

Université Mohamed Khider – Biskra
Faculté des Sciences et de la technologie
Département : Génie Mécanique
Réf. :.....



جامعة محمد خيضر بسكرة
كلية العلوم و التكنولوجيا
قسم: الهندسة الميكانيكية
المرجع:.....

Thèse présentée en vue de l'obtention
Du diplôme de
Doctorat en sciences : Génie Mécanique

Option : Energétique

**Etude systématique et optimisation des performances d'une chaîne
énergétique utilisant un capteur solaire à air et un échangeur
enterré pour le chauffage solaire et le rafraichissement par la
géothermie**

Présentée par :

Nesrine HATRAF

Soutenue publiquement le 16/12/ 2014

Devant le jury composé de :

Pr. Atmani Rachid
Pr. Moummi Nouredine
Pr. Boumeddane Boussaad
Pr. Benmoussa Houcine
Pr. Benchabane Adel
MC.Semmar Djaffar

Président
Rapporteur
Examineur
Examineur
Examineur
Examineur

Université de Biskra
Université de Biskra
Université de Blida
Université de Batna
Université de Biskra
Université de Blida

Remerciement

Je dois mes sincères remerciements et gratitude à mon encadreur le professeur M^r Moummi Noureddine pour son implication dans le domaine de la géothermie qui était nouveau pour moi, pour tous ce que j'ai compris concernant le solaire, pour son orientation qui m'a permise de bien se fixer les idées, pour son soutien morale et ses encouragements.

SOMMAIRE

Remerciement	
Résumé	
Liste des figures	
Liste des tableaux	
Sommaire	
Introduction générale	13

CHAPITRE I : Etat de l'art sur le rafraichissement par géothermie

I.1. Définition de l'échangeur air-sol	15
I.2. Recommandation des échangeurs enterrés	9
I.2.1. Prise d'air neuf.....	9
I.2.2. L'échangeur géothermique.....	10
I.3.3. Le ventilateur.....	11
I.3. Impact du puits canadien sur la qualité de l'air intérieur	12
I.3.1. Les dégradations dues à des agents physiques.....	12
I.3.2. Les dégradations dues aux agents chimiques.....	12
I.3.3. Les dégradations dues à des agents biologiques.....	12
I.4. Les conditions de présence des agents de dégradation de la qualité de l'air intérieur	12
I.4.1. Les agents provenant de l'air extérieur.....	12
I.4.2. Les agents provenant du sol.....	12
I.5. Les impacts de la conception, du dimensionnements, de la mise en œuvre et de l'entretien sur la qualité de l'air intérieur	13

I.5.1. L'impact de la conception	14
I.5.2. Le dimensionnement (les détails seront présentés dans le chapitre 3) ...	14
I.5.3. La mise en œuvre	14
I.5.4. L'entretien	14
I.6. État de l'art des modèles d'échangeurs air-sol	14
I.7. Les principaux paramètres de dimensionnement	16
I.7.1. Le débit d'air total	16
I.7.2. Le nombre et le diamètre des tubes	16
I.7.3. La vitesse de l'air dans les tubes	17
I.7.4. La longueur des tubes	17
I.7.5. La distance entre les tubes	17
I.7.6. La profondeur d'enfouissement des tubes	18
I.7.7. La nature du sol et son taux d'humidité	18
I.7.8. La rugosité intérieure des tubes	19
I.7.9. La nature des tubes	19
I.7.10. La géométrie de l'échangeur	19
I.7.11. Le rayonnement solaire	20
I.7.12. Influence de la présence d'un bâtiment proche	20
I.7.13. Influence de la présence d'une nappe phréatique proche	20
I.7.14. L'humidité de l'air	20
I.8. Modélisation de l'échangeur air-sol	21

CHAPITRE II : Etat de l'art sur les capteurs solaires plans à air

II.1. Introduction	23
II.2. Principe de la conversion solaire thermique	24
II.3 Les collecteurs plans	24
II.3.1. Principaux éléments constitutants d'un capteur plan à eau	24
II.3.1.a. Le vitrage	25
II.3.1.b. L'absorbeur	25

II.3.1.c. Canal du passage du fluide caloporteur.....	26
II.3.1.d. Isolant thermique.....	26
II.3.1.e. Le coffre du capteur.....	26
II.3.2. Principe de classification des capteurs solaires.....	26
II.3.2.a. Capteurs solaires plans sans vitrages.....	27
II.3.2.b. Capteurs à plaque perforée sans vitrage.....	27
II.3.2.c. Capteurs plans avec vitrage.....	27
II.3.2.d. Capteurs solaires à concentration.....	28
II.3.2.e. Capteurs sous vide.....	29
II.4. Le capteur plan a air.....	29
II.4.1. Modélisation du capteur solaire plan à air.....	30
II.4.1.a. Méthode par tranches.....	30
II.4.1.b. Méthode globale.....	35
II.4.2. Modélisation des coefficients des échanges thermiques.....	38
II.4.2.a. Echanges radiatifs.....	38
II.4.2.b. Echanges convectifs.....	40
II.4.2.b.1. Transfert convectif dû au vent.....	00
II.4.2.b.2. Transferts convectifs dans le capteur.....	00
II.4.2.b.2.1. Entre l'absorbeur et la vitre.....	00
II.4.2.b.2.2. Dans la veine d'air mobile.....	00
II.4.3. Calcul des pertes thermiques « Q_p ».....	43
II.4.3.a. Pertes à l'avant.....	44
II.4.3.b. Pertes à l'arrière « U_b ».....	45
II.4.3.c. Coefficient global des pertes thermiques.....	46
II.4.4. Rendement thermique du capteur solaire plan.....	47
II.4.5. Méthodologie de calcul des performances du capteur solaire plan à air.....	47

CHAPITRE III : Etude paramétrique et expérimentale des puits géothermiques

III.1. Introduction.....	48
III.2. Etude théorique.....	49
III.3. Simulation du modèle obtenu.....	54

III.3.1. L'analyse granulométrique du sol	54
III.3.2. La variation de la température du sol en fonction de la profondeur	55
III.4. La résolution numérique	56
III.5. Dispositif expérimental	59
III.5.1. La variation de la température moyenne et maximale du site de Biskra	00
III.5.2. Etude des échanges thermiques à l'intérieur du tube	00
III.5.2.a. Profil de vitesse	00
III.6. Résultats et discussions	65
III.7. Conclusion	69

CHAPITRE IV : Influence des chicanes sur l'efficacité du capteur à air

IV.1. Introduction	70
IV.2. Dispositif expérimentale	70
IV.3. La variation de l'irradiation	71
IV.4. La variation de la température de sortie du capteur plan 72	
IV.5. La variation de la température de sortie du capteur avec et sans chicanes 73	
IV.6. La variation du rendement pour un capteur avec et sans chicane 73	
IV.7. La configuration du capteur à air avec chicanes 74	
IV.5. Résultats et discussions	77
IV.5.1. Evolution de la température de l'air et celle de l'absorbeur pour différents débits et différentes configurations	77
IV.5.2. L'impact de la variation du débit sur le rendement pour différentes configurations du capteur ..	77
IV.5.3. Evolution du rendement en fonction du paramètre réduit pour différentes configurations du capteur	81
IV.5.4. Evolution du coefficient d'échange convectif en fonction de la longueur pour différentes configurations du capteur	83
IV.5.6. Evolution du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds pour différentes configurations	87
IV.6. Conclusion	88

CHAPITRE V : Le stockage solaire thermique par puits géothermiques

V.1. Introduction	89
--------------------------------	----

V.2. Le stockage saisonnier	89
V.3. Différents types de stockage	89
V.3.1 Le stockage par chaleur sensible	90
V.3.2 Le stockage par chaleur latente	91
V.4. Stockage saisonnier de l'énergie solaire	91
V.4.1 La variation de la température du sol en fonction de la profondeur	92
V.5. Simulation du couplage du capteur à air avec le puits géothermique	92
V.5.1 Puits	93
V.5.2 Isolation	94
V.6. Caractéristiques d'un stockage saisonnier	95
V.6.1. Volume de stockage	95
V.6.2. Capacité de stockage	96
V.7. Résultats et interprétations	96
V.7.1. La variation de la température de sortie du capteur à air pour différentes températures Ambiantes	96
V.7.2. La variation du gain en fonction de la température ambiante	97
V.7.3. La variation de la température de sortie du puits en U pour des profondeurs de forage Différentes	97
V.7.4. La variation de la température moyenne du capteur à air en fonction de la profondeur Du puits	98
V.7.5. La variation du gain d'énergie du capteur à air en fonction de la hauteur du puits	98
V.8. Conclusion	99
Conclusion générale	100
Références bibliographiques	102
Annexes	105

Liste des figures

Figure I.1 : Schéma d'un puits canadien	09
Figure I.2 : Les différentes configurations du puits	11
Figure II.1: Coupe d'un capteur solaire plan à eau	24
Figure II.2 : Schéma d'un capteur solaire plan sans vitrage	24
Figure II.3: Schéma d'un capteur solaire plan avec vitrage	25
Figure II.4 : Schéma d'un capteur solaire plan sous vide	28
Figure II.5 : Schéma des composants du capteur solaire plan à air	29
Figure II.6 : Schéma des composants du capteur solaire plan à air avec chicanes	29
Figure II.7 : Configuration aérogel de silice	31
Figure II.8 : Configuration 1	32
Figure II.9 : Configuration 2	32
Figure II.10: Configuration 3	32
Figure II.11: Schéma d'un capteur solaire avec chicane	33
Figure III.1 : Les échanges thermiques entre le sol et l'environnement	31
Figure III.2 : Domaine d'étude a l'intérieur du sol	36
Figure III.3 : Distribution de la température en fonction de la profondeur	41
Figure III.4 : Variation de la température du sol en fonction de la profondeur et du temps	42
Figure III.6 : Représentation graphique de T pour différentes positions y à t=0 heure (u=cste)	43
Figure III.7: Modélisation de l'échangeur	44
Figure III.8: Echange de chaleur entre le fluide et le sol	45
Figure III.9 : Tranchées pour installation de l'échangeur enterré air/sol	47
Figure III.10: Disposition des sondes le long de l'échangeur	48
Figure III.11 : Extracteur d'air	49

Figure III.12 : Sondes de mesure de la température de l'air en circulation à travers l'échangeur et dans le sol	49
Figure III.16: Solarimètre pour mesurer le rayonnement solaire global	50
Figure III.17 : Variation de la température moyenne et maximale du site de Biskra	51
Figure III.18 : Estimation de la température à la condition aux limites	51
Figure III.19 : La variation de la température de l'air à l'intérieur de l'échangeur en fonction de sa longueur à une vitesse de 4.8 m/s	52
Figure III.20 : La variation de la température de l'air à l'intérieur de l'échangeur en fonction de sa longueur à une vitesse de 4.8m/s	52
Figure III.21 : La variation de la température de l'air à l'intérieur de l'échangeur en fonction de sa longueur à une vitesse de 5.5 m/s	53
Figure III.22: La variation de la température de l'air à l'intérieur de l'échangeur en fonction de sa longueur à un débit de $Q_v=100 \text{ m}^3/\text{h}$	54
Figure III.23: La variation de la température de l'air à l'intérieur de l'échangeur en fonction de sa longueur pour différent diamètres	54
Figure III.24 : La variation de la température de l'air à l'intérieur de l'échangeur en fonction de sa longueur à un débit de $Q_v=200 \text{ m}^3/\text{h}$	55
Figure III.25 : La variation de la température de l'air à l'intérieur de l'échangeur en fonction de sa longueur à un débit de $Q_v=250 \text{ m}^3/\text{h}$	55
Figure IV.1 : Schéma du modèle étudié	64
Figure IV.2 : Le dispositif expérimental	65
Figure IV.3. La variation de l'irradiation en fonction du temps	66
Figure IV.4 : La variation de la température de sortie en fonction du temps	67
Figure IV.5 :Variation de la température de sortie en fonction du temps avec et sans chicanes	
Figure IV.6 :La variation du rendement en fonction du temps	68
Figure IV.7: La variation de la température de l'absorbeur et de l'air suivant le long du capteur sans chicane ($60 \text{ m}^3/\text{h}$)	69

FigureIV.8 : La variation de la température de l'air et de l'absorbeur le long du capteur avec chicanes sous l'absorbeur ($60 \text{ m}^3/\text{h}$).	69
Figure IV.9 :Evolution de la température de l'absorbeur et de l'air le long du capteur avec chicane sur la plaque inférieure ($60 \text{ m}^3/\text{h}$).	70
Figure IV.10 : Evolution de la température de l'absorbeur et de l'air le long du capteur sans chicane ($80 \text{ m}^3/\text{h}$).	71
Figure IV.11 :Evolution de la température de l'absorbeur et de l'air le long du capteur avec chicane sous l'absorbeur ($80 \text{ m}^3/\text{h}$).	71
Figure IV.12 : Evolution de la température de l'absorbeur et de l'air le long du capteur avec chicane sur la plaque inférieure ($80 \text{ m}^3/\text{h}$).	72
FigureIV.13 : Evolution du rendement en fonction du débit pour différentes configurations	
Figure IV.14:Evolution du rendement en fonction du paramètre réduit pour un capteur sans chicane.	72
Figure IV.15 : Evolution du rendement en fonction du paramètre réduit pour un capteur sans chicane.	75
Figure IV.16 : Evolution du rendement en fonction du paramètre réduit pour un capteur avec chicane sur la plaque inférieure.	77
Figure IV.17 : Evolution du coefficient d'échange convectif pour un débit de $40 \text{ m}^3/\text{h}$ en fonction de la longueur.	77
Figure IV.18 : Evolution du coefficient d'échange convectif en fonction de la longueur pour un débit de $60 \text{ m}^3/\text{h}$.	78
Figure IV.19 : Evolution du coefficient d'échange convectif pour un débit de $80 \text{ m}^3/\text{h}$ en fonction de la longueur.	79
Figure IV.20 : Nombre de Nusselt fonction du nombre de Reynolds pour un capteur sans chicane.	79
Figure IV.21 :Evolution du nombre de Nusselt pour un capteur avec chicane sous l'absorbeur.	79

Figure IV.22 : Evolution du nombre de Nusselt en fonction de Reynolds pour un capteur avec chicane sur la plaque inférieure. 80

Figure V.1 Consommation d'énergie, d'électricité et taux d'émissions 81

Figure V.2 : Différents types de stockage inter saisonnier. 83

Figure V.3 : Répartition de l'énergie solaire comme gain ou déficit au cours de l'année. 84

Figure V.4 : La variation de la température du sol en fonction des différentes profondeurs. 85

Figure V.5: Schéma du couplage capteur à air et puits géothermique 85

Figure V.6 : puits en U avec isolation..... 86.

Figure V.7: schéma représentatif de l'isolation. 87

Figure V.8: La température de sortie du capteur à air fonction du temps pour différentes températures ambiantes..... 89

Figure V.9 : Le gain du capteur à air fonction du temps pour différentes températures ambiantes. 89

Figure V.10 : La température de sortie du puits en U fonction du temps pour différentes profondeurs..... 90

Figure V.11: La température moyenne du capteur pour différentes profondeurs 91

Liste des tableaux

Tableau II.1 : Les propriétés du vitrage	25
Tableau II.2 : Absorbeurs utilisés	26
Tableau II.3 : Classification des différents types de collecteurs.....	27
Tableau III.1 : Résultats de la granulométrie du sol considéré	41

Introduction générale

Le marché des climatiseurs traditionnels est en croissance constante en raison de l'amélioration du niveau de vie des habitants d'une part et l'échauffement climatique d'autre part. Cette croissance entraîne une augmentation de la consommation électrique, de l'émission de CO₂ et des CFC qui ont un impact négatif sur l'environnement et sur la santé des occupants. Ceci représente un défi pour les chercheurs qui doivent répondre aux besoins des occupants en cherchant des alternatives de rafraîchissement qui soient économiques et écologiques.

Dans le domaine de la construction du bâtiment, deux stratégies doivent se compléter pour répondre aux fortes exigences de la population : l'une s'appuie sur l'idée de limiter la consommation d'énergie et réduire les émissions à effet de serre pour des raisons environnementales et écologiques. La seconde s'intéresse beaucoup plus à des matériaux sains, de qualité et qui n'affectent pas la santé des occupants.

Les bâtiments représentent l'un des secteurs les plus consommateurs d'énergie dans les sociétés industrialisées. En Europe environ 40% de l'énergie primaire est consommée par les bâtiments. [1] Qu'ils soient à usage commercial, industriel ou privé, ils utilisent de l'énergie pour différentes applications comme le chauffage, la production d'eau chaude sanitaire, la climatisation, l'éclairage et tous les équipements utilisant de l'électricité.

Pour des considérations économiques et environnementales, l'énergie géothermique et l'énergie solaire se présentent de plus en plus comme des alternatives renouvelables face aux autres formes d'énergie utilisées pour le chauffage et la climatisation des bâtiments.

Aujourd'hui, les systèmes géothermiques utilisant des échangeurs de chaleur sous forme de réseaux de tuyauterie enfouis dans le sol gagnent en popularité auprès des propriétaires des bâtiments résidentiels et commerciaux. L'utilisation du sol pour puiser, stocker ou évacuer de l'énergie améliore grandement le rendement des équipements destinés au chauffage et à la climatisation. [2]

Les systèmes géothermiques destinés au rafraîchissement des locaux nécessitent des échangeurs de chaleur géothermiques verticaux ou horizontaux en boucle fermée. Le principe

de fonctionnement de tel échangeur consiste dans la circulation du fluide frigorigène, il échange de la chaleur avec le sol grâce à sa conductivité thermique. L'échangeur considéré est placé sous terre à une profondeur allant de 2 à 3 m tout dépend de la nature du sol [3].

Le chauffage des locaux repose principalement sur l'une des applications des capteurs solaires, le principe consiste dans la circulation ou le soufflage d'un fluide caloporteur chaud (dans notre cas l'air) dans les pièces à chauffer pour atteindre la température souhaitée.

Notre travail qui consiste à chauffer et rafraîchir un local se répartit en 5 chapitres :

Chapitre 1, consiste à citer, analyser et valoriser les travaux, les contributions qui ont conçu optimiser et réaliser des installations qui permettent de rafraîchir les locaux dont le but d'appliquer ce type d'énergie renouvelable et propre : la géothermie, prouver sa faisabilité dans le site de Biskra.

Chapitre 2 englobe les différentes notions sur l'application des capteurs solaires plans à air en particulier, expose ainsi les bilans thermiques jusqu'à l'obtention de la relation du rendement qui juge l'efficacité de n'importe quel capteur.

La simulation numérique qui était l'objet du 3^{ème} chapitre, un modèle simplifié en langage Fortran nous a permis de déterminer en premier lieu la température du sol en fonction de la profondeur pour avoir la profondeur optimale et économique d'enfouissement de l'échangeur Air /sol. En second lieu, l'objectif du chapitre était d'établir la distribution de la température de l'air dans l'échangeur en variant les paramètres géométriques, de fonctionnement ou des caractéristiques physiques de l'échangeur.

Le chapitre 4 s'est orienté vers l'apport des chicane dans l'amélioration des performances pour les capteurs solaires à air. Une étude expérimentale reposant sur la disposition d'une plaque mince rectangulaire.

Dans le but de bénéficier de l'énergie solaire pendant l'hiver, un stockage par puits géothermique a été proposé dans le chapitre 5, le système de stockage doit satisfaire aux besoins de chauffage du milieu considéré.

I.1. Introduction

Les échangeurs air/sol dits puits provençaux (ou canadiens) sont des systèmes de rafraîchissement des locaux. Le support de cette technique est un échangeur air/sol, La température du sol influe principalement sur les performances d'un tel échangeur du fait que le sol, à une certaine profondeur devient le facteur primordial pour les échanges thermiques entre l'air qui circule à l'intérieur de l'échangeur et le milieu qui l'entoure. Nous nous intéressons à l'étude du rafraîchissement de l'air par la géothermie en particulier à travers la modélisation et l'expérimentation. Nous essayons d'évaluer les performances d'un tel système, il s'agit de voir l'influence des propriétés du sol, du site et de la nature du conduit sur l'évolution de la température de l'air le long de l'échangeur enterré puis celle obtenue à la sortie qui pourra être exploitée. L'écart avec la température extérieure détermine les possibilités offertes à la technique du rafraîchissement par la géothermie pour être utilisée dans les sites de climats variés en Algérie.

I.2. Définition de l'échangeur air-sol

Les systèmes géothermiques exploitent les calories présentes sous terre en les pompant soit à l'eau d'une nappe phréatique soit directement au sol. L'exploitation de la chaleur du sol est ancienne. En effet, les premières traces remonteraient à 12000 ans au Japon où l'eau chaude naturelle des régions volcaniques servait déjà à cuire et à se chauffer. Ces systèmes, dont la première application brevetée remonte à 1912 [4]. Ont commencé à se démocratiser dans les années 1970 avant de réellement gagner les marchés dans les années 80.

La recherche sur les échangeurs air-sol semble avoir démarré après le pic pétrolier de 1979 et s'être arrêtée temporairement après le contre-choc de 1985 [4]. Ce n'est que depuis 1995 que quelques chercheurs ont repris des études sur les questions des performances des échangeurs air-sol, de leur comportement thermique et de leur intégration au bâtiment comme système de pré-conditionnement de l'air. Une analyse des différentes approches rencontrées dans la littérature permet d'identifier les différentes hypothèses et simplifications, ainsi que les outils de représentation mathématique employés qui dépendent des objectifs du modèle. Cette analyse constitue une intéressante base de travail préalable à la conception d'un modèle.

En fonction des conditions atmosphériques, de l'heure, du jour et de la saison, l'air extérieur subit de fortes variations de température et d'hygrométrie. À l'opposé, le sol, à

quelques mètres sous sa surface, présente une température peu variable en raison de sa grande inertie thermique. L'échangeur air-sol — appelé aussi puits canadien ou puits provençal, tire partie de cette grande inertie en mettant en contact thermique l'air extérieur avec le sol. Sa finalité première est le pré-conditionnement thermique et hygrométrique de l'air de ventilation des bâtiments.

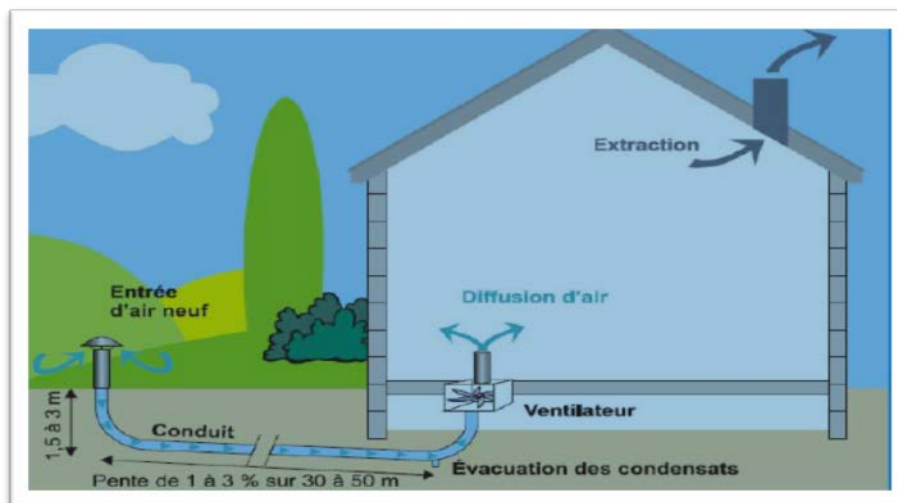


Figure .I.1 : Schéma d'un puits canadien [5]

Ce type d'équipement n'est pas adapté à tous les bâtiments. En effet, sa construction nécessite la réalisation de tranchées relativement profondes (de 1 à plusieurs mètres) et un espace au sol relativement important est requis. Il semble donc plus adapté aux bâtiments construits en zone ouverte (quartier pavillonnaire, zone d'activité) qu'à ceux situés en zone urbaine dense. Des bâtiments de toute taille peuvent en être équipés, depuis les maisons individuelles jusqu'aux logements collectifs et aux bâtiments de bureaux (plusieurs réalisations en Allemagne) [6]. Du point de vue technique et économique, il est préférable d'implanter l'échangeur au moment de la réalisation du gros œuvre, plutôt qu'après la mise en service du bâtiment.

I.3. Recommandation des échangeurs enterrés

Il n'existe pas réellement de modèle de puits canadiens, toutefois il est possible de souligner des points qui semblent incontournables.

I.3.1. Prise d'air neuf

Tous les puits canadiens possèdent une prise d'air neuf. Elle peut être en colonne extérieure circulaire ou cubique et placée en façade du bâtiment ou à distance lorsque le

terrain le permet. Ses dimensions sont généralement les mêmes que celles des conduits auxquels elle est reliée de manière à ne pas occasionner de variations de vitesse et de pertes de charge. Elle peut être à une ou plusieurs directions en fonction des éventuelles sources de pollution environnantes. Elle est souvent pourvue d'un chapeau et d'ailettes empêchant l'eau de pluie de pénétrer dans le puits.

La prise d'air est généralement placée légèrement en hauteur de manière à éviter les poussières elle est fixée dans le sol par un socle en béton.

Plusieurs matériaux sont utilisés pour les prises d'air :

- L'acier inoxydable, l'acier galvanisé ou le béton pour le tertiaire.
- L'acier inoxydable, l'acier galvanisé ou le béton, le polyéthylène, le polypropylène ou le PVC pour le résidentiel individuel.

La prise d'air est équipée d'une grille à maille fine dans le cas des puits collectifs ou tertiaires et d'une grille à maille large dans le cas du résidentiel, ses mailles sont en acier ou en plastique de sorte à protéger le puits des intrusions d'animaux, de feuilles et de branches.

I.3.2. L'échangeur géothermique

Il est constitué d'un ou de plusieurs tubes assurant à la fois la canalisation du flux d'air et les échanges thermiques entre l'air et le sol.

Les principales caractéristiques des échangeurs sont leurs dimensions (diamètre, longueur) et leur matériau. Le choix du matériau varie en fonction des contraintes mécaniques, des dimensions et des performances thermiques recherchées.

L'échangeur est généralement enterré entre 4 et 6m pour le tertiaire et entre 1 à 2 m pour le résidentiel individuel. Il est assez éloigné de la dalle des bâtiments pour éviter toute fuite de chaleur de celle-ci vers le puits. Une pente régulière de 2 à 3 % est mise en place afin d'évacuer les éventuelles condensats. Un échangeur occupe de l'espace, sa configuration à une influence importante sur les pertes de charge. Pour cela la meilleure configuration doit satisfaire le compromis entre les possibilités offertes par le terrain et les pertes de charge. La figure II représente les différentes configurations fréquemment utilisées pour le puits

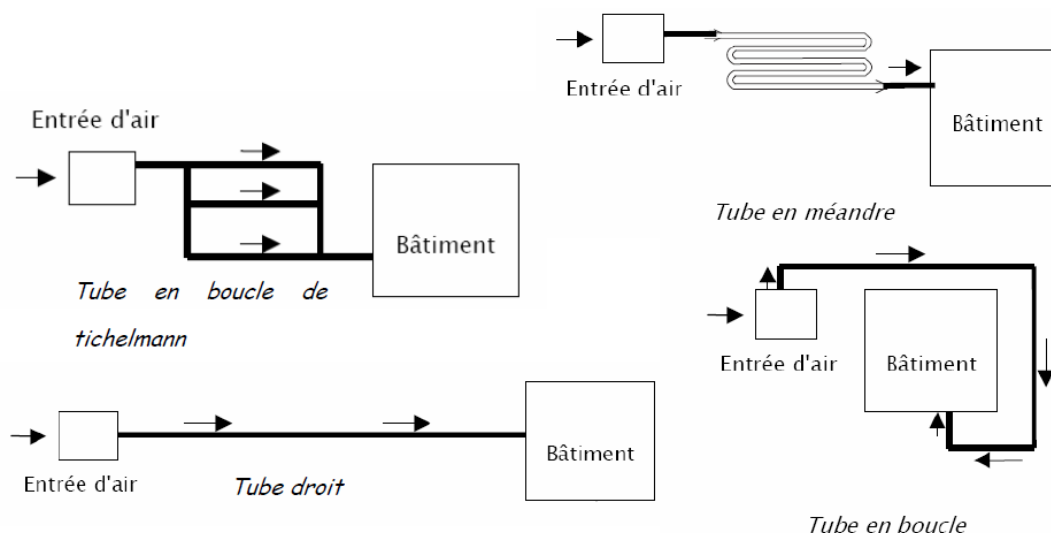


Figure I.2 : Les différentes configurations du puits

Pour le cas d'une configuration en boucle de Tichelmann ou en méandres (les configurations les plus répondus), il faut prêter attention à la distance entre les tubes pour les échanges thermiques entre le sol et chacun des tubes ne soit pas perturbés.

I.3.3. Système d'évacuation des condensats :

L'air chaud et humide provenant de l'extérieur se refroidisse au contact des parois froides du puits canadien peut engendrer un phénomène de condensation dans les conduits [7]. Il existe trois possibilités pour évacuer les condensats :

- Dans le cas où le bâtiment possède un sous-sol, alors le point bas de l'échangeur thermique peut être situé à ce niveau. Les condensats sont récupérés grâce à la pente des conduits de 2 à 3%.
- Si le sol est perméable et que la topographie le permet, un puits d'infiltration peut être placé au niveau du point bas de l'installation.
- Si la nature du sol ne permet pas l'infiltration ou s'il ya un risque de remontée d'eau dans le puits, l'installation d'une fosse en point bas d'une installation équipée d'une pompe peut être envisagée.

I.3.4 Le ventilateur

Le système du puits canadien nécessite un couplage avec une ventilation mécanique suffisante pour lutter contre les pertes de charge causées par le passage de l'air dans l'échangeur. Le ventilateur peut être équipé d'un régulateur, un thermostat placé à

l'extérieur pour favoriser le passage de l'air par le puits ou par le by-pass en fonction de la température extérieure, le ventilateur peut être placé en entrée ou en sortie du puits.

I.4. Impact du puits canadien sur la qualité de l'air intérieur

Plusieurs dégradations peuvent être mises en jeu, on peut citer :

I.4.1. Les dégradations dues à des agents physiques

L'humidité due aux puits noyés ou inondés, le phénomène de stagnation des condensats et les concentrations du radon dans le sol viennent tout simplement du fait que l'air circule dans un conduit enterré et que l'étanchéité puisse ne pas être toujours parfaitement garantie.

I.4.2 Les dégradations dues aux agents chimiques

Les polluants chimiques sont rarement mentionnés dans les documents relatifs aux puits canadiens. Il est simplement conseillé d'éloigner la prise d'air de toutes sources de pollution potentielles : les axes routiers, les zones de stationnement, les zones de stockage des déchets, les rejets des bâtiments (chauffages, air vicié).

I.4.3 Les dégradations dues à des agents biologiques

La concentration en microorganismes dans l'air intérieur est plus faible que celle de l'air extérieur mais qu'elle varie fortement en fonction des saisons [4].

Généralement, les concentrations de spores, champignons et bactéries sont plus faibles dans les conduits des puits que dans l'air avec de fortes variations en fonction des saisons.

I.5. Les conditions de présence des agents de dégradation de la qualité de l'air intérieur

Les agents qu'ils soient physiques, chimiques ou d'origine biologique pénètrent dans le puits en fonction de leurs tailles, leurs propriétés physico-chimiques et de l'état du puits.

I.5.1 Les agents provenant de l'air extérieur

Ils peuvent pénétrer dans le puits à travers la prise d'air.

I.5.1.a. Les gaz

Les gaz passent dans les conduits au même temps que l'air. Ils peuvent donc passer par l'orifice de la prise d'air ou par les ouvertures ; fissures, espaces dus à une mauvaise mise en œuvre.

I.5.1.b. Les liquides

L'eau est le principal liquide susceptible de pénétrer, elle peut passer par l'orifice de la prise d'air si celui-ci n'est pas protégé par un chapeau ou également par des ouvertures résultat de mauvaise mise en œuvre.

I.5.1.c. Les aérosols

Les aérosols sont de petites gouttelettes en suspension dans l'air. Elles peuvent pénétrer dans le puits canadien par l'orifice de la prise d'air, fissures...

I.5.1.d. Les solides

Les solides pénètrent de la même façon que les liquides et les aérosols.

I.5.2. Les agents provenant du sol**I.5.2.a. Les gaz**

Des gaz naturels ou d'origine anthropique peuvent pénétrer dans le puits canadien. Ils peuvent diffuser à travers la porosité du matériau, passé par les ouvertures, les fissures....

I.5.2.b. Les liquides

Le seul liquide naturel présent dans le sol est l'eau, par contre d'autres agents dus à des pollutions peuvent être présents, le plus probable sera les polluants peu ou non solubles résultant d'une pollution.

I.5.2.c. Les êtres vivants

Plusieurs plantes et animaux vivent dans le sol et peuvent endommager des conduits enterrés. Dans le cas des plantes, il s'agit surtout des racines des arbres qui peuvent déplacer les conduits, pour les animaux c'est surtout les rongeurs qui sont à craindre car ils peuvent perforer certains matériaux.

I.6. Les impacts de la conception, du dimensionnements, de la mise en œuvre et de l'entretien sur la qualité de l'air intérieur :

Les experts proposent plusieurs conseils pour la réalisation des puits canadiens, ses conseils sont en lien direct avec la qualité de l'air. La plupart de ces conseils sont tirés de l'expérimentation.

I.6.a. L'impact de la conception

La prise d'air doit être éloignée des sources de pollution potentielle, elle doit être équipée d'un chapeau empêchant la pluie de pénétrer dans le puits, d'une grille et d'un filtre retenant les poussières et les pollens.

Les conduits doivent être enterrés entre 1 et 2m pour les puits individuels et entre 4 et 6m pour les puits de grandes dimensions. Les conduits doivent être d'une grande résistance et rigidité, montés sur une pente d'au moins 2 à 3% avec un système de récupération de condensats obligatoire [8].

I.6.b. Le dimensionnement (les détails seront présentés dans le chapitre 3)

I.6.c. La mise en œuvre

- ✓ Il faut mettre en œuvre le puits canadien en même temps que le bâtiment.
- ✓ Il faut sécuriser le chantier et la tranchée.
- ✓ Il faut protéger les conduits.

I.6.d. L'entretien

- ✓ Le nettoyage et le remplacement régulier des filtres en entrée, tous les 4 mois environ.
- ✓ Le nettoyage du puits tous les 2 ou 5 ans.
- ✓ L'entretien régulier du ventilateur.

I.7. État de l'art sur les différents modèles d'échangeurs air-sol

Les travaux de thèse de P. Hollmuller [9] constituent une étude de modélisation théorique et analytique approfondie. En s'appuyant sur de nombreuses mesures in-situ, l'auteur y établit des règles simples pour le dimensionnement des échangeurs air-sol. La dynamique de l'échange et l'influence des différentes caractéristiques physiques du sol et de l'air sur cet échange sont étudiées dans un cas idéal (un seul tube enfoui dans le sol). Après un dimensionnement du problème, l'étude a aboutit à des solutions analytiques

complètes permettant de simuler les échanges de chaleurs intervenant entre un tube et le sol qui l'entoure. La dynamique du stockage thermique réalisé dans le sol est analysée : l'échangeur est considéré comme un filtre intervenant sur le signal thermique constitué par la température de l'air entrant. L'auteur analyse les capacités d'amortissement et de déphasage du signal en fonction de la fréquence de variation de ce dernier. Pour caractériser le phénomène, il utilise la notion de *profondeur de pénétration*, représentant l'épaisseur de sol où la température est fortement influencée par une variation de température de l'air circulant dans le tube.

Il faut noter que les transferts de chaleur par migration d'eau dans le sol, les transferts par conduction dans la direction de la longueur, l'effet de l'interposition de la paroi du tube entre l'air et le sol ont été négligés dans cette étude. Néanmoins, les échanges thermiques latents (évaporation ou condensation d'eau) ont été intégrés au modèle numérique mis en œuvre avec le logiciel TRNSYS. Ce modèle comporte 2095 mailles, pour un échangeur composé de 14 tubes placés sur trois niveaux de profondeur différents ; la définition du maillage est directement liée à la structure de l'échangeur modélisé.

Mihalakakou et al [10] étudiaient numériquement l'influence de la longueur du tube, le rayon du tube, la vitesse du débit de l'air et la profondeur du tube. Les résultats ont montrés qu'avec un échangeur de 30 m de long, 125mm de diamètre, et une vitesse de l'air de 8m/s la température de l'air peut augmenter de [2.1, 7.9] °c, ses valeurs augmentent par 1°c pour chaque mètre de profondeur et de 0.5 à 0.9 pour chaque 20 m de long.

Mihalakakou et al [11].ont présenté un modèle complet pour la prédiction de la variation journalière et annuelle de température de la surface du sol. Le modèle appliquait une équation différentielle transitoire de la conduction et l'équation de l'énergie pour prédire la température de la surface du sol. L'équation de l'énergie tenait en compte l'énergie convective échangée entre l'air et le sol, les radiations solaires absorbées par la surface du sol, la chaleur latente due à l'évaporation à la surface du sol.

Jacovides et al [12] ont conçu un modèle pour les systèmes des échangeurs enterrés sous TRNSYS, l'objectif était de modéliser le transfert de chaleur latent entre l'air et le tube enterré sous les fondations d'un bâtiment d'une part, la teneur en humidité de l'air circulant dans le tube ainsi que la migration de l'humidité dans le sol. La validation des

résultats était limitée à cause de l'absence des valeurs mesurées de l'humidité relative.

Kumar et al [13] traitaient la modélisation des échangeurs air sol pour des applications agricoles en Inde. Le modèle prenait en compte les variations de l'humidité de l'air circulant, de la stratification thermique naturelle du sol, du transfert de chaleur sensible et latent et des conditions de la surface du sol. L'application du modèle est pour le chauffage et le refroidissement.

De Paepe et al [14] utilisaient une méthode analytique pour voir l'influence des paramètres de conception de l'échangeur sur les performances thermo hydrauliques et de créer une simple méthode graphique de conception dans le but de déterminer les dimensions de l'échangeur air/sol de telle façon à réaliser un compromis entre son efficacité et les pertes de charges. L'étude prenait en considération le débit de masse de l'air, la température d'entrée, la température de sortie désirée, la température du sol ainsi que les paramètres géométriques.

I.8. Les principaux paramètres du dimensionnement :

L'analyse de la littérature consultée a permis d'identifier les paramètres influant sur le comportement thermique de l'échangeur air-sol et d'en distinguer les plus prépondérants. Ces paramètres sont à considérer pour le dimensionnement d'un échangeur air-sol, et par conséquent pour sa modélisation.

I.8.1. Le débit d'air total

Le débit total de l'air circulant dans l'échangeur doit assurer l'ensemble des besoins de renouvellement d'air des pièces à ventiler. Le régime de ventilation peut varier selon le mode de fonctionnement (réduit en préchauffage, plus élevé en rafraîchissement). La détermination du débit d'air total maximal constitue le premier paramètre de dimensionnement de l'échangeur.

I.8.2. Le nombre et le diamètre des tubes

Le nombre et le diamètre des tubes définissent la section totale de tubes par laquelle va circuler l'air. Ils influent à la fois sur la vitesse d'écoulement de l'air et sur la surface de contact entre l'air et le sol. Ces paramètres sont ajustés en fonction du débit nominal de ventilation.

En pratique, pour l'installation domestique, le diamètre utilisé se situe entre 16 cm et 20 cm, mais il peut être bien supérieur sur des installations de grande taille [4]. Le nombre de tubes est conditionné par l'espace disponible pour l'installation de l'échangeur.

I.8.3. La vitesse de l'air dans les tubes

La vitesse de l'air ne constitue pas un paramètre indépendant, puisqu'elle découle directement du choix des trois paramètres précédents. Néanmoins, elle impose le type d'écoulement (laminaire, turbulent) et influe donc non seulement sur la valeur du coefficient d'échange convectif entre l'air et les tubes, mais aussi sur les pertes de charges mécaniques qui doivent être compensées par le ventilateur. Afin de limiter les pertes de charge, cette vitesse est le plus souvent maintenue de 3 à 4 m/s.

I.8.4. La longueur des tubes

La longueur des tubes détermine la surface d'échange et le temps de séjour de l'air dans les tubes. En première approximation, le profil de température de l'air dans les tubes est asymptotique. Ainsi, au-delà d'une certaine longueur, le rallongement des tubes n'apporte aucune amélioration de l'échange. Il existe donc une longueur optimale de l'échangeur, liée à la longueur caractéristique de l'échange thermique, l , qui peut être obtenue en confrontant le surcoût économique de l'échangeur (constant avec la longueur) à l'économie d'énergie apportée par l'allongement des tubes. Par conséquent, il est préférable d'employer plusieurs tubes de longueur raisonnable (20 m à 40 m) plutôt qu'un ou deux tubes beaucoup plus longs [15].

P. Hollmuller fournissait des règles de dimensionnement simples permettant d'ajuster les quatre paramètres précédents en fonction du débit total de ventilation [9].

I.8.5. La distance entre les tubes

Les fonctions de stockage et d'amortisseur thermique du sol sont assurées par le volume du sol situé tout autour de chaque canalisation. L'épaisseur de sol concernée est proportionnelle à la profondeur de pénétration du signal thermique, qui dépend de la période de variation des phénomènes mis en jeu [16] Ainsi, si la distance entre deux

tubes est du même ordre de grandeur ou inférieure à la profondeur de pénétration, la température de la portion de sol située entre ces tubes est influencée simultanément par ces deux tubes, ce qui réduit localement la capacité de stockage du sol.

L'influence de la distance entre les tubes sur les performances de l'échangeur est peu abordée dans la littérature. Pourtant, il semble important d'assurer une distance minimale afin de limiter l'interaction entre deux tubes adjacents et d'optimiser ainsi l'exploitation de l'inertie du sol. D'après P. Hollmuller une distance de 40 cm sera suffisante pour maintenir l'effet de stockage thermique pour des variations journalières. Par contre, un stockage thermique saisonnier nécessiterait un espacement de l'ordre de 3 m, qui n'est généralement pas envisageable en pratique.

I.8.6. La profondeur d'enfouissement des tubes

Pour un échangeur air-sol, le sol joue le rôle d'isolant et de tampon thermique entre l'atmosphère et les canalisations enterrées. La profondeur d'enfouissement influe sur la qualité de cette isolation. P. Hollmuller [9] montre que les variations de température de l'air extérieur sont d'autant plus amorties et déphasées par le sol que la profondeur est grande. Au-delà d'une dizaine de mètres sous la surface du sol, la température du sol ne dépend quasiment plus des conditions atmosphériques.

Pour tirer partie du déphasage journalier, une profondeur de 40 cm est suffisante, tandis que pour un déphasage saisonnier, la profondeur minimale d'enfouissement requise est de 2 m. Au-delà, l'augmentation de la profondeur accroît les contraintes réglementaires (sécurisation du chantier) et les coûts de réalisation bien plus rapidement que l'économie d'énergie marginale apportée [17].

I.8.7. La nature du sol et son taux d'humidité

La capacité calorifique et la conductivité du sol ont une influence importante sur l'efficacité du système. Elles dépendent de la composition du sol mais aussi de son taux d'humidité. La capacité thermique du sol correspond à la moyenne des capacités calorifiques de ses différents constituants : minéraux, matières organiques, air et eau. L'eau possède une capacité et une conductivité thermiques supérieures à celles des autres constituants du sol. Ainsi, un sol humide emmagasine mieux la chaleur qu'un sol sec et

transmet plus facilement de la chaleur à l'air dans les canalisations de l'échangeur. Cet effet est mis à profit pour augmenter temporairement la performance des échangeurs thermiques air-sol en humidifiant le sol par arrosage.

I.8.8. La rugosité intérieure des tubes

La rugosité intérieure des tubes favorise le transfert thermique par convection en créant de la turbulence, cependant elle favorise aussi les pertes de charges hydrauliques le long de chaque tube. Des pertes de charge élevées sont indésirables car elles entraînent un surdimensionnement des systèmes de ventilation et des pertes énergétiques supplémentaires. De plus, les irrégularités de l'intérieur des tubes favorisent la stagnation d'eau condensée, ce qui peut dégrader à terme la qualité de l'air ventilé (développement de micro-organismes). L'intérieur des tubes doit donc être le plus lisse possible. Ainsi, une légère pente de l'ensemble des tubes permet l'évacuation de l'eau condensée sans intervention extérieure.

I.8.9. La nature des tubes

La chaleur massique et la conductivité thermique du matériau constitutif des tubes sont généralement négligées dans les modèles consultés. En effet, la faible épaisseur des canalisations réduit fortement la capacité et la résistance thermique globale des tubes, qui influent alors très peu sur le comportement thermique de l'échangeur.

I.8.10. La géométrie de l'échangeur

L'échangeur est généralement constitué d'un ou plusieurs tubes disposés parallèlement, horizontalement et regroupés en entrée et en sortie par des collecteurs. Les coudes et les bifurcations du réseau enterré induisent des pertes de charges hydrauliques supplémentaires à éviter. Une disposition verticale pourrait tirer profit de la meilleure stabilité de la température du sol à plusieurs mètres sous sa surface, mais les contraintes techniques et économiques d'un tel dispositif semblent disproportionnées vis-à-vis du gain de performance apporté.

I.8.11. Le rayonnement solaire

Le rayonnement solaire capté à la surface du sol chauffe ce dernier en surface. Pour les modèles faisant intervenir un calcul de la température du sol, le bilan thermique réalisé

à la surface du sol doit inclure les échanges radiatifs. En effet, il s'agit d'un apport énergétique majeur dont l'influence sur la température du sol est significative, surtout à faible profondeur. Les modèles ne prenant pas en compte le rayonnement solaire fournissent des résultats dont l'erreur sur l'évaluation de la température du sol peut atteindre plusieurs degrés.

I.8.12. Influence de la présence d'un bâtiment proche

L'échangeur air-sol est toujours implanté à proximité d'un bâtiment, voire sous sa dalle. Or, un bâtiment peut échanger de la chaleur avec le sol et entraîner une perturbation locale de la température du sol. Cette interaction a une influence sur les performances globales de l'échangeur air-sol d'autant plus importante que l'influence du bâtiment sur l'échangeur est forte [18].

I.8.13. Influence de la présence d'une nappe phréatique proche

L'échangeur air-sol peut être implanté à proximité ou au milieu d'une nappe phréatique ce qui ajoute une forte contrainte d'étanchéité aux tubes. Celle-ci modifie localement les propriétés du sol (taux d'humidité) et constitue, lorsqu'elle est circulante, une source de température stable. La température du sol est alors influencée par sa présence.

I.8.14. L'humidité de l'air

Les taux d'hygrométrie de l'air extérieur et de l'air extrait ne sont pris en compte que par les modèles intégrant les échanges latents [19] En effet, pour les climats tempérés, les phénomènes de condensation et l'évaporation de l'eau à l'intérieur des tubes ne se produisent que de manière épisodique (après un orage). Sur une année, ces phénomènes sont donc peu fréquents et leur influence sur le comportement de l'échangeur reste très limitée dans le temps. Sous d'autres climats, ces échanges peuvent être importants. Par exemple, en climat tropical humide, un puits canadien implanté à 3 m de profondeur permet d'abaisser la température de 6 °C et de déshumidifier sensiblement l'air intérieur, ce qui participe aussi à l'amélioration du confort thermique.

I.9. Modélisation de l'échangeur air-sol

Comme tout échangeur thermique, l'échangeur air-sol met en contact thermique deux sources de températures différentes. Dans le cas de l'échangeur air-sol, l'une de ces sources est l'air qui circule dans les tubes et l'autre est le sol placé au contact des tubes. Durant la saison chaude, la source chaude est l'air et la source froide le sol. Ceci s'inverse durant la saison froide. La température de l'air dans les tubes et la température du sol au contact des tubes constituent donc les deux variables d'entrée de l'échangeur. Pour un échangeur fluide-fluide, conduction et convection interviennent simultanément et localement entre deux entrées et deux sorties de fluide. Par contre, ici le sol est immobile et toute sa masse située au voisinage des tubes participe à l'échange par conduction. La température du sol au contact des tubes évolue donc au cours de l'échange thermique. L'expression « au voisinage » rappelle que l'énergie reçue ou cédée par le sol est transmise jusqu'à une distance indéterminée des tubes au-delà de laquelle, la température du sol n'est plus influencée par l'échangeur, c'est la température du sol non-perturbé.

Dans le cadre du présent modèle, l'échangeur est représenté par un tube en U. à la surface de l'échangeur, la température du sol non perturbé est imposée, constituant ainsi avec la température de l'air en entrée d'échangeur, une condition aux limites.

La température de l'air en entrée d'échangeur correspond à la température de l'air extérieur. Elle est facilement mesurable ou accessible à partir de bases de données météorologiques horaires. Par contre, la température du sol non perturbé ne peut être connue sans l'usage d'un dispositif de mesure difficile à mettre en œuvre (sonde thermique placée à la profondeur d'enfouissement des tubes). Il n'existe aucune base de données à même de fournir cette température, c'est pourquoi une modélisation est nécessaire.

Ainsi, la modélisation de l'échangeur air-sol passe par la réalisation de deux modèles distincts:

- **Un modèle thermique de sol**, capable de calculer, à tout instant et en tout point, la température du sol non perturbé ;
- **Un modèle thermique d'échangeur air-sol**, calculant la température de l'air en

sortie d'échangeur en fonction de la température de l'air en entrée d'échangeur et de la température du sol non perturbé calculée en limite du volume de sol modélisé par le modèle thermique de sol.

II.1. Introduction

Les capteurs solaires thermiques constituent le cœur des installations destinées à transformer l'énergie transmise par le soleil en chaleur. Le rayonnement solaire est absorbé par une surface noire, parcourue par un fluide caloporteur qui extrait l'énergie thermique et assure son transfert vers son milieu d'utilisation ou de stockage.

Dès que l'énergie du soleil rencontre de la matière, une partie de son énergie se transforme en chaleur ; c'est la conversion thermique. Les capteurs solaires thermiques convertissent la lumière (ondes électromagnétiques) émise par le soleil en chaleur, cette chaleur est transmise à un fluide « caloporteur ». Sans concentration du rayonnement solaire, le flux d'énergie tombant sur une surface située au niveau de la mer ne peut guère dépasser 1 KW/m² [21]

II.2. Principe de la conversion solaire thermique

Les systèmes de conversion d'énergie solaire thermique sont de divers types. Un capteur solaire n'est autre qu'un échangeur de chaleur qui, par sa surface noire (absorbeur) transforme le rayonnement solaire en chaleur et le transmet au fluide caloporteur (air ou eau).

Le principe de la conversion du rayonnement solaire en énergie thermique est basé sur la paroi absorbante qui s'échauffe sous l'effet de l'absorption du rayonnement solaire incident, et l'effet de serre qui consiste à accumuler la chaleur dans un capteur pour la transférer directement ou par l'intermédiaire d'un fluide

La capacité de transformation de l'irradiation solaire en chaleur d'une installation dépend du besoin et de l'application, on peut classifier les systèmes solaires selon la température :

• Basse et moyenne température ($\leq 100^{\circ}\text{C}$)

- Chauffage central.
- Eau chaude sanitaire.
- Réfrigération.
- Dessalement de l'eau de mer.
- Séchage des fruits, des légumes,etc.

• Haute température ($> 100^{\circ}\text{C}$)

- Procédés thermiques, Stérilisation.

II.3. Les collecteurs plans

Ce sont les plus simples et les moins coûteux, mais moins efficaces que les concentrateurs. Les collecteurs plans peuvent prendre des formes et des dispositions variées, de façon à optimiser la quantité interceptée de rayonnement.

La plupart des capteurs sont munis d'une couverture transparente qui laisse passer la plus grande partie du rayonnement solaire et évite le refroidissement de l'absorbeur. Les échanges par convection entre celui-ci et la couverture transparente sont réduits, de même que l'émission du rayonnement infrarouge de l'absorbeur. C'est le principe de « l'effet de serre ».

Une isolation thermique est disposée à l'arrière et sur la périphérie du capteur pour limiter les déperditions par conduction.

De tels collecteurs peuvent chauffer un fluide entre 40 et 100°C. L'énergie thermique collectée est adaptée au chauffage des locaux par la production d'eau chaude sanitaire et au séchage de différents produits.

Les collecteurs plans sont fixes et ne posent pas de problèmes mécaniques. On peut facilement les intégrer aux murs et aux toits des bâtiments.

II.3.1. Principaux éléments constitutifs d'un capteur plan à eau :

La figure (II.1) représente une coupe d'un capteur solaire plan à eau avec ses principaux constituants.

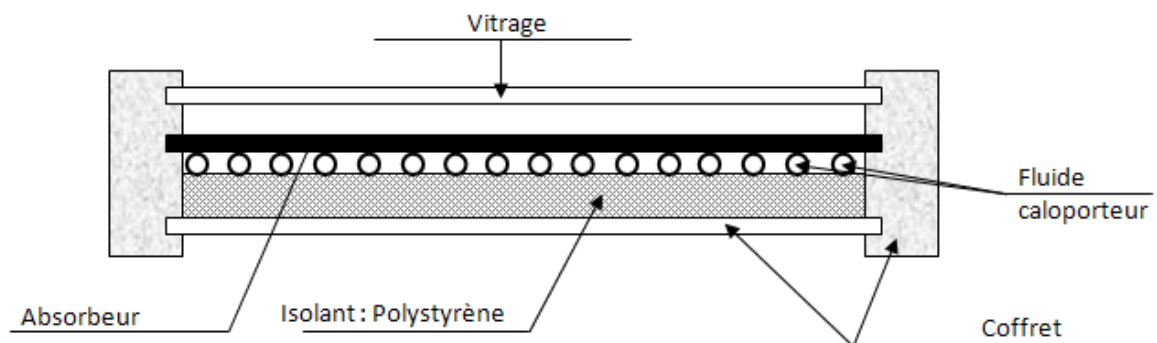


Figure II.1. : Coupe d'un capteur solaire plan à eau.

II.3.1.a. Le vitrage

Une vitre trempée et avec une grande transmission lumineuse, optimise les rendements solaires et résiste aux intempéries.

II.3.1.b. L'absorbeur

C'est une feuille métallique noire qui capte la chaleur du rayonnement solaire, en assurant deux fonctions:

- Absorber la plus grande partie du rayonnement solaire possible.
- Transmettre la chaleur produite vers le fluide caloporteur avec un minimum de pertes. Les absorbeurs les plus couramment utilisés sont regroupés dans le tableau suivant :

Support et traitement	α	ε
Acier nickel noir sur nickel	0,95	0,07
Acier et chrome noir sur nickel	0,95	0,09
Acier et chrome noir	0,91	0,07
Cuivre et chrome noir	0,95	0,14
Acier galvanisé et chrome noir	0,95	0,16
Cuivre e cuivre noir	0,88	0,15
Acier et oxyde de fer	0,85	0,08
Aluminium et oxyde de manganèse	0,70	0,08
Acier et couche organique sur chrome noir	0,94	0,20
Peinture noir époxy	0,95	0,18
Peinture blanche époxy	0,25	0,91

Tableau II.1 : Absorbeurs utilisés [26]

II.3.1.c. Passage du fluide caloporteur

C'est un canal contenant un fluide caloporteur (eau, air) qui permet d'absorber et de transporter la chaleur de la plaque absorbante.

II.3.1.d. Isolant thermique

L'isolation arrière empêche les déperditions ; elle est composée d'une plaque d'aluminium de surface très lisse (parfois elle n'est pas utilisée) et d'une couche de polystyrène (de 20 à 80 mm d'épaisseur).

II.3.1. e. Le coffret support du capteur

Il assure la protection à l'arrière du capteur et participe à sa rigidité.

On peut distinguer deux grands principes de construction :

- les coffres monoblocs dont la géométrie assure la tenue mécanique de l'ensemble du capteur ;
- les ensembles constitués de profilés périphériques (souvent en aluminium) sur lesquels est fixée une protection (feuille de métal ou de matière plastique) qui assure l'étanchéité arrière.

II.3.2. Principe de classification des capteurs solaires :

Les collecteurs solaires thermiques sont les composants les plus importants dans n'importe quel système solaire. Principalement nous avons deux types de collecteurs :

Les collecteurs non concentrateurs (stationnaires) et les collecteurs concentrateurs [27]

Type		Type d'absorbeur	Taux de concentration	Intervalle de température (°c)
Stationnaire	Collecteur plat	Plat	1	30-80
	Collecteur évacué	Plat	1	50-200
	Collecteur parabolique	tubulaire	1-5	60-240
Localisation à simple axe	Réflecteur linéaire	Tubulaire	5-15	60-300
	Capteur cylindro-parabolique	Tubulaire	10-40	60-250
	Capteur cylindro – cylindrique	Tubulaire	15-45	60-300
		Tubulaire	10-50	60-300
Localisation à double axe	Réflecteur parabolique	Point	100-1000	100-500
	Collecteur de champs héliostat	Point	100-1500	150-2000

Tableau II.2 : Classification des différents types de collecteurs

Une classification de capteurs peut être basée sur la concentration ou non de l'énergie lumineuse, comme elle peut être basé sur la nature du fluide caloporteur.

II.3.2.a. Capteurs solaires plans sans vitrages

Les capteurs plans sans vitrage sont fabriqués en matière plastique noire qui a été stabilisé afin de résister aux rayons ultra violets. Comme ces capteurs ne possèdent pas de vitrage, une grande partie de l'énergie solaire est absorbée puis perdue au milieu ambiant.

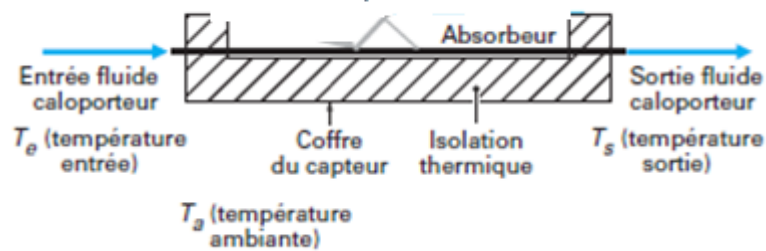


Figure II.2 : Schéma d'un capteur solaire plan sans vitrage

II.3.2.b. Capteurs à plaque perforée sans vitrage

Ce type de capteur est muni de nombreux petits trous espacés de 2 à 4 cm. L'air traverse les trous dans le capteur avant qu'il soit orienté vers l'utilisation. Ce capteur fonctionne à des températures proches de celles de l'extérieure. L'application la plus courante pour ce capteur est le chauffage de l'air de ventilation des bâtiments et le séchage.

II.3.2.c Capteurs plans avec vitrage

Les capteurs munis d'une couverture transparente, souvent appelés « capteurs vitrés » et sont les plus utilisés car ils correspondent au domaine d'application le plus courant : le chauffage de l'eau sanitaire. La température d'utilisation est en général inférieure à 70 °C. Plus rarement, certains d'entre eux, munis d'une couverture transparente de type « double vitrage », permettent d'atteindre des températures de fonctionnement de l'ordre de 100 °C

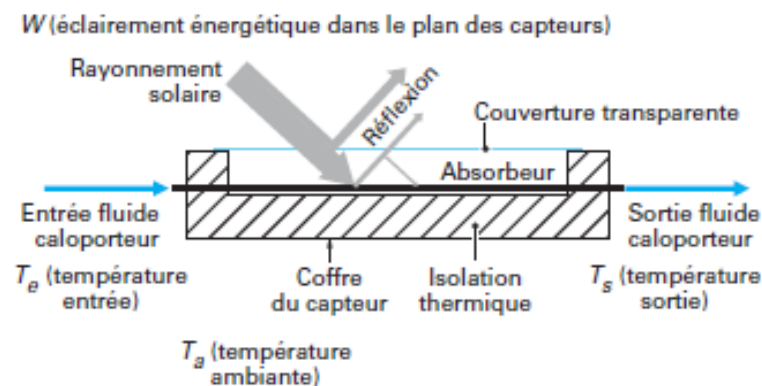


Figure II.3 : Schéma d'un capteur solaire plan avec vitrage

II.3.2.d. Capteurs solaires à concentration

Ces capteurs utilisent des réflecteurs pour concentrer les rayons du soleil sur l'absorbeur. Cela permet de diminuer la taille de l'absorbeur, ce qui réduit les pertes de chaleur et augmente son efficacité, mais ils sont plus complexes et plus coûteux,

Ce type de capteur est utilisé pour des applications à hautes températures, telles que la production de vapeur afin de produire l'électricité. Ces capteurs ont un meilleur rendement dans des climats où le ciel est souvent dégagé.

II.3.2.e. Capteurs sous vide

Les capteurs sous vide sont parmi les plus efficaces et parmi les plus coûteux des capteurs solaires. Ces capteurs conviennent mieux à des applications à moyennes températures.

Les capteurs sous vide possèdent un absorbeur sélectif pour récupérer les rayons du soleil qui se situe dans le tube sous vide. Ils perdent peu de chaleur même dans les régions froides.



Figure II.4 : Schéma d'un capteur solaire plan sous vide [35]

II.4. Le capteur plan à air (Cas étudié)

Le système solaire étudié est un collecteur plan à air à simple passe entre l'absorbeur et la plaque d'aluminium placée sur l'isolant dans le but. Ce type d'isolateur permet d'obtenir des températures moyennes suffisantes pour une application de chauffage du bâtiment.

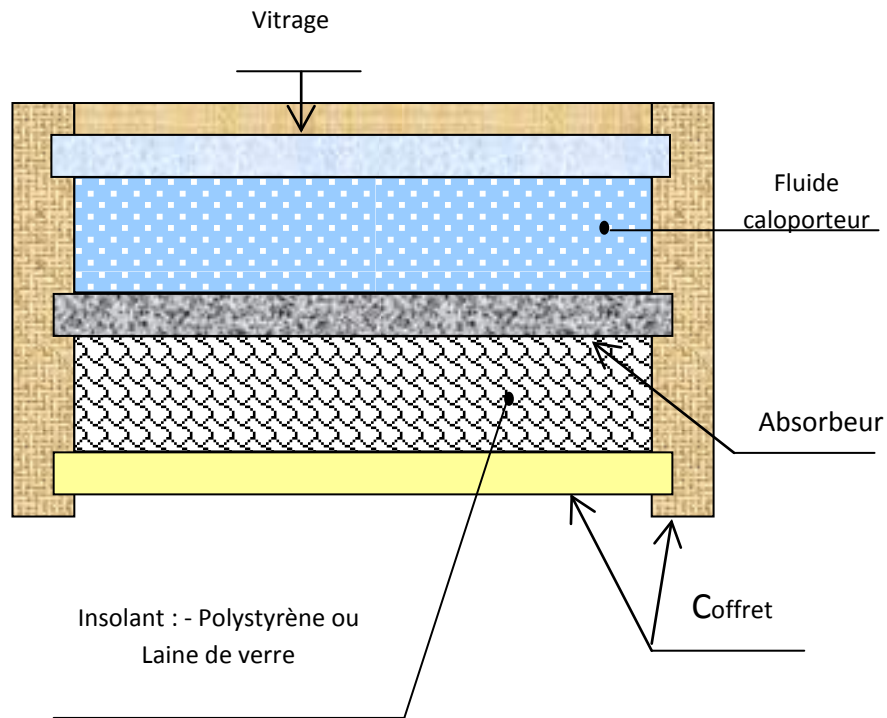


Figure II.5 : Schéma des composants du capteur solaire plan à air

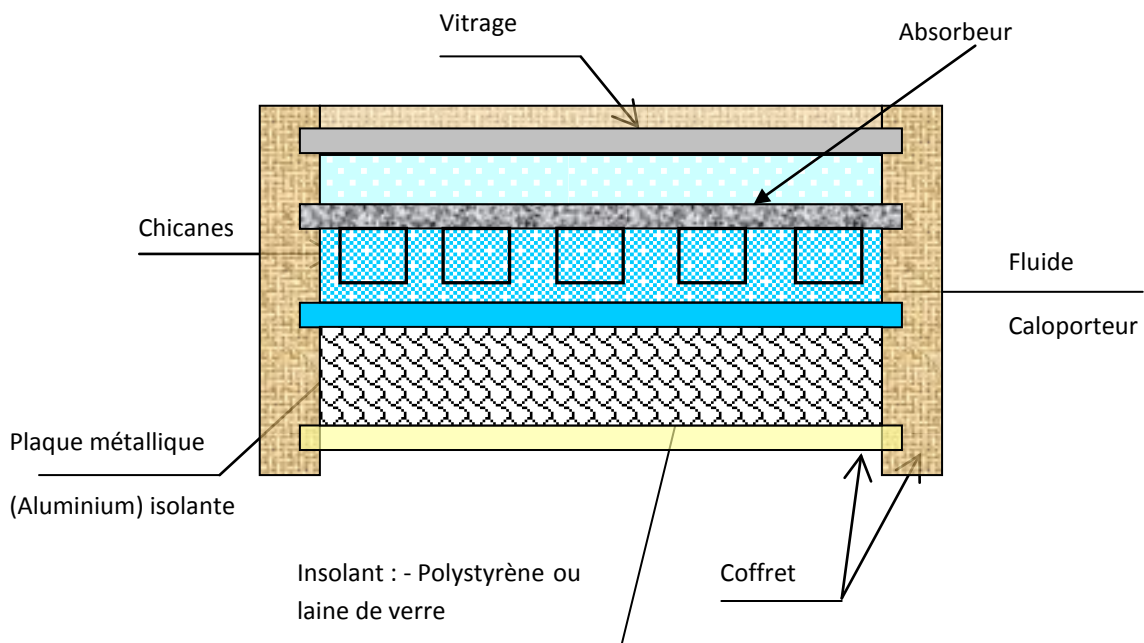


Figure II.6 : Schéma des composants du capteur solaire plan à air avec chicanes

Pour établir le bilan thermique d'un capteur plan, on admet que l'énergie incidente reçue par l'absorbeur (corps noir) et par la suite absorbée par celui-ci, sera transmise au fluide caloporteur. On définit donc pour un tel corps (noir) trois facteurs ; le facteur de réflexion (ρ), le facteur d'absorption (α) et le facteur de transmission (τ).

Pour un corps noir ($\alpha=1$, $\rho=0$ et $\tau=0$), absorbant tous les rayonnements qui lui proviennent, aucune énergie n'est donc réfléchiée ni transmise et comme ce corps absorbe tout le rayonnement, il s'échauffe et se comporte comme une source qui émet la plus grande énergie de tous les corps pour chaque température et pour chaque longueur d'onde.

Le capteur est le siège de déperditions thermiques, donc toute surface chaude constituant le capteur, échange de la chaleur avec l'environnement soit par rayonnement soit par conduction soit par convection, d'où la nécessité de prendre en compte toutes ces quantités. Le bilan thermique du capteur rapporté à l'unité de surface est :

$$\Phi_g = Q_u + Q_p + Q_s \quad (1)$$

Φ_g : Densité de flux solaire absorbé en [w/m^2].

Q_p : Densité de flux perdu par la paroi absorbante vers le milieu ambiant en [w/m^2].

Q_u : Densité de flux utile transmis au fluide caloporteur en [w/m^2].

Q_s : Densité de flux stocké dans le capteur [w/m^2].

Le flux global Φ_g reçu par le collecteur représente la somme de l'énergie utile Q_u emportée par le fluide caloporteur, des déperditions thermiques Q_p par les différents modes de transfert vers le milieu ambiant et l'énergie stockée Q_s dans les différentes parties du collecteur.

Dans le cas du régime thermique permanent et pour les capteurs à air, la quantité d'énergie stockée dans les différentes parties du collecteur est négligeable, ce qui conduit à :

$$\Phi_g = Q_u + Q_p \quad (2)$$

Le capteur solaire plan est tout système exposé au rayonnement solaire afin de le capter et de transformer ses rayons en énergie thermique.

Ce système de captage a pour base l'effet de serre où le rayonnement est capté dans le domaine du visible et du proche infrarouge (longueurs d'ondes comprises entre 0.3 et 3 μm), il traverse la vitre et il est piégé à l'intérieur où il est capté par la surface absorbante.

L'absorbeur émet du rayonnement thermique dans un domaine de l'infrarouge éloigné du visible (entre 4 et 30 μm). Ce rayonnement est totalement arrêté par la paroi du verre qui s'échauffe et rayonne par moitié vers la surface absorbante et par moitié vers l'extérieur. Le fluide qui circule sous cette paroi récupère par convection une partie de cette énergie absorbée et subit une élévation de température à la traversée du capteur.

En raison de l'insuffisance de l'échange thermique réalisée dans le capteur solaire plan à air entre le fluide et l'absorbeur il est intéressant à apporter des améliorations pour de meilleures performances ou une meilleure efficacité thermique.

Dans le but de minimiser les pertes thermiques vers l'avant de l'absorbeur, F. Benyelles et al [59] ont proposés de placer un isolant " aérogel de silice " au-dessus de l'absorbeur.

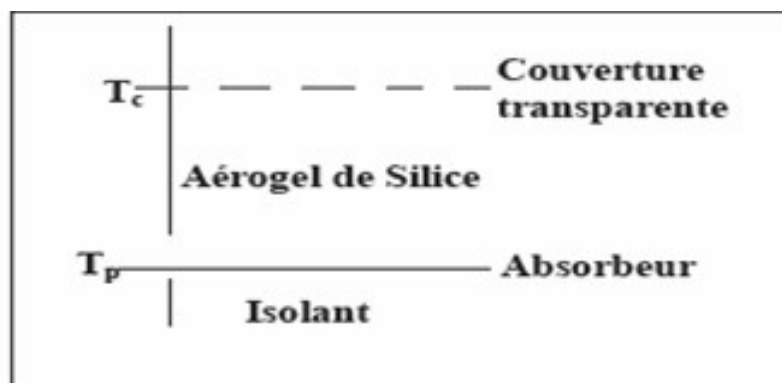


Figure II.7. Configuration aérogel de silice

Les auteurs ont choisis l'aérogel de silice pour ses propriétés. C'est un matériau solide à basse densité variant de 80 à 270 kg/m^3 , transparent, poreux (porosité de 35% à 90%). Son indice de réfraction est compris entre 1.2 à 1.05. Pour une épaisseur de l'ordre de 20 mm, la transmittance solaire normale est de 90%. Sa conductivité thermique est de l'ordre de 0.02 W/m. K .

F. Mokhtari et D. Semmar [60], ont choisis un capteur avec le passage d'air situé entre l'absorbeur et l'isolant.

Concernant le comportement des capteurs solaires à air en convection naturelle plus précisément l'évolution du débit d'air et l'évolution de la température de sortie du fluide caloporteur, F. Mokhtari et D. Semmar [62] présentaient les résultats d'une étude expérimentale sur trois configurations de capteurs solaires fonctionnant suivant deux modes de circulation de l'air (circulation naturelle et circulation forcée) les paramètres caractérisant les performances du système sont évalués instantanément durant la période d'ensoleillement, ils nous permettront d'appuyer l'analyse théorique et de valoriser chacune des trois conceptions des capteurs solaires à air. Une configuration où le passage d'air est sous l'absorbeur

Pour la deuxième configuration le passage de l'air est au-dessus de l'absorbeur (entre le vitrage et la plaque absorbante) tandis que la troisième configuration est totalement différente il s'agit d'une plaque absorbante placée sur la diagonale du capteur entre la couverture et l'isolant, l'entrée de l'air se trouve au-dessus de l'absorbeur tandis que la sortie est située sous l'absorbeur. Elle est munie d'un orifice de section rectangulaire de (150 x 600 mm²) pour permettre l'évacuation de l'air chaud.

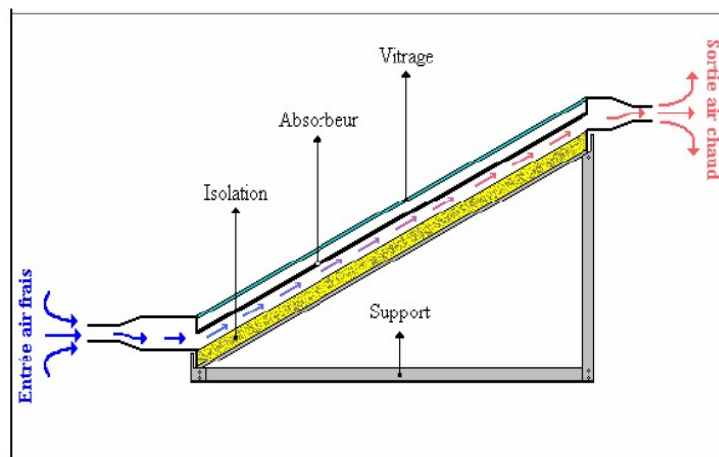


Figure II.8. Configuration 1

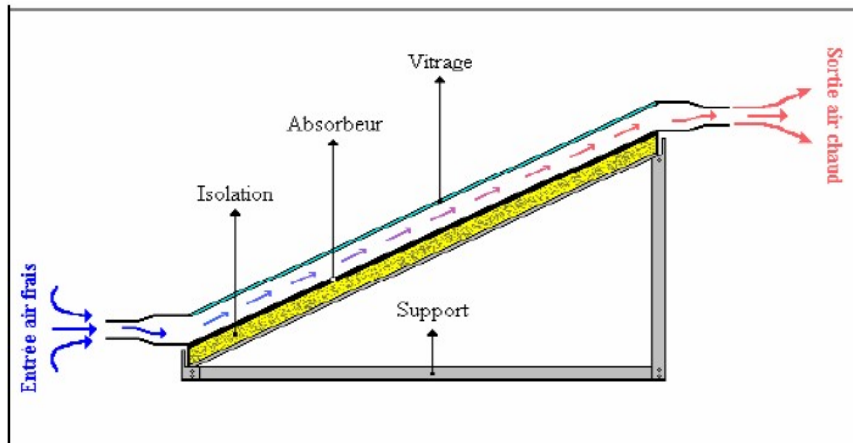


Figure II.9.Configuration 2

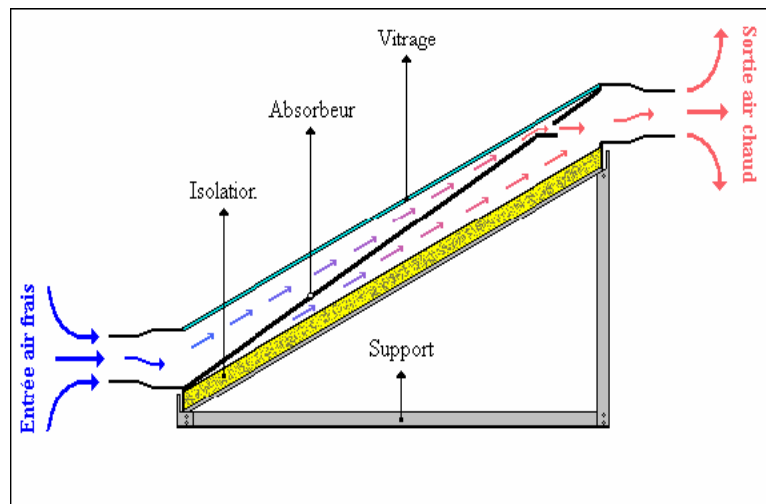


Figure II.10.Configuration 3

Dans le but de minimiser les pertes de chaleur a travers la couverture vers l'ambient, A.A. Mohamad [61] a proposé de forcer l'air pour circuler sur la couverture de verre (préchauffage d'air) avant le passage par l'absorbeur, et d'utiliser un absorbeur poreux pour augmenter le transfert thermique à l'air et d'ajouter une deuxième couverture.

Afin de déterminer les caractéristiques du fluide et du flux de chaleur dans un capteur solaire à air qui sert pour le chauffage (réchauffeurs solaires) en utilisant un lit sous forme de treillis métallique comme matériel d'emballage .

L.C. Demartini et al [63] ont fait une analyse numérique et expérimentale de l'écoulement de l'air à l'intérieur d'un canal de section rectangulaire, contenant deux déflecteurs rectangulaires.

Cette étude a montré que les plus grandes variations dans la pression et champs de vitesse se produisent dans les régions les plus proches des déflecteurs.

Bahria et al [64] ont comparés deux capteurs similaires, l'un est simple et l'autre est muni de 8 rangées de chicanes, d'après les résultats, les auteurs ont remarqués que l'adjonction des chicanes a apporté une augmentation remarquable aux performances du capteur qui est d'environ 27 % vers midi et cela est dû à l'augmentation de la surface d'échange d'une part et de l'écoulement turbulent créé par ces obstacles

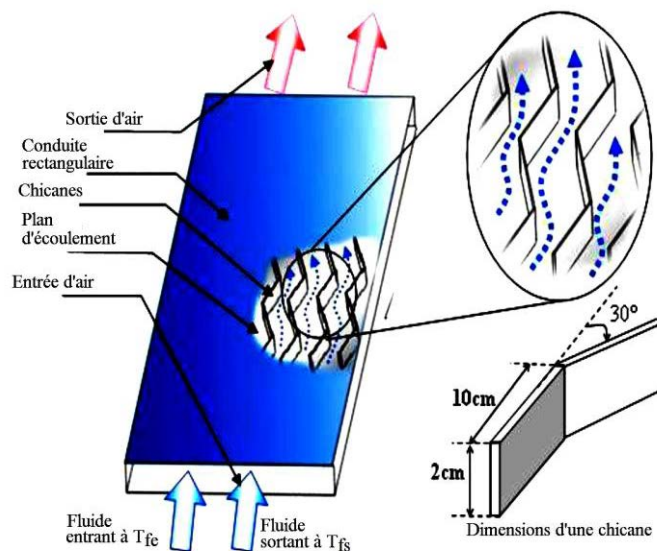


Figure II.11 : Schéma d'un capteur solaire avec chicane

III.1. Introduction

Dans cette étude on s'intéresse à la valorisation des énergies renouvelables en général et au rafraîchissement par la géothermie en particulier, une technique qui est jusqu'à présent non exploitée dans notre pays. Cette technique a pour support un échangeur air/sol enterré dit puits canadien dont les performances sont très sensibles aux paramètres géographiques et climatiques et principalement à la température du sol du fait que le sol à une certaine profondeur devient le facteur primordial pour les échanges thermiques entre l'air qui circule à l'intérieur de l'échangeur.

III.2. Résumé des étapes de l'étude

Rassemblement des données géographiques et climatiques relatives au site de Biskra	<ul style="list-style-type: none"> - Caractéristiques physico chimiques, texture du sol. - Données climatiques basées sur des essais réalisés.
Synthèse des travaux et documentations	
Etude des phénomènes de transfert de la chaleur	<ul style="list-style-type: none"> - Au niveau de la surface du sol : échanges radiatifs et convectifs entre la surface du sol et du milieu environnant. - Dans le sol : échanges conductifs dans le sol et convectifs entre le fluide caloporteur (air) et dans conduit enterré dans le sol.
Etablissement du modèle du sol : évolution de la température du sol de sa surface à une profondeur dite optimale, simulation du modèle	<ul style="list-style-type: none"> - A partir des équations du bilan, nous avons établi : - le modèle de la température du sol de sa surface jusqu'à une profondeur dite optimale à partir de laquelle on place l'échangeur - Test du modèle
Etablissement du modèle de l'air ; évolution de la température de l'air de l'entrée à la sortie de l'échangeur, simulation du modèle.	<ul style="list-style-type: none"> A partir des équations du bilan nous avons établi: - Le modèle de la température de l'air de l'entrée jusqu'à la sortie de l'échangeur - Test du modèle.
Validation des modèles par l'expérimentation	<ul style="list-style-type: none"> - Une série de sondes a été placée, des mesures ont été effectuées. - Confrontation des résultats issus des modèles établis et ceux expérimentaux.

III.3. Etude théorique

III.3.1. Modélisation de la température du sol

La température du sol ne varie pas vraiment au cours de l'année, elle est généralement stable de plus en plus qu'on s'éloigne de sa surface. Cette variation de température dépend principalement de la nature du sol caractérisé par son coefficient de diffusivité.

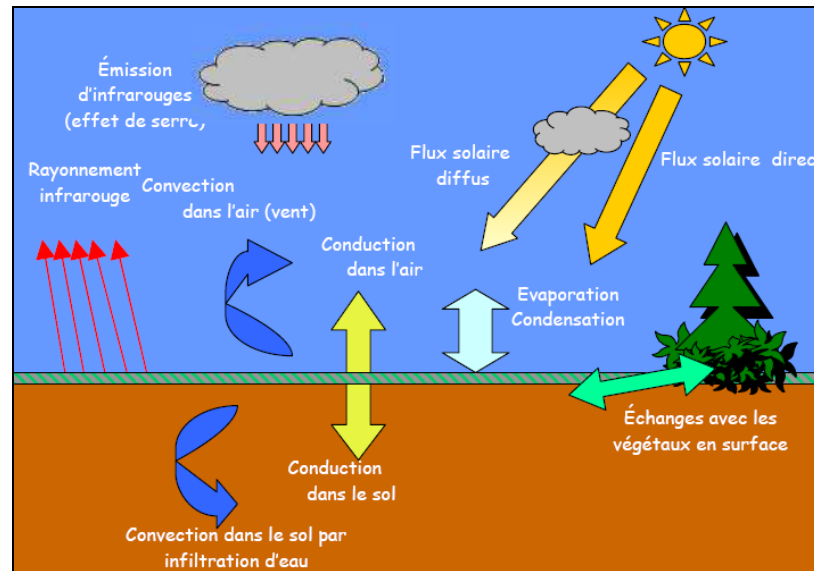


Figure III .1 Les échanges thermiques entre le sol et l'environnement [43]

Les transferts thermiques entre le sol et son entourage sont diverses et se différencient d'un site à un autre (échanges avec les végétaux). Dans cette étude on ne tient compte que de la conduction le long de la profondeur.

Admettant que le sol est considéré comme un massif semi infini [41]. L'échange thermique par conduction de sa surface vers l'intérieur est gouverné par l'équation générale de la conduction.

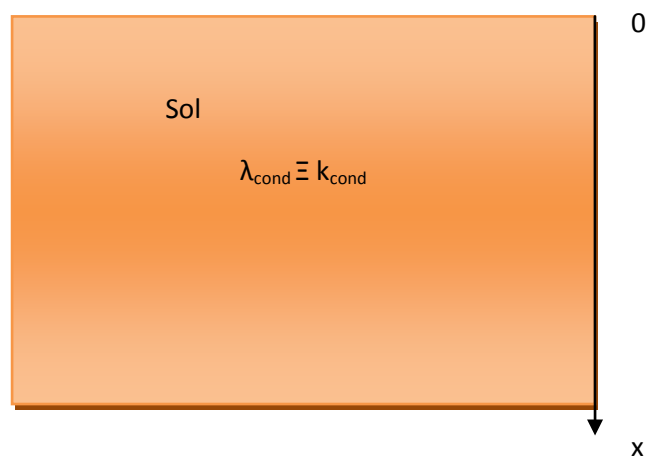


Figure III.2 : Domaine d'étude a l'intérieur du sol

$$\frac{\delta T}{\delta t} = \frac{k}{\rho c} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \frac{Q}{\rho c} \quad (1)$$

La température à t=0, est donnée par [37] s'écrit comme suit :

$$T(x, 0) = \frac{(1 - \alpha_{sol})G + h_r T_{amb} + (h_r - h_e) \frac{b_{lat}}{a_{lat}}}{h_e} \quad (2)$$

α_{sol} : Diffusivité du sol.

G : Le rayonnement global.

h_r : Une variable intermédiaire

h_e : Une variable intermédiaire

T_{amb} : La température ambiante.

a_{latent} : Constante empirique

b_{latent} : Constante empirique

Pour un transfert unidimensionnel suivant l'axe des x, $\frac{\partial}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial z} = 0$ et sans source de chaleur interne, l'équation (1) se simplifie en :

$$\frac{\delta T}{\delta t} = \frac{k}{\rho c} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right) = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right) \quad (3)$$

$$\text{Avec : } \alpha_{sol} = \frac{k_{sol}}{\rho_{sol} c_{sol}} \quad (4)$$

K_{sol} : La conductivité thermique du sol.

ρ_{sol} : La densité du sol.

C_{sol} : La capacité calorifique du sol.

La condition initiale spatiale s'écrit sous la forme [38]

$$T(0, t) = T_0 \cos \omega t + T_i \quad (5)$$

$$T_0 = \frac{T_{max} - T_{min}}{2} \quad (6)$$

$$T_i = \frac{T_{\max} + T_{\min}}{2} \tag{7}$$

Appliquons le changement de variable suivant : $\theta = T - T_i$, l'équation (3) devient :

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial \theta}{\partial t} \tag{8}$$

Avec $T(\infty, t) = T_i$, $\theta(0, t) = T_0 \cdot \cos \omega t$ et $\theta(\infty, t) = 0$

La solution de ce type d'équation est de la forme : $\theta = X(x) \cdot Y(t)$ que nous remplaçons dans l'équation [41] on aura par conséquent :

$$X''(x) \cdot Y(t) = \frac{1}{\alpha} Y'(t) \cdot X(x) \text{ Peut-être écrite sous la forme :}$$

$$\frac{X''(x)}{X(x)} = \frac{1}{\alpha} \frac{Y'(t)}{Y(t)} \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} \frac{X''(x)}{X(x)} = \delta \\ \frac{Y'(t)}{\alpha Y(t)} = \delta \end{array} \right\} \text{ ou } \left\{ \begin{array}{l} \frac{\alpha X''(x)}{X(x)} = \beta \\ \frac{Y'(t)}{\alpha Y(t)} = \beta \end{array} \right\} \tag{9}$$

Avec : $\beta = \alpha \delta$

Le choix de la constante (δ) ou (β) se fait à partir des considérations physiques suivantes [40]:

- Pour les processus thermiques tendant vers une distribution de température constante à l'équilibre on choisit δ qui doit avoir impérativement la valeur négative. En effet l'intégration par rapport au temps fournit : $Y(t) = R \cdot \exp(a \cdot \delta \cdot t) = cst$. Si δ était positive, pour les temps croissants, la température tendrait vers une valeur infinie, ce qui est physiquement absurde.

Posons : $\delta = -k^2$ on aura : $Y(t) = R \cdot \exp(-a \cdot k^2 \cdot t) = cst$ (10)

- Si le phénomène est de nature périodique en fonction du temps, on prend alors β au lieu de α . En effet en posant $\beta = i\omega$, on obtient la solution de la forme :

$$Y(t) = R \cdot \exp(i\omega t) = R(\cos \omega t + i \sin \omega t)$$

On peut résoudre alors le problème dans le plan complexe et on ne retiendra que la partie réelle de la solution obtenue.

L'excitation étant de nature périodique. En effet la température de surface est en fonction de la température ambiante et du rayonnement incident qui sont des fonctions

périodiques. On doit chercher une solution de même fréquence que l'excitation en posant :

$$C = i\omega t = \beta \quad (11)$$

On obtient :

$$Y' - CY = 0 \Rightarrow \frac{dY}{dt} - CY = 0 \quad (12)$$

$$\alpha X'' - i\omega X = 0 \Rightarrow X(x) = A' \exp\left(\sqrt{\frac{i\omega}{\alpha}}x\right) + B \exp\left(-\sqrt{\frac{i\omega}{\alpha}}x\right) \quad (13)$$

Comme $X(x)$ doit tendre vers une limite finie quand (x) tend vers l'infini
 $x \rightarrow \infty \Rightarrow A' \rightarrow 0$

On aura :

$$X(x) = B \exp\left(-\sqrt{\frac{i\omega}{\alpha}}x\right) \quad \text{et on aura :} \quad (14)$$

$$\text{Re}el[X(x).Y(t)] = \text{Re}el\left[A.B.e^{-i\omega t} \cdot e^{-\sqrt{\frac{\omega(i+1)x}{2\alpha}}}\right] \quad (15)$$

$$\theta(0, t) = T_0 \cos \omega t = \text{Re}el[A.B.(\cos \omega t + i \sin \omega t)] \Rightarrow AB = T_0 \quad (16)$$

$$\theta(x, t) = T_0 \cdot e^{-\sqrt{\frac{\omega}{2\alpha}}x} \left[e^{i\omega t} \cdot e^{-i\sqrt{\frac{\omega}{2\alpha}}x} \right] \quad (17)$$

$$\theta(x, t) = T_0 \cdot e^{-\sqrt{\frac{\omega}{2\alpha}}x} \left[(\cos \omega t + i \sin \omega t)(\cos(-\sqrt{\frac{\omega}{2\alpha}}x) + i \sin(-\sqrt{\frac{\omega}{2\alpha}}x)) \right] \quad (18)$$

Comme la fonction cosinus est paire et la fonction sinus est impaire alors :

$$\theta(x, t) = T_0 \cdot e^{-\sqrt{\frac{\omega}{2\alpha}}x} \left[(\cos \omega t \cos(\sqrt{\frac{\omega}{2\alpha}}x) - i \cos \omega t \sin(\sqrt{\frac{\omega}{2\alpha}}x) + i \sin \omega t \cos(\sqrt{\frac{\omega}{2\alpha}}x) - \sin \omega t \cdot \sin(\sqrt{\frac{\omega}{2\alpha}}x)) \right] \quad (19)$$

Alors :

$$\theta(x, t) = T_0 \cdot e^{-\sqrt{\frac{\omega}{2\alpha}}x} \left[(\cos \omega t \cdot \cos(\sqrt{\frac{\omega}{2\alpha}}x) + \sin \omega t \cdot \sin(\sqrt{\frac{\omega}{2\alpha}}x)) + i (\sin \omega t \cdot \cos(\sqrt{\frac{\omega}{2\alpha}}x) - \cos \omega t \cdot \sin(\sqrt{\frac{\omega}{2\alpha}}x)) \right] \quad (20)$$

Si on ne considère que la partie réelle, l'expression aura comme forme :

$$\theta(x, t) = T_0 \cdot e^{-\sqrt{\frac{\omega}{2\alpha}}x} \left[\cos(\omega t - \sqrt{\frac{\omega}{2\alpha}}x) \right] \quad (21)$$

Par conséquent la distribution de la température s'écrira :

$$T = T_0 e^{(-\sqrt{\frac{\omega}{2\alpha}}x)} \left[\cos \left(\omega t - \sqrt{\frac{\omega}{2\alpha}}x \right) \right] + T_i \quad (22)$$

III.3.2. Simulation du modèle obtenu :

L'expression (22) obtenue, permet de suivre en fonction de la profondeur x et en fonction du temps la variation de la température du sol depuis sa surface jusqu'à une profondeur optimale déduite. La résolution de l'équation (22) n'exige la connaissance des propriétés du sol.

III.3.3. L'analyse granulométrique du sol

L'analyse granulométrique correspond à l'étude de la répartition des particules composant séparément la terre fine et les éléments grossiers d'un sol donné. Elle sert à déterminer la texture d'un sol en évaluant les proportions de chacun des grains élémentaires présents (argile, limon, sable).

Les particules qui rentrent dans la composition granulométrique de la terre fine ont été regroupées, par convention [39], suivant leurs dimensions, en trois classes. On distingue :

- Les argiles, particules dont les dimensions se situent entre 0 et $2\mu\text{m}$
- Les limons, se classent entre $2\mu\text{m}$ et $50\mu\text{m}$
- Les sables, se répartissent entre $50\mu\text{m}$ et $2000\mu\text{m}$.

Une étude expérimentale a été menée dans le laboratoire de caractérisation des sols dans l'institut technique de l'agriculture des agrumes et fruits, après une analyse du résultat la texture du sol est de type argileux sablonneux.

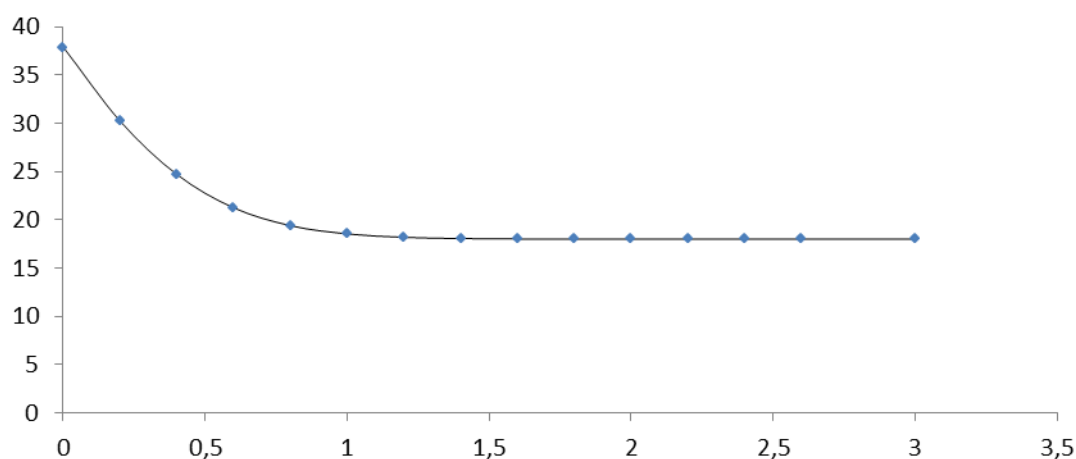
La conductivité thermique d'un sol dépend non seulement de sa composition (teneur en matières minérales et organiques) mais également de l'arrangement et de la forme de ses particules constitutives, des liaisons entre ces particules (ponts d'eau) [51]

Tableau III.1 : Résultats de la granulométrie du sol considéré

Composants		Taux (%)		
Argile		02.55		
Limon fin		05.11		
Limon grossier		20.09		
Sable		57.12		
Sable grossier		15.12		
Caractéristiques du sol considéré	PH	Humidité (%)	Conductivité électrique (μS)	Diffusivity α_g (m^2/s)
	7.86	44.7	1.67	2.2810^{-6}

III.3.4. La variation de la température du sol en fonction de la profondeur

Il est à noter que la variation de la température du sol est inversement proportionnelle avec la profondeur, elle varie de 37 °C jusqu'à 18°C pour un intervalle de profondeur de 0 à 3 m puis elle reste constante quel que soit la profondeur. Plus on s'approfondit dans le sol, plus on s'éloigne des apports solaires et par conséquent la température du sol devient moins sensible aux variations du rayonnement.

**Figure III.3** : Distribution de la température en fonction de la profondeur x

Etant donné que la température du sol ne varie pas au-delà de la profondeur de 3m, donc il est recommandé de placer l'échangeur à cette profondeur qui dépend principalement de la nature du sol et aussi des conditions climatiques.

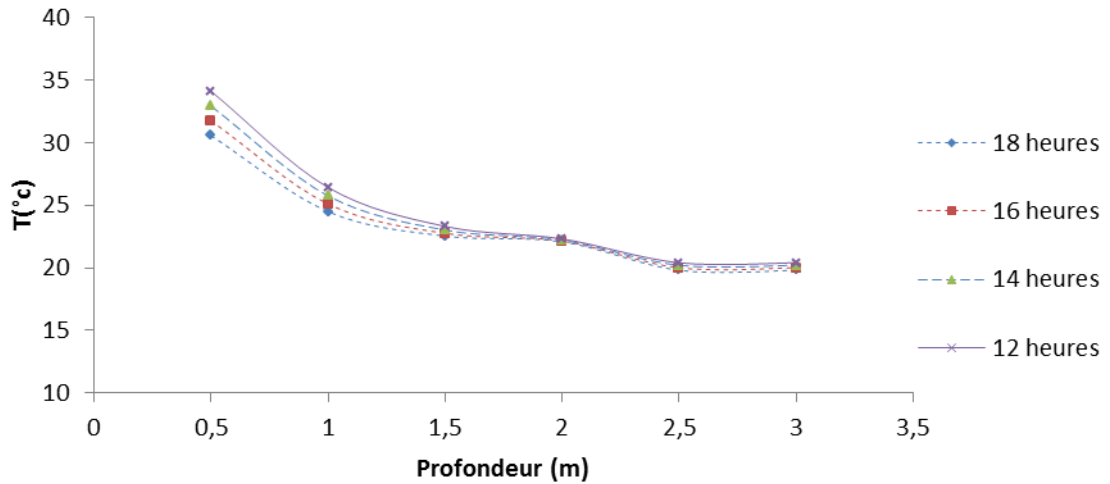


Figure III.4 : Distribution de la température du sol en fonction de la profondeur et du temps

La représentation graphique de la variation de la température en fonction du temps et de la profondeur (figure III.4) montre que la température maximale du sol est atteinte à 12 heures du fait qu'à cette heure-ci le rayonnement atteint son maximum. Plus le rayonnement est faible plus la température du sol décroît.

III.4. Modèle numérique

Le modèle numérique servira de base pour le dimensionnement des échangeurs en l'absence de données expérimentales. La méthode des différences finies (schéma explicite) nous a permis la résolution de l'équation de la chaleur appliquée au sol considéré de façon à obtenir les différentes températures aux différents nœuds pour pouvoir les exploiter comme conditions aux limites lors de la modélisation de l'échangeur.

$$\frac{\partial T}{\partial x} = \frac{T_{i+1,j} - T_{i,j}}{\Delta x} \tag{23}$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{T_{i,j+1} - T_{i,j}}{\Delta t} \tag{24}$$

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{T_{i,j+1} - 2T_{i,j} + T_{i,j-1}}{\Delta x^2} \tag{25}$$

Remplaçant les termes discrétisés dans l'équation de la chaleur

$$T_{i+1,j} = (1 - 2r)T_{i,j} + r(T_{i-1,j} + T_{i+1,j}) \tag{26}$$

Avec les conditions initiales et aux limites :

$$T_{0,j} = T_0 \cos \omega j + T_i \tag{27}$$

$$T_{x,0} = \frac{(1 - \alpha_{sol})G + h_r T_{amb} + (h_r - h_e) \frac{b_{lat}}{a_{lat}}}{h_e} \tag{28}$$

Avec : $h_e = h_{eq} + h_{sur} \cdot c_{lat} a_{lat} f$ (29)

$$h_r = h_{eq} + h_{sur} a_{lat} c_{lat} f .ra$$

$$h_{sur} = 0.5 + 1.2\sqrt{v}$$

La condition aux limites à $x=3m$ (isotherme) on aura $\frac{\partial T}{\partial x} = 0$ (30)

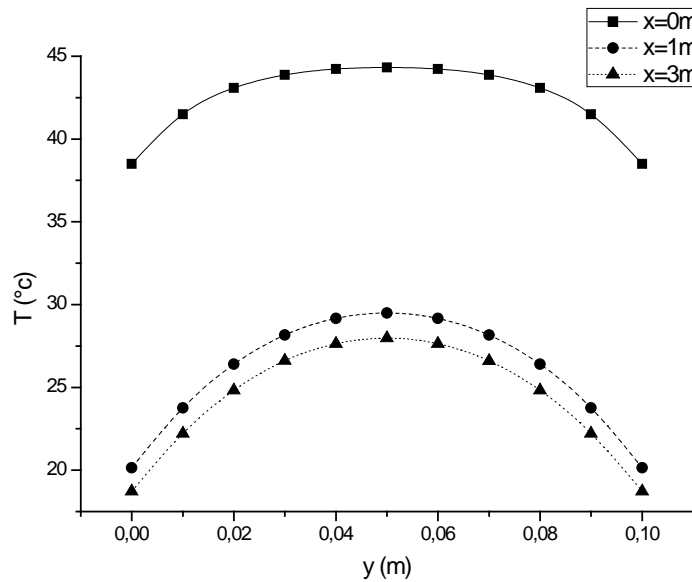


Figure III.5 : Représentation graphique de T en fonction de la direction longitudinale y pour différentes profondeurs x

La température du sol en fonction de sa direction longitudinale y peut être considéré comme négligeable, les échanges par conduction dans la direction de la profondeur sont prépondérants. [3]

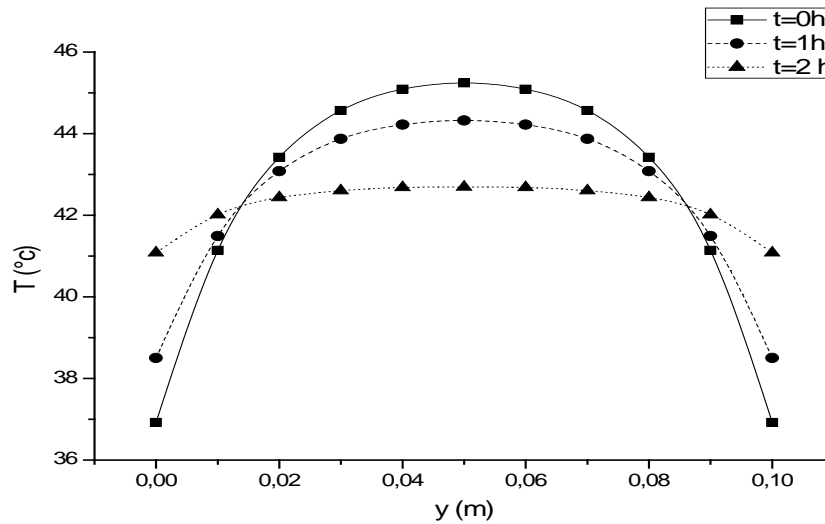


Figure III.6: Représentation graphique de T en fonction de la direction longitudinale y pour différents temps à une profondeur de 3m

III.4.1. Etude des échanges thermiques à l'intérieur du tube

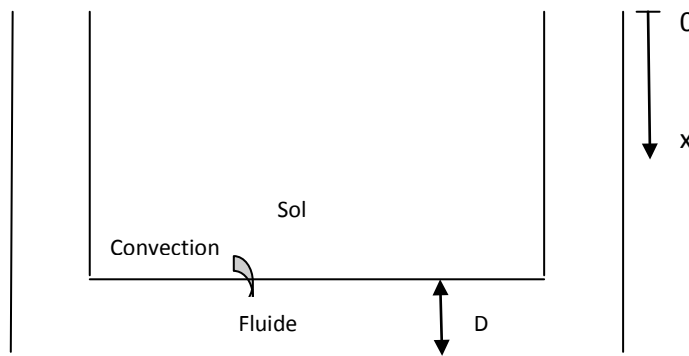


Figure III .7: Modélisation de l'échangeur

Les transferts de chaleur qui s'effectuent simultanément avec des transferts de masse sont dits transferts de chaleur par convection.

L'équation du bilan thermique s'écrit :

$$\rho \frac{dE}{dt} = \text{div}(\lambda \overrightarrow{\text{grad}T}) - P \text{div} \vec{q} + \phi \tag{31}$$

➤ le mouvement du fluide est unidirectionnel

➤ l'écoulement est permanent : $\frac{\partial T}{\partial t} = 0$

$$\rho C_v u \frac{\partial T}{\partial x} = \lambda_f \left[\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right] + \mu \left(\frac{\partial u}{\partial r} \right)^2 \quad (32)$$

Admettant les hypothèses suivantes :

➤ Le fluide est incompressible : $div \vec{q} = 0$

➤ Les propriétés physiques du fluide sont constantes.

➤ La dissipation visqueuse $\mu \left(\frac{du}{dr} \right)^2$ et la conduction longitudinale $\lambda_f \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right]$ sont négligeables.

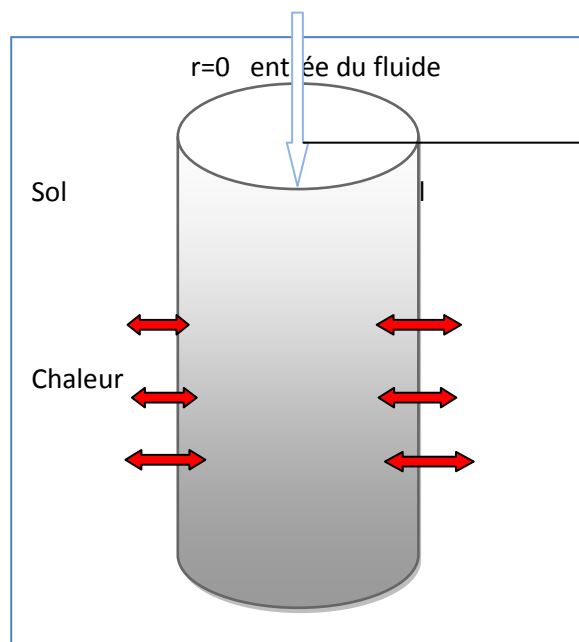


Figure III.8 : Echange de chaleur entre le fluide et le sol

Dans ce cas, l'équation du bilan thermique s'écrit :

$$\rho C_v u \frac{dT}{dx} = \lambda_f \left[\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \right] \quad (33)$$

$$u = \frac{2u_m}{R^2} (R^2 - r^2) \quad (37)$$

III.4.1.b. Résolution numérique

$$\frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\alpha_f}{u} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} \right) \quad (38)$$

La résolution de l'équation (30) s'effectue par la méthode des différences finies (schéma explicite),

$$\frac{\partial T}{\partial x} = \frac{T_{i+1,j} - T_{i,j}}{\Delta x} \quad (39)$$

$$\frac{\partial T}{\partial r} = \frac{T_{i,j+1} - T_{i,j}}{\Delta r} \quad (40)$$

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} = \frac{T_{i,j+1} - 2T_{i,j} + T_{i,j-1}}{\Delta r^2} \quad (41)$$

Après remplacement et arrangement on aura :

$$T(i+1, j) = (1 - a(j) - \frac{b(j)}{j \Delta r}) T_{i,j} + \left(\frac{a(j)}{2} + \frac{b(j)}{j \Delta t} \right) T_{i,j+1} - \frac{a(j)}{2} T_{i,j-1} \quad (42)$$

$$\text{Avec : } a(j) = u \cdot \Delta r \cdot \alpha \frac{\Delta x}{4} \left(1 - \frac{(j \Delta r)^2}{R^2} \right) \quad (43)$$

$$b(j) = \frac{a(j)}{2 \Delta r} \quad (44)$$

Tronçon vertical

Il est de 0 à 3m, les conditions initiales et aux limites sont :

$$T(0, j) = T_0 \cos \omega t + T_i \quad (45)$$

$$r = 0 \rightarrow \frac{\partial T}{\partial r} = 0 \quad (46)$$

$$r = R \rightarrow T = T_{sol}(x) \quad (47)$$

Tronçon horizontal

La longueur du tube est de 46 m, on adopte les conditions initiale et aux limites :

$$T(3, j) = T_{sol}(3, j) = 35^\circ \text{C} \quad r = 0 \rightarrow \frac{\partial T}{\partial r} = 0 \text{ symétrie.} \quad (48)$$

Au contact air sol, à la limite du rayon de l'échangeur la quantité de chaleur échangée par conduction est la même échangée par convection on aura donc :

$$\lambda \frac{dT}{dr} = h (T_{sol|_{r=R}} - T_a) \quad (49)$$

La température du sol à $r=R$ est une inconnue, d'autre part elle doit dépasser 18°C (température du sol sans échangeur à 3m est égale à 19°C). Lorsque on introduit

l'échangeur à 3m contenant de l'air chaud, la température du sol augmente du fait que le fluide échange sa chaleur avec le sol mais cette température n'atteint pas les 35°C (condition initiale), on peut conclure que $T_{sol_{r=R}} \in [20, 34]^{\circ}C$.

III.5. Etude expérimentale

L'objet est de placer un échangeur air sol en PVC, faire circuler de l'air à l'intérieur pour épuiser du froid au sol et l'intégrer dans la pièce à rafraichir

III.5.1. Site et description du dispositif expérimental

Le banc des essais expérimentaux est monté sur le site de l'université de Biskra. Il s'agit d'un réseau de quatre tronçons de tube en PVC haute pression d'une longueur totale de 50 m. Le diamètre interne du tube est de 110 mm. L'ensemble est placé à une profondeur de 3 m sous une pente de 2 %. Pour le site de Biskra, cette profondeur (3 m) a été déterminée préalablement grâce à une étude effectuée en fonction des données locales du site) [3]. Les tubes sont disposés et espacés les uns des autres d'une distance entre axes de 2 m. Une fosse de réception en béton est construite à la sortie de l'échangeur. Un extracteur d'air de débit variable est placé à l'entrée de l'échangeur. Une série de sondes thermiques a été placées le long de l'échangeur de l'entrée jusqu'à la sortie. Des sondes thermiques ont été placées le long de l'échangeur de l'entrée jusqu'à la sortie fig. (III.9).



Figure III.9 : Tranchées pour installation de l'échangeur enterré air/sol

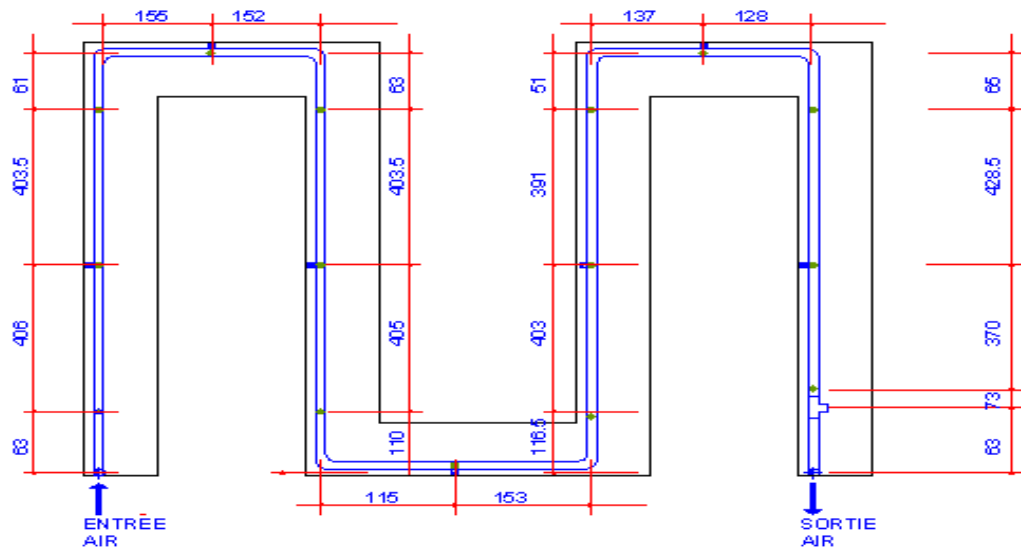


Figure III.10 : Disposition des sondes le long de l'échangeur

III.5.2. Instruments de mesure

L'acquisition des paramètres climatiques (température, humidité relative et vitesse de l'air) est effectuée par le biais d'instruments de mesures à affichage digitale de type KIMO, il s'agit d'un anémomètre à hélice KIMO LV 110 pour mesurer la vitesse de l'air (0,25 à 35 m/s) juste à la sortie de l'échangeur enterré Fig.(III.14) et d'un hygromètre de type KIMO HD 100, Fig.(III.13) dont la plage de mesure pour l'humidité relative est comprise entre 5 à 95 % et la température entre -20 à $+70^{\circ}\text{C}$, ceci est pour mesurer l'humidité relative et la température de l'air avant et après le soufflage un extracteur Fig.(III.12) dans l'échangeur.



Figure III.11 : Extracteur d'air



Figure III.12 : Sondes de mesure de la température de l'air en circulation à travers l'échangeur et dans le sol



Figure III.13 : Hygromètre de type KIMO HD 100 pour mesurer l'humidité relative et la température de l'air



Figure III.14 : Anémomètre à hélice de type KIMO LV 110 pour mesurer la vitesse de et la température de l'air

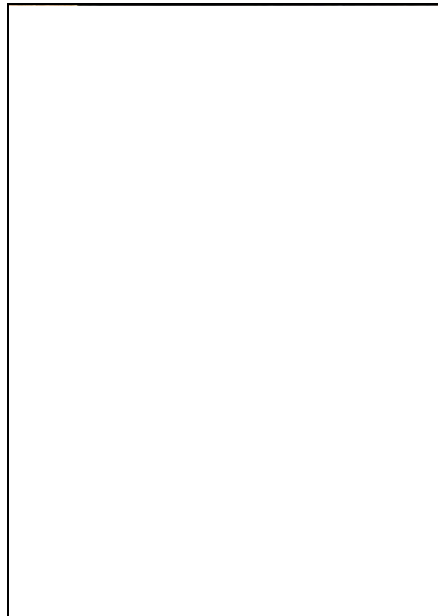


Figure III.16 : Solarimètre pour mesurer le rayonnement solaire global

III.5.3. La variation de la température ambiante moyenne et maximale du site de Biskra

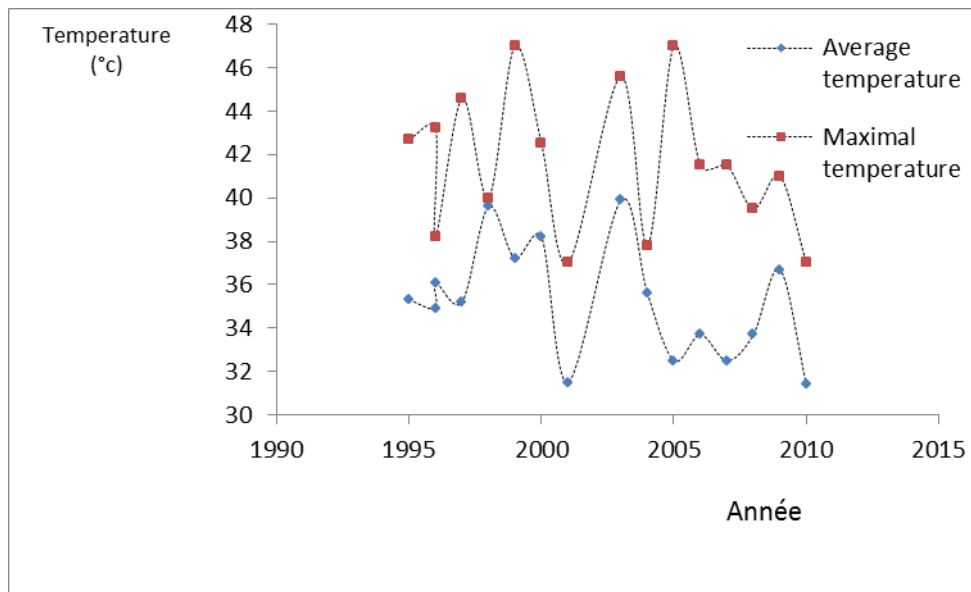


Figure III.15 : Variation de la température moyenne et maximale du site de Biskra

La courbe suivante fait la comparaison avec les résultats numériques et expérimentaux pour décider de la bonne valeur de la température de contact air-sol.

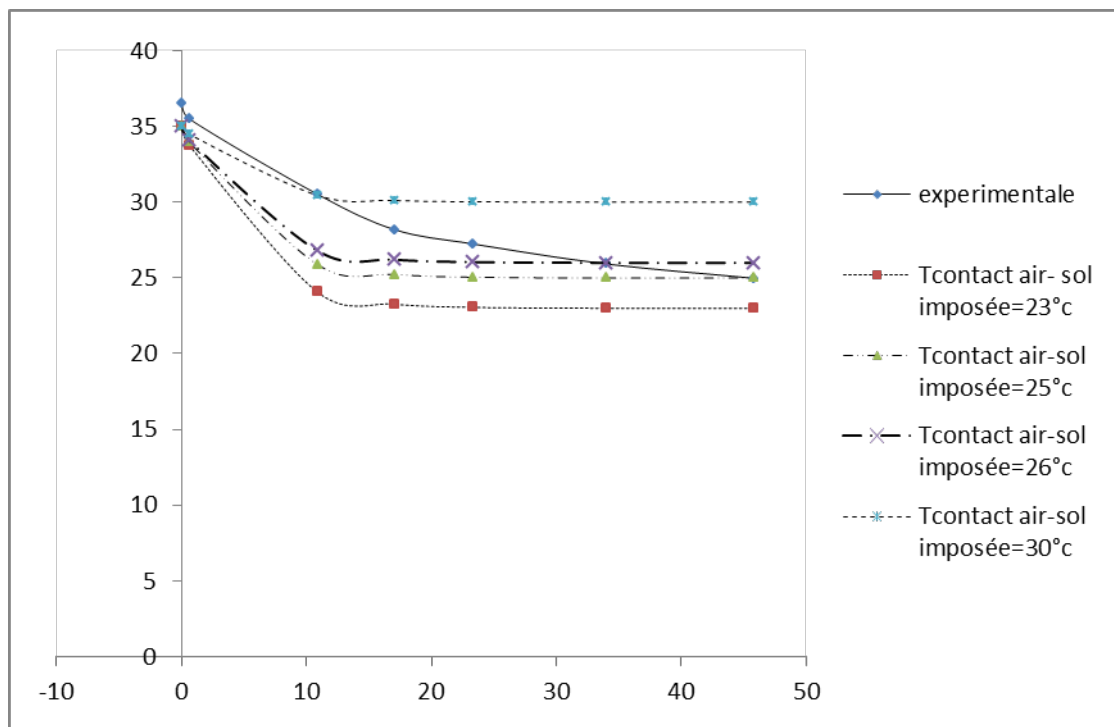


Figure III.16 : Estimation de la température à la condition aux limites

D'après la figure ci-dessus, la courbe qui se rapproche le plus de la courbe expérimentale est celle ayant la température de 26 °C.

III.6. Résultats et discussions

III.6.1. Variation de la température de l'air: comparaison

Dans les figures qui suivent on présente une comparaison entre les résultats calculés à partir des différents modèles obtenus et ceux obtenus expérimentalement pour différents débits.

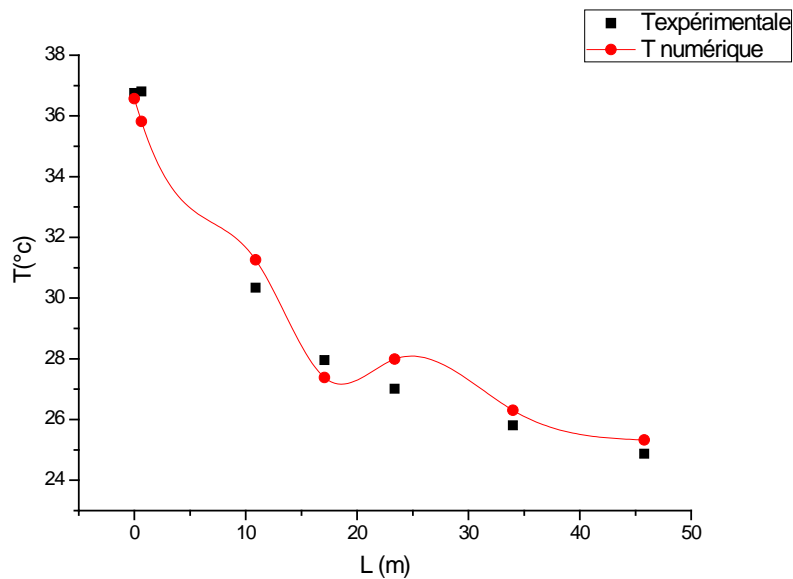


Figure III.17 : La variation de la température de l'air à l'intérieur de l'échangeur en fonction de sa longueur à une vitesse de 4.8 m/s

Les résultats expérimentaux issus des mesures effectués sont montrés sur la figure ci-dessous. On remarque une chute de la température de l'air de l'entrée jusqu'à la sortie. Il est à noter un écart important, entre la température de l'air dans l'échangeur et celle de l'air extérieur. Cet écart diminue progressivement jusqu'à ce que la température de l'air tende vers la température du sol.

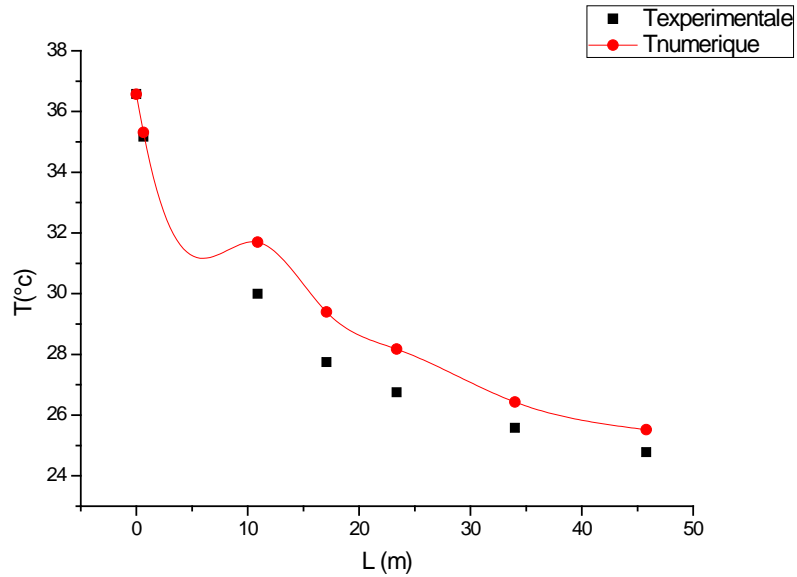


Figure III.18: La variation de la température de l'air à l'intérieur de l'échangeur en fonction de sa longueur à une vitesse de 4.6 m/s

Les résultats obtenus montrent l'existence d'un écart entre le modèle numérique et les résultats expérimentaux. Ceci est dû aux hypothèses considérées et principalement aux valeurs approximatives des propriétés physico-chimiques du matériau du conduit, du sol et celles du fluide. En effet nous n'avons pas de données exactes issues d'analyses spécifiques faites. La plupart des données utilisées dans les calculs sont prises des tableaux.

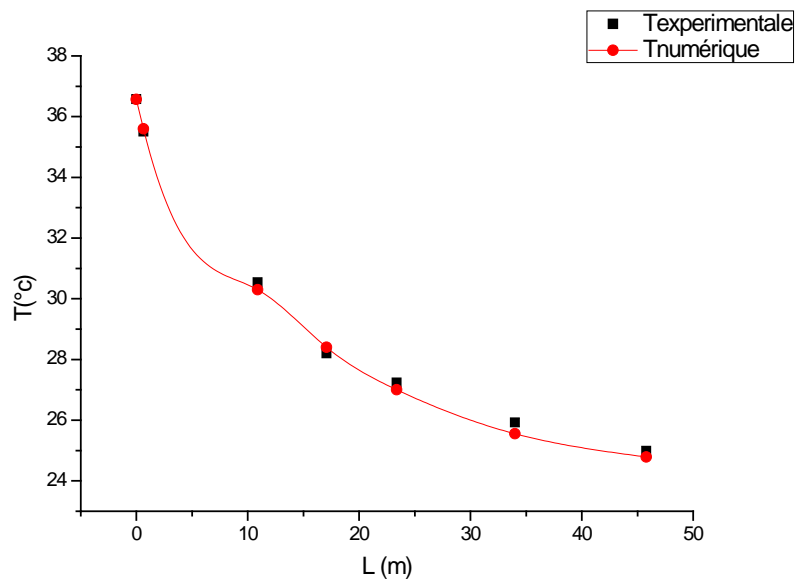


Figure III.19 : La variation de la température de l'air à l'intérieur de l'échangeur en fonction de sa longueur à une vitesse de 5.5 m/s

La chute de température de l'air à l'intérieur de l'échangeur est observée dès les premiers mètres suivis par une diminution progressive jusqu'à la sortie. Les résultats numériques se rapprochent de celles expérimentaux, l'écart est dû aux irrégularités telles que les coudes et les joints pour les installations expérimentales et aussi aux hypothèses posées au départ lors de la modélisation.

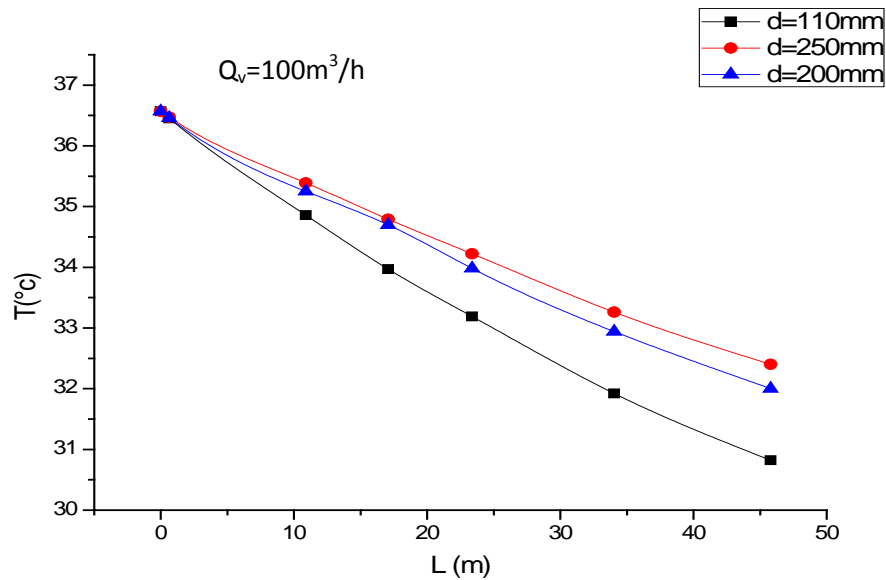


Figure III.20 : La variation de la température de l'air à l'intérieur de l'échangeur en fonction de sa longueur pour un débit de $Q_v=100\text{m}^3/\text{h}$

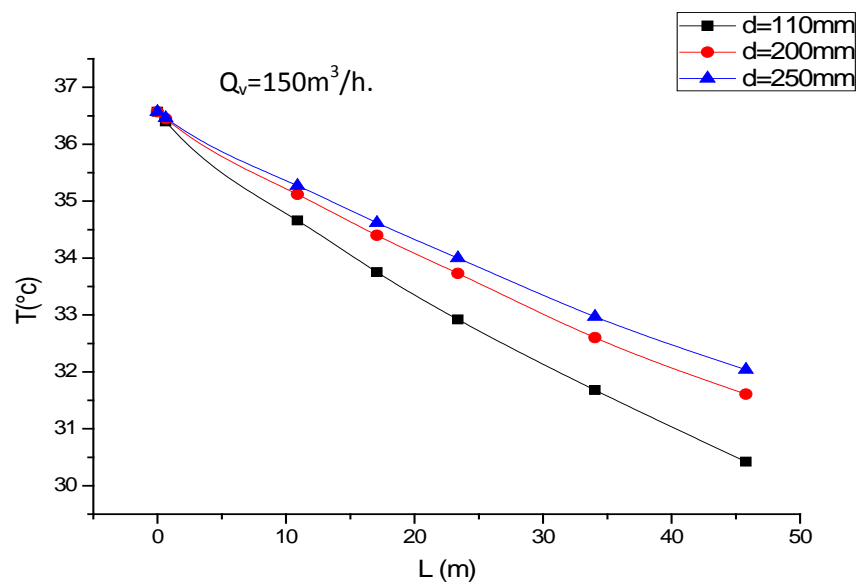


Figure III.21 : La variation de la température de l'air à l'intérieur de l'échangeur en fonction de sa longueur pour différents diamètres

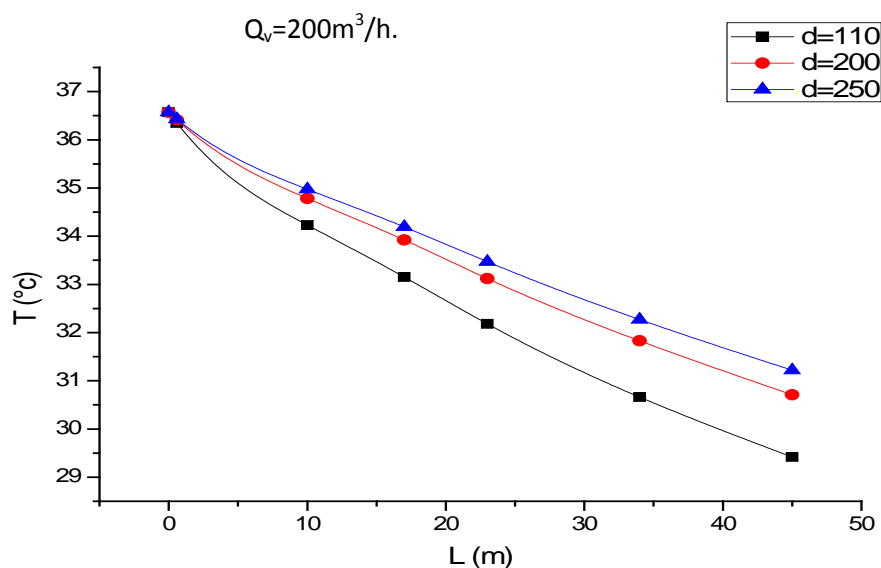


Figure III.22 : La variation de la température de l'air à l'intérieur de l'échangeur en fonction de sa longueur pour différents diamètres

Pour un débit constant, le diamètre de l'échangeur doit être considéré comme un paramètre qui influence sur la température de l'air et par conséquent sur l'efficacité du puits.

Plus on implante des échangeurs de petits diamètres plus on aura une diminution de température de l'air.

Calcul des charges d'un local

Le confort des occupants d'un bâtiment est perturbé par des contraintes dues à l'environnement intérieur et extérieur. Ces contraintes créent des charges variées et importantes du fait qu'elles diminuent l'efficacité du système de climatisation.

Le local choisi est une salle de séjour de 17 m^2 de surface et de hauteur égale à 2.5 m . Le local fait partie d'un bâtiment considéré à densité moyenne, ce bâtiment se situe dans la wilaya de Biskra caractérisée par un climat sec et très chaud avec une latitude $34^\circ 48'$ nord orienté plein sud avec un nombre d'occupants égale à cinq assis en activité moyenne la salle de séjour est éclairée.

La température de confort imposée est de 25°C avec un degré hygrométrique de 50% tandis que la température de base est de 40.86°C .

Le nombre des occupants est de 5 personnes assis en travail modéré.

Le temps d'occupation est de 5 heures.

Les charges d'un local se répartissent globalement en deux grandes catégories :

<i>Charges internes</i>	<i>Charges externes</i>
Occupants	Ensoleillement
Machines	Infiltration d'air
Eclairage	Conduction
Evaporation	Convection

1.1. Les charges internes

Elles englobent les charges dues aux occupants, machines éclairage et évaporation.

I.1.a Charges dues aux occupants :

Ces charges représentent la somme des apports en chaleur sensibles HS et latents HL et par conséquent les apports en chaleur totale ($HT = HS + HL$) dépendent:

- Des paramètres du climat intérieur (température sèche, humidité)
- Des paramètres liés à l'individu (sexe, âge, activité)
- De l'inertie du local.
- De la durée d'occupation

Les valeurs à prendre en compte sont dans le tableau A1 cité en annexe.

Les apports en chaleur sensible sont décalés dans le temps en raison de l'accumulation de la chaleur dans les murs.

$$HRS = C \cdot HS$$

Avec:

HRS: apports réels en chaleur sensible.

HS: apports instantanés en chaleur sensible.

C: coefficient de correction (restitution) qui tient compte du temps d'occupation total et de l'inertie du bâtiment (tableau A2 annexe 2)

Application numérique

$$HRS=72*77$$

$$HRS=5544W.$$

$$HL=110W$$

Comme les apports en chaleur latente sont immédiats, on a donc des apports réels totaux HRT tels que:

$$HRT= HRS+ HL= C .HS+ HL$$

$$HRT=110+5544$$

$$HRT=5664W$$

I.1.b Charges dues aux machines :

On distingue deux types de machines:

- celles qui apportent uniquement de la chaleur (moteur électrique, machine de bureau: ordinateur, photocopieuse...etc.)
- celles qui apportent de la chaleur et de l'humidité (machine à laver, four...etc.)

Les valeurs des apports calorifiques des machines sont généralement données par les constructeurs (sous forme de puissances électriques et de rendements par exemple)

Une machine absorbe pour son fonctionnement une puissance de 1KW dégage en une heure d'utilisation continue 1KWh, on peut citer quelques appareils électriques et leurs puissance pour une durée de 60 mn.

Ordinateur : 100W

Téléviseur : 175W

Démodulateur : 11W.

$$Q_m=P*D/60$$

Q_m : l'apport de chaleur des machines

P : la puissance de l'appareil

D : la durée d'utilisation en minutes

Application numérique

$$Q_m = (175+100+11)*60/60$$

$$Q_m=181W$$

I.1.c Charges dues à l'éclairage :

Les apports dus à l'éclairage se font par convection et rayonnement.

Suivant le type d'éclairage l'un ou l'autre des modes de transfert de chaleur est prépondérant:

Type d'éclairage	Rayonnement		Convection
	Lumineux	Infrarouge	
Lampe à incandescence	10%	70%	20%
Lampe à fluorescence	20%	30%	50%

$$H = M \cdot W_{abs}$$

H: apports réels en [W]

W_{Abs} : puissance électrique réellement installée pour l'éclairage

M: coefficient de correction fonction du type d'éclairage, du temps écoulé après allumage, de l'inertie du bâtiment, durée d'éclairage, durée de fonctionnement de la climatisation

Application numérique

$$H=100*0.75$$

$$H=75W$$

Remarque:

Si l'éclairage reste allumé pendant toute la durée de fonctionnement de l'installation, on prendra un coefficient $M=1$.

I.1.d Charges dues à l'évaporation :

Elle concerne les apports en humidité provenant de l'évaporation d'un plan d'eau

Le débit massique m_v d'eau évaporée (en $\text{kg}/\text{h}/\text{m}^2$) est fonction:

- De la vitesse de l'air (m/s).
- De la pression de vapeur saturée et immobile en contact avec l'eau P_{vs} (Pa)
- De la pression partielle de vapeur d'eau de l'air ambiant P_v (Pa).

$v_{\text{air}} < 0,1 \text{ m/s}$	$v_{\text{air}} > 0,1 \text{ m/s}$
$m_v = 1,35 \cdot 10^{-4} \times (P_{vs} - P_v)$	$m_v = 1,35 \cdot 10^{-4} \times (1 + v_{\text{air}}/1,16) \times (P_{vs} - P_v)$

Ce type de charges n'est pas pris en considération.

II. LES CHARGES EXTERNES

Durant la période estivale, les apports thermiques de l'extérieur ne sont pas seulement dus à la transmission thermique par les parois en fonction du ΔT extérieur/intérieur mais aussi par insolation.

II.1 Charges dues aux infiltrations d'air

Les infiltrations d'air dépendent de l'étanchéité à l'air des menuiseries ainsi que de la différence de pression entre l'intérieur et l'extérieur du bâtiment.

Si le local est en surpression il n'y a pas d'infiltration par contre si la pression relative du local est nulle ou si le local est en dépression, il faudra tenir compte des charges dues aux infiltrations.

II.1.a Les apports en chaleur sensible

$$H_s = q_{\text{mas}} \cdot C_{p,\text{air}} \times (T_e - T_i)$$

Avec:

T_e, T_i : température intérieure et extérieure ($^{\circ}\text{C}$).

$C_{p\text{Air}}$: chaleur massique de l'air.

$q_{m_{as}}$: débit massique d'air infiltré, déterminé à partir du tableau ci-dessous:

Nbre de parois extérieures possédant un ouvrant	Q_m d'infiltration en kg/h/m ³ de local
1	1.1
2	1.8
3	2.2
4	2.5

Application numérique

$$H_s = 1.1 * 1.01 * 10^3 * 15.86$$

$$H_s = 17.62 \text{ KW}$$

Les apports en humidité

$$q_{mvap} = q_{mas} \times (r_{se} - r_{si})$$

Avec:

r_{se}, r_{si} : humidité spécifique de l'air intérieur et de l'air extérieur en (kg/kgAS).

T_i, r_{si}, h_i ne varient pas par contre T_e, r_{se}, h_e évoluent tout au long de la journée.

II.2 Charges dues aux vitrages

Ce sont les apports les plus importants, ils peuvent représenter jusqu'à 80% des charges d'un bâtiment.

$$\varphi = (\tau + 0,4 \times \alpha) \times \varphi$$

La valeur des apports effectifs j sont données dans des tableaux en fonction: du mois, de l'orientation, de l'heure, de la latitude, pour un vitrage ordinaire de 3mm d'épaisseur avec un encadrement en bois et pour une altitude aux conditions de trouble minimal.

Calcul des apports solaires par un vitrage.

$$Q_v = (\tau + 0,39 * \alpha) \phi$$

Les charges totales

$$Q_{\text{apports}} = 2,8 \text{ KW}$$

$$Q_{\text{geothermie}} = 0,04 * 1,01 * 1000 * 20$$

$$= 997 \text{ W}$$

III.7. Conclusion

L'échangeur air sol peut être influencé par plusieurs paramètres, une étude paramétrique est mise en œuvre pour connaître en premier lieu la profondeur d'enfouissement de l'échangeur, autrement dit chercher la profondeur au delà de laquelle la température du sol reste constante. Une fois l'échangeur est placé, une comparaison des résultats numériques et expérimentaux pour valider le modèle proposé, pour qu'il soit par la suite utilisé en l'absence de mesures.

L'étude nous a permis de tirer les points suivants :

- La nature du sol est un facteur prépondérant, toute étude du sol considéré donne une idée sur la faisabilité du système.
- La profondeur d'enfouissement de l'échangeur doit être connue, elle influence le coût du système et par conséquent sa rentabilité.
- Il est inutile d'utiliser des échangeurs de grandes longueurs.
- Les résultats numériques sont proches de ceux expérimentaux, on peut considérer ce modèle pour d'autres sites.

IV.1. Introduction

Les applications de l'énergie solaire peuvent être regroupées en trois catégories principales : les applications à hautes températures ; les concentrateurs solaires solaires les applications à basses températures (les capteurs plans comme destinés pour le chauffage, la réfrigération et le séchage...etc.).

Les capteurs solaires à air sont des convertisseurs d'énergie très utiles pour diverses applications entre autre le chauffage. Ils présentent de faibles performances thermiques comparativement aux capteurs à eau cela est essentiellement dû aux faibles propriétés thermo-physiques de l'air.

Pour accroître les performances de ces capteurs, différentes méthodes ont été étudiées par plusieurs chercheurs. L'une de ces méthodes préconise l'ajout d'obstacles ou d'ailettes de diverses formes dites 'chicanes' dans la veine d'écoulement de l'air.

L'amélioration des performances des capteurs solaires plans consiste à limiter les pertes thermiques entre l'absorbeur et l'environnement. Plusieurs approches ont été développées, on peut citer :

A. Ahmed-Zaïd et al [2], présentaient une comparaison entre les résultats obtenus dans les cas du capteur solaire muni d'obstacles et du capteur sans obstacles (SC). Les différentes formes étudiées, à la fois simples et intéressantes, les chicanes Delta Cintrées Longitudinalement (DCL), Ogivales Cintrées Longitudinalement (OCL) et Transversales-Longitudinales (TL).

Dans le but d'améliorer les performances des capteurs solaires à air, K. Aoues et al [44] ont introduit dans la veine d'air mobile des chicanes qui jouent un rôle à double aspect, favorisant le transfert thermique au fluide caloporteur :

- Elles permettent de rendre l'écoulement turbulent à proximité de la plaque chaude.
- Elles prolongent le parcours du fluide caloporteur.

La veine d'air dynamique du capteur est de 25mm de hauteur, comprise entre la plaque absorbante et une plaque en acier galvanisé placée sur l'isolant, cette veine est équipée de rangées d'obstacles métalliques minces soudées perpendiculairement à l'écoulement de l'air sur la plaque inférieure. Ces obstacles présentent une différence dans la forme résidant dans la partie inclinée d'angle α respectivement égale à 60° (modèle 1) et 120° (modèle 2).

Après une série de tests expérimentaux, les auteurs ont conclu que la géométrie de passage dans la section droite perpendiculaire à l'écoulement joue un rôle important et que les chicanes du modèle 1 sont les mieux adaptées. Cela s'explique par le fait que les chicanes du modèle 1 permettent l'orientation du fluide caloporteur en écoulement vers la plaque absorbante, d'où l'augmentation des échanges convectifs.

K. Aoues et al [45] ont menés un travail théorique en vue d'améliorer le coefficient de transfert convectif entre l'air et l'absorbeur, en plaçant des chicanes cylindriques perpendiculaire à l'écoulement dans la veine d'air dynamique entre l'absorbeur et l'isolant, l'objet était de comparer trois configurations :

- Un capteur plan à air dépourvu de chicanes.
- Un capteur plan à air muni de chicanes cylindriques en rangés alignées.
- Un capteur plan à air muni de chicanes cylindriques en quinconces

Les résultats ont montrés que le meilleur rendement obtenu est celui de la configuration avec des chicanes cylindriques en quinconce.

A. Labed et al [46] ont menés des travaux expérimentaux et théoriques afin d'améliorer les performances du capteur solaire plan à air en introduisant un nouveau modèle de rugosité artificielle. Il s'agit de petits canaux, dont la base est de forme trapézoïdale d'une hauteur de 25 mm, elles sont placées entre les deux plaques en acier galvanisé.

Les auteurs ont conclu que les chicanes introduites dans la veine d'air agissent favorablement sur le transfert thermique, cependant elles engendrent des pertes comparativement à un canal lisse.

S. Youcef-Ali [47] a étudié expérimentalement un capteur solaire, auquel il a ajouté des plaques rectangulaires minces orientées parallèlement à l'écoulement et soudées à la face inférieure de l'absorbeur, d'autre part, il a comparé expérimentalement le cas d'un capteur à doubles couvertures à celui à triples couvertures.

L'auteur a montré que les plaques ajoutées augmentent le transfert thermique entre l'absorbeur et l'air ce qui réduit les pertes vers l'extérieur, et par conséquent un rendement supérieur à celui d'un capteur avec un absorbeur plat et simple.

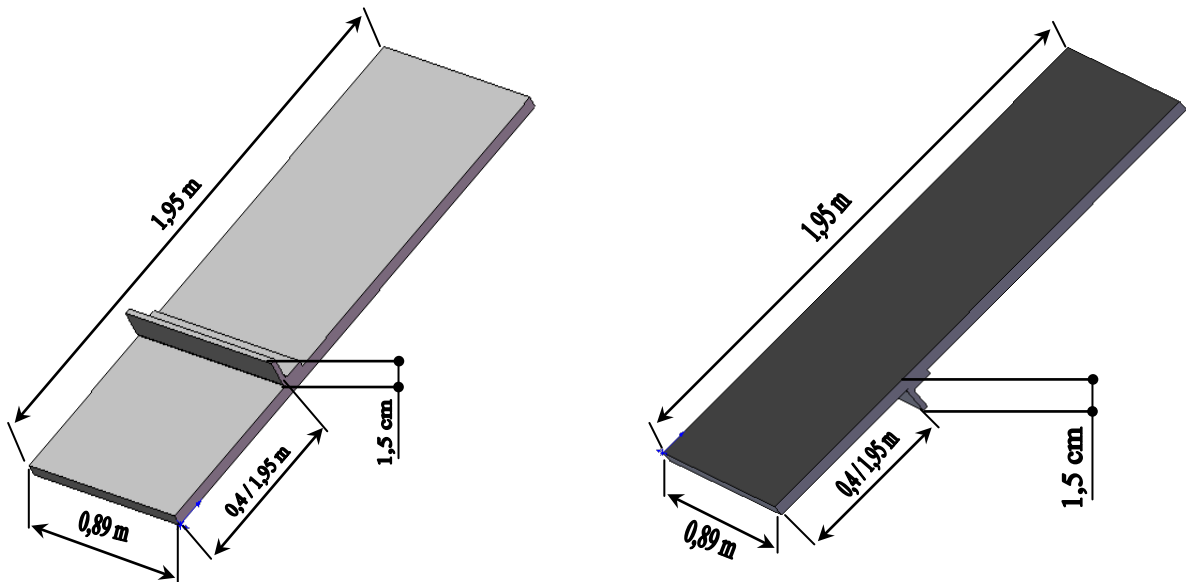
Dans le but d'améliorer l'efficacité d'un capteur solaire à air, N. Moumami et al [51] ont créés un écoulement turbulent entre l'absorbeur et la plaque arrière par l'utilisation des

obstacles rectangulaires perpendiculaires à l'écoulement, et qui permettent de réduire les zones mortes.

IV.2. Site et dispositif expérimental

Les expériences sont faites pour le site de Biskra, caractérisé par son climat saharien, située à une latitude de $34^{\circ}48'$ nord et une longitude de $5^{\circ}44'$ Est, son altitude par rapport au niveau de la mer est 85m, la pression atmosphérique à cette altitude est 1,004 Bar.

L'objectif de cette étude est de voir la meilleure façon d'augmenter l'échange par l'adjonction de chicanes dans la veine d'air mobile. Il s'agit de choisir la meilleure position soit placée sous l'absorbeur ou bien sur la plaque inférieure du canal d'écoulement (fig IV.1)



a. Chicane placée sur la plaque inférieure

b. Chicane placée sous l'absorbeur

Chicane: plaque métallique mince de 1.5 cm d'épaisseur.

Figure IV.1 : Schéma du modèle étudié

Le banc des essais a été conçu au département de génie mécanique. Il a les caractéristiques suivantes:

L'insolateur est orienté face au sud, incliné à la latitude de Biskra est caractérisé par :

- Une longueur $L_c=1.95$ m.
- Une largeur $l=0.89$ m.

- Un absorbeur plat en galvanisé peint en noir mat d'épaisseur égale à 4 mm.
- Un espace absorbeur-vitre égale à : 2 cm.
- Un espace entre plaque inférieure-absorbeur égale à 2,5 cm.
- L'isolation est en polystyrène, d'épaisseur 4 cm
- Une vitre de protection, en verre d'épaisseur égale à 5 mm
- Le coefficient d'absorptivité (absorbeur) $\alpha_{\text{abs}} = 0.95$,
- Le coefficient d'absorptivité (vitre) $\alpha_v = 0.06$,
- L'émissivité de la plaque arrière $\varepsilon_{Al} = 0.25$,
- L'émissivité de l'absorbeur peint en noir mat $\varepsilon_{\text{mat}} = 0.95$,
- L'émissivité du vitrage $\varepsilon_b = 0.93$,
- Le coefficient de transmissibilité du vitrage $\tau_v = 0.84$
- L'écoulement est en dessous de l'absorbeur.
- L'inclinaison du capteur $i = 34,8^\circ$ (latitude de Biskra)



Figure IV.2 : Dispositif expérimental.

Les tests expérimentaux ont permis la collecte des valeurs de l'irradiation, des températures de sortie du capteur et par la suite l'évaluation de ses performances. Les mesures du flux solaire incident (global et diffus) sur la surface du capteur sont effectuées à l'aide d'un pyranomètre "Kipp & Zonnen".

Les mesures des températures dans la veine d'écoulement sont effectuées à l'aide des sondes de types 'K' et 'J'. Les températures de la surface de l'absorbeur ont été mesurées par des sondes de surfaces "Komark" de type : K(NiCr/NiAl) et de référence : BS4932K. Les résultats ont été acquis à l'aide des enregistreurs de températures à 12 voies et de type "Philips".

IV.3. La variation du rayonnement solaire

Les tests expérimentaux ont été effectués sur des journées s'étalant sur la période Mars, Avril, et Mai. La figure IV.3 illustre une collecte de mesure du rayonnement solaire pour quelques journées.

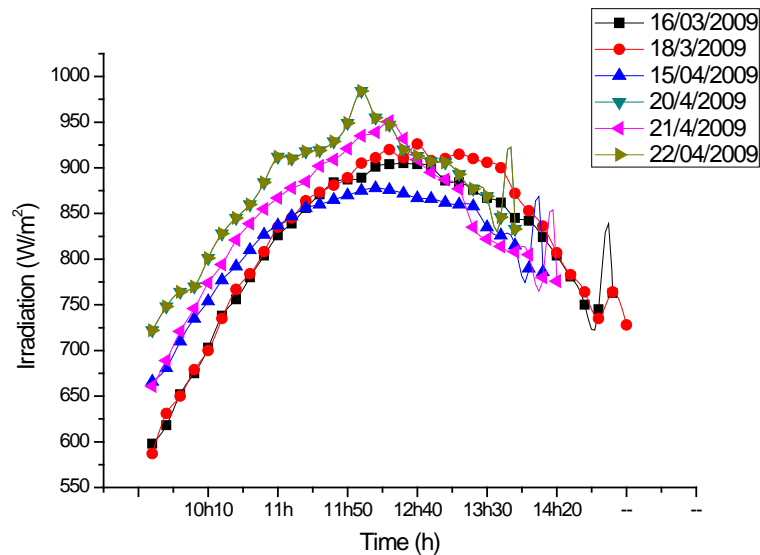


Figure IV.3 : Variation de l'irradiation en fonction du temps

Le rayonnement solaire reçu évolue selon la demi-période d'une fonction sinusoïdale du lever au coucher du soleil. Il atteint son maximum au midi solaire puis diminue jusqu'à son minimum en fin de journée.

IV.4. La variation de la température de sortie du capteur plan (convection naturelle)

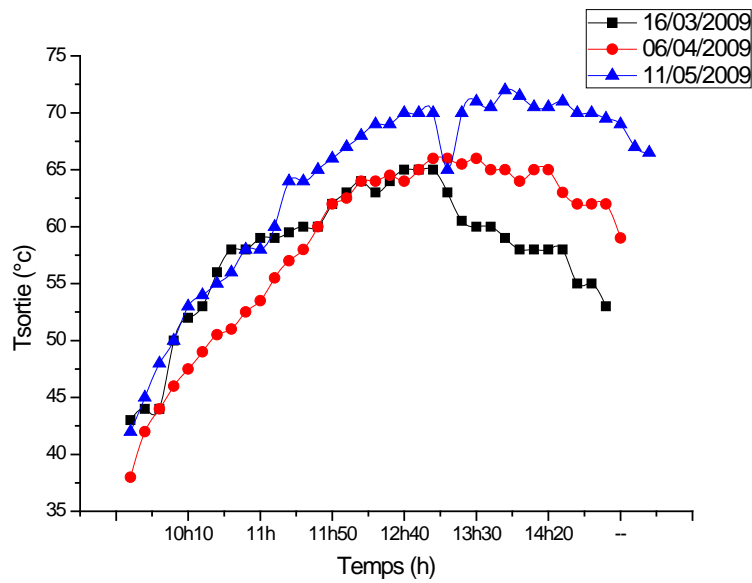


Figure IV.4. Variation de la température de sortie en fonction du temps

Les courbes ci-dessus représentent l'évolution de la température de sortie du capteur solaire à air relevée expérimentalement pour quelques journées. On remarque que le profil de la température de sortie suit la même allure que le rayonnement solaire. Les fluctuations sont dues aux passages nuageux.

IV.5. Effet des chicanes sur l'évolution de la température de sortie du capteur

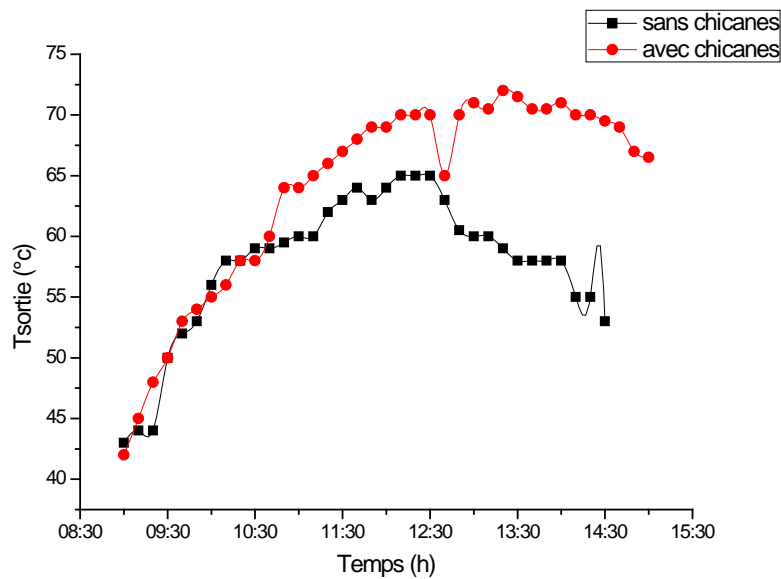


Figure IV.5 : Variation de la température de sortie en fonction du temps avec et sans chicanes

La température de sortie du capteur augmente considérablement avec la présence de chicanes. Ces dernières jouent un rôle très important dans l'amélioration des performances, le choix des formes géométriques des obstacles utilisés doit satisfaire certains critères. En effet, la forme et la disposition des obstacles affectent l'écoulement d'air pendant sa trajectoire. Ils permettent l'orientation du fluide caloporteur en écoulement vers la plaque absorbante, d'où l'augmentation des échanges convectifs. Ils permettent également d'accroître la surface d'échange totale, assurent une bonne irrigation de l'absorbeur et réduisent les zones inactives (zones mortes) dans le collecteur.

IV.6. La variation du rendement pour un capteur avec et sans chicane :

Les courbes ci-dessous traduisent la variation du rendement du capteur avec et sans chicanes solaire en fonction du temps. L'écart entre les deux configurations est significatif. Les pics sont dus aux fluctuations du rayonnement solaire.

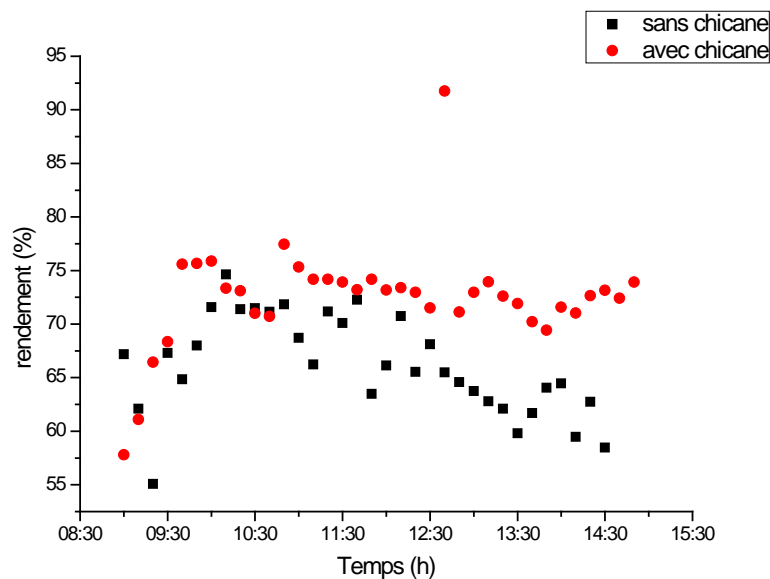


Figure IV.6 : Variation du rendement en fonction du temps

IV.7. Influence de la position des chicanes

Il est clair que les performances du capteur solaire s'améliorent en présence des chicanes. Il est certain également que leurs formes et dispositions engendrent des pertes de charges supplémentaires. Un compromis entre performances et pertes de charge doit être trouvé. L'idée principale dans cette étude est de choisir la meilleure position qui doit

satisfaire ces considérations. Il s'agit de voir l'influence de la position des obstacles, soit soudés sur la face inférieure de l'absorbeur ou bien installés sur la base du canal de l'écoulement, c'est à dire être sur la plaque inférieure. Pour cela, une comparaison des performances entre trois configurations différentes a eu lieu : la première est un capteur solaire plan à air sans chicane, la deuxième configuration est un capteur muni de chicane sur la plaque inférieure tandis que la troisième est un capteur avec chicane sous l'absorbeur dans le canal d'écoulement (Fig. IV.6). Ci –dessous les résultats des tests effectués

IV.8 Résultats et discussion

IV.8.1. Evolution de la température de l'air et celle de l'absorbeur pour différents débits et différentes configurations

Les figures qui suivent montrent l'évolution en fonction de la longueur, de la température de l'absorbeur et celle du fluide caloporteur pour différents débits et pour les configurations envisagées.

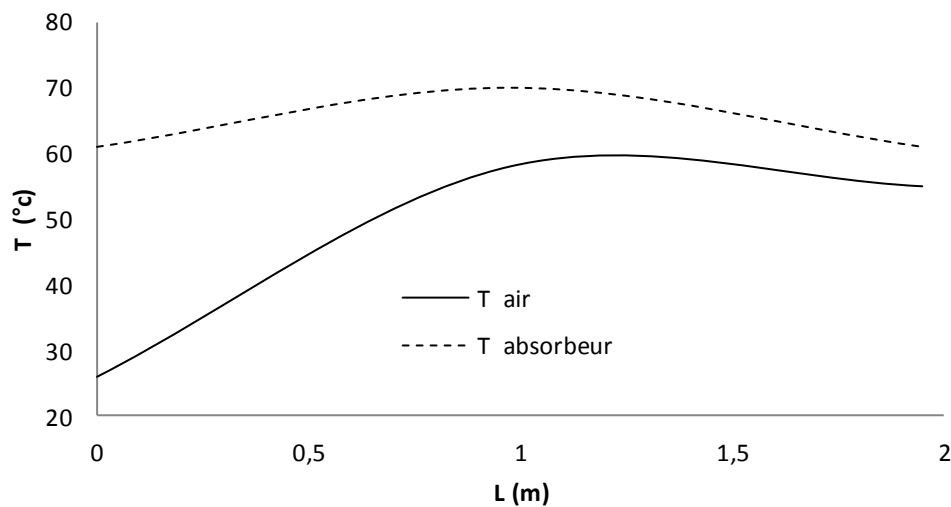


Figure IV.7 : Variation de la température de l'absorbeur et de l'air le long du capteur sans chicane ($60 \text{ m}^3/\text{h}$).

On remarque que la température du fluide caloporteur augmente de l'entrée jusqu'à une certaine longueur. Cette longueur dépend de la géométrie de passage. On constate qu'un écart des profils des températures de l'air et de l'absorbeur, qui est assez grand à l'entrée, diminue graduellement jusqu'à la sortie du capteur.

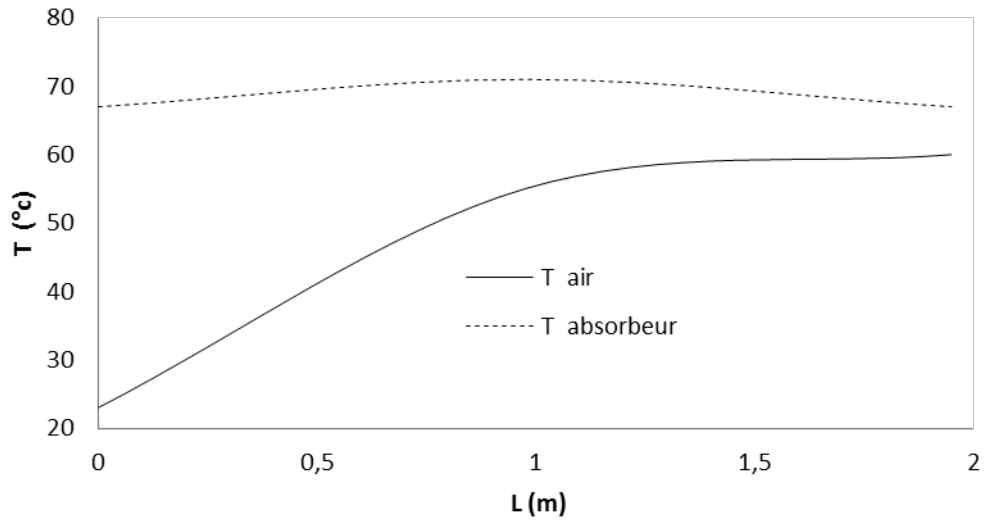


Figure IV.8 : La variation de la température de l'air et de l'absorbeur le long du capteur avec chicane sous l'absorbeur ($60 \text{ m}^3/\text{h}$)

La figure IV.8 traduit l'échange convectif entre l'air et l'absorbeur de l'entrée du capteur solaire jusqu'à la sortie et cela pour un débit constant égal à $60 \text{ m}^3/\text{h}$. L'écart entre la température de l'air et celle de l'absorbeur est grand à l'entrée puis commence à diminuer graduellement jusqu'à la sortie de l'insolateur.

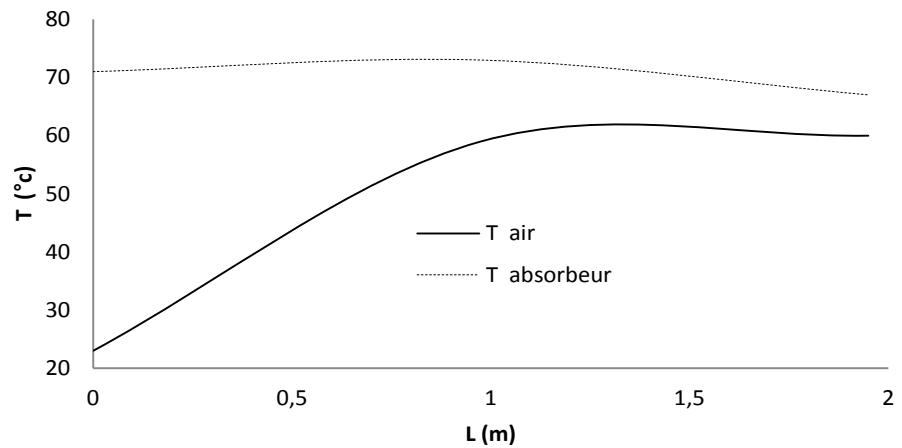


Figure IV.9 : Evolution de la température de l'absorbeur et de l'air le long du capteur avec chicane sur la plaque inférieure ($60 \text{ m}^3/\text{h}$)

Pour le même débit et par comparaison entre les deux configurations avec et sans chicanes fig : IV.7, IV.8, IV.9, il est à noter que la présence de chicane améliore le

rendement. A noter également que la disposition de la chicane sur la plaque inférieure est préférable.

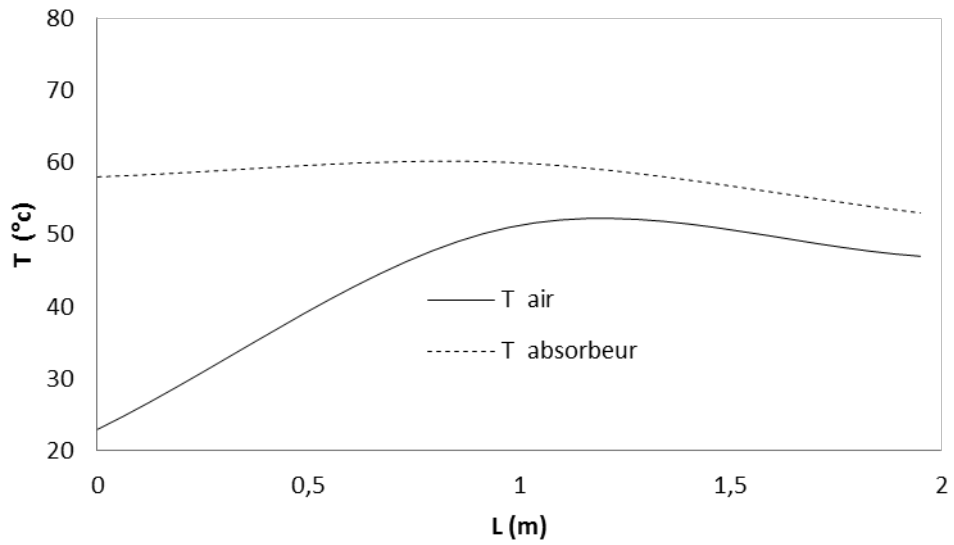


Figure IV.10 : Evolution de la température de l'absorbeur et de l'air le long du capteur sans chicane ($80 \text{ m}^3/\text{h}$)

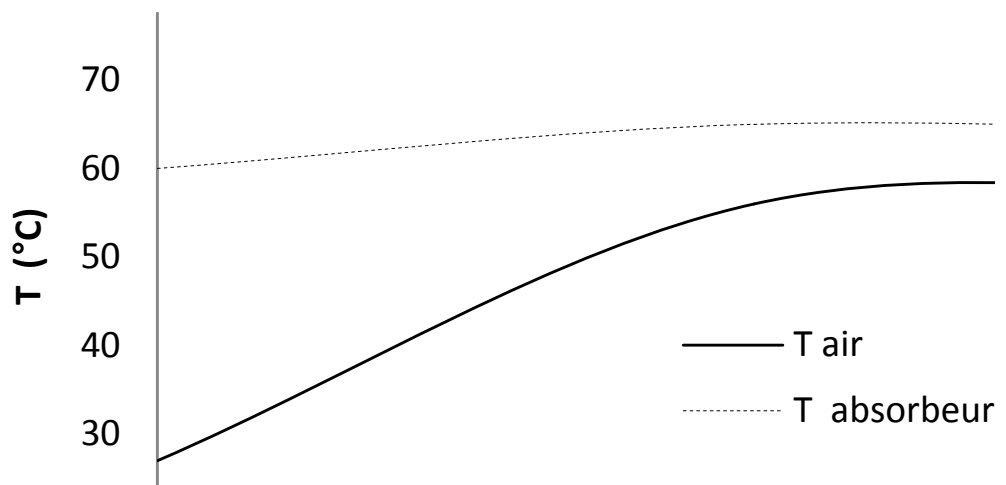


Figure IV.11 : Evolution de la température de l'absorbeur et de l'air le long du capteur avec chicane sous l'absorbeur ($80 \text{ m}^3/\text{h}$)

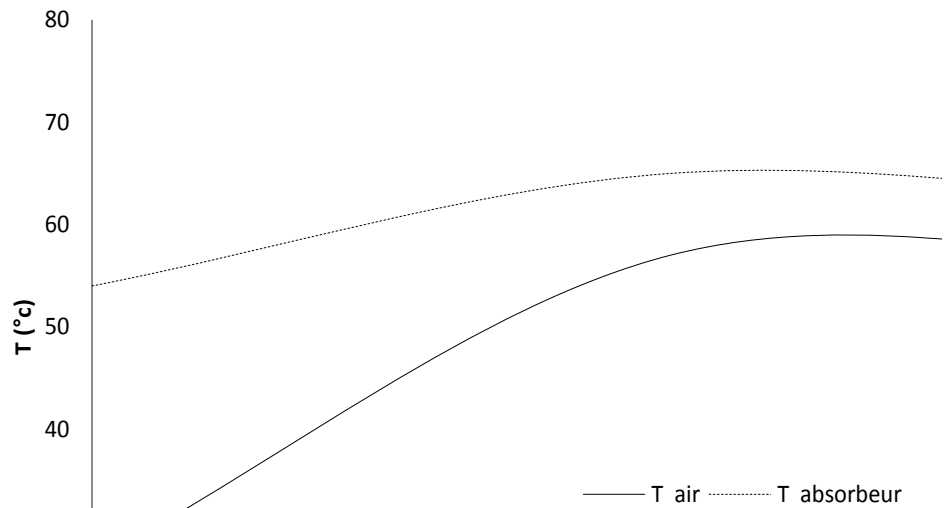


Figure IV.12 : Evolution de la température de l'absorbeur et de l'air le long du capteur avec chicane sur la plaque inférieure (80 m³/h)

L'écart entre la température de l'air et celle de l'absorbeur est d'autant plus petit que le débit diminue, car l'air séjourne plus dans le capteur et sa température augmente de plus en plus.

Les échanges thermiques entre l'air et l'absorbeur sont propulsés par les turbulences créées par l'intermédiaire de chicanes d'une part et l'augmentation du débit d'autre part (fig. IV.11et IV. 12).

IV.8.2. Variation du rendement en fonction du débit pour les différentes configurations

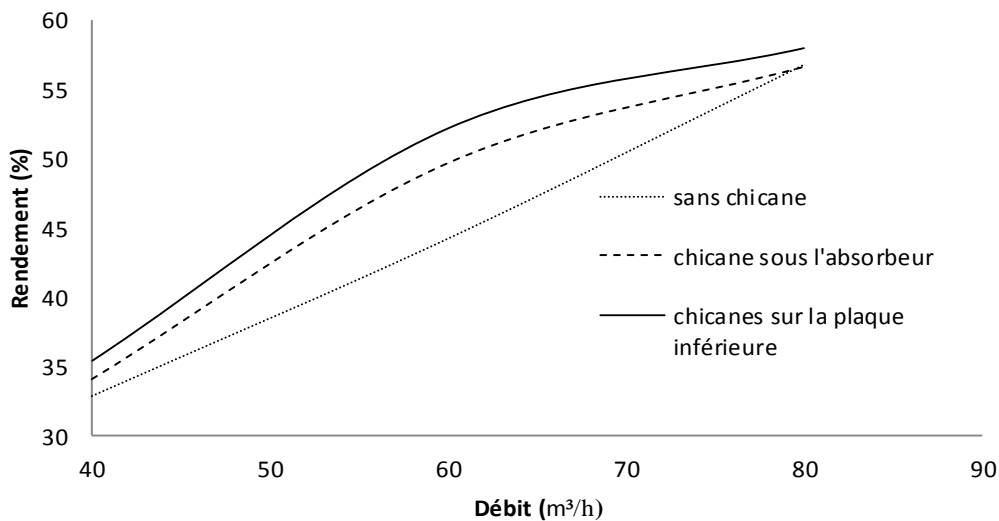


Figure IV.13. Evolution du rendement en fonction du débit pour différentes configurations

La figure IV.13 montre que le rendement du collecteur augmente avec le débit. Une nette amélioration du rendement pour un capteur muni de chicane par rapport au capteur lisse. A noter également qu'un rendement de 53 % est atteint pour un débit de 60 (m³/h) avec un capteur muni de chicane ne peut être atteint avec un capteur sans chicane que pour un débit de 80 (m³/h). Autrement dit, la puissance dépensée est augmentée.

On remarque aussi que le rendement obtenu avec une chicane fixée sur la plaque inférieure est supérieur à celui d'un capteur pour lequel cette chicane est fixée sous l'absorbeur. Figure IV.13

IV.8.3 Evolution du rendement en fonction du paramètre réduit pour différentes configurations du capteur

Il est intéressant de montrer la variation du rendement du capteur en fonction de l'élévation de la température de l'air à la sortie du capteur rapportée au flux solaire, ainsi nous comparons les différents résultats obtenus à partir des configurations étudiées, la meilleure configuration sera celle qui donnera le meilleur rendement.

En régime stationnaire, où la variation de la température est inférieure à 0.5°C/min, l'analyse des échanges de chaleur du capteur solaire plan à air permet d'écrire le bilan énergétique sous la forme suivante, soit (Q_u) : le flux solaire utile rapporté à l'unité de surface en (W/m²).

$Q_u = a.G + b (T_s - T_i) + f (T_s, T_{ciel}, T_i)$, f : est une fonction non linéaire de (T_s, T_{ciel}, T_i).

Le rendement du capteur est alors défini comme le rapport du flux de chaleur disponible (Q_u) au flux solaire global incident G_T :

$$\eta = \frac{Q_u}{A_c \cdot G_T} = F_R (\tau \cdot \alpha) - F_R \cdot U_L \frac{(T_i - T_a)}{G_T} \quad (1)$$

Si on considère que le produit $F_R \cdot U_L$ est constant, le rendement peut être exprimé par une droite :

$$\eta = a_0 - a_1 \cdot \frac{(T_i - T_a)}{G_T} \quad (2)$$

Avec a_0 : le coefficient d'efficacité optique et a_1 le coefficient de perte thermique en (W/m²°C).

Les calculs des pertes thermiques nous ont permis la détermination du coefficient de déperdition total (U_1) du capteur ainsi que le coefficient (F'). Ce dernier qui est proche de 1, nous permet de représenter le rendement du capteur en fonction du paramètre réduit. En effet la connaissance de (U_1) et (F'), nous permet d'écrire :

$$\text{Pour } x = 0 \quad \eta = F' \cdot \tau \cdot \alpha \quad (3)$$

C'est à dire que le rendement du capteur est maximal lorsque la température de l'air est égale à la température d'entrée.

$$\text{Pour } \eta = 0 \quad \frac{\Delta T}{G_T} = \frac{\tau \cdot \alpha}{U_1} \quad (4)$$

C'est à dire que le rendement s'annule pour une valeur du flux solaire égale au flux seuil à partir duquel le rendement sera négatif et dans ce cas le capteur chauffe l'extérieur. La connaissance de ces deux coordonnées, nous permet la représentation des abaques donnant le rendement en fonction de ($\Delta T/G$) pour différents débits.

Plusieurs cas de débits différents ont été représentés. On remarque que pour chaque valeur de la température de sortie, une augmentation du rendement avec l'augmentation du débit, ceci paraît évident car une augmentation du débit permet une diminution de la température de l'air dans le capteur et donc une diminution des pertes thermiques.

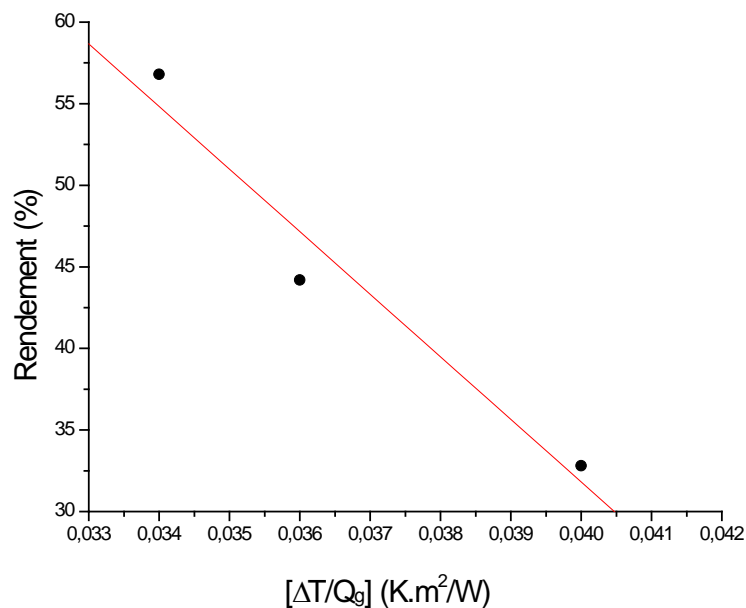


Figure IV.14 : Evolution du rendement en fonction du paramètre réduit pour un capteur sans chicane

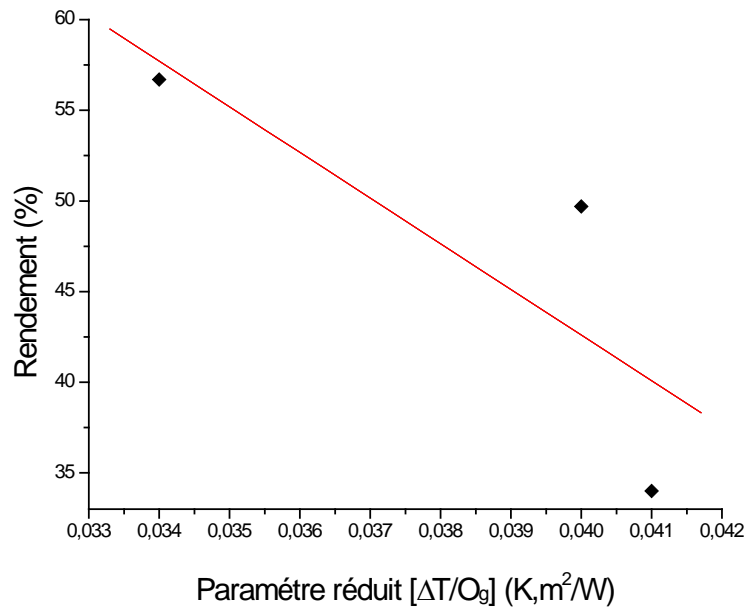


Figure IV.15 : Evolution du rendement en fonction du paramètre réduit pour un capteur à obstacle sous l'absorbeur

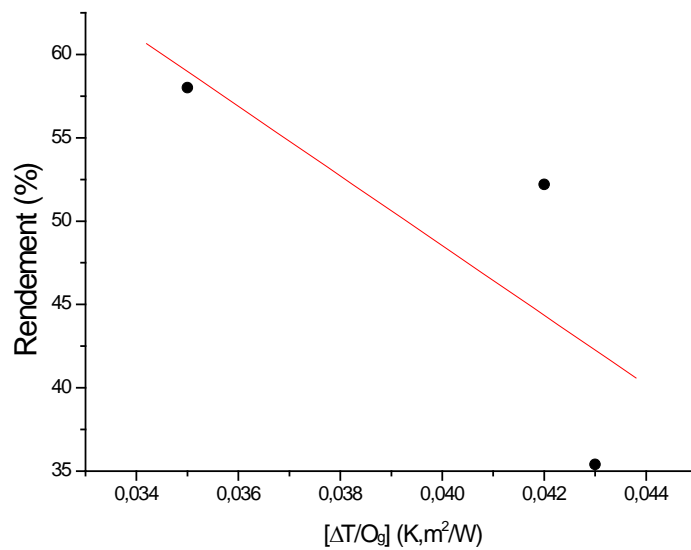


Figure IV.16 : Evolution du rendement en fonction du paramètre réduit pour un capteur avec chicane sur la plaque inférieure

L'efficacité du capteur diminue avec l'augmentation de la température d'entrée du fluide. Autrement dit, pour un même débit et une même surface de captation, l'écart de température entrée-sortie est moins grand. Aussi les pertes thermiques augmentent.

IV.8.4. Evolution du coefficient d'échange convectif en fonction de la longueur pour différentes configurations du capteur

Le coefficient d'échange convectif dépend de la nature de l'écoulement du fluide (laminaire, transitoire ou turbulent), de l'épaisseur et de la conductibilité thermique de l'absorbeur, de la qualité de contact entre l'absorbeur et l'air. Il dépend également de la température du mélange du fluide et de la température de sortie.

Le coefficient (h_c) est calculé à partir des équations du bilan :

- La quantité de chaleur utile extraite par le fluide s'écrit :

$$Q_u = h_{\text{exp}} \cdot A_c (T_n - T_f) \quad (5)$$

- On peut écrire la quantité de chaleur en fonction du débit massique :

$$Q_u = \dot{m} \cdot c_p (T_{sf} - T_{ef}) \quad (6)$$

D'autre part, le calcul du coefficient de transfert convectif, entre l'air et l'absorbeur, pour des configurations géométriques assez complexes est difficile. Plusieurs modèles sont proposés dans la littérature : Nous avons utilisé la corrélation de Parker [62], valable pour un capteur sans chicanes et dont le choix se justifie par le fait que cette corrélation s'étend sur tous les domaines du nombre de Reynolds, pour calculer le coefficient de transfert convectif moyen. Nous rappelons ici la corrélation de Parker :

$$\text{Nu} = 0.344 \cdot \text{Re}^{0,35} \quad 100 < \text{Re} < 2100 \quad (7)$$

$$\text{Nu} = 1.68 \cdot 10^{-9} \cdot \text{Re}^{2,25} \quad 2100 < \text{Re} < 2850 \quad (8)$$

$$\text{Nu} = 2.55 \cdot 10^{-3} \cdot \text{Re}^{1,04} \quad 2850 < \text{Re} < 5650 \quad (9)$$

$$\text{Nu} = 19.8 \cdot 10^{-3} \cdot \text{Re}^{0,8} \quad 5650 < \text{Re} < 100.000 \quad (10)$$

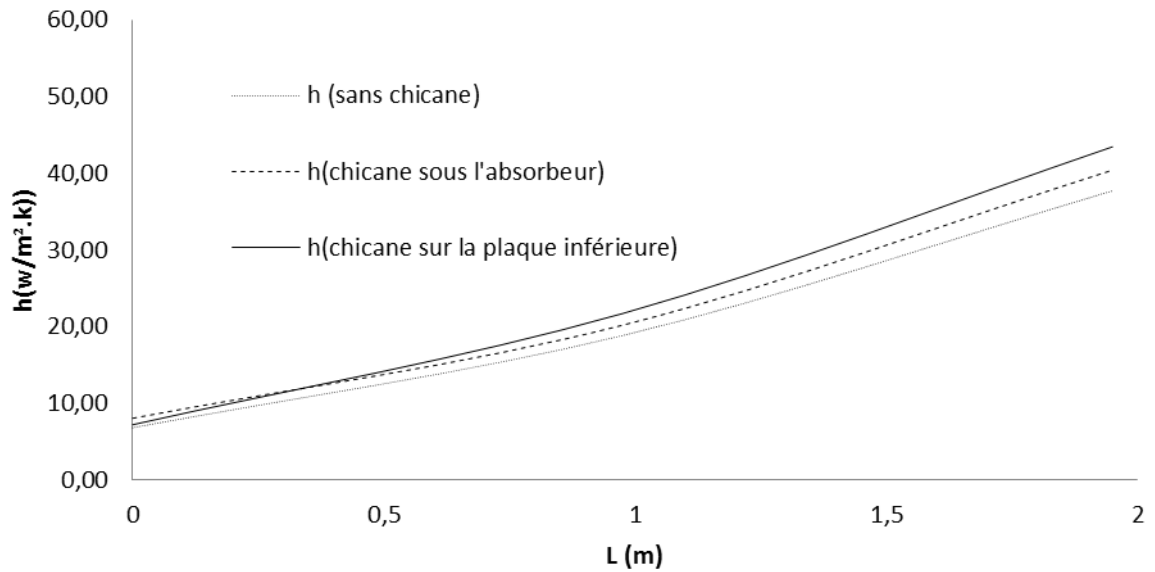


Figure IV.17 : Evolution du coefficient d'échange convectif pour un débit de $40 \text{ m}^3/h$ en fonction de la longueur

Le coefficient de transfert de la chaleur comme fonction de la distance axiale, pour un débit fixe, augmente à partir de l'entrée du capteur jusqu'à la sortie du capteur. Ce coefficient traduit mieux la qualité du transfert de chaleur. Une augmentation est retenue de l'entrée du capteur jusqu'à sa sortie atteignant la valeur de 45 pour le capteur avec chicane sur la plaque inférieure et des valeurs moindres pour les deux autres configurations.

L'augmentation du débit de $40 \text{ m}^3/h$ à $80 \text{ m}^3/h$ fig. IV.18, IV.17 et IV.18, crée une turbulence propulsant le transfert thermique qui engendre des valeurs du coefficient d'échange convectif qui passent de 45 jusqu'à 75.

L'échange thermique est favorisé pour le capteur à air muni de chicane sur la plaque inférieure quelque soit le débit.

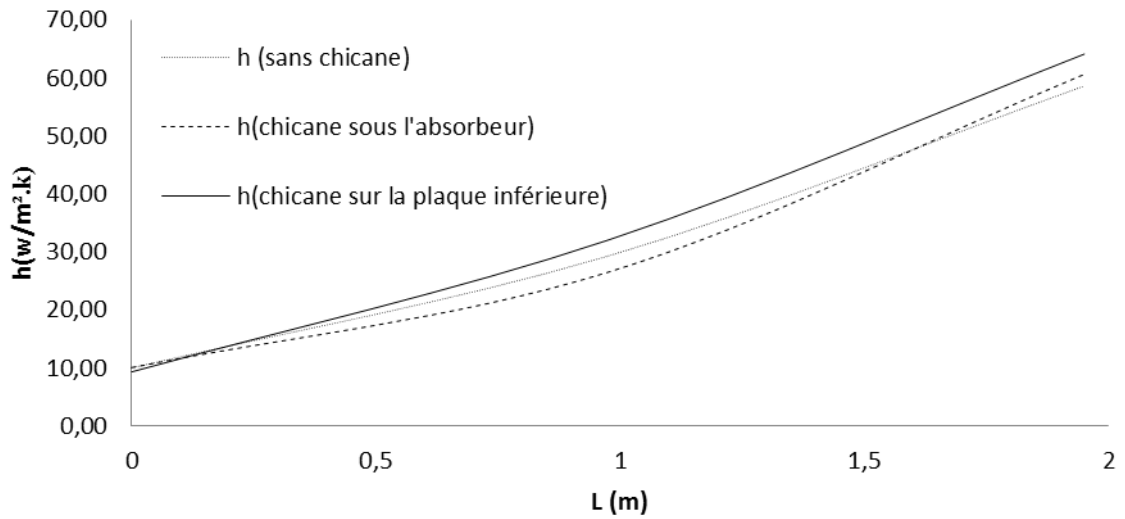


Figure IV.18 : Evolution du coefficient d'échange convectif en fonction de la longueur pour un débit de $60 m^3/h$

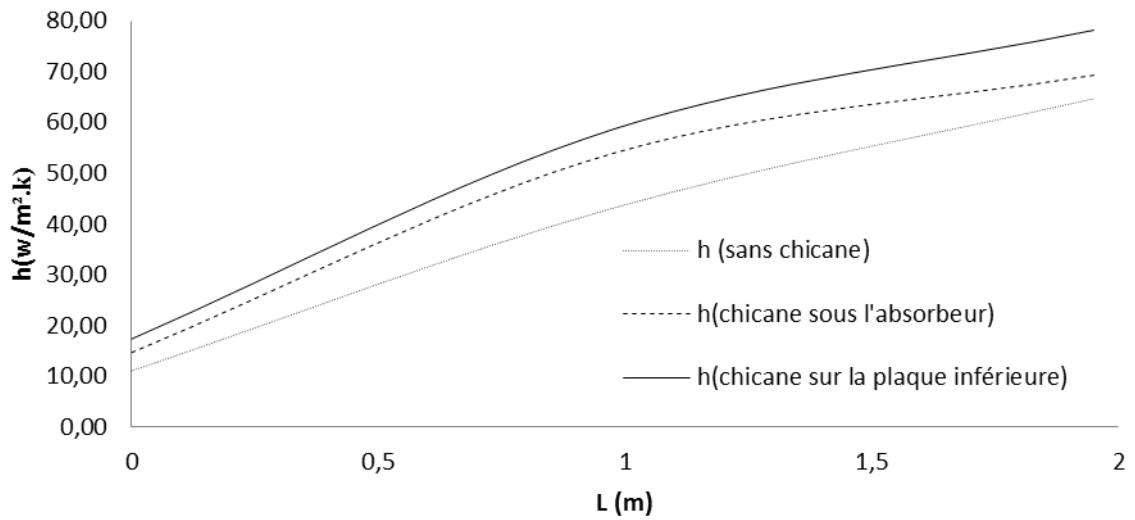


Figure IV.19 : Evolution du coefficient d'échange convectif pour un débit de $80 m^3/h$ en fonction de la longueur

IV.8.5. Evolution du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds pour différentes configurations

La figure IV.20 représente la variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds pour les différentes configurations. Les résultats explicitent l'effet positif de l'augmentation du débit sur les échanges thermiques du fait que le nombre de Reynolds est fonction de la vitesse.

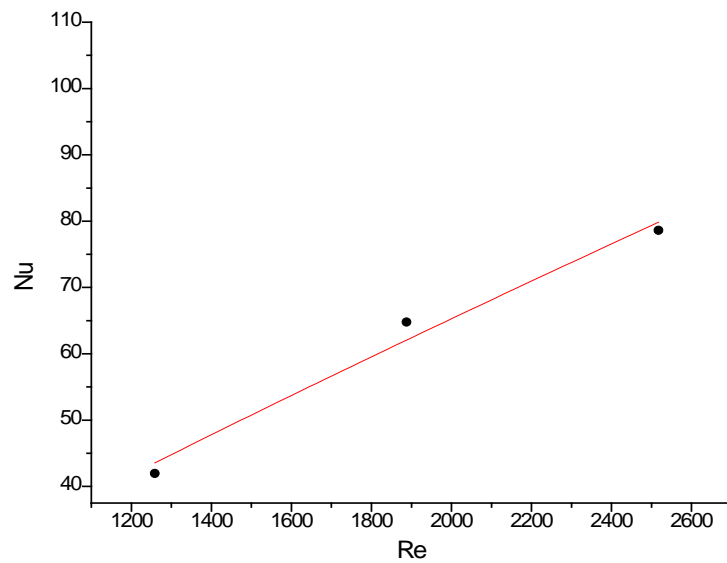


Figure IV.20 : Nombre de Nusselt fonction du nombre de Reynolds pour un capteur sans chicane

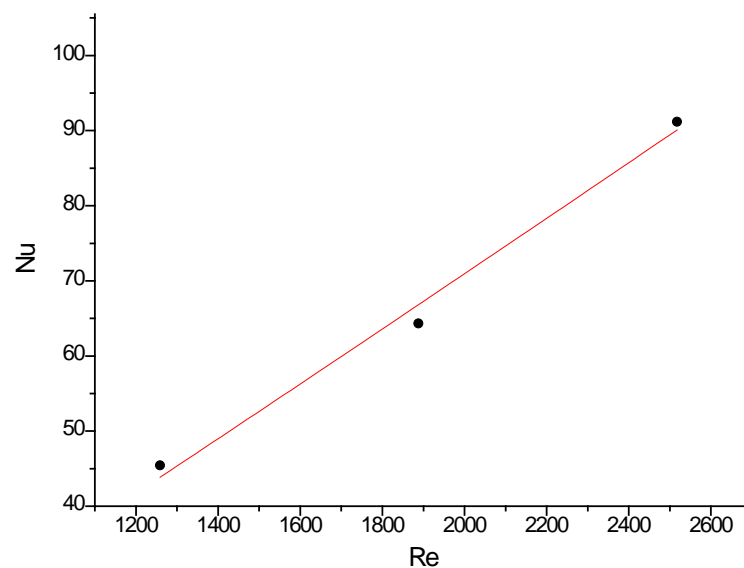


Figure IV.21 : Evolution du nombre de Nusselt pour un capteur avec chicane sous l'absorbeur

L'allure des courbes représentées sur les figures (IV.21), (IV.22) est la même, fixer l'obstacle sur la plaque inférieure améliore nettement l'échange thermique.

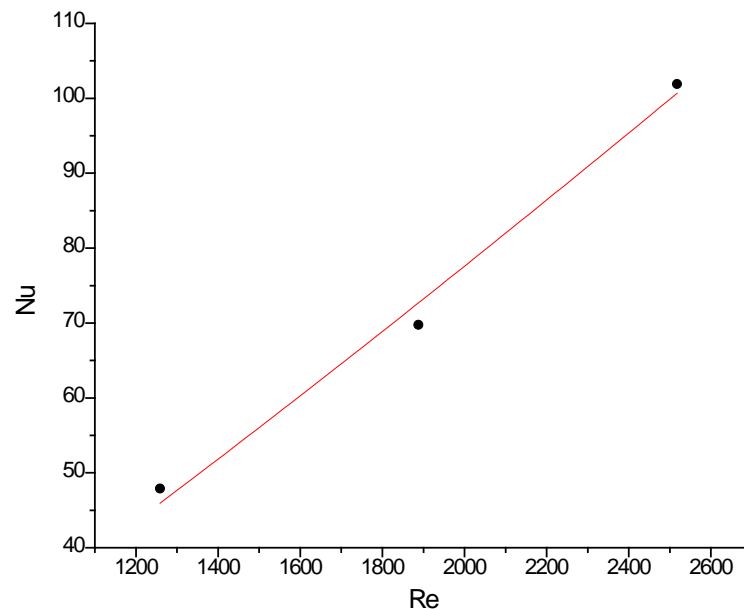


Figure IV.22 : Evolution du nombre de Nusselt en fonction de Reynolds pour un capteur avec chicane sur la plaque inférieure

IV.9. Conclusion

Ce travail apporte une contribution à l'étude de l'optimisation des performances des capteurs solaires plans à air qui constituent le deuxième volet des convertisseurs de l'énergie solaire.

Il ressort de l'étude menée, le rôle très favorable à l'augmentation de l'échange thermique dû à la présence de ce type de chicanes placées dans la veine d'air.

A partir de cette investigation, on peut conclure que le nombre de Nusselt qui est fonction du coefficient d'échange thermique augmente avec l'augmentation de la vitesse d'écoulement puisque celle-ci engendre une turbulence nécessaire pour effectuer le maximum transfert thermique.

Une étude expérimentale était consacrée à une comparaison des performances d'un tel capteur pour trois différentes configurations à noter sans chicanes, avec chicane sous l'absorbeur ou avec chicane sur l'absorbeur. Il s'avère que l'emplacement de ces obstacles dans la veine active du capteur solaire est préférable.

V.1. Introduction

A l'indépendance, le système d'électrification du pays indique une extrême disparité entre les différentes régions du pays, avec la côte et les villes électrifiées et le reste du pays, y compris les zones rurales, sans aucune forme d'énergie. Le taux d'électrification nationale en 1969 était de 40%, comprenant une forte dispersion régionale, reflétant les déséquilibres socio-économiques régionaux. [43] [44] [45].

Ainsi, le gouvernement très bientôt percevait l'importance de l'électrification comme un vecteur principal du progrès économique et social; par conséquent l'Algérie a lancé un programme national d'électrification ambitieux qui lui a permis d'augmenter le taux de production d'électricité de 53% à la fin de 1975 à 61% en 1979 et 83,8% en 1989 pour atteindre 98,6% en 2010. Il est à noter qu'à partir de 2001-2011, la capacité totale installée en Algérie a augmenté de 5600 MW à 11389 MW [65] [66] [67].

L'augmentation de la production d'électricité a affecté le développement socio-économique du pays; ce pourrait être observé par une augmentation significative de la consommation d'électricité par habitant, comme indiqué sur Figure V.1; l'électricité consommée par habitant a augmenté de façon significative sur la période allant de 1971 (131,87 kWh) à 2010 (982,17 kWh) avec un taux de croissance annuel moyen de 2,21% (21,80 kWh). De même, la consommation d'énergie par habitant (estimée en kilogrammes d'équivalent de carburant (pétrole)) a atteint 1089,27 kg de carburant en 2010 par rapport à 229,64 kg en 1971 avec un pic de 1119,91 kg de carburant observé en 2009; sur une période moyenne de 39 ans de 1971 à 2010 un taux de croissance annuel de 2,03% a été observé comme indiqué par le graphique en rouge de la Figure V.1 [43] [44] [45].

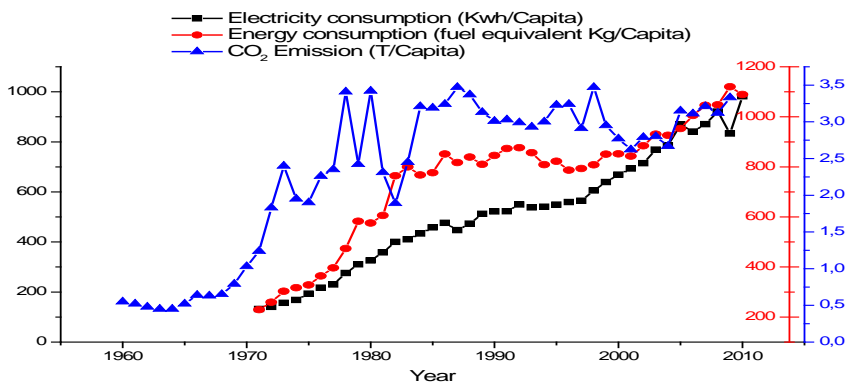


Figure V.1 Consommation d'énergie, d'électricité et taux d'émissions

Les technologies d'exploitation de la chaleur terrestre servaient principalement à produire de la chaleur pour des immeubles administratifs (bureaux), habitations, pour des serres, pour le chauffage de chaussées et pour divers procédés industriels [52]. Le défi énergétique pour l'Algérie confronté à une croissance de sa consommation électrique parmi les plus élevées au monde [53], la consommation finale du secteur résidentiel a atteint 6 millions de tep en 2005, Le parc logement est de 5 745 645 dont 62% urbain. La consommation électrique du secteur résidentiel a atteint 807 K Tep, elle représente 38% de la consommation totale d'électricité pour cela le stockage de l'énergie solaire s'avère aujourd'hui nécessaire si on veut atteindre une meilleure efficacité énergétique et une utilisation à grande échelle de cette ressource.

Après avoir traité le chauffage par capteur solaire à air, et la possibilité du rafraîchissement par puits géothermique l'un indépendamment de l'autre, ce chapitre est dédié à une étude de faisabilité du couplage capteur solaire / puits dont l'objectif est de stocker l'énergie provenant de panneaux solaires thermiques en été et de la récupérer en hiver pour une application de chauffage des locaux. L'étude porte principalement sur un stockage saisonnier par puits géothermiques à tube en U. Les simulations sont réalisées pour le climat de Biskra.

V.2. Le stockage saisonnier

La géothermie est une énergie renouvelable qui exploite l'énergie du sol pour le chauffage ou le rafraîchissement. La température du sol augmente avec la profondeur en hiver et diminue avec la profondeur en été selon un gradient thermique qui varie en fonction de plusieurs paramètres [54].

V.3. Différents types de stockage

Les différents modes de stockage inter-saisonnier de chaleur sont présentés à la Figure V.2.

Les systèmes basés sur le stockage de chaleur sensible et latente ont connu un développement relativement avancés et aujourd'hui, les recherches se tournent vers le stockage de la chaleur sous forme de potentiel chimique. Ce dernier mode de stockage, peu développé, présente des densités de stockage élevées avec de moindres pertes thermiques [55] comparativement aux autres modes. Un stockage par puits

géothermiques nécessitera un volume trois à cinq fois plus grand qu'un stockage dans un réservoir d'eau. De préférence, le sol devra être de la roche ou un sol saturé en eau. [56]

Le stockage de chaleur peut être réalisé à travers différents modes associés aux matériaux qui assurent le stockage. On peut citer alors de stockage par chaleur sensible et le stockage par chaleur latente.

V.3.1. Le stockage par chaleur sensible

Depuis 1940, beaucoup de modèles ont été développés pour l'évaluation des systèmes en utilisant des échangeurs verticaux ou horizontaux soit pour l'injection ou l'extraction de la chaleur dans le sol.

Dans le stockage par chaleur sensible, l'énergie est stockée sous la forme d'une élévation de température du matériau de stockage. La quantité d'énergie stockée est alors directement proportionnelle au volume, à l'élévation de température et à la capacité calorifique du matériau de stockage. Ce type de stockage n'est limité que par la différence de température disponible, les déperditions thermiques du stockage (liées à son isolation thermique).

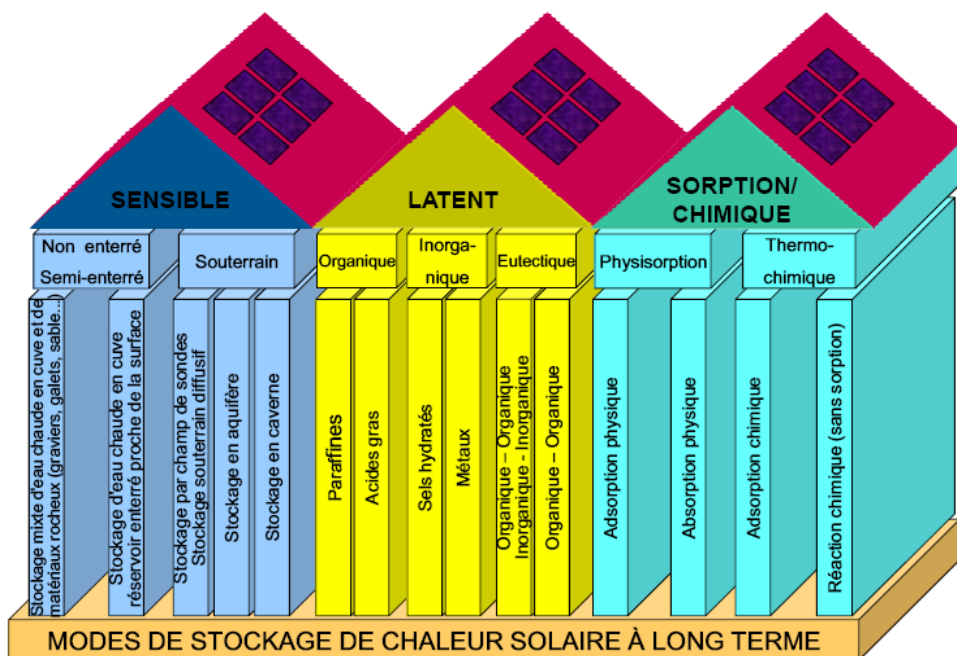


Figure V.2 : Différents types de stockage inter saisonnier [58]

V.3.2. Le stockage par chaleur latente

Dans le stockage par chaleur latente, l'énergie est stockée sous la forme d'un changement d'état du matériau de stockage (fusion ou vaporisation). L'énergie stockée dépend alors de la chaleur latente et de la quantité du matériau de stockage qui change d'état. Contrairement au stockage sensible, ce type de stockage peut être efficace pour des écarts de températures très faibles.

Dans le cas du changement de phase solide/liquide, et pour une quantité d'énergie stockée et un matériau de stockage donnés, le stockage latent nécessite moins de volume que le stockage par chaleur sensible du fait que la chaleur latente est généralement beaucoup plus élevée que la capacité calorifique.

V.4. Stockage saisonnier de l'énergie solaire

Pour des latitudes élevées, l'énergie solaire est principalement disponible en été. Grâce à un stockage saisonnier, il est possible de stocker cette énergie durant l'été et de la récupérer en hiver pour le chauffage des locaux Figure V.3

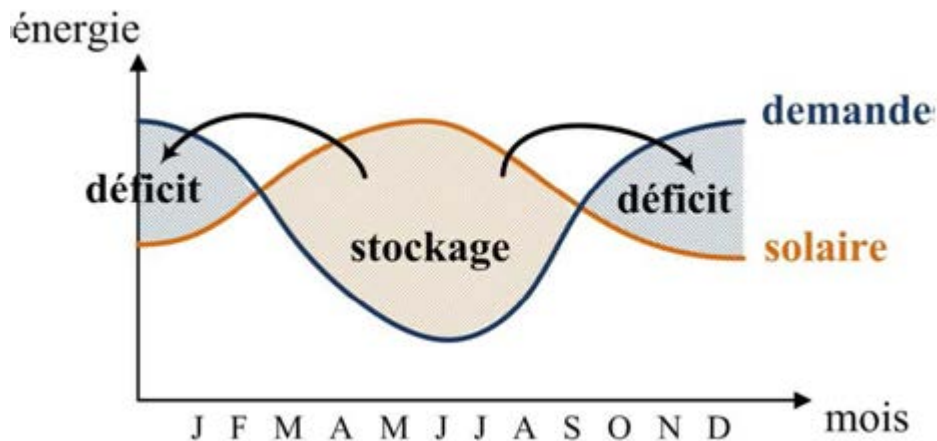


Figure V.3 : Répartition de l'énergie solaire comme gain ou déficit au cours de l'année [59]

V.4.1. La variation de la température du sol en fonction de la profondeur :

La profondeur du puits doit être la minimale possible pour économiser les coûts de forage et de remplissage d'un coté et doit être suffisante pour minimiser l'influence des fluctuations de la température extérieure.

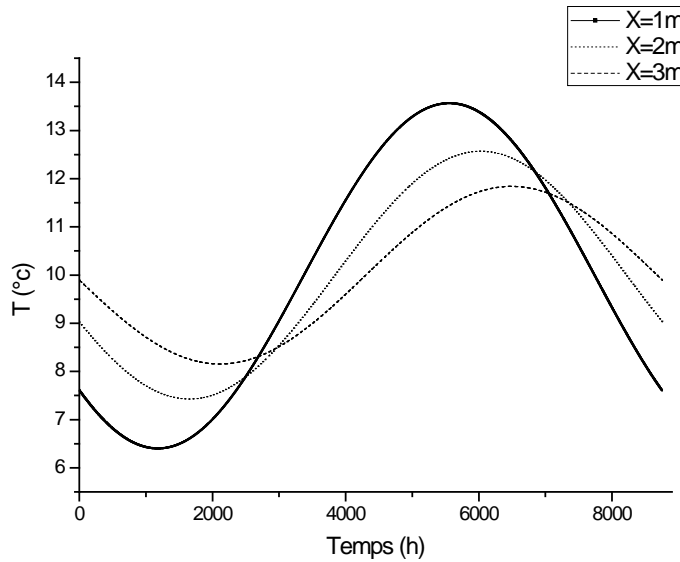


Figure V.4 : La variation de la température du sol en fonction des différentes profondeurs

V.5. Simulation du couplage du capteur à air avec le puits géothermique :

La figure V.5 représente le schéma de la simulation du couplage entre les différents composants pour une possibilité de stockage.

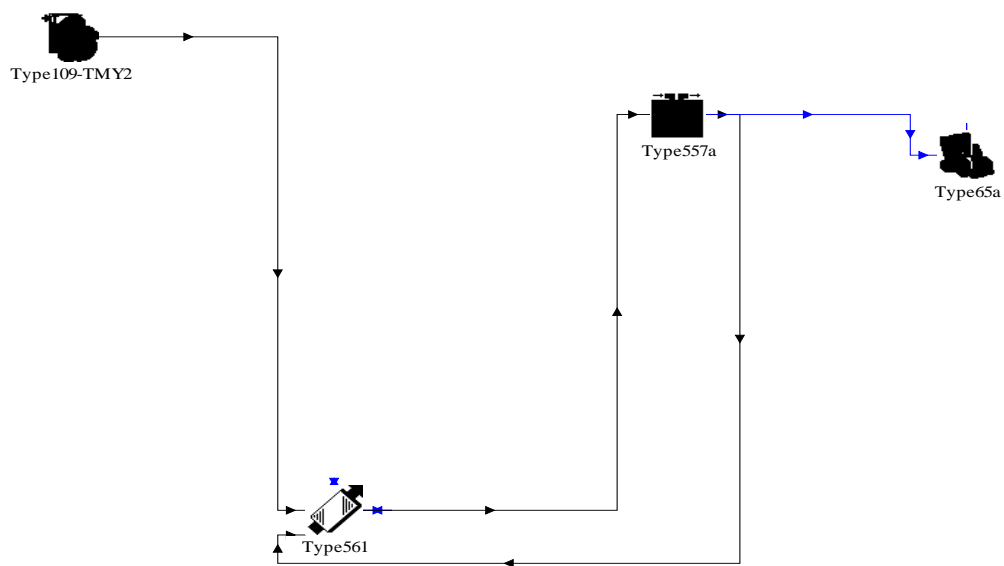


Figure V.5 : Schéma du couplage capteur à air et puits géothermique

La représentation considère 4 composants de la bibliothèque du logiciel TRNSYS 16.

Le Type 109 intègre un fichier météorologique du site considéré dans sa base de données Météo norme pour fournir aux capteurs solaires (dans notre cas à air) d'utiliser ses données et de calculer par la suite les performances du capteur pour les introduire dans le volume de stockage Type 557a (puits) avec une isolation pour minimiser les pertes thermiques. Les sorties ou les résultats sont visualiser à l'aide du Type 65a.

V.5.1. Puits

Le puits géothermique considéré est un tuyau à l'intérieur circule un fluide caloporteur à travers un tube en polyéthylène haute densité (PEHD) enfoui sous terre. Ce tube en PEHD, d'un diamètre de 2.5 à 5 cm, est inséré dans un puits géothermique vertical pour former un U dans le sol, tel que représenté à la Figure V.5. Le fluide se réchauffe ou se refroidit sous terre puis rejoint le système de chauffage ou de climatisation. Les puits géothermiques ont typiquement un diamètre de 12 à 15 cm et une longueur variant généralement de 20 à 200 m [57].

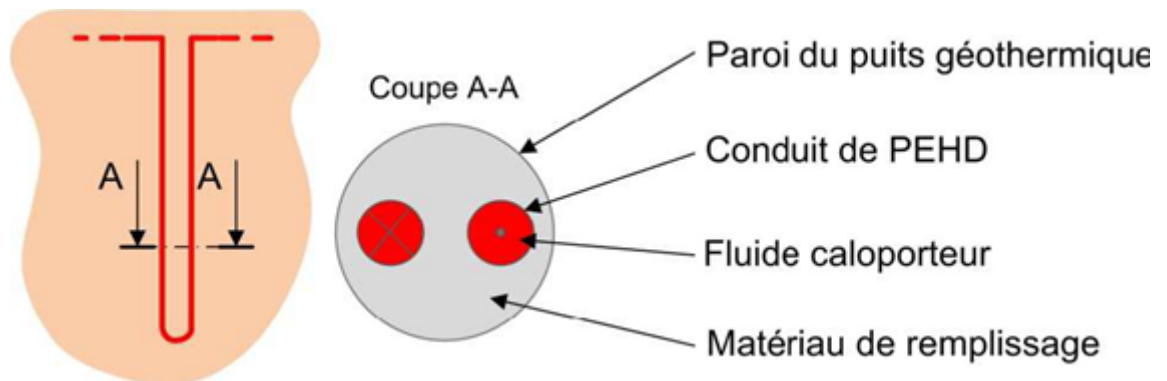


Figure V.6: Puits en U avec isolation [58]

Un matériau de remplissage est injecté sur toute la longueur du puits afin d'assurer un bon échange de la chaleur entre le fluide et le sol. Celui-ci doit être choisi de préférence avec une haute conductivité thermique. Ce matériau doit être

imperméable (ex. : bentonite) lorsqu'il y a risque de contamination de l'eau souterraine.

V.5.2. Isolation

Le tuyau pré isolé est une technologie répandue pour les réseaux urbains car il permet de réduire les pertes de chaleur et assure une bonne durée de vie. Ce tuyau consiste en un tuyau de distribution (cuivre, acier ou PEX), une épaisseur d'isolant et un revêtement. La Figure V.6 représente un exemple de tuyau pré isolé. Les tuyaux en PEX (polyéthylène réticulé) ont une conductivité thermique de $0.38 \text{ W/m}\cdot^{\circ}\text{C}$ et peuvent supporter une température allant jusqu'à 95°C . La mousse de polyuréthane a une conductivité thermique de l'ordre de $0.025 \text{ W/m}\cdot^{\circ}\text{C}$, elle constitue donc un très bon choix d'isolant.

Un revêtement en PEHD (polyéthylène haute densité) permet de protéger l'isolant durant le transport et l'installation. Une membrane placée sous le revêtement extérieur, appelée barrière de diffusion, est constituée de feuille d'aluminium. Elle permet de maintenir la qualité de l'isolation.



Figure V.7 : Schéma représentatif de l'isolation [57]

V.6. Caractéristiques d'un stockage saisonnier

Les deux propriétés du sol les plus importantes pour une application de stockage saisonnier de chaleur sont la conductivité thermique et la chaleur spécifique volumétrique. La conductivité thermique, notée k représente la capacité d'un matériau à transmettre la chaleur par conduction. [57]

La chaleur spécifique, notée C_p représente la capacité d'un matériau à accumuler de la chaleur. La chaleur spécifique volumétrique C_s prend en compte la masse volumique ρ ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$) du matériau :

$$C_s = \rho C_p \quad (1)$$

La diffusivité thermique α est le ratio entre conductivité thermique et la chaleur spécifique volumétrique. Elle dépend à la fois de la capacité du matériau à conduire la chaleur et sa capacité à accumuler de la chaleur. Une diffusivité thermique élevée engendre un plus grand rayon d'influence thermique dans le sol entourant un échangeur géothermique.

$$\alpha = \frac{k}{\rho C_p} \quad (2)$$

V.6.1. Volume de stockage

$$V = n^{bre} \cdot V_{tube} \quad (3)$$

$$V = n^{bre} \cdot \pi r^2 \cdot l \quad (4)$$

V.6.2. Capacité de stockage

La capacité de stockage dépend de la chaleur spécifique volumétrique du sol (C_s) mais aussi de l'amplitude ΔT de la température moyenne du stockage durant l'année. La capacité de stockage est calculée selon l'équation suivante :

$$C_{stockage} = V \cdot C_s \cdot \Delta T_{stockage} \quad (5)$$

V.7. Résultats et interprétations

Les résultats représentés sont issus d'une simulation sur TRUNSYS, qui grâce à ses liaisons permet de réaliser un modèle simple de stockage dont le but d'étudier la possibilité de stockage d'un capteur à air avec un puits géothermique.

V.7.1. La variation de la température de sortie du capteur à air pour différentes températures ambiantes

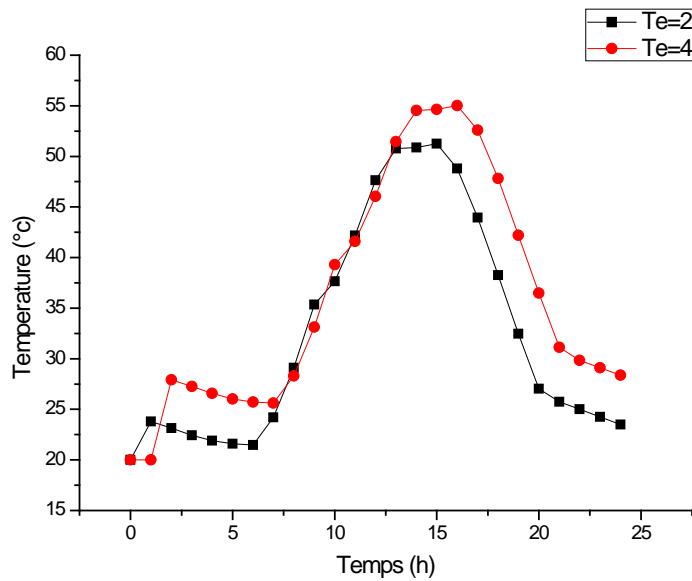


Figure V.8 : La température de sortie du capteur à air fonction du temps pour différentes températures ambiantes

La température de sortie du capteur solaire plan à air augmente en fonction du temps jusqu'à sa valeur maximale qui correspond au rayonnement maximal. Plus l'ambiance est chaude plus le capteur converti de l'énergie solaire. On remarque que les températures de sortie du capteur ne dépassent pas les 60°C et c'est dû au type de capteur sans vitrage existant dans la bibliothèque du code TRNSYS. Les résultats obtenus sont confrontés avec ceux de Verstraete. [53]

V.7.2. La variation du gain en fonction de la température ambiante

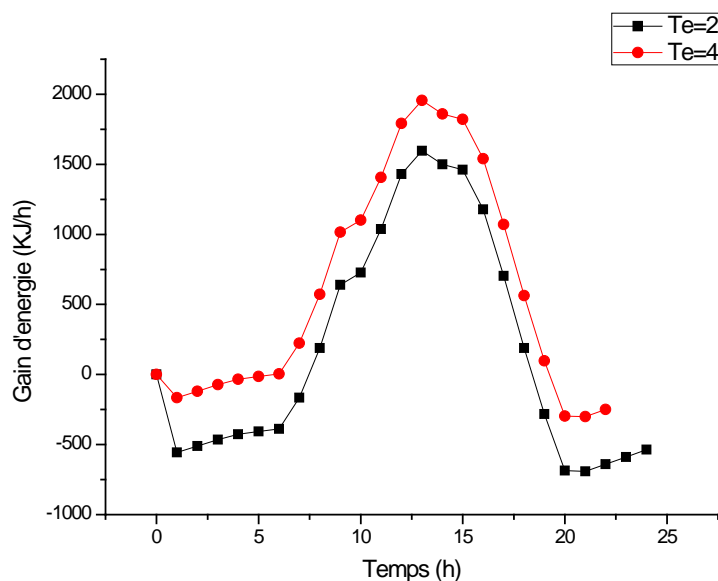


Figure V.9. Le gain du capteur à air fonction du temps pour différentes températures ambiantes

La figure V.9 représente le gain d'énergie du capteur pour les mêmes températures ambiantes. Le gain atteint son optimum à la température ambiante de 60°C qui correspond à la température maximale de sortie du capteur.

V.7.3. La variation de la température de sortie du puits en U pour des profondeurs de forage différentes

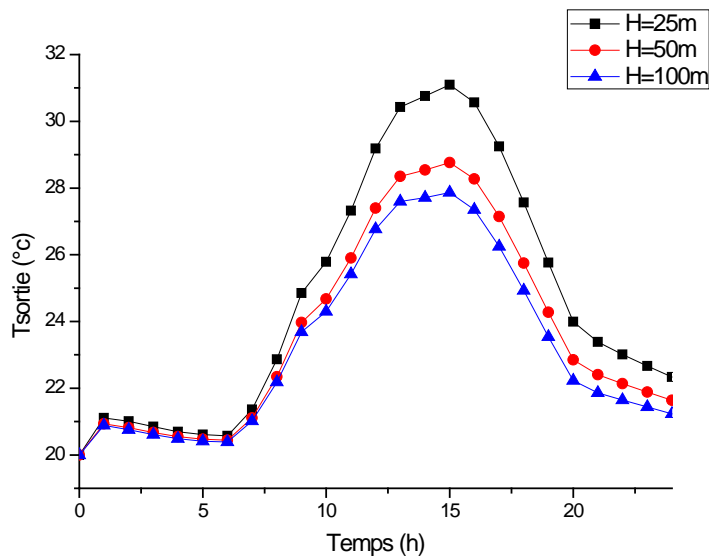


Figure V.10. La température de sortie du puits en U fonction du temps pour différentes profondeurs

La figure V.10 illustre l'importance du choix de la profondeur du puits en U. On remarque que pour une faible profondeur du puits, la surface d'échange diminue (à la même température du sol) donc le niveau de température doit augmenter pour pouvoir rejeter la même quantité de chaleur.

V.7.4. La variation de la température moyenne du capteur à air en fonction de la profondeur du puits

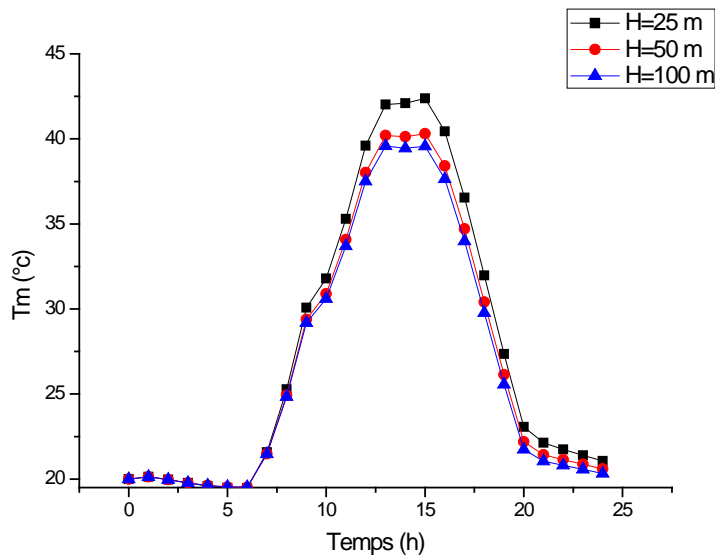


Figure V.11 : La température moyenne du capteur pour différentes profondeurs

Pour apprécier l'efficacité d'un système de stockage, il faut rappeler que le rendement d'un capteur dépend essentiellement de la température moyenne du fluide qui le traverse, donc de la température du fluide au retour du stockage.

Le niveau de température, caractérisé par T_m , augmente lorsque la longueur du puits diminue. En effet, avec un puits de faible profondeur, la surface d'échange est réduite ce qui implique que le niveau de température du fluide doit s'élever (pour une même température du sol) pour rejeter la même quantité de chaleur. Ce faisant, la température de sortie du puits (température d'entrée du capteur solaire) est plus élevée ce qui entraîne une baisse du rendement du capteur solaire.

V.8. Conclusion

L'objectif du chapitre était de stocker de l'énergie solaire pendant l'été à travers des capteurs solaires dans un puits géothermique pour la restituer en hiver, un modèle simple sur TRNSYS nous a permis d'atteindre notre objectif. Les faibles températures récoltées à la sortie des capteurs sont dus au type de capteur sans vitrage proposé dans la bibliothèque du logiciel.

Conclusion

La production de la chaleur et du froid à partir du soleil peut être d'autant plus intéressante pour les pays qui sont fortement ensoleillés et qui ont plus besoin de chauffage en hiver et de rafraîchissement en été. Le gisement solaire en Algérie est très important soit pour des sites sans altitudes ou avec altitudes, de climats méditerranéens ou sahariens. La conversion thermique de l'énergie solaire en énergie calorifique repose sur la technologie des systèmes dits capteurs solaires. Ces systèmes peuvent être intégrés directement aux habitations comme ils peuvent être installés séparément pour des utilisations telles que le séchage des produits agro-alimentaires ou associés à des échangeurs pour le confort des habitations.

L'objet du travail était consacré à l'étude d'une chaîne énergétique comportant un puits géothermique pour le rafraîchissement des locaux et un capteur solaire thermique à air pour le chauffage. Cette étude nous a permis d'assimiler des phénomènes de transferts de chaleur, de résolution, de maîtriser les procédés expérimentaux et enfin exploiter des codes de calcul.

Les résultats ont montrés que plusieurs paramètres influencent l'efficacité de l'échangeur enterré entre autre : la diffusivité du sol qui est considéré comme le facteur prépondérant, cette caractéristique thermique décide de la profondeur d'enfouissement du pipe d'une part et du taux d'échange de la chaleur entre l'air et le sol. D'autres paramètres géothermiques reliés principalement à l'échangeur comme sa longueur, son diamètre, son matériau de conception et autre peuvent réduire significativement le cout de l'installation sans modifications des performances de l'échangeur.

L'énergie solaire disponible et presque gratuite contribue d'une grande partie dans le chauffage du bâtiment par l'utilisation des capteurs solaires à air muni de chicanes pour optimiser l'échange thermique, notre contribution était de proposer un obstacle en une seule pièce rectangulaire et voir l'amélioration du rendement et d'autres facteurs par rapport à la disposition de l'obstacle. On peut conclure que la position idéale de l'obstacle est sur la plaque inférieure.

L'énergie solaire ne peut être que consommée, elle peut être stockée en été, puis récupérée en hiver par le biais d'un puits géothermique et un capteur solaire thermique. Une modélisation de ce couplage était assurée par TRNSYS dans le but de s'assurer de la faisabilité du stockage. Vue la non disponibilité du capteur solaire à air avec vitrage dans la bibliothèque du code de calcul, le modèle était sous-estimé, l'utilisation d'un capteur thermique à eau peut être plus efficace.

En dernier lieu, la géothermie est une énergie prometteuse, elle peut être considérée comme un moyen de rafraîchissement des locaux si le site possède un sol favorable.

En perspective, une étude économique est indispensable pour pouvoir comparer le rafraîchissement par géothermie avec les autres énergies fossiles

Références

- [1]. Guendouz. B, l'utilisation de l'énergie solaire pour les besoins de la climatisation. Université Abou BekrBelkaid - Tlemcen -Faculté de Technologie Département de génie mécanique. Mémoire de Magistère 2011/2012.
- [2]. GAUTHIER .P . Analyse d'un système géothermique résidentiel comportant des puits courts et inclinés, mémoire présenté à l'école de technologie supérieure maîtrise en génie Mécanique. Montréal ,2011.
- [3]. Hatraf. N., Moummi. N., Brima. A., Moummi. A., S.Youcef. A, Modélisation et expérimentation des échanges thermiques dans un échangeur air/sol enterré, 15^{ième} international meeting on thermal sciences, Tlemcen, 24-26 septembre-JITH 2011.
- [4]. Lucie. T, Puits provinciaux / canadiens et qualité de l'air intérieur : analyse des dégradations potentielles, mémoire d'ingénieur en Génie sanitaire 2008/2009.
- [5]. CETIAT Les puits canadiens /provençaux guide pratique en ligne Janvier 2004 disponible:http://www.cetiat.fr/fr/publicationsveille/servezvous/guidesgratuits/index.cfm#puits_canadiens
- [6]. B. Mebarki, B. Draoui, S. Abdessemed A. Keboucha, S. Drici 1 et A. Sahli.Etude d'un système de climatisation intégrant un puits canadien dans les zones arides, cas de BécharRevue des Energies Renouvelables Vol. 15 N°3 (2012) 465 – 478.
- [7]. Canada clim condensation dans les puits canadiens mythe ou réalité,2006 disponible sur : [www.canada-clim.com/ article PDF/article 22.PDF](http://www.canada-clim.com/article_PDF/article_22.PDF).
- [8]. H.Nebbar, N. Moummi, N. Hatraf, A. Brima, A. Moummi, Simulation du comportement d'un changeur Air/sol destiné au rafraîchissement des locaux, Premier Séminaire National de Génie Mécanique (SNGM01) Biskra, 06 – 07 Décembre 2011, Algérie.
- [9]. Hollumer P.The useofairtogramoundheatexchangertohotandcool buildings.Measurement in situ,analytical modelisation(inFrench), 2002Phd thesis, Genèveuniversity.
- [10]. MihalakakouG,SantamourisM,AsimakopoulosD,TselepidakiI.Parametricpredictionof the buried pipes cooling potential for passive cooling applications. Solar Energy1995; 55(3):163-173.
- [11]. Mihalakakou.On the application of the energy balance equation to predict ground temperature profiles. Solar Energy 1997; 60(3)
- [12]. Jacovides CP,MihalakakouG, SantamourisM.On theground temperatureprofilefor passive cooling applications in buildings.SolarEnergy1996; 57(3):467-475.
- [13]. Kumar R,Ramesh R,KaushikSC.Performanceevaluationpotentialof earth-air-tunnel

systemcoupledandenergyconservationpotentialwithnonairconditionedbuilding.Build Environ 2003;38:807-813.

- [14]. PaepeM.JanssensA.Thermohydraulicdesignofearth-airheatexchanger,Energy and building2003;35:389-397.
- [15]. Hatraf. N., Moummi. N., Brima. A., Moummi. A. Etude Paramétrique d'un échangeur air/sol enterré, Premier Séminaire Nationale de Génie Mécanique (SNGM01) Biskra, 06 – 07 Décembre 2011, Algérie.
- [16]. Hollmuller. P. Geocooling. Puits canadiens et sondes géothermiques pour le rafraîchissement des bâtiments. Centre universitaire d'étude des problèmes de l'énergie Université de Genève 2007.23p.
- [17]. BadescuV.Simpleandaccuratemodelforthe groundheatexchangerofapassivehouse.Renewabl eenergy2006;32: 845-855.
- [18]. T.S,Peuportier.Thermalandenvironmentalassessmentofapassivebuilding equipped with an earth to airheat exchanger in France.SolarEnergy2007 ;82(9):820-31
- [19]. Hollmuller. P. Potentiel de rafraîchissement par « géothermie proche » : puits canadiens et techniques apparentées. Centre universitaire d'étude des problèmes de l'énergie Université de Genève .2003.21p.
- [20]. A. Joffré ,Énergie solaire thermique dans le bâtiment. Chauffe-eau solaires, Technique de l'ingénieur, BE 9 164 pp : 1-18
- [21]. Duffie JA, Beckman WA. Solar engineering of thermal processes. New York: Wiley; 1991.
- [22]. Bemmer, C., Durst, F., McEligot, DM. (1984) "Numerical study of fluid flow and heat transfer in a parallel plate channel with baffles", Journal of Heat Transfer, pp. 106-143.
- [23]. Lopez, J.R., Anand, N.K., Fletcher, L.S. (1996) "Heat transfer in a three-dimensional channel with baffles", Numerical Heat Transfer.30, pp. 189–205.
- [24]. S. A Kalogirou, Solar thermal collectors and applications, Progress in Energy and Combustion Science 30 (2004), pp: 231–295.
- [25]. Combes C., Modélisation informatique d'un système de séchage solaire pour fruits et légumes, thèse doctorat, Université de Paris VII, 1981,
- [26]. Altfeld K., Leiner. W,Fiebig. M., Second law optimization of flat-plate solar air heaters, Solar Energy 41, pp. 127-132, 1988.
- [27]. Yves Jannot, Thermique solaire (2003).

- [28]. Belhamidi. E., Belghit A., Mrani A., Mir. A, Kaoua M., Approche expérimentale de la cinétique de séchage des produits agro-alimentaires, Application aux peaux d'oranges et à la pulpe de betterave, *Revue Générale de Thermique* 380-381, pp. 444-453, 1993,
- [29]. Andreieff de Notebeck. G., *Manuel du conditionnement d'air*, Tome II, Pyc-Edition-Desforges, 1978.
- [30]. Amir H., Le palec. G, Dagnet. M., Séchage superficiel d'un matériau poreux humide par convection forcée d'air chaud : Couplage entre les équations de transfert dans le matériau et celles de la couche limite, *Int. J. Heat Mass Transfer* 30, pp. 1149-1158, 1987
- [31]. Bernard. J. *Energie solaire - calcul et optimisation* (2004).
- [32]. Hachemi.A., Abed. B., Asnoun. A., Theoretical and experimental study of solar dryer, *Renewable Energy* 13, pp. 439-451, 1998
- [33]. Joshi H. M. ,Webb R. L., Heat Transfer and friction in the offset strip-fin heat exchanger *Int. J. Heat Mass Transfer* 30, pp. 69-84, 1987,
- [34]. Bergles A. E., Heat Transfer Enhancement-The Encouragement and Accommodation of High Heat Fluxes, *J. Heat Transfer*, ASME, 119, pp. 8-19, 1997,
- [35]. Sabri Youcef-Ali, Étude numérique et expérimentale des séchoirs solaires indirects à convection forcée : Application à la pomme de terre, thèse de doctorat, Université De Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis, France 2001
- [36]. Donatien Njomo, Étude théorique du comportement thermique d'un capteur solaire plan à air à couverture combinée plastique-vitre, *Rev.Gén.Therm (Elsevier)*. Vol.37, pp.973-980,(1998).
- [37]. S.Thiers, B.Peuportier. Modélisation thermique d'un échangeur air-sol pour le rafraîchissement de bâtiments .Centre Énergétique et Procédés, École Nationale Supérieure des Mines de Paris 2007.8p.
- [38]. J-F. Sacadura. *Initiation aux transferts thermiques*. Tec & Doc .Lyon. Broché 993.446p ISBN:2-85206-618-1 EAN : 9782852066182.
- [39]. J.C, Chossat. *La mesure de la conductivité hydraulique dans les sols-choix des méthodes-*, éditions TEC et DOC Lavoisier, Paris.2005.
- [40]. Pierre Hollmuller. *Utilisation des échangeurs air/sol pour le chauffage et le rafraîchissement des bâtiments*. Thèse de Doctorat.. Université de Genève. 2002.125p.
- [41]. Mohamed Rassafi. *Contribution à l'étude de chaînes énergétiques solaires avec capteurs a air et stockage souterrain*. Thèse de doctorat 3ièmecycle .Valenciennes .Université de valenciennes et du Hainaut Cambresis .1986.166 p.
- [42]. Bansal V, Misra R, Ghanshyam D, Mathur J. *Performance analysis of earth-pipe-air heat*

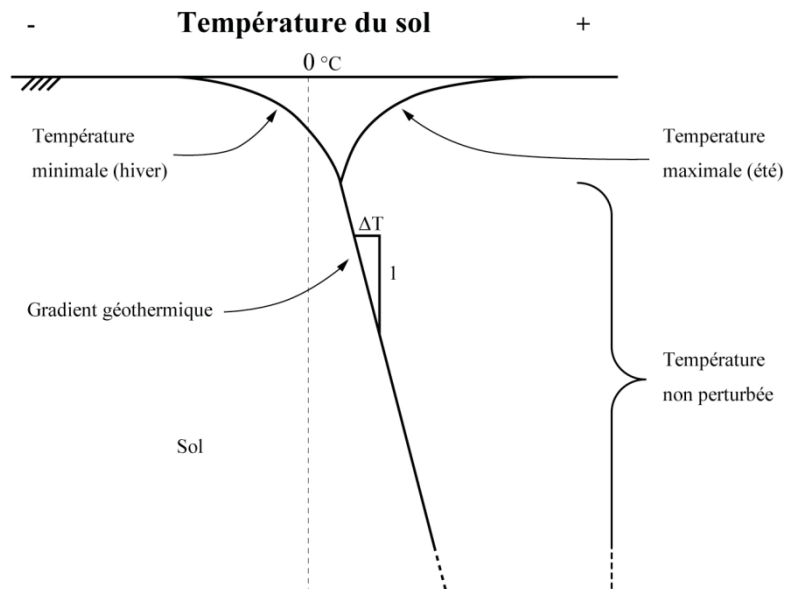
exchanger for summer cooling. *Energy and Building* 2010;42:645-648.

- [43]. Moummi, N., Benfatah, H., Hatraf, N., Moummi, A., Youcef Ali, S. "Le rafraîchissement par la géothermie: étude théorique et expérimentale dans le site de Biskra" *Revue des Energies Renouvelables* (2010), 13(3): 399 – 406, <http://www.cder.dz>
- [44]. Aoues. K., Moummi. N., Zellouf. M., Labed. A., Achouri. E. Etude de l'influence des rugosités artificielles sur les performances thermiques des capteurs solaires plans à air, *Revue des Energies Renouvelables*, vol 11, N°2, p 219-227, (2008).
- [45]. Aoues. K., Moummi. N., Zellouf. M., A. Moummi, A. Labed, E. Achouri, A. Benchabane, « Amélioration des performances thermiques d'un capteur solaire plan à air », Etude expérimentale dans la région de Biskra, *Revue des Energies renouvelables*, vol 12, N°2, p 237-248, (2009).
- [46]. Labed. A., Moummi. N., Aoues. K., Zellouf. M., Moummi. A. Etude théorique et expérimentale d'un capteur solaire plan à air muni d'une nouvelle forme de rugosité artificielle, *Revue des Energies Renouvelables*, Vol 12, n° 4, p 551-561, (2009).
- [47]. Sabri Youcef-Ali, Study and optimization of the thermal performances of the offset rectangular plate fin absorber plates, with various glazing, *Renewable Energy*, Vol.30 pp.271–280, (2005).
- [48]. Ahmed-Zaid. Moulla A., A., Hantal, Desmons. Amélioration des performances des Capteurs Solaires Plans à Air: Application au Séchage de l'Oignon Jaune et du Hareng. *Revue des Energies Renouvelables*, Vol.4 (2001) 69-78.
- [49]. Riederer, P. Evers, G. Gourmez, D. Jaudin, F. Monot, P. Partenay, V. Pincemin, S. et Wurtz, E., « Conception des fondations géothermiques », Centre Scientifique et Technique du Bâtiment, Pole Énergies Renouvelables, Rapport d'étude, N° 7, Septembre 2007, P 1-170
- [50]. Agence Nationale pour la Promotion et la Rationalisation de l'Utilisation de l'Énergie, « Consommation énergétique finale de l'Algérie », Ed 2007, Hydra, Alger, Algérie, 2007.
- [51]. Banks, D. (2008). *An introduction to Thermogeology : Ground Source Heating and Cooling*. Hoboken, États-Unis: Blackwell Publishing.
- [52]. N'Tsoukpoe KE, Liu H, Le Pierrès N, Luo L. A review on long-term sorption solar energy storage. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2009;13(9):2385-96.
- [53]. Verstraete A. Étude d'une communauté solaire avec stockage thermique saisonnier par puits géothermiques. 2013

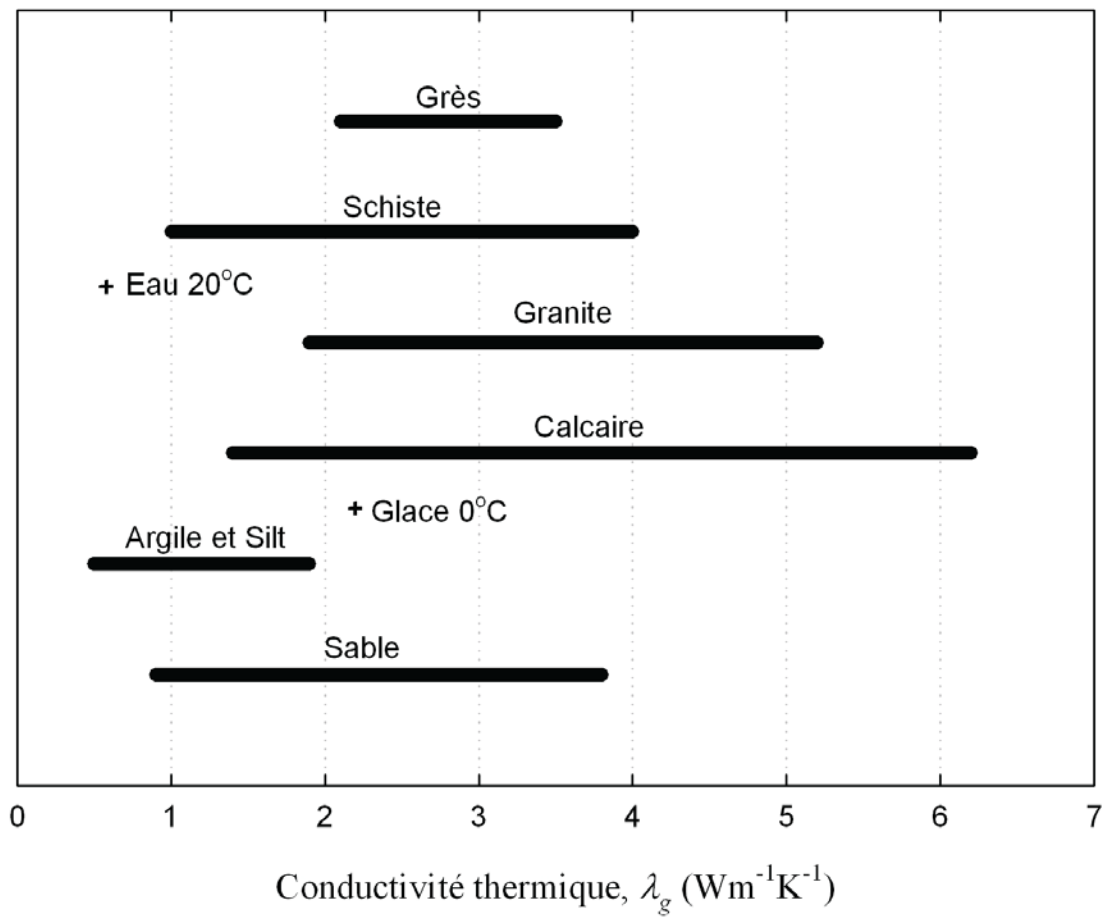
- [54]. Gehlin, S. *Thermal Response Test Method Development and Evaluation*. Phd. inédit, Lulea University of Technology, Lulea, Suède.(2002).
- [55]. Chapuis,S. Stockage thermique saisonnier dans un champ de puits géothermique verticaux en boucle fermée.Décembre 2009.
- [56]. Hadorn, J.C. (1988). *Guide to seasonal heat storage*. Zurich, Suisse: Swiss Association of Engineers and Architects.
- [57]. Clauser, C., Geothermal Energy, In: K. Heinloth (Ed), Landolt-Börnstein, Group VIII: Advanced Materials and Technologies, Vol 3: Energy Technologies, Subvol.C: Renewable Energies, Springer Verlag, Heidelberg-Berlin, 2006, P 493-604.
- [58]. Ghosal.MK,Tiwari.GN,Srivastava NSL.Thermal modeling of a greenhouse with an integrated earth to air heat exchanger.Energy and building 2004 ;36 :219-227.
- [59]. Benyelles.F,Benabadjia.B,Benyoucef.B,Ziani.Z.,« Comparaison entre un capteur à aérogel de silice et d'autres capteurs plans », 13emes Journées Internationales de thermique 2007.
- [60]. Mokhtari. F,Semmar.D,« L'Influence de la Configuration de l'Absorbeur sur les Performances Thermiques d'un Capteur Solaire à Air » Centre de Développement des Energies Renouvelables, B.P. 62, Route de l'Observatoire, Bouzaréah, Alger.Algérie Rev. Energ. Ren. : Journées de Thermique (2001) 159-162.
- [61]. Mohamed.A,High efficiency solar air heater”, Solar Energy, 60 (1997), pp. 71-77
- [62]. Prasad S.B ., et al, “Investigation of heat transfer and friction characteristics of packed bed solar air heater using wire mesh as packing material”, Sol. Energy, (2009), doi:10.1016/j.solener.2008.11.011
- [63]. L. C. Demartini, H. A. Vielmo and S. V. Möller, “Numeric and Experimental Analysis of the Turbulent flow through a channel with Baffle Plates”, J. of the Braz. Soc. of Mech. Sci. & Eng , 2004, Vol. XXVI, No. 2 / 153
- [64]. S. Bahria , M. Amirat . Influence de l'adjonction des chicanes longitudinales sur les performances d'un capteur solaire plan à air
- [65]. Banque mondiale 2013, <http://www.banquemondiale.org/>
- [66]. Global Energy & CO2 Data, Comprehensive and up-to-date online database for energy supply & demand and GHG emissions, <http://www.enerdata.net>
- [67]. Renewable Energy and Energy Efficiency Program, ministry of energy and mines.<http://www.mem-algeria.org/>, [accessed March 2011]

Annexes

I. Représentation schématique d'un profil de température typique dans le sol. Le gradient géothermique est exagéré pour l'illustration



II. Les valeurs de la conductivité thermiques pour différents sols



III. Diffusivité thermique des différents sols

Matériau	k ($W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$)	C_s ($MJ \cdot m^{-3} \cdot ^\circ C^{-1}$)
Calcaire	1.5-3.0	1.9-2.4
Argile humide	0.9-2.2	2.4
Basalte	1.3-2.3	2.4-2.6
Diorite	1.7-3.0	2.9-3.3
Grès	2.0-6.5	2.0-2.1
Granite	3.0-4.0	1.6-3.1
Quartzite	5.5-7.5	1.9-2.7
Air	0.024	0.0013
Béton	0.8	1.8
Eau	0.6	4.18

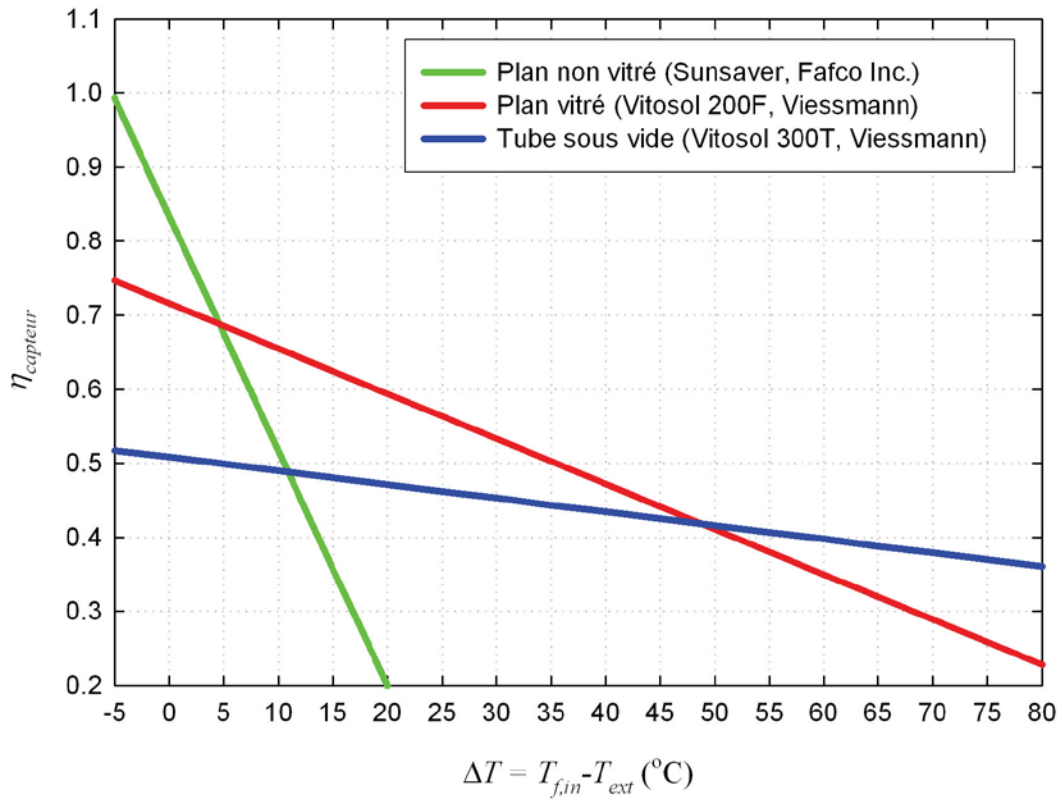
IV. L'albédo de plusieurs types de sol

Nature du sol	Albédo
Sol enneigé	0,70
Sol recouvert de feuilles mortes	0,30
Herbe verte	0,26
Forêt en automne ou champs dorés	0,26
Galets de pierres blanches	0,20
Herbe sèche	0,20
Sol argileux	0,17
Forêt en hiver (arbres conifères sans neige)	0,07
Plan d'eau (soleil haut $h > 30^\circ$)	0,07

V. Les matériaux d'isolation

Nature	T °C	ρ kg m ⁻³	Cp J kg ⁻¹ °C ⁻¹	λ W m ⁻¹ °C ⁻¹
Balsa	20	85		0.054
Copeaux bois	23			0.059
Coton	20	80	1300	0.06
Kapok	30			0.035
Laine de roche	20	20	880	0.047
	20	55	880	0.038
	20	135	880	0.041
Laine de verre	20	8	875	0.051
	20	10	880	0.045
	20	15	880	0.041
	20	40	880	0.035
Liège expansé	20	120	2100	0.044
Moquette	20	200	1300	0.06
Polyuréthane (mousse rigide)	20	32	1300	0.03
	20	50	1360	0.035
	20	85	1300	0.045
PVC (mousse rigide)	20	30	1300	0.031
	20	40	1300	0.041
Polystyrène expansé	20	12	1300	0.047
	20	14	1300	0.043
	20	18	1300	0.041
	20	28	1300	0.037

VI. La différence de température entre l'entrée et la sortie des différents types capteur solaire à air



Nomenclature

Symbole	Grandeur	Unité
T_c	La température équivalente de la voûte céleste	
e_b	Epaisseur du bois	[m]
q	Le flux de conduction dans le fluide	
σ_T	L'amplitude volumique de la source de chaleur d'origine solaire par unité de volume du fluide caloporteur de masse volumique.	(ρ)
T_1, T_2	Les températures absolues des deux faces	[°C]
ε_i	L'émissivité du milieu i	
F_{12}	Le facteur de forme géométrique entre les surfaces S_1 et S_2	
σ	La constante de Stephan-Boltzmann.	
β	L'inclinaison du capteur par rapport à l'horizontale.	
h_{vv}	Le coefficient d'échange convectif dû au vent, entre la face inférieure du capteur et l'air extérieur.	
v_v	La vitesse du vent en	[m/s].
C_s	La chaleur spécifique volumétrique	
ρ	masse volumique	[kg·m ⁻³]
α	La diffusivité thermique	[m ² ·s ⁻¹]
V	Volume de stockage	[m ³]
r	Rayon du tube	[m]
n	Nombre de tube	
α_{sol}	Diffusivité du sol	
G	Le rayonnement global	
h_f	Une variable intermédiaire	
h_e	Une variable intermédiaire	
T_{amb}	La température ambiante	
a_{latent}	Constante empirique	
b_{latent}	Constante empirique	
K_{sol}	La conductivité thermique du sol.	
ρ_{sol}	La densité du sol.	
C_{sol}	La capacité calorifique du sol	

Résumé

L'exploitation des énergies renouvelables s'avère indispensable vue le danger économique et environnemental que causent les énergies fossiles. L'énergie géothermique qui épuise la chaleur du sol pour le chauffage et le rafraîchissement des locaux n'a pas encore vu le jour en Algérie pour des raisons économiques et de gestion. Notre travail consiste à étudier la faisabilité de cette énergie, son efficacité dans l'habitat (site de Biskra en particulier).

Cette étude nous a permis d'installer un puits géothermique à l'université de Biskra après avoir étudié le sol, optimiser le conduit (matériau, géométrie, débit). Une deuxième partie concernait l'optimisation expérimentale des capteurs solaires à air pour assurer le chauffage en introduisant un seul obstacle en forme rectangulaire. Les résultats ont montrés que l'obstacle ajouté améliore la performance de ces capteurs.

Une chaîne énergétique comportant un puits géothermique et un faisceau de capteur solaires à air dont le but d'étudier la possibilité de stockage en utilisant TRNSYS.

ملخص .

إن استغلال الطاقات المتجددة أمر ضروري أمام المخاطر الاقتصادية و البيئية الناتجة عن استعمال الطاقات الحفرية. لم تبدأ الجزائر في استعمال الطاقة الحرارية الأرضية التي تستعمل حرارة الأرض لتسخين وتبريد الأماكن لأسباب اقتصادية وأخرى متعلقة بالتسيير. يهدف هذا العمل إلى دراسة إمكانية تطبيق هذه الطاقة. فعاليتها في المساكن -في ولاية بسكرة بالخصوص. سمحت لنا هذه الدراسة بوضع بئر حراري ارضي بجامعة بسكرة بعد دراسة الأرضية. تحسين قناة (المواد، الهندسة، وتدفق. الجزء الثاني لهذه الدراسة يتعلق بتحسين التجريبي للواقط الشمسية الهوائية لضمان التسخين بإدماج عائق بشكل مستطيل. بينت النتائج المحصل عليها إن العائق الذي تم إضافته يحسن فعالية اللواقط. تم استعمال سلسلة طاوقية متكونة من بئر حراري ارضي و مجموعة من اللواقط الشمسية الهوائية لدراسة إمكانية التخزين باستعمال برنامج TRNSYS.

Abstract

The use of the renewable energies becomes necessary because of the economical and environmental danger that causes the fossil energies. Geothermal energy which extracts the heat from the ground to heat or cool the building has not taken its place in Algeria for economical and of management. The aim of our work consists on the study of feasibility of this kind of energy, its effectiveness on building, in the site of Biskra in particular.

This study allows us to get settled a geothermal duct in the University of Biskra, after studying the optimization of the duct (material, geometry, flow). Second part was concerned by an experimental optimization of solar collectors to heat by introducing just one rectangular obstacle. The results show that the introduced obstacle improves the performances of the collector.

Energetic chain composed by the geothermal duct, and the solar air collector to study the feasibility of storage using TRNSYS code.