bâtiments par association de modèles de différents niveaux de finesse au sien d'un environnement orienté objet », Thèse de Doctorat, Université de la Rochelle, France, 2003.
- [127] E.Kazanavičius, A. Mikuckas, « The heat balance model of residential house », *information Technology and control*, Vol.35, pp.391-396, 2006.
- [128] A. Chel, G.N. Tiwari, « Performance evaluation and life cycle cost analysis of earth to air heat exchanger integrated with adobe building for New Delhi composite climate », *Energy and Buildings*, Vol.41, pp.56-66, 2009.

- [129] R.V Euw, Z. Alimpic, K. Hildebrand « Installations du bâtiment – Planification énergétique intégrée», suisse énergie, 2014.
- [130] Ademe, « Chaleur et confort sans gaspillage, le chauffage, la régulation, l'eau chaude», 2011.
- [131] M. Virtamen, J. Palmer, « Heating and cooling with focus on increased energy efficiency and improved Comfort», Annex 37, AECOM Ltd on behalf of the International Energy Agency , 2003.
- [132] A. Hasan, J. Kurnitski, K. Jokiranta, « A combined low-temperature water heating system consisting of radiators and floor heating», Energy and Buildings, Vol.41, pp.470-479, 2009.
- [133] M. Maivel, J. Kurnitski, « Low temperature radiator heating distribution and emission efficiency in residential buildings», Energy and Buildings, Vol.69, pp.224-236, 2014.
- [134] A.Ferchichi, « Emission thermique corps de chauffe et accessoires», Fonds de Formation Professionnelle de la Construction, Bruxelles, 2006.
- [135] M. S. Mohseni, D. Gotthardsson, Ri. Hallbus, « Analysis of the thermal performance of hydronic radiators and building envelop: developing experimental (step response) and theoretical models and using simulink to investigate different control strategies», Civil Engineering Research, Vol.2, pp.1-8, 2017.
- [136] P.Ruiz Calvo, « Research about energy performance of low-flow radiator systems», Master's thesis, Faculty of Engineering and Sustainable Development Gävle University, Sweden, 2014.
- [137] M. Banjac, B. Vasiljević, « Low Temperature Hydronic Heating System with Radiators and Geothermal Ground Source Heat Pump», FME Transactions, Vo.135, pp.129-134, 2007.
- [138] M. Jangsten, « Survey of Radiator Temperatures in Buildings Supplied by District Heating», Master's thesis Chalmers University of technology, Sweden 2016.
- [139] J. Schietecat, « Détermination du rendement des installations de chauffage, techniques de chauffage et de Climatisation», Centre Scientifique et Technique de la Construction, 2007.
- [140] J. Schietecat, « Le chauffage central dans les habitations», Centre Scientifique et Technique de la Construction, Bruxelles ,1998.
- [141] R. Kharchi , B. Benyoucef , M. Belhamel , « Influence of passive solar gains on the energy consumption of a typical house in Algiers», Revue des Energies Renouvelables, Vol.14, pp.417- 425, 2011.
- [142] S. Amara, A.Benmoussat, B. Benyoucef, « Evaluation des besoins énergétiques de chauffage et climatisation d'un bâtiment pour le site de Tlemcen», 13èmes Journées Internationales de Thermique, Albi, France 2007.
- [143] O. Büyükalaca, B. Hüsamettin, « Analysis of variable-base heating and cooling degree-days for Turkey », Applied Energy, Vol.69, pp.269-283, 2001.
- [144] C. Spitz, L. Mora, « Analyse de sensibilité et d'incertitude du comportement thermique d'un logement », Congrès SFT (La Société Française de Thermique), France, 2011.
- [145] A. Hasan, « Sizing solar space heating system: a case study», Renewable Energy, Vol.16, pp.720-724, 1999.

- [146] O.A. Dombayci, « The environmental impact of optimum insulation thickness for external walls of buildings», *Building and Environment*, Vol.42, pp.3855- 3859, 2007.
- [147] A. Bolatturk, « Determination of optimum insulation thickness for building walls with respect to various fuels and climate zones in Turkey», *Applied Thermal Engineering*, Vol.26, pp.1301-1309, 2006.
- [148] T.M. Mahlia, A. Iqbal, « Cost benefits analysis and emission reductions of optimum thickness and air gaps for selected insulation materials for building walls maldives», *Energy*, Vol.35, pp. 2242-2250, 2010.
- [149] Bernard Sesolis, « Concevoir durablement, la nécessaire actualisation du bioclimatisme», *Le portail expert de la performance énergétique*. 2015
- [150] S. M.Bekkouche, T. Benouaz, M. K.Chelier, « Influence of building orientation on internal temperature in saharian climates, building located in Ghardaia region (Algeria) », *Thermal science*, Vol.17, No. 2, pp. 349-364, 2013.
- [151] E. Mazria « Le guide de la maison solaire», Editions Parenthèses, 2005.
- [152] B. Berghout, « Effet de l'implantation d'un bâtiment collectif sur le confort hygrothermique intérieur cas de Biskra, Algérie», *Mémoire de maîtrise électronique*, Montréal, École de technologie supérieure, Université du Québec, 2012.
- [153] H. Gunerhan, A. Hepbasli, « Determination of the optimum tilt angle of solar collectors for building applications», *Building and Environment*, Vol. 42, pp.779-783, 2007.
- [154] P.J Lunde, « Solar Thermal Engineering: Space Heating and Hot Water Systems», JohnWiley & Sons Inc, New York, USA, 1980.
- [155] D. Ibrahim, « Optimum tilt angle for solar collectors used in Cyprus», *Renewable Energy*, Vol.6, pp.813-819, 1995.
- [156] S.A. Kalogirou, « Solar thermal collectors and applications», *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol.30, pp.213-295, 2004.
- [157] S. Khalfallaoui, D. Seguin, « Étude d'un système solaire thermique: Effet de l'orientation des panneaux solaires», *XIV Colloque National de la Recherche dans les IUT*, Lyon, France, 2008.
- [158] N. Hamani, A. Moumami, « Simulation de la température de sortie de l'eau dans un capteur solaire cylindro-parabolique dans le site de Biskra», *Revue des énergies renouvelables*, Vol.10, pp.215-224, 2007.
- [159] M. Olek, P. Olczak, D. Kryzia, « The sizes of flat plate and evacuated tube collectors with heat pipe area as a function of the share of solar system in the heat demand», 1st International Conference on the Sustainable Energy and Environment Development, E3S Web Conference, Vol.10, 2016 .
- [160] R. Kharchi, « Etude énergétique de Chauffage, Rafraîchissement et Eau Chaude Sanitaire d'une. Maison Type en Algérie», *Thèse de Doctorat*, Université de Tlemcen, 2013.
- [161] N.T. Uday Kumar. M. Andrew, « Simulation and Economic Analysis of Solar Thermal Cogeneration System for Production of Heat and Pure Water using Membrane Distillation », *International Journal of Thermal & Environmental Engineering*. Vol.11, pp.33-39, 2016.

- [162] N. Jabbour, « Intégration des systèmes à absorption solaire de petites puissances aux bâtiments - approche multifonction solaire : chauffage, ECS et rafraîchissement », Thèse de Doctorat, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2010.
- [163] y. Hoon Kim, G. Deok Kim, « A performance Assessment of solar flat plate collector system with heat storage tank », International Journal of Mining, Metallurgy & Mechanical Engineering , Vol.1, pp.296-301, 2013.
- [164] F. J. Gerard, L. Noam, « Optimal insulation of solar heating system pipes and tanks », Energy, Vol.4, pp.593-621, 1979.
- [165] A. Negoitescu, A. Tokar, « Solar Storage Tank insulation influence on the solar systems efficiency », Annuelle université II, Université de Resita Romania, Vol.1, pp.235-243, 2012.
- [166] A. J. N. Khalifa, Ayad T. Mustafa, « Experimental study of temperature stratification in a thermal storage tank in the static mode for different aspect ratios, ARPN », Journal of Engineering and Applied Sciences, Vol.6, pp.53- 60, 2011.
- [167] S. Furbo, N. K. Vejen , « Correlation of experimental and theoretical heat transfer in mantle tanks used in low flow SDHW systems », Solar Energy, Vol.64, pp.245-256, 1998.
- [168] RETScreen, « Modèle pour projets de chauffage solaire de l'eau », Ministre de Ressources naturelles Canada, troisième édition, 2006.
- [169] N. Couillaud, « Amélioration de l'efficacité énergétique des réseaux hydrauliques : optimisation de la conception », Thèse de Doctorat, Université de Marne-La-Vallée, Paris, 2006.
- [170] A. Serban, N. ũa-Mi, su, N. Ciucescu, S. Paraschiv, « Economic and environmental analysis of investing in solar water heating systems », Sustainability, Vol.8, pp.1286-1293, 2016.
- [171] E. D. Özdemir, S.D. Marathe, J. Tomaschek, « Economic and environmental analysis of solar water heater utilisation in Gauteng Province, South Africa », Journal of Energy in Southern Africa, Vol. 23, N° 2, pp.1-19, 2012.
- [172] D. G. Pestanaa, S. Rodrigues, F. Morgado-Dias, « Environmental and economic analysis of solar systems in Madeira, Portugal », Utilities Policy, Vol.55, pp.31-40, 2018.
- [173] A. Saxena, G. Srivastava, « Potential and economics of solar water heating », International Journal of Mechanical Engineering, Vol.2, pp.97-104, 2012.
- [174] J. L. García, C. J. Porras-Prieto, R. M. Benavente, M.T. Gómez-Villarino, « Profitability of a solar water heating system with evacuated tube collector in the meat industry », Renewable Energy, Vol. 131, pp.966-976, 2019.
- [175] H. Cassard, P. Denholm, S. Ong, « Technical and economic performance of residential solar water heating in the United States », Renewable and Sustainable Energy Reviews. Vol. 15, pp.3789-3800, 2011.
- [176] F. Sahnoune, M. Madani, M. Zemat, M. Belhamel, « Comparative Study between Solar and Conventional Heating – Economic Study and Environmental Impact », Energy Procedia, Vol.50, pp.841-852, 2014.
- [177] R. Valančius, A. Jurelionis, « Analysis of medium-scale solar thermal systems and their potential in Lithuania », Energies journal, Vol.8, pp.5725-5737, 2015.

- [178] N. Morel, E. Gnansounou, « énergétique du bâtiment», Ecole polytechnique fédérale de lausanne, Suisse, 2007.
- [179] X. Meersseman, B. Huberlant, « Comment réaliser un audit solaire ? Guide à la réalisation d'une étude de faisabilité d'un projet solaire thermique», Institut Bruxellois pour la Gestion de l'environnement, Bruxelles, 2006.
- [180] K.Zelzouli, A. Guizani, « Solar thermal systems performances versus flat plate solar collectors connected in series», Engineering, Vol.4, pp.881-892, 2012.
- [181] Kurt Marti, « Catalogue d'éléments de construction avec calcul de la valeur U », Office fédéral de l'énergie, 2002.
- [182] « Guide de choix radiateurs», www.chappee.com, 2015.
- [183] « Tarif matériel solaire thermique, prix 2016», Solaire diffusion. France. 2016. www.roth-france.fr

Study and optimization of a photo-solar system for house heating

Abstract

The aim of this work is the modeling and sizing of a solar water heating system with low temperature integrated in an old building.

The principle is to replace the traditional boiler by a storage tank heated with a set of solar collectors in one hand and the existing conventional radiators by low-temperature radiators on the other hand.

The detailed simulation model of the entire system, based on the calculation of the thermal behavior of the various components of the system (solar collector, storage tank, system distribution and house) is done.

The numerical model has been developed to evaluate the energy efficiency of the installation, in terms of energy consumption, thermal comfort and profitability in order to estimate the possibility of using this system in Algerian climatic conditions. For the simulation we chose the climatic conditions of the region of Adrar (27.10 N, 0.17 W, altitude 279 m) located in the south of Algeria for four successive days in January.

The results obtained show that the integration of solar heating in an old individual home using low temperature radiators, provides adequate conditions of comfort (23 ° C the day and 17 ° C the night) while minimizing energy consumption to 20.8%. In addition, this heating technique makes it possible to improve the overall efficiency of the heating system by 15%.

Nevertheless, the high initial cost of the solar installation and the relatively low price of gas in Algeria represent the major obstacle to the use of this heating system respectful of the environment.

Key words: Solar collector, storage tank, solar heating, low temperature radiator.

دراسة وتحسين نظام تدفئة شمسية لمسكن

ملخص

الهدف من هذا العمل هو دراسة وتحديد ابعاد نظام التدفئة الشمسية بمياه ساخنة ذات درجة حرارة منخفضة مدمج في منزل قديم المنشأ. المبدأ هو استبدال سخان الماء لتدفئة تقليدية بخزان ماء يتم تسخين مائه بواسطة لواقط شمسية. واستبدال المشعات التقليدية بمشعات تشتغل بمياه ذات درجة حرارة منخفضة.

قمنا بدراسة مفصلة للنظام بأكمله بحساب التوازن الحراري لمختلف مكونات النظام (لاقط الشمسي، خزان المياه الساخنة، نظام توزيع الماء الساخن في المشعات والمنزل).

تم تطوير برنامج حسابي لتقييم نظام التدفئة الشمسية من حيث استهلاك الطاقة ودرجة الحرارة المناسبة لراحة داخل المنزل والريح المتوقع و ذلك لتقدير إمكانية استخدام هذا النظام في الشروط المناخية الجزائرية. للحساب قمنا باختيار الشروط المناخية لمنطقة أدرار الواقعة جنوب الجزائر (27.10 شمالاً ، 0.17 غرباً ، الارتفاع 279) لمدة أربعة أيام متتالية من شهر جانفي .

تظهر النتائج التي تم الحصول عليها أن دمج التدفئة الشمسية في منزل فردي قديم باستخدام مشعات ذات درجة حرارة منخفضة يوفر ظروف ملائمة للراحة (23 درجة مئوية في النهار و 17 درجة في الليلة) مع تقليل استهلاك الطاقة إلى 20.8%. بالإضافة إلى ذلك ، فإن تقنية التسخين هذه تجعل من الممكن تحسين الكفاءة الكلية لنظام التدفئة بنسبة 15%. ومع ذلك تمثل التكلفة الأولية العالية للتركيبات الشمسية والسعر المنخفض نسبياً للغاز في الجزائر العبء الرئيسية أمام استخدام نظام التدفئة هذا الصديق للبيئة.

الكلمات المفتاحية : لاقط الطاقة الشمسية ، خزان الماء ، التدفئة الشمسية ، مشع درجة حرارة منخفضة.

Résumé

L'objectif de ce travail est la modélisation et le dimensionnement d'un système de chauffage solaire à eau chaude à basse température intégré dans un habitat ancien.

Le principe est de remplacer la chaudière d'un chauffage traditionnel à fluide, par un ballon de stockage chauffé à l'aide d'un ensemble de capteurs solaires d'une part et les radiateurs classiques existants par des radiateurs à basse température, d'autre part.

Une simulation détaillée du système entier basée sur le calcul des bilans thermiques au niveau des différents composants du système (capteur solaire, ballon de stockage, système de distribution et habitat) est entreprise.

Le modèle numérique permettant d'évaluer l'efficacité énergétique de l'installation en termes de consommation d'énergie, confort thermique et rentabilité afin d'estimer la possibilité d'utiliser ce système dans des conditions climatiques algériennes est présenté. Pour le calcul les conditions climatiques de la région d'Adrar (27.10 N, 0.17 W, altitude 279 m) située au sud de l'Algérie, pour quatre jours successifs du mois de janvier sont choisies.

Les résultats obtenus montrent que l'intégration du chauffage solaire dans un habitat individuel ancien utilisant des radiateurs à basse température, procure des conditions adéquates de confort (23 °C la journée et 17 °C la nuit), tout en minimisant les consommations énergétiques jusqu'à 20.8 %. En outre cette technique de chauffage permet d'améliorer l'efficacité globale du système de chauffage de 15%. Néanmoins le coût initial élevé de l'installation solaire et le prix relativement bas du gaz en Algérie, représentent le frein majeur de l'utilisation de ce système de chauffage, respectueux de l'environnement.

Mots clés: Capteur solaire, ballon de stockage, chauffage solaire, radiateur basse température.