

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



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

Thèse présentée en vue de l'obtention  
Du diplôme de  
**Doctorat LMD en : Génie Mécanique**  
Spécialité (Option) : Génie énergétique

**Intitulé**

**Etude théorique et expérimentale de l'exploitation de la géothermie dans le réchauffement ou le refroidissement d'un fluide caloporteur utilisé pour le confort thermique de l'habitat.**

Présentée par :  
**Yousef BELLOUFI**

Soutenue publiquement le 04/07/2017

**Devant le jury composé de :**

Pr. Abdelhafid MOUMMI	Professeur	Président	Université de Biskra
Pr. Abdelhafid BRIMA	Professeur	Rapporteur	Université de Biskra
Dr. Abdelmoumene Hakim BENMACHICHE	Maitre de conférences 'A'	Examineur	Université de Biskra
Dr. Kamal MASMOUDI	Maitre de conférences 'A'	Examineur	Université de Batna

A mes parents et ma fille Alaa

A ma sœur et mon frère

A mon oncle Salim et à toute ma famille

# **Remerciements**

Louange à Allah, celui qui nous a illuminé le chemin de la science et nous à accorder pour accomplir ce travail.

J'adresse tout d'abord mes remerciements les plus sincères au Professeur Abdhahid BRIMA, qui a très volontiers accepté d'être le directeur de cette thèse. Sa grande connaissance dans le domaine, ainsi que son expérience scientifique, ont joué un rôle important dans la conception de ce travail.

Je tiens également à exprimer mes plus vifs remerciements au Professeur Rachid ATMANI qui fut pour moi un co-directeur de thèse attentif et disponible malgré ses nombreuses charges. Ses conseils, sa rigueur scientifique, sa compétence et sa clairvoyance m'ont beaucoup appris et m'ont contribué grandement à l'élaboration de ce travail.

Je tiens très sincèrement à remercier Monsieur Abdhahid MOUMMI, Professeur à l'Université de Biskra, pour m'avoir fait l'honneur d'accepter de présider le jury de cette thèse.

Je tiens à exprimer ma gratitude au Messieurs Abdelmoumene Hakim BENMACHICHE, Docteur à l'Université de Biskra, Monsieur Kamal MASMOUDI, Docteur à l'Université de Biskra d'avoir acceptés d'examiner ce travail.

Je tiens à remercier mes collègues, mes amis et mes frères Faris AISSAOUI et Amar ROUAG.

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude et mes remerciements à la famille du département de Génie Mécanique de l'Université de Biskra, et tous les membres des laboratoires LGM et LGEM, en particulier messieurs Noureddine MOUMMI, Kamal AOUES, Mabrouk HECINI et Adel BENCHANE.

Enfin, j'aimerais aussi remercier mes chers amis, collègues et tous ceux et celles qui m'ont aidé de près et de loin afin de réaliser ce travail.

# Tables des matières

Dédicace	I
Remerciements	II
Table des matières	III
Liste des figures	VI
Liste des tableaux	IX
Nomenclature	X
Résumé	XI
Abstract	XII
ملخص	XII
Introduction générale	1
<b>Chapitre 1.</b> Généralités sur le refroidissement et réchauffement passif	
1 Introduction	5
2 Refroidissement passif	5
2.1 Ventilation	5
2.2 Refroidissement par évaporation	5
2.3 Refroidissement par la géothermie	7
2.4 Refroidissement par les échangeurs air sol	8
2.4.1 Caractéristiques techniques d'un échangeur air sol	11
3 Réchauffement passif	13
3.1 Mur Trombe	13
3.2 Cheminée solaire	14
3.3 Toiture solaire	15
4 Conclusion	17
<b>Chapitre 2.</b> Synthèse bibliographique	
1 Introduction	19

2	Synthèse bibliographique	19
3	Conclusion	32
<b>Chapitre 3. Modélisation mathématique et simulation numérique</b>		
1	Introduction	34
2	Modèle thermique du sol	34
2.1	Description et hypothèses	34
2.2	Modélisation stationnaire de la température du sol	35
2.2.1	Température à la surface du sol variable	35
2.3	Modélisation transitoire de la température du sol	37
2.3.1	Température à la surface du sol variable	37
2.3.2	Température à la surface du sol constante	40
3	Modèle thermique de l'échangeur air sol	42
3.1	Description du système	42
3.2	Hypothèses simplificatrices	42
3.3	Modélisation stationnaire de la température de l'air le long du tube	43
3.3.1	Tronçon vertical I	43
3.3.2	Tronçon horizontal II	47
3.3.3	Tronçon vertical III	48
3.4	Modélisation transitoire de la température de l'air le long du tube	50
3.4.1	Résolution numérique du problème	51
3.4.2	Efficacité de l'échangeur	54
3.4.3	Facteur de détérioration (Derating factor)'DF'	54
4	Refroidissement de l'air par évaporation	55
4.1	Hypothèses simplificatrices	55
5	Conclusion	57
<b>Chapitre 4. Etude expérimentale</b>		
1	Introduction	59

2	Description du dispositif expérimental	59
3	Instrumentation	61
4	Résultats expérimentaux	63
5	Conclusion	72

## **Chapitre 5. Résultats et discussions**

1	Introduction	74
2	Modèle thermique du sol	74
2.1	Température en profondeur du sol	74
3	Modèle thermique de l'échangeur air sol	76
3.1	Validation du modèle numérique développé avec la littérature	76
3.2	Validation du modèle numérique développé avec l'expérimentation	77
3.3	Resultats du modèle thermique développé de l'échangeur air sol	78
3.4	Evolution horaire de la température de l'air pour des jours types (04-07 Aout 2013)	79
3.5	Efficacité de l'échangeur pour des jours types (04-07 Aout 2013)	80
3.6	Etude paramétrique	81
3.6.1	Effet de la conductivité thermique du sol	82
3.6.2	Effet de la vitesse d'écoulement de l'air	85
3.6.3	Effet du diamètre du tube	88
3.6.4	Effet de la conductivité thermique du tube	91
3.7	Influence de l'humidification de l'air sur la performance thermique	94
	Conclusion générale	95
	Références bibliographiques	97

Annexe

## Liste des figures

### *Chapitre 1*

<b>Figure 1.</b> Refroidissement par évaporation directe.	6
<b>Figure 2.</b> Refroidissement par évaporation indirecte.	7
<b>Figure 3.</b> Vue aérienne des maisons à refroidir par contact direct avec le sol.	7
<b>Figure 4.</b> Echangeur air sol (système à boucle ouverte).	8
<b>Figure 5.</b> Echangeur air sol (système à boucle fermée).	9
<b>Figure 6.</b> Echangeur air sol horizontal (style européen) (a). Connexion en série, (b). connexion en parallèle.	10
<b>Figure 7.</b> Echangeur air sol spirale (Amérique du Nord).	10
<b>Figure 8.</b> Echangeur air sol vertical.	11
<b>Figure 9.</b> Différents circuits pour l'implantation des tubes.	12
<b>Figure 10.</b> Mur Trombe classique.	14
<b>Figure 11.</b> Modes de fonctionnement d'une cheminée solaire.	15
<b>Figure 12.</b> Structure d'un capteur solaire toit à double passe. (a) mode chauffage. (b) mode ventilation naturelle.	16
<b>Figure 13.</b> Structure d'un capteur solaire toit à simple passe. (a) mode chauffage. (b) mode ventilation naturelle.	16

### *Chapitre 2*

<b>Figure 1.</b> Schéma de l'échangeur air sol intégré à un local.	24
<b>Figure 2.</b> Schéma d'installation expérimentale de l'échangeur.	25
<b>Figure 3.</b> (a) Température de sortie de l'air en mode continu et intermittent (mode 2)- sol 1.	26
<b>Figure 3.</b> (b) Température de sortie de l'air en mode continu et intermittent (mode 2) - sol 2.	26
<b>Figure 3.</b> (c) Température de sortie de l'air en mode continu et intermittent (mode 2) – sol 3.	27
<b>Figure 3.</b> (d) Température de sortie de l'air en mode intermittent (mode 2).	27
<b>Figure 4.</b> (a) Température de sortie de l'air en mode continu et intermittent (mode 3)- sol 1.	28
<b>Figure 4.</b> (b) Température de sortie de l'air en mode continu et intermittent (mode 3) - sol 2.	28
<b>Figure 4.</b> (c) Température de sortie de l'air en mode continu et intermittent (mode 3) - sol 3.	29
<b>Figure 4.</b> (d) Température de sortie de l'air en mode intermittent (mode 3).	29

<b>Figure 5.</b> Température du sol en mode intermittent.	30
<b>Figure 6.</b> Température du sol en mode continu.	30

## *Chapitre 3*

<b>Figure 1.</b> Schéma du milieu semi-infini du sol avec température constante à la surface.	36
<b>Figure 2.</b> Schéma du milieu semi-infini du sol avec température variable à la surface.	38
<b>Figure 3.</b> Schéma descriptif de l'échangeur air/sol.	43
<b>Figure 4.</b> Schéma descriptif du tronçon vertical I pour un cycle de refroidissement.	45
<b>Figure 5.</b> Schéma descriptif du tronçon vertical I pour un cycle de réchauffement.	45
<b>Figure 6.</b> Schéma descriptif du tronçon horizontal II pour un cycle de refroidissement.	47
<b>Figure 7.</b> Schéma descriptif du tronçon horizontal II pour un cycle de réchauffement.	47
<b>Figure 8.</b> Schéma descriptif du tronçon vertical III pour un cycle de refroidissement.	48
<b>Figure 9.</b> Schéma descriptif du tronçon vertical III pour un cycle de réchauffement.	48
<b>Figure 10.</b> Schéma descriptif du domaine discrétisé de l'échangeur air sol.	51
<b>Figure 11.</b> Schéma descriptif du refroidissement de l'air par évaporation.	55

## *Chapitre 4*

<b>Figure 1.</b> Vue générale du premier échangeur.	60
<b>Figure 2.</b> Emplacement détaillé de la sonde de l'air dans la gaine.	61
<b>Figure 3.</b> Centrale d'acquisition.	61
<b>Figure 4.</b> Extracteur d'air de débit variable.	62
<b>Figure 5.</b> Anémomètre à hélice.	62

## *Chapitre 5*

<b>Figure 1.</b> Evolution horaire de la température du sol en fonction de la profondeur pour un sol de sable humide.	75
<b>Figure 2.</b> Evolution horaire de la température du sol en fonction de la profondeur pour un sol d'argile.	75
<b>Figure 3.</b> Evolution horaire de la température du sol en fonction de la profondeur pour un sol de limon argilo-sableau.	76
<b>Figure 4.</b> Validation des résultats simulés avec les résultats expérimentaux de Misra et al.	77
<b>Figure 5.</b> Validation des résultats simulés avec ceux de l'étude expérimentale : figs (a), (b), (c) et (d).	78
<b>Figure 6.</b> Profils des solutions du modèle numérique développé.	79



<b>Figure 7.</b> Evolution horaire de la température de l'air pour différentes sections de l'échangeur air sol.	80
<b>Figure 8.</b> Variation de l'efficacité de l'échangeur au cours du temps	81
<b>Figure 9.</b> Effet de la conductivité thermique du sol sur l'évolution horaire de la température de l'air le long de l'échangeur : figs (a) et (b).	83
<b>Figure 10.</b> Variation horaire du facteur de détérioration le long de l'échangeur pour $\lambda_{sol} = 0.5$ W/m.K.	84
<b>Figure 11.</b> Variation horaire du facteur de détérioration le long de l'échangeur pour $\lambda_{sol} = 1.25$ W/m.K.	84
<b>Figure 12.</b> Variation horaire du facteur de détérioration le long de l'échangeur pour $\lambda_{sol} = 4$ W/m.K.	85
<b>Figure 13.</b> Effet de la vitesse d'écoulement de l'air sur l'évolution horaire de la température de l'air le long de l'échangeur : figs (a) et (b).	86
<b>Figure 14.</b> Variation horaire du facteur de détérioration le long de l'échangeur pour $u = 1$ m/s.	87
<b>Figure 15.</b> Variation horaire du facteur de détérioration le long de l'échangeur pour $u = 3.5$ m/s.	87
<b>Figure 16.</b> Variation horaire du facteur de détérioration le long de l'échangeur pour $u = 5$ m/s.	88
<b>Figure 17.</b> Effet du diamètre du tube sur l'évolution horaire de la température de l'air le long de l'échangeur : figs (a) et (b).	89
<b>Figure 18.</b> Variation horaire du facteur de détérioration le long de l'échangeur pour $r_1 = 0,03$ m.	90
<b>Figure 19.</b> Variation horaire du facteur de détérioration le long de l'échangeur pour $r_1 = 0,05$ m.	90
<b>Figure 20.</b> Variation horaire du facteur de détérioration le long de l'échangeur pour $r_1 = 0,1$ m.	91
<b>Figure 21.</b> Effet de la conductivité thermique du tube sur l'évolution horaire de la température de l'air le long de l'échangeur.	92
<b>Figure 22.</b> Variation horaire du facteur de détérioration le long de l'échangeur pour $\lambda_{tube} = 0,17$ W/m.K.	92
<b>Figure 23.</b> Variation horaire du facteur de détérioration le long de l'échangeur pour $\lambda_{tube} = 0,5$ W/m.K.	93
<b>Figure 24.</b> Variation horaire du facteur de détérioration le long de l'échangeur pour $\lambda_{tube} = 1$ W/m.K.	93
<b>Figure 25.</b> Influence de l'humidification de l'air sur la performance thermique.	94

## Liste des Tableaux

### *Chapitre 2*

<b>Tableau 1.</b> Aperçu sur quelques études expérimentales.	31
<b>Tableau 2.</b> Aperçu sur quelques modélisations des échangeurs air sol.	31

### *Chapitre 4*

<b>Tableau 1.</b> Différents paramètres du système	60
<b>Tableau 2.</b> Caractéristiques techniques des instruments de mesure	60
<b>Tableau 3.</b> Résultats obtenus à $u = 4,5$ m/s de la journée du 27 Mai 2013.	63
<b>Tableau 4.</b> Résultats obtenus à $u = 4,5$ m/s de la journée du 03 Juin 2013.	64
<b>Tableau 5.</b> Résultats obtenus à $u = 3,5$ m/s de la journée du 20 Juin 2013.	65
<b>Tableau 6.</b> Résultats obtenus à $u = 2$ m/s des journées de 23, 24 et 25 Juillet 2013.	66
<b>Tableau 7.</b> Résultats obtenus à $u = 3,5$ m/s des journées de 04, 05, 06 et 07 Aout 2013.	67
<b>Tableau 8.</b> Résultats obtenus à $u = 4,5$ m/s des journées de 15, 16, 17, 18 et 19 Septembre 2013.	69

### *Chapitre 5*

<b>Figure 1.</b> Propriétés thermo-physiques des différentes natures du sol.	74
<b>Figure 2.</b> Principaux paramètres de l'échangeur air sol utilisées pour la validation	77
<b>Figure 3.</b> Caractéristiques utilisées dans l'étude paramétrique de l'échangeur air sol.	81

# Nomenclature

<b>Symbole</b>	<b>Désignation</b>	<b>Unité</b>
$T_{sol}$	Température du sol	$^{\circ}C$
$T_a$	Température de l'air à l'intérieur de l'échangeur	$^{\circ}C$
$T_{ae}$	Température de l'air à la sortie de l'échangeur	$^{\circ}C$
$T_{a1}$	Température de l'air à la sortie de l'échangeur vertical 1	$^{\circ}C$
$T_{a2}$	Température de l'air à la sortie de l'échangeur horizontal 2	$^{\circ}C$
$T_i$	Température initiale à l'intérieur du sol	$^{\circ}C$
$s$	Surface d'échange	$m^2$
$\lambda_{sol}$	Conductivité thermique du sol	$W/m.K$
$h$	Coefficient d'échange moyen de l'air par convection	$W/m^2.K$
$t$	Temps	$s$
$\delta$	Profondeur de pénétration de la chaleur dans le sol	$m$
$m$	Masse d'air	$kg$
$\dot{m}$	Débit massique de l'air	$kg/s$
$c_p$	Chaleur spécifique	$J/kg.K$
$\varphi$	Flux de chaleur	$watt$
$u$	Vitesse axiale de l'air à l'intérieur de l'échangeur	$m/s$
$r_1$	Rayon intérieur de tube enterré	$m$
$r_2$	Rayon extérieur de tube enterré	$m$
$r_3$	Rayon de la couche adiabatique du sol	$m$
$l$	Cordonnée longitudinale suivant la direction du tube	$m$
$x$	Cordonnée horizontale	$m$
$\alpha$	Diffusivité thermique	$m^2/s$
$z$	Cordonnée verticale	$m$
$\rho$	Masse volumique	$Kg/m^3$
$s$	Surface d'échange	$m^2$
$R$	Résistance thermique	$m.K/W$

## Résumé

L'étude que nous présentons dans cette thèse concerne le refroidissement ou le réchauffement de l'air par l'exploitation d'un échangeur géothermique air sol. L'objectif principal réside en la détermination du profil de température unidirectionnel dans le sol, ensuite à l'intérieur de l'échangeur air sol, en utilisant l'équation de la chaleur et le principe des bilans énergétiques respectivement. Un modèle analytique est proposé en régime stationnaire pour évaluer la température de l'air le long du tube enterré. Ensuite, dans ce sens, un modèle numérique en régime transitoire est développé en appliquant la méthode des différences finies implicite. Afin de présenter une étude assez complète sur ce genre des échangeurs air sol, les deux tronçons verticaux d'entrée et de sortie qui sont reliés au tronçon principal horizontal ont été considérés dans la modélisation et la simulation numérique. Lors des problèmes d'accumulation de la chaleur dans le sol aux environs du tube enterré, un évaporateur est intégré juste à la fin de l'échangeur air sol permettant à l'air en écoulement de réduire sa température plus en plus par contact direct avec les gouttelettes d'eau. Enfin, une étude expérimentale est effectuée dans le site de l'Université de Biskra durant la période de refroidissement pour valider les modèles analytique et numérique développés. Un bon accord qualitatif et quantitatif a été remarqué lors de la validation entre les résultats expérimentaux et théoriques.

**Mots clés :** Etude Expérimentale, Géothermie, Facteur de détérioration, Echangeur Air Sol, Etude Numérique.

## Abstract

The study that we present in this thesis concerns the cooling or heating of air by the exploitation of a geothermal earth air heat exchanger. The main objective resides to determine the unidirectional temperature contour in the soil. Then, inside the earth air heat exchanger, using the heat equation and the principle of energy balances respectively. An analytical model is proposed in steady state to determine the air temperature along the buried tube. Thus, in this way, a numerical model in transient conditions is developed by applying the implicit finite difference method. In order to present a fairly complete study on this type of earth air heat exchangers, two vertical portions of inlet and outlet that are attached to the horizontal main portion were considered in modeling and numerical simulation. Because of, the problems of heat accumulation in the adjacent soil of buried tube is occurred, an evaporator is integrated just at the end of the earth air heat exchanger allowing to the flowing air to reduce its temperature more and more by direct contact with the water droplets. Finally, an experimental study is carried out at the Biskra University site during the cooling period to validate the developed analytical and numerical models. A good qualitative and quantitative agreement was observed between the experimental and theoretical results.

**Keywords:** Experimental Study, Geothermal, Derating Factor, Earth Air Heat Exchanger, Numerical Study.

## ملخص

الدراسة محل العرض في هذه الرسالة تتعلق بعملية تبريد أو تسخين الهواء وذلك باستعمال أو استغلال المحول الحراري من نوع (هواء/ تربة). إن الهدف الرئيسي يكمن في إيجاد توزيع الحرارة داخل التربة باتجاه العمق بعدها في المجال المائع وذلك باستعمال معادلة الحرارة والحوصلة الطاقوية على التوالي. تم اقتراح نموذج تحليلي بغية تحديد درجات حرارة الهواء على طول قناة المحول وذلك بالنسبة للنمط الدائم للانتقال الحراري، كما تم اعطاء نموذج عددي في حالة النمط الانتقالي وذلك باعتماد أو بتطبيق طريقة الفروق المنتهية الضمنية. ومن أجل تقديم دراسة وافية حول هذا النوع من المحولات الحرارية، تم ادراج الأجزاء العمودية (دخول و خروج) للمحول ضمن عناصر النمذجة و المحاكاة العددية. عند حدوث تراكم الحرارة في التربة، يوضع عند نهاية المحول نظام تبخر يسمح للهواء في حالة الجريان أن يفقد حرارته وذلك بتلامسه مع قطرات الماء. أخيراً، أنجزت الدراسة التجريبية على مستوى جامعة بسكرة وذلك خلال فترة التبريد حتى يتسنى التحقق من صحة النماذج التحليلية والعددية المستعملة. لاحقاً توافق نوعي وكمي خلال عملية التحقق بين النتائج التجريبية النظرية.

**كلمات مفتاحية :** الدراسة التجريبية، الطاقة الحرارية الأرضية، معامل التدهور، محول هواء تربة، الدراسة العددية.

## **Introduction générale**

### **Mise en contexte**

Au cours des dernières décennies, le monde a souffert de la consommation très élevée en énergie électrique nécessaire à la climatisation. Cette forte consommation apparaît clairement dans les zones sahariennes notamment pendant la période de refroidissement. Pour répondre à ces défis énergétiques, plusieurs techniques de refroidissement utilisant les énergies alternatives peuvent être mises en œuvre. La géothermie est l'une des énergies renouvelables qui désigne l'énergie calorifique stockée dans le sous-sol, dans la mesure où l'énergie primaire est principalement consommée sous forme de chaleur et provenant du sous-sol. Cette énergie géothermique peut être exploitée à l'aide de différents outils pour, la production d'électricité par l'extraction de l'eau chaude, le chauffage des serres agricoles et le confort thermique utilisant les échangeurs air sol.

Dans cette étude, on met en évidence le refroidissement et le réchauffement d'un fluide caloporteur utilisé pour le confort thermique de l'habitat par l'exploitation de l'inertie thermique du sol utilisant un échangeur air sol. L'air aspiré de l'extérieur transite par un tube enterré dans le sol à une profondeur bien déterminée, récupérant au cours de la longueur du tube l'énergie thermique du sol par convection forcée pour se refroidir ou se réchauffer suivant qu'on est en hiver ou en été.

A l'échelle nationale, notre travail s'inscrit dans le cadre des projets nationaux de recherches (PNR), code projet : U07/10/05 dans le domaine de l'énergie géothermique, intitulé : Etude théorique et expérimentale du rafraîchissement par la géothermie : Application au site de Biskra.

C'est dans ce sens que notre laboratoire de génie mécanique (LGM) a réalisé une plateforme expérimentale d'une surface totale environ 85m<sup>2</sup>, deux tubes en PVC sont enterrés à 2 et 3m de profondeur sur le site de l'université de Biskra.

### **Problématique**

Dans la littérature, plusieurs chercheurs ont modélisé les échangeurs géothermiques air sol horizontaux et verticaux pour n'importe quelle géométrie de l'échangeur.

Toutefois, d'après la synthèse bibliographique, peu d'études qui s'intéressent aux tronçons verticaux (entrée et sortie) qui sont reliés au tronçon horizontal principal.

Des problèmes d'accumulation de la chaleur dans le sol voisin autour du tube enterré apparaissent dans le mode de fonctionnement continu et en longue période de l'échangeur air sol durant la période de refroidissement.

### **Objectifs**

Cette thèse doit répondre aux objectifs suivants :

- Présenter une étude assez complète, sur les tronçons verticaux (entrée et sortie) qui sont reliés au tronçon horizontal principal.
- Proposer des modèles analytique et numérique pour les régimes stationnaire et transitoire respectivement en se basant sur le principe des bilans énergétiques afin d'évaluer l'évolution de la température de l'air à l'intérieur du tube enterré.
- Valider expérimentalement les modèles analytique et numérique développés, à partir des mesures relevées du dispositif expérimental installé sur le site de l'université de Biskra.
- Tester la possibilité d'améliorer la capacité de refroidissement de l'air sortant de l'échangeur avant qu'il entre au local par l'intégration d'un pulvérisateur d'eau à la sortie de l'échangeur air sol.

### **Organisation de la thèse**

Cette étude s'articule autour de cinq chapitres :

Le premier chapitre de cette thèse s'intéresse à une étude générale sur les techniques passives de rafraîchissement ou de réchauffement des locaux en rappelant les principes de fonctionnement. Différents types des échangeurs air sol et leurs caractéristiques techniques sont aussi présentés dans ce chapitre.



## Introduction générale

Le deuxième chapitre dresse un état de l'art des différents travaux réalisés dans le monde à différentes conditions de fonctionnement de l'échangeur géothermique air sol. Dans cette étude, l'analyse des travaux antérieurs, va nous permettre de prédire les défis à prendre en compte dans le prochain chapitre.

Le troisième chapitre est consacré à la modélisation analytique et la simulation numérique : dans sa première partie, on étudie la distribution de la température du sol dans le sens vertical à la surface du sol en utilisant l'équation de la chaleur pour arriver à la profondeur optimale de l'enfouissement du tube dans le sol.

La deuxième partie fournit un modèle thermique de l'échangeur air sol en appliquant le principe du bilan énergétique pour suivre l'évolution unidimensionnelle de la température de l'air le long du tube enterré pour les deux régimes stationnaire et transitoire.

La troisième partie consiste à tester la possibilité d'améliorer la capacité de refroidissement de l'air entrant dans le local par l'intégration d'une bache à eau à la sortie de l'échangeur. Il est conseillé d'utiliser cette technique dans le cas où l'échangeur fonctionne en mode continu et en longue période.

Le quatrième chapitre est dédié à la présentation de l'étude expérimentale réalisée dans le site de l'université de Biskra durant la période de refroidissement. Les différents dispositifs de mesure utilisés, les caractéristiques thermiques du sol et du tube enterré et les différentes dimensions du système (sol, échangeurs air sol) sont regroupés dans ce chapitre. Cette étude a pour objet de valider l'étude théorique et d'expertiser la capacité de refroidissement de l'air par l'échangeur.

Le cinquième chapitre est réservé à l'exposition, l'évaluation et l'interprétation des différents résultats obtenus.

# Chapitre 1

**Généralités sur le refroidissement et le  
réchauffement passif**

### 1 Introduction

Dans ce chapitre, nous avons présenté des techniques passives pour le refroidissement et le réchauffement des locaux. Ces techniques passives sont prouvées très efficaces et peuvent contribuer à atteindre le confort thermique de l'habitat ainsi que une meilleure qualité de l'air à l'intérieur du local avec très faible consommation en énergie électrique.

### 2 Refroidissement passif

#### 2.1 Ventilation

L'échange de chaleur entre une personne et le milieu environnant est partiellement influencé par le mouvement d'air. La ventilation naturelle est une technique simple et importante, elle peut améliorer la qualité de l'air à l'intérieur des locaux, protéger la santé, offrir le confort thermique et réduire la consommation d'énergie électrique utilisée dans les systèmes de climatisation. Il faut reconnaître que la ventilation naturelle n'est pas une source alternative à la climatisation.

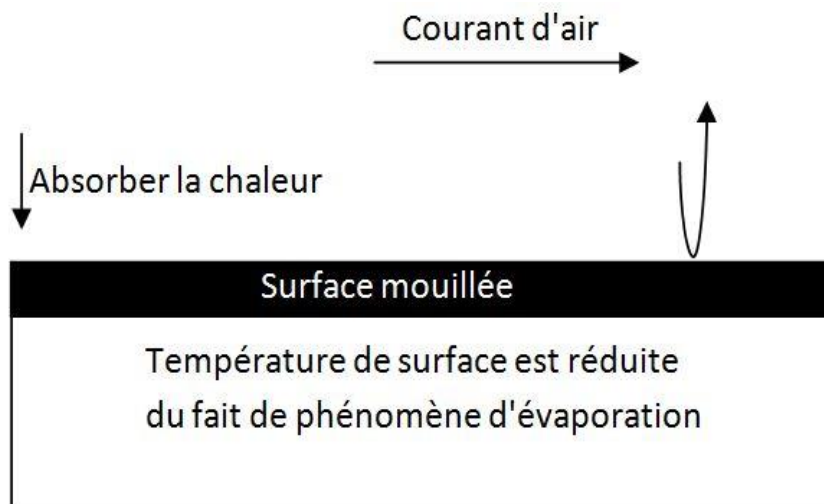
ASHRAE standard [1] et ISO 7730 [2] recommandent une vitesse de vent maximale de l'ordre de 0,82 m/s pour les activités sédentaires. Cependant, Cette limite est principalement basée sur la stabilité des vêtements et papiers plutôt que de l'inconfort humain causé par le bruit résultant de la vitesse élevée de l'air. Cândido et al. [3] Ont indiqué que la vitesse minimale requise était au moins 0,4 m/s pour une température de 26°C et elle peut atteindre 0,9 m/s pour des températures d'environ de 30 °C. Il n'est pas difficile de créer un confort thermique pour une personne exposée à une vitesse du vent égale 1 m/s [4] et dans le réchauffement, les vitesses d'écoulement de l'air allant jusqu'à 2 m/s peuvent être acceptées [5].

#### 2.2 Refroidissement par évaporation

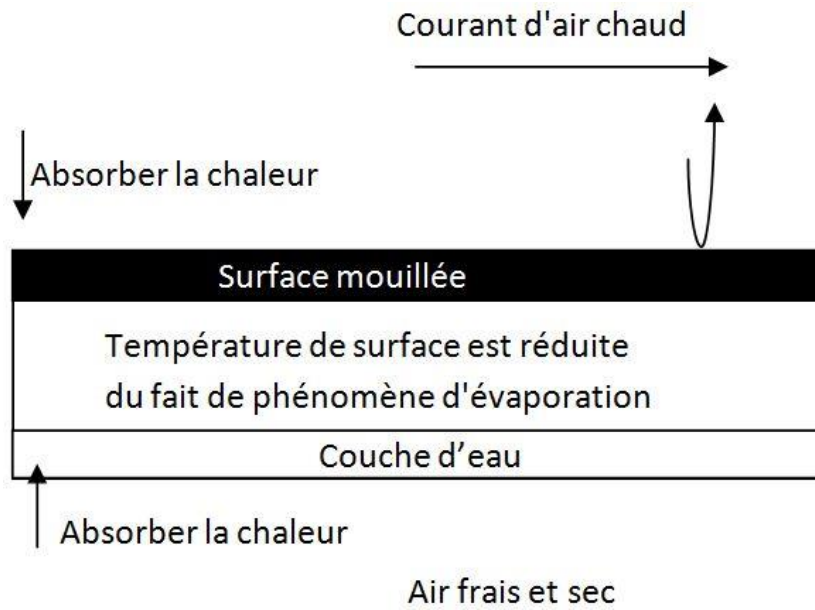
Le refroidissement par évaporation est une technique de refroidissement de l'air par évaporation de l'eau. Lorsque l'eau s'évapore, elle absorbe la chaleur de l'air environnant et par conséquent l'air se refroidit. Après l'évaporation de l'eau, elle entre dans l'air sous forme de vapeur d'eau et transmet la chaleur absorbée au cours de l'évaporation à l'air sous forme de chaleur latente. Par conséquent, l'air s'humidifie et

## Chapitre 1. Généralités sur le refroidissement et le réchauffement passif

la chaleur totale, ou enthalpie de l'air se change difficilement. L'air refroidi par humidification est utilisé pour le refroidissement des habitats et ce procédé est connu comme le refroidissement par évaporation directe qui est le plus approprié dans les climats secs et chauds (fig. 1) [6]. Le refroidissement par évaporation indirecte a le même principe du processus d'évaporation directe (fig. 2). La différence majeure entre les deux cas est qu'aucune humidité supplémentaire n'est introduite dans l'air neuf au refroidissement par évaporation indirecte. Plusieurs techniques sont utilisées dans ce cas, comme : toiture bassin, Toiture jardin ou végétalisée, arrosage du toit, etc. Toutes ces techniques ont été trouvées pour réduire la température du toit d'un local avec une réduction conséquente de la température intérieure. Ces techniques sont limitées aux locaux de faible hauteur. Jain [7] a constaté que dans les locaux de faible hauteur, environ 50% de charge calorifique du bâtiment a été reçue par le toit.



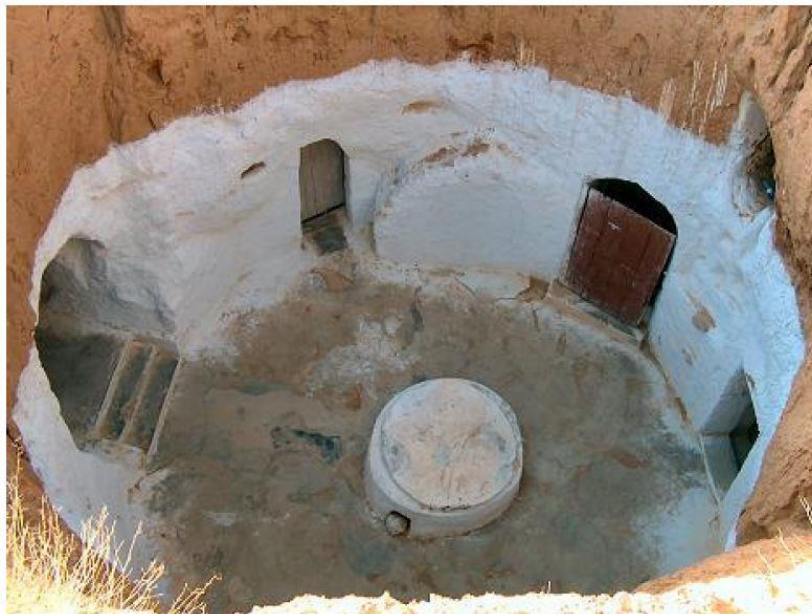
**Figure 1.** Refroidissement par évaporation directe[8].



**Figure 2.** Refroidissement par évaporation indirecte[8].

### **2.3 Refroidissement par la géothermie**

Pendant l'été, la température du sol à une certaine profondeur a été trouvée inférieure à la température ambiante [9]. Par conséquent, le sol offre une occasion importante de réduire la chaleur excessive des bâtiments. On peut refroidir un bâtiment utilisant l'inertie thermique du sol par deux stratégies : refroidissement direct par contact avec le sol (fig. 3) et refroidissement utilisant les tubes enterrés.



**Figure 3.** Vue aérienne des maisons à refroidir par contact direct avec le sol [10].

## Chapitre 1. Généralités sur le refroidissement et le réchauffement passif

Le contact direct local-sol offre plusieurs avantages : limiter les infiltrations, échanger la chaleur entre le sol et le local, réduire le bruit et les vibrations, protéger le local contre le rayonnement solaire, la chaleur de l'environnement, les incendies et les tempêtes. Cependant, cette technique n'est pas exonérée d'inconvénients, comme : La condensation et mauvaise qualité de l'air à l'intérieur du local, faible réponse aux changements des conditions climatiques et mauvaise lumière [11].

### 2.4 Refroidissement par les échangeurs air sol

Un échangeur air sol est un système qui utilise le sous-sol comme une source d'énergie et l'air comme un moyen d'échange de la chaleur. La conception d'un tube enterré (échangeur air sol) implique l'utilisation d'un tube en métal ou en PVC enterré à une profondeur de 1 à 4 m [12]. L'air peut extraire l'énergie thermique du sol au cours de son trajet dans le tube enterré pour le refroidissement des espaces, locaux et bâtiments pendant l'été. Lorsque l'air entrant au local est prélevé de l'extérieur et circule dans les tubes, le système dit 'système à boucle ouverte' (fig. 4), par contre, lorsque l'air intérieur est prélevé du local lui-même à travers des tubes, le système est connu sous le nom 'Système à boucle fermée' (fig. 5) [13]. La performance thermique des tubes enterrés est fonction de la température d'entrée de l'air, les caractéristiques thermiques des tubes et sol, la vitesse d'écoulement de l'air, la géométrie des tubes et la profondeur d'enfouissement des tubes [14]. L'application des techniques de refroidissement utilisant les tubes enterrées dans le sol a produit des avantages énergétiques très importants [15]. Les techniques de modélisation avancées ont été développées récemment, ce qui permet un dimensionnement très précis du système sous différentes conditions aux limites [16-19].

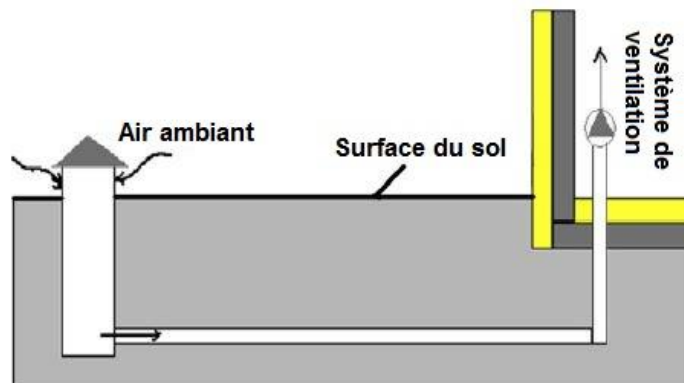
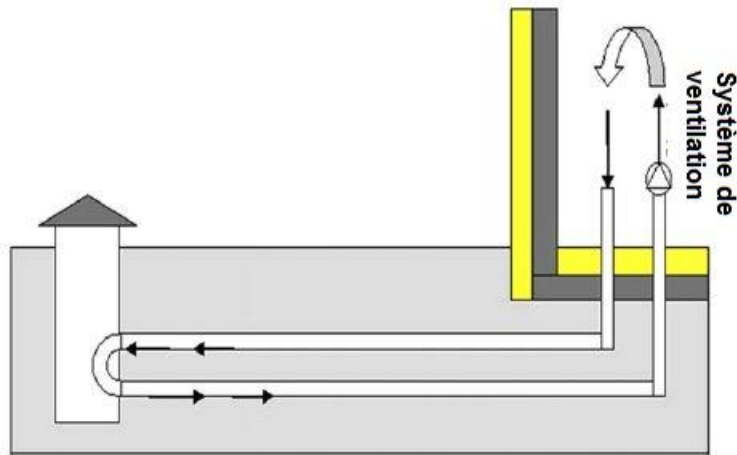


Figure 4. Echangeur air sol (système à boucle ouverte) [20].

## Chapitre 1. Généralités sur le refroidissement et le réchauffement passif

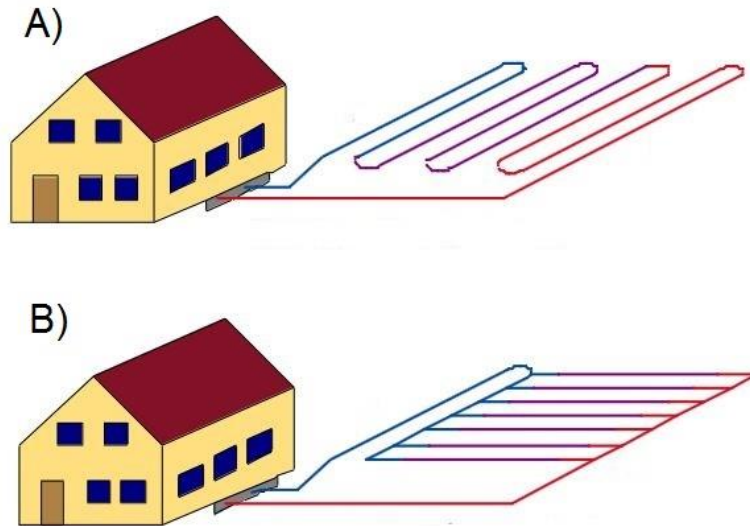


**Figure 5.** Echangeur air sol (système à boucle fermée) [20].

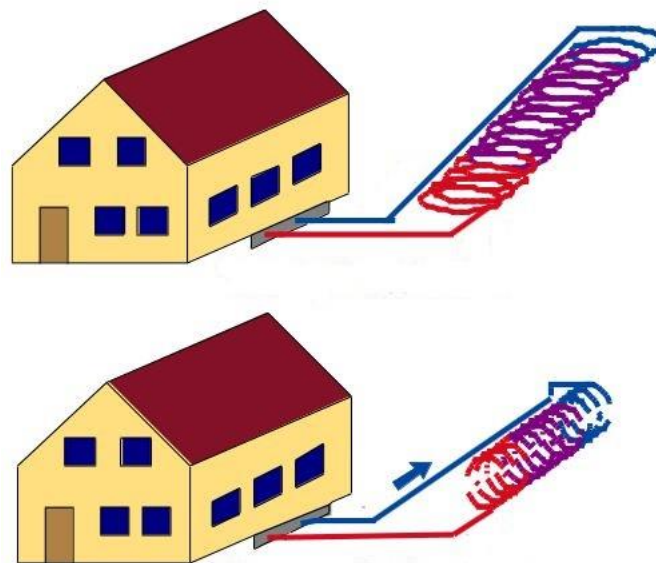
On trouve dans la littérature des différents types d'installation des échangeurs air sol, la figure 6 illustre un échangeur air sol horizontal qui comporte un certain nombre de tubes raccordés entre eux soit en série ou en parallèle. Cette configuration est habituellement la plus rentable lorsque l'espace du jardin est suffisant et les tranchées sont faciles à creuser [21].

Aux États-Unis d'Amérique, certains échangeurs air sol spéciaux ont été développés pour les systèmes pompes à chaleur, dans lesquels les tubes sont courbés en une forme spirale (fig. 7). De cette façon, il est possible de placer plusieurs tubes dans des tranchées plus courtes afin de réduire la superficie du terrain nécessaire. Ces types des échangeurs sont mieux adaptés pour le chauffage et le refroidissement des locaux construits dans un sol à faible accumulation de l'énergie [21].

Les échangeurs air sol verticaux ou les sondes géothermiques (fig. 8) sont largement utilisés lorsqu'il est nécessaire d'installer une capacité d'échange de chaleur suffisante dans une petite superficie. Ce type des échangeurs est généralement plus cher à installer, par contre il est moins coûteux de côté tuyauterie que les échangeurs horizontaux [21].

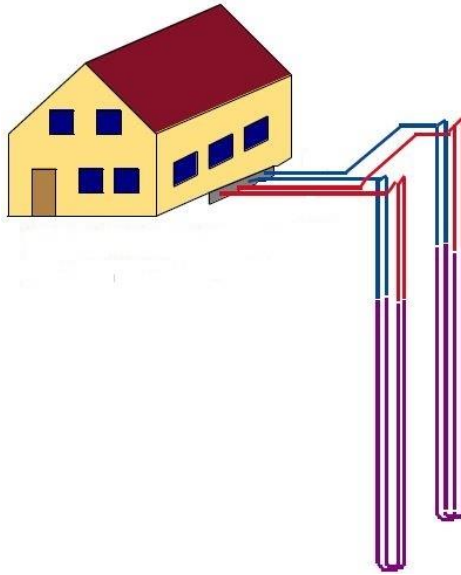


**Figure 6.** Echangeur air sol horizontal (style européen) A. Connexion en série, B. Connexion en parallèle [22].



**Figure 7.** Echangeur air sol spirale (Amérique du Nord) [22].





**Figure 8.** Echangeur air sol vertical [22].

#### **2.4.1 Caractéristiques techniques d'un échangeur air sol**

##### **Longueur des tubes**

Elle est habituellement de l'ordre de 30 à 50 m afin de limiter les pertes de charge. La longueur totale du conduit est calculée en fonction du débit d'air souhaité, de la nature du sol, de la zone géographique (température extérieure tout au long de l'année) et du type d'installation choisie.

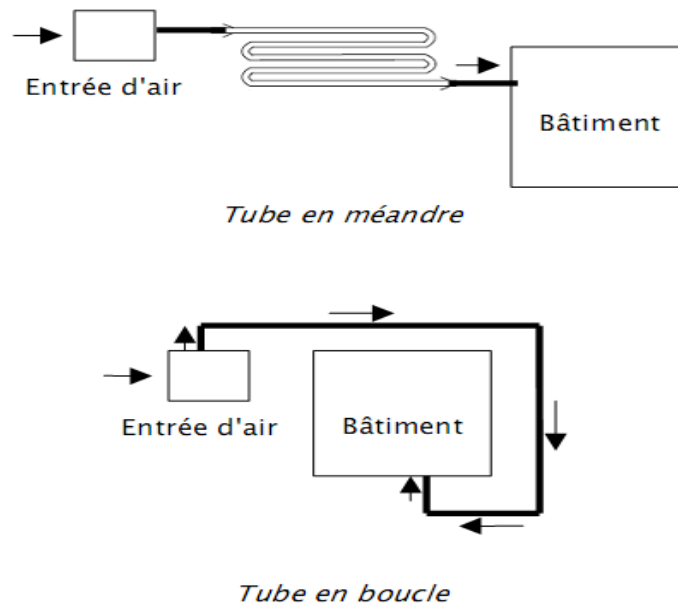
##### **Diamètre des tubes**

Pour optimiser les transferts thermiques sol/air, la vitesse de l'air au sein du puits doit être comprise entre 1 et 3 m/s. En fonction des débits d'air requis, le diamètre du conduit du puits est alors calculé pour respecter ces conditions de vitesse d'air.

##### **Disposition des tubes**

Afin de minimiser les pertes de charge au sein du conduit et de faciliter son entretien, il est conseillé de limiter le nombre de coudes. Deux dispositions sont majoritairement utilisées lorsque le puits ne comporte qu'un seul tube (fig. 9).

## Chapitre 1. Généralités sur le refroidissement et le réchauffement passif



**Figure 9.** Différents circuits pour l'implantation des tubes [23].

### Nombre de tubes

Le conduit du puits peut être constitué d'un seul tube posé en méandre ou en boucle autour du bâtiment ou être organisé sous la forme d'un réseau de tubes parallèles installés entre des collecteurs afin d'augmenter le débit d'air circulant dans le puits.

### Profondeur d'enfouissement des tubes

La majorité des études effectuées disent que : la profondeur préconisée est souvent comprise entre 1 et 4 m [12]. A ces profondeurs, la température du sol varie moins que la température de l'air extérieur entre l'été et l'hiver. Il est cependant possible d'enfouir les tubes plus profondément mais cela augmente les contraintes de terrassement et de pose du conduit.

### Pente du conduit

Elle doit être comprise entre 1 et 3% pour favoriser l'évacuation des condensats qui peuvent se former dans le conduit lorsque l'air extérieur chaud est en contact avec les parois froides du puits.

### Matériau constitutif des tubes

Les matériaux utilisés doivent avoir une bonne tenue à l'enfouissement. Les tubes entrant dans la composition des puits canadiens/provençaux actuellement en

## **Chapitre 1. Généralités sur le refroidissement et le réchauffement passif**

fonctionnement sont généralement en PVC, en polyéthylène ou en polypropylène souple ou rigide. Le choix du matériau du tube n'est pas important car la performance thermique de l'échangeur est non affectée par le matériau du tube [24-27].

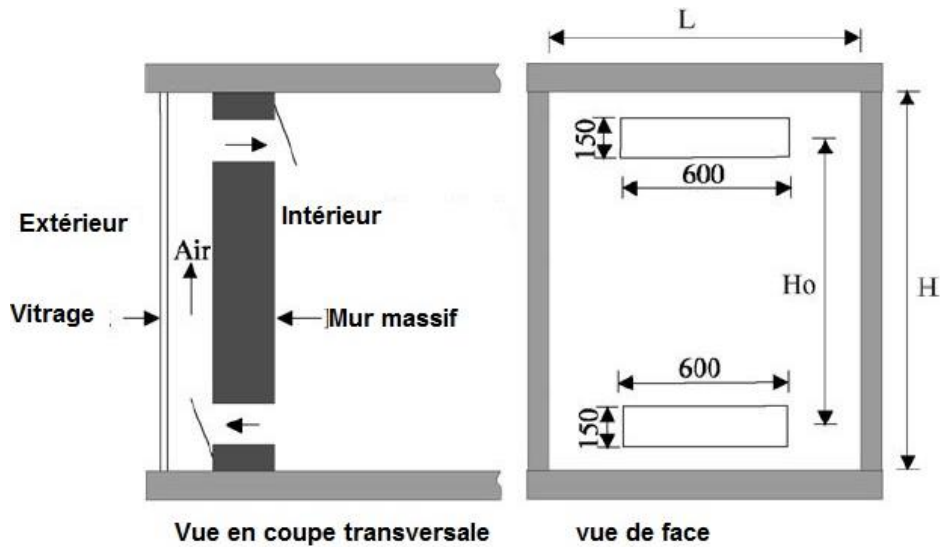
### **Espacement entre les tubes**

La majorité des études effectuées disent qu'il est préférable qu'il soit supérieur à 3 fois le diamètre des tubes afin de garantir un bon échange thermique de chaque tube avec le sol.

## **3 Réchauffement passif**

### **3.1 Mur Trombe**

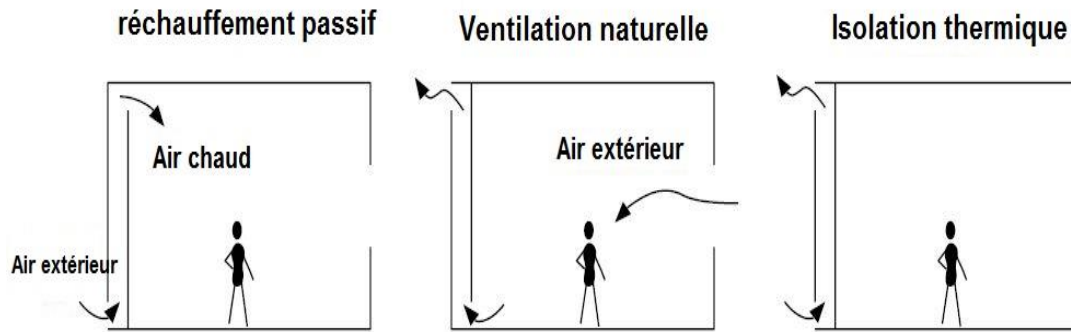
Le mur Trombe classique est un mur massif qui est recouvert par un vitrage extérieur avec un canal d'air de quelques centimètres entre eux (fig. 10). Le mur massif absorbe et stocke l'énergie solaire à travers le vitrage. Une partie de l'énergie est transférée par conduction dans l'intérieur du local à travers le mur. Pendant ce temps, l'air du local à basse température pénètre dans le canal à travers l'évent inférieur du mur, chauffé par le mur et s'écoule vers le haut en raison de l'effet de flottaison. L'air chauffé retourne ensuite dans le local par l'évent supérieur du mur. Quelques-uns des défis avec cette conception de mur Trombe classique sont comme suit : i) Faible résistance thermique, lorsque la quantité de l'énergie solaire absorbée par le mur est petite, par exemple, pendant la nuit ou les longues périodes froides, certaine quantité de chaleur est transférée de l'intérieur vers l'extérieur, ce qui entraîne une perte de chaleur excessive du local [28]. ii) Les phénomènes inverses de thermo-siphon se produisent pendant l'hiver, la nuit ou les jours non ensoleillés. Lorsque le mur est plus froid que la température intérieure, la circulation d'air inverse de l'évent supérieur vers l'évent inférieur provoque le refroidissement de l'air et la diminution de la température de l'air du local [28, 29]. iii) L'intensité solaire est périodique et n'est pas constante. Tout changement de l'intensité solaire pourrait provoquer des fluctuations de température du mur [29]. L'influence de la largeur du canal et les dimensions des événements d'entrée et de sortie affectent la performance globale de chauffage [29, 30].



**Figure 10.** Mur Trombe classique [28].

### 3.2 Cheminée solaire

Le but de la cheminée solaire est de générer un flux d'air à travers un local, elle convertit l'énergie thermique de l'air en énergie cinétique. La force motrice qui contrôle le débit d'air à travers la cheminée solaire est la différence de densité de l'air à l'entrée et à la sortie de la cheminée. Elle fournit une ventilation non seulement pour le refroidissement, mais aussi pour le chauffage si le ventilateur est utilisé pour diriger l'air chauffé dans le local. Quand la cheminée solaire est attachée au mur, Le principe de fonctionnement est similaire au mur Trombe. Elle fonctionne comme un chauffage passif en fournissant l'air chaud qui est chauffé par le collecteur solaire dans le local. Pour un climat froid ou modéré, Lorsque la température extérieure est inférieure à la température intérieure, la cheminée solaire est conçue pour le refroidissement passif où une ventilation naturelle est appliquée. Par contre, pour un climat chaud, Elle fonctionne comme isolation thermique pour réduire la chaleur introduite au local [31]. Ces trois modes différents sont illustrés sur la figure 11. La disposition la plus simple et la plus évidente est d'installer une cheminée verticale. Toutefois, Celle-ci peut ne pas être attractive en termes d'esthétique architecturale. Donc, il est conseillé d'installer un collecteur solaire sur le long de la pente du toit pour atteindre à une forme améliorée architecturalement et moins chère [32, 33].

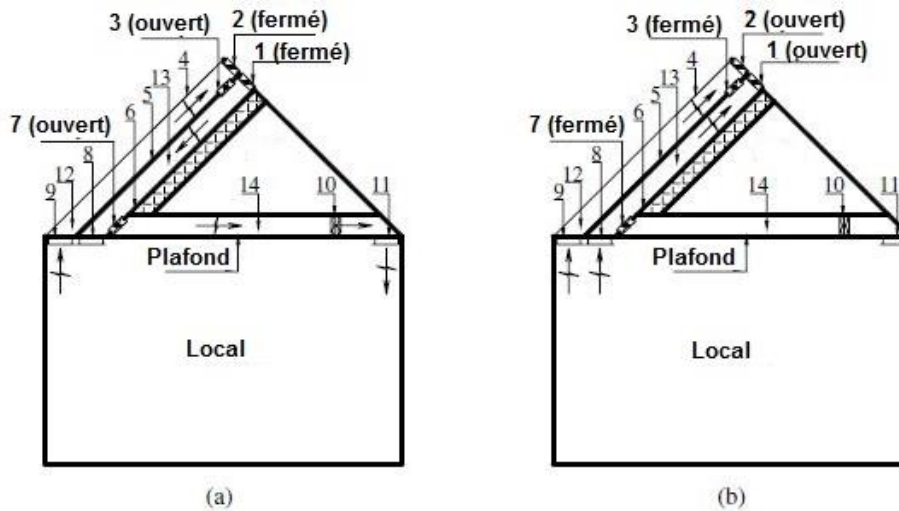


**Figure 11.** Modes de fonctionnement d'une cheminée solaire [31].

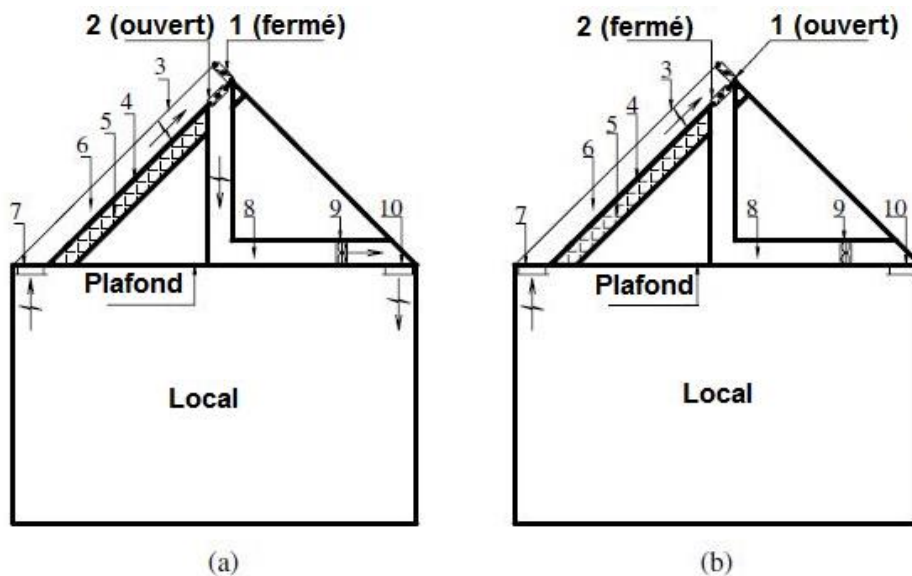
### 3.3 Toiture Solaire

Plusieurs méthodes de refroidissement passif utilisant les toitures solaires sont différentes telles que bassin en toiture, Toiture jardin ou végétalisée et l'isolation thermique. La ventilation par les toits solaires peut être plus performante que celle du mur Trombe dans les climats où l'altitude solaire est importante. C'est parce que les toits collecteurs fournissent une plus grande surface pour recueillir l'énergie solaire et donc une température de sortie plus élevée [34]. Néanmoins, Khedari et al. [35] ont observé qu'il ya peu de potentiel pour satisfaire le confort thermique du local avec un seul système de toit collecteur. Un dispositif supplémentaire tel que le mur Trombe est utilisé avec le collecteur solaire de toit fournirait un meilleur effet de refroidissement notamment dans le climat chaud. Dimoudi et al. [36, 37] ont étudié la performance thermique d'un toit ventilé en été et en hiver. Le toit ventilé typique est composé d'une dalle en béton armé et d'une couche isolante, mais avec un trou d'air entre l'isolant et la dalle préfabriquée supérieure. Les résultats ont montré qu'il y a une amélioration claire de la performance thermique pendant la période estivale et contrairement durant la période hivernale. D'autre part, Zhai et al. [38] ont signalé que l'efficacité thermique d'un capteur à double passe (fig. 12) est généralement 10 % plus que le capteur à simple passe (fig. 13). Un capteur solaire à eau intégré au toit est fabriqué de plusieurs couches de verre suivi d'une chambre d'eau et d'une tôle métallique a été conçu par Juanico [39] et pourrait être utilisé pour les systèmes domestiques de chauffage et de refroidissement.

## Chapitre 1. Généralités sur le refroidissement et le réchauffement passif



**Figure 12.** Structure d'un capteur solaire toit à double passe. (a) mode chauffage. (b) mode ventilation naturelle. 1-2-3 amortisseurs, 4- vitre, 5- plaque d'absorption, 6- plaque isolante, 7- amortisseur, 8-9- tuyères, 10- ventilateur, 11- tuyère, 12-13 canal d'air, 14- conduit d'air [38].



**Figure 13.** Structure d'un capteur solaire toit à simple passe. (a) mode chauffage. (b) mode ventilation naturelle. 1-2 amortisseurs, 3- vitre, 4- plaque d'absorption, 5- plaque isolante, 6- canal d'air, 7- tuyères, 8- conduit d'air, 9- ventilateur, 10- tuyère [38].

## **4 Conclusion**

Dans le site de Biskra, nous nous sommes beaucoup intéressés au rafraîchissement de l'air pendant les longues périodes chaudes, c'est pour cela une revue de la littérature sur les techniques de rafraîchissement ou de réchauffement utilisant les échangeurs géothermiques air sol est présentée dans le deuxième chapitre.

# Chapitre 2

## **Synthèse bibliographique**



### 1 Introduction

Plusieurs types des échangeurs air sol ont été réalisés et testés par plusieurs chercheurs dans le monde, l'objectif principal étant de libérer et /ou récupérer le maximum d'énergie thermique avec un coût financier faible et expertiser la performance thermique de l'échangeur air sol. Pour atteindre ces objectifs, de grands travaux sont récemment explorés.

Nous exposons dans ce chapitre quelques travaux disponibles dans la littérature qui traitent les phénomènes thermiques des échangeurs air sol.

### 2 Synthèse bibliographique

Un échangeur air sol est un échangeur de chaleur enterré dans le sol qui permettant à un fluide caloporteur en écoulement d'absorber la chaleur et/ou dissiper la chaleur au sol. Il utilise une température du sous-sol presque constante pour réchauffer ou refroidir l'air ou d'autres fluides caloporteurs pour des usages résidentiels, agricoles ou industriels. Les échangeurs air sol sont souvent une source alternative viable et économique ou un supplément aux systèmes de chauffage ou de climatisation car il n'y a pas de compresseurs, de produits chimiques ou de brûleurs et seuls les ventilateurs sont nécessaires pour souffler ou aspirer l'air. L'air aspiré de l'extérieur transite par une conduite enterrée à une profondeur bien déterminée, récupérant au cours de son trajet l'énergie du sol (va se réchauffer ou se refroidir), et permettra ainsi un préchauffage ou un refroidissement de l'habitat suivant qu'on est en hiver ou en été [40].

L'idée d'utiliser le sol comme une source thermique était connue au cours des anciens siècles. En environ 3000 avant. J.C., les architectes iraniens ont utilisé des tours à vent et des tunnels à air en sous-sol pour le rafraîchissement passif [13, 20, 41-43]. Les échangeurs air sol ont été utilisés dans les installations agricoles (bâtiments d'animaux) et aussi dans les serres horticoles aux États-Unis d'Amérique au cours des dernières décennies et ont été utilisés en conjonction avec des cheminées solaires dans des régions chaudes et arides pendant des milliers d'années.

## Chapitre 2. Synthèse bibliographique

Dans la littérature, plusieurs études expérimentales et théoriques ont été réalisées pour développer les échangeurs air sol.

Claesson and Dunand [44] ont analysé l'extraction de l'énergie du sol en utilisant des solutions analytiques pour résoudre l'équation de la chaleur dans le sol. Leur rapport fournit des méthodes mathématiques de base pour évaluer le potentiel d'extraction de la chaleur du sol dans différentes situations en utilisant les deux régimes stationnaire et transitoire par l'application du principe de superposition aux processus dynamiques et multidimensionnel thermique dans le sol.

Nilsson [45] a traité les caractéristiques thermiques qui influent sur la conception d'un échangeur air sol pour le réchauffement de l'air dans les climats froids. Son travail de recherche est basé sur des solutions analytiques de l'équation de la chaleur en tenant compte de la chaleur latente et la pénétration de givre. Les résultats d'analyse théorique sont comparés avec les résultats expérimentaux qui sont effectués sur site à Boden, nord de la Suède.

Trombe et al. [46] ont réalisé leur expérimentation dans le sud de la France sur une maison individuelle, ils ont remarqué que l'air extérieur peut se conditionner même avec les températures très élevées.

Kumar et al. [47] ont développé un modèle numérique utilisant la méthode des différences finies et le langage MATLAB pour prédire le potentiel de conservation d'énergie de l'échangeur air sol. Ce modèle inclue les effets du gradient de température du sol, des conditions de surface, de la teneur en humidité et de divers aspects de la conception de l'échangeur.

Mihalakakou et al. [48] ont étudié le potentiel de chauffage d'un échangeur air sol à un seul tube ainsi que à multiple tubes parallèles. Un modèle numérique précis a été utilisé pour étudier la performance thermique dynamique du système pendant la période hivernale à Dublin. Le modèle a été bien validé avec un ensemble de mesures expérimentales. Les résultats ont montré que le potentiel de chauffage de l'échangeur en hiver est important. Les résultats obtenus ont montré que l'amélioration de l'efficacité de l'échangeur air sol dépend proportionnellement de l'augmentation de la longueur du tube et la profondeur de l'enfouissement. Par contre, l'augmentation du

## Chapitre 2. Synthèse bibliographique

diamètre du tube et la vitesse d'écoulement de l'air jouent un rôle négatif sur la capacité de chauffage.

Thanu et al. [49] ont présenté une étude expérimentale sur les échangeurs air/sol pour le confort thermique d'un bâtiment, indique que le système fonctionne et possède une grande efficacité pendant la période estivale.

Brum et al. [50] ont développé une nouvelle approche numérique (nommée modèle réduit) pour obtenir la dynamique des fluides et le comportement thermique de l'échangeur air/sol, leurs résultats sont validés avec les archives littéraires.

Vaz et al. [51] ont présenté une étude expérimentale pour un cycle annuel réalisé au sud du Brésil. Une solution numérique des équations de conservation est effectuée avec un code de calcul 'FLUENT' basé sur la méthode des volumes finis.

Thiers et al. [52] considèrent que seul une partie du sol est influencée par l'échangeur, et prennent en compte l'interaction de plusieurs tubes en comparant la distance entre eux et la profondeur de pénétration définie par P. Hollmuller [53].

Bojic et al. [54] ont développé un modèle bidimensionnel dans lequel le sol est divisé en couches horizontales avec une température uniforme. Tous les tubes enterrés dans le sol sont parallèles et placés à une même profondeur. Le transfert de chaleur entre l'air ambiant et la surface du sol se fait en mode convection et rayonnement solaire. En outre, une équation de flux de chaleur entre l'air en écoulement à l'intérieur du tube et la couche de sol voisine est utilisée et l'influence des tuyaux entre eux n'a pas évaluée.

Barakat et al. [55] ont développé un modèle transitoire unidimensionnel pour prédire l'impact des principaux paramètres géométriques et dynamiques, y compris la longueur du tube, le diamètre du tube intérieur et la vitesse d'entrée de l'air sur les performances thermiques de l'échangeur air sol.

Ozgener et al. [56] ont conçu et installé un échangeur air sol en Turquie pour déterminer et évaluer les propriétés thermiques de l'échangeur. Une résistance thermique moyenne totale de l'échangeur de chaleur a été estimée à 0,021 (K-m/W) comme une valeur constante dans l'état stationnaire.

## Chapitre 2. Synthèse bibliographique

Gauthier et al. [57] ont présenté un modèle tridimensionnel. Pour simplifier l'étude, un simple système de coordonnées cartésiennes est utilisé et les tuyaux ronds sont remplacés par des tuyaux carrés de surfaces équivalentes, les propriétés thermo-physiques du sol sont considérées constantes et indépendantes de la température. Le flux de chaleur dans les tuyaux est dominé par le flux de chaleur convectif dans le sens radial et il est couplé avec le flux de chaleur conductif dans sol par des conditions aux limites à la surface de contact sol-tuyau. Le modèle est bien validé avec les données expérimentales qui sont pris de l'échangeur air sol installé au sein d'une serre commerciale. Enfin, les différents paramètres qui influent sur le comportement thermique de l'échangeur sont analysés.

Pfafferott [58] présente un travail traitant la performance énergétique de trois échangeurs air sol réalisés en Allemagne.

Le premier échangeur est situé à Hamm conçu avec des conduites cylindriques de diamètres variant de 200 jusqu'à 300 mm, 1650 m<sup>2</sup> de surface occupée, 2- 4 m de profondeurs d'enfouissement et autour d'une dalle en roche sèche, 10300 m<sup>3</sup>/h de débit d'air moyen et 2,2 m/s de vitesse d'écoulement de l'air. Comme il est mentionné, La caractéristique principale décrivant la performance énergétique est le coefficient de transfert de chaleur par convection  $h$ , qu'est dans ce cas de l'ordre de 5,5 (W/m<sup>2</sup>.K).

Le deuxième échangeur est situé à Freiburg conçu avec une conduite cylindrique de diamètre 250 mm, 522 m<sup>2</sup> de surface occupée, 2 m de profondeur d'enfouissement et partiellement en dessous d'une dalle en gravier sec, 7000 m<sup>3</sup>/h de débit d'air moyen et 5,6 m/s de vitesse d'écoulement de l'air. Dans ce cas le coefficient de transfert de chaleur par convection  $h$  égal à 5,0 W/m<sup>2</sup> K.

Le troisième échangeur est situé à Weilheim conçu avec 350 mm de diamètre, 198 m<sup>2</sup> de surface occupée, 2,3 m de profondeur d'enfouissement et autour d'une dalle en argile humide, 1100 m<sup>3</sup>/h de débit d'air moyen et 1,6 m/s de vitesse d'écoulement de l'air. Le coefficient de transfert de chaleur par convection  $h$  avoisine la valeur de 3,2 (W/m<sup>2</sup>.K).

La performance thermique de l'échangeur air sol est calculée en utilisant quatre approches différentes : Un rapport adimensionnel de la variation de température  $R_T$ , le

## Chapitre 2. Synthèse bibliographique

coefficient moyen de transfert de chaleur par convection  $h_{\text{mean}}$ , Le rapport de température  $\theta$  et le coefficient de performance COP. Il découle de cette étude que : le premier échangeur Réduit la température de sortie de l'air jusqu'à elle atteinte la température du sol non perturbée. Le deuxième échangeur Fournit un gain d'énergie spécifique plus élevé basé sur leur surface totale et le troisième échangeur assure un coefficient de performance COP très amélioré. La longueur et le diamètre du tuyau proche de 100m et 250 mm respectivement sont rentables. Si l'échangeur air sol fonctionne bien à un rapport de température très élevé, une grande surface d'échange devrait être atteinte en utilisant plus de tuyaux. Enfin, il est mentionné que les trois échangeurs fournissent plus d'énergie de chauffage et de refroidissement que l'énergie primaire utilisée par les ventilateurs.

Certains auteurs [53, 59-63] Ont développé une étude théorique à l'aide de différents modèles analytiques des échangeurs horizontaux à la surface du sol. Ils ont conclu qu'afin d'augmenter les performances de rafraichissement de l'air, il faut tenir compte de certains paramètres à savoir : i) La longueur et le diamètre du tube. ii) La profondeur d'enfouissement de l'échangeur en sous-sol et iii) les propriétés thermiques du sol telles que : sa conductivité thermique  $\lambda_{\text{sol}}$  et sa chaleur spécifique  $C_p$ .

Bansal et al. [64] Ont préparé une installation expérimentale à Ajmer en Inde. Le système expérimental est désigné et développé comme il est indiqué sur la figure 1. Il est constitué d'un tube en PVC de 0,10 m de diamètre intérieur, de 60 m de longueur totale et enterré dans un sol sec à une profondeur de 3,6 m en sous-sol. Des vannes à écrou sont montées sur la longueur du tube pour contrôler l'écoulement de l'air. Un ventilateur à vitesse variable ayant une vitesse maximale de 2800 tr / min et un débit maximal de 0,093 m<sup>3</sup>/s est placé à l'entrée du tube pour gérer l'écoulement de l'air dans le tube. Les auteurs ont étudié la température du sol enveloppant le tube, la conductivité thermique du sol et le mode de fonctionnement continu sur la performance thermique. La validation entre les résultats expérimentaux et les résultats de simulation par le solveur CFD a montré une différence mineure de l'ordre de 3,4-8 %. Un écart de 2,9 K est enregistré comme maximum de détérioration de la différence de température en mode de fonctionnement continu durant 24 h avec 0,52 (W/m.K) de conductivité thermique. Ils ont conclu que la longueur initiale du tube

## Chapitre 2. Synthèse bibliographique

enterrée et la conductivité thermique du sol jouent un rôle important dans la performance thermique des échangeurs air sol. L'épaisseur de la couche adiabatique du sol enveloppant l'échangeur est observée égale au diamètre du tube.

Bisoniya et al. [65] Ont testé l'échangeur air sol dans les conditions chaudes et sèches à Bhopal en Inde. L'installation expérimentale présentée sur la figure 2 est composée de deux tubes cylindriques en PVC de 0,1016 m de diamètre interne, 9,144 m de longueur de chaque tube, raccordés en série. La longueur totale de l'échangeur est 19.228 m, y compris les coudes et Les raccords, enterré à une profondeur de 2 m. Pour des vitesses de l'air égales à 2m/s, 3.5m/s and 5m/s, ils ont conclu que la température de l'air chute rapidement dans les premiers mètres du tube que les derniers mètres. L'échangeur gagne 12,9 °C et 11,3 °C de température pour des vitesses de l'air de l'ordre de 2 m/s and 5m/s respectivement. Un modèle numérique est développé par le solveur CFD et validé avec les résultats expérimentaux réalisés sur site.

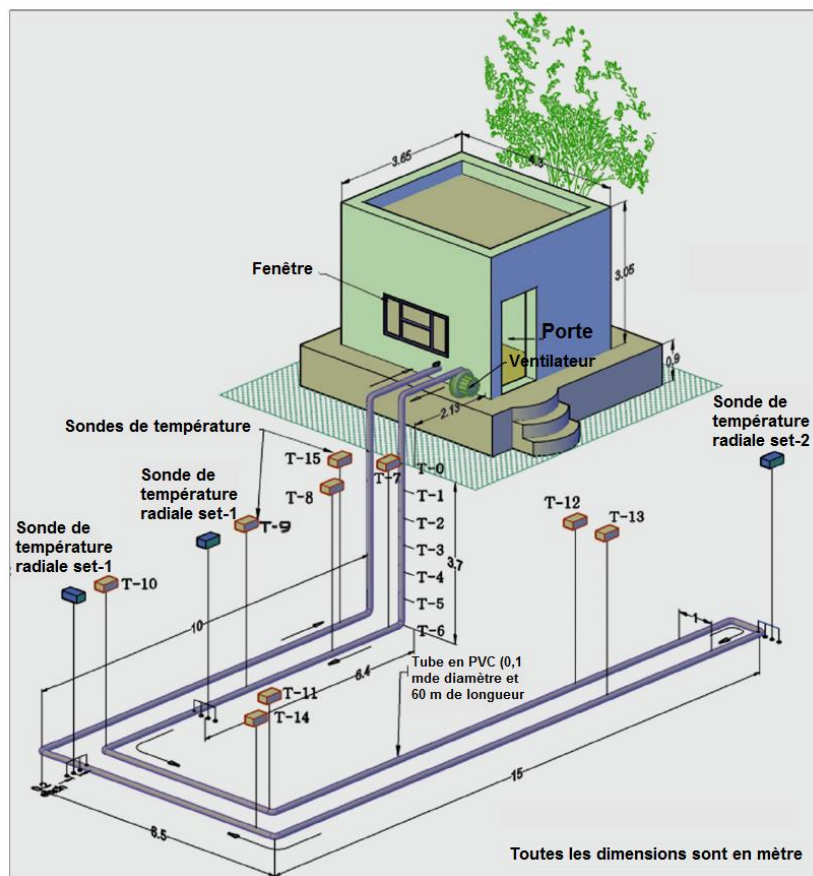
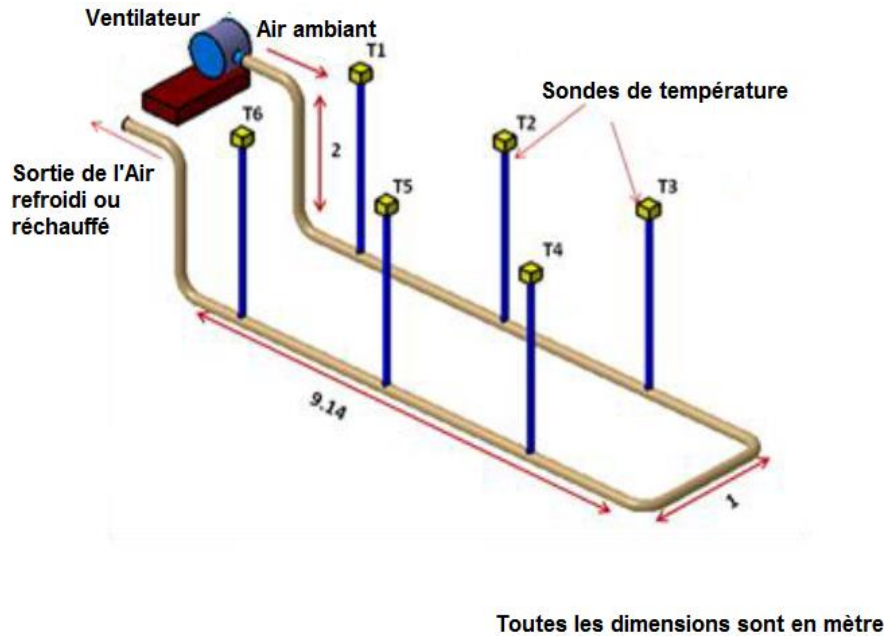


Figure 1. Schéma de l'échangeur air sol intégré à un local [64].

## Chapitre 2. Synthèse bibliographique



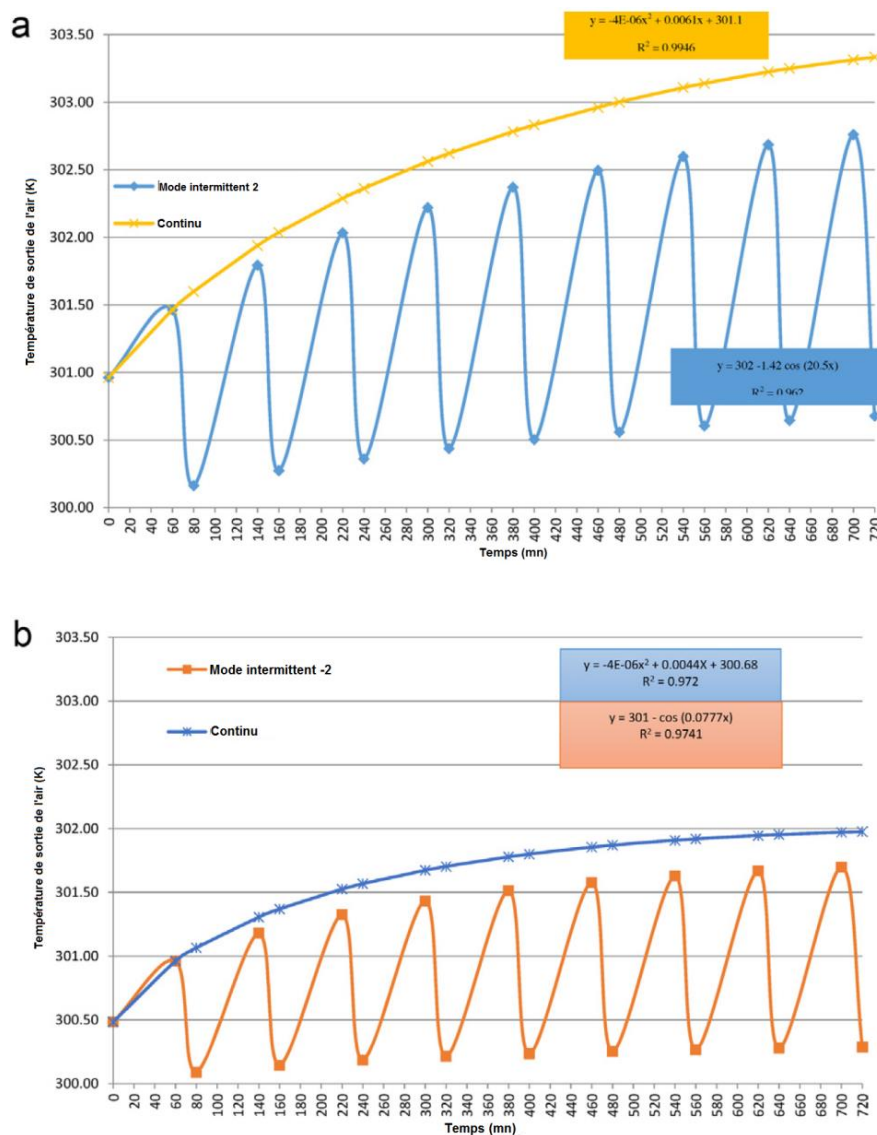
**Figure 2.** Schéma d'installation expérimentale de l'échangeur [65].

Misra et al. [66] Ont effectué une étude numérique basée sur l'environnement FLUENT pour étudier l'influence de la nature du sol enveloppant le tube enterré sur la performance thermique de l'échangeur air sol. Pour cela, ils ont utilisé trois types de sol de différente conductivité thermique (0,52 W/m.K, 2 W/m.K et 4 W/m.K). L'échangeur air sol utilisé est composé d'un tube en PVC de 10 cm de diamètre et 60 m de longueur, enterré dans le sol à une profondeur de 3,7 m. La température du sol à la profondeur de l'enfouissement de l'échangeur est 300,2 K et la vitesse de l'air à l'intérieur du tube est 5 m/s. Les résultats obtenus montrent que, l'augmentation de la vitesse de l'air détériore la performance thermique de l'échangeur air sol. Ils ont obtenu pour le régime stationnaire une différence de température de l'ordre de 18.8 °C, par contre, pour le régime transitoire et après 24 h de fonctionnement continu, cette différence diminue jusqu'à 16.6 °C pour une valeur de conductivité thermique du sol de l'ordre de 0,52 (W/m.K).

Mathur et al. [67] Ont développé un modèle numérique par Fluent pour étudier la performance thermique d'un échangeur air sol en régime transitoire pour trois cas de conductivité du sol : 0,52 w/m.k pour le (sol 1), 1,00 w/m.k pour le (sol 2) et 1,28 w/w.k pour le (sol 3). Compte tenu des trois modes de fonctionnement pour un cycle de 12 h, le premier mode fonctionne 12 h sans repos, le deuxième mode fonctionne 60 min et prend une pose de 20 min et le dernier mode fonctionne 60 min et reste éteint

## Chapitre 2. Synthèse bibliographique

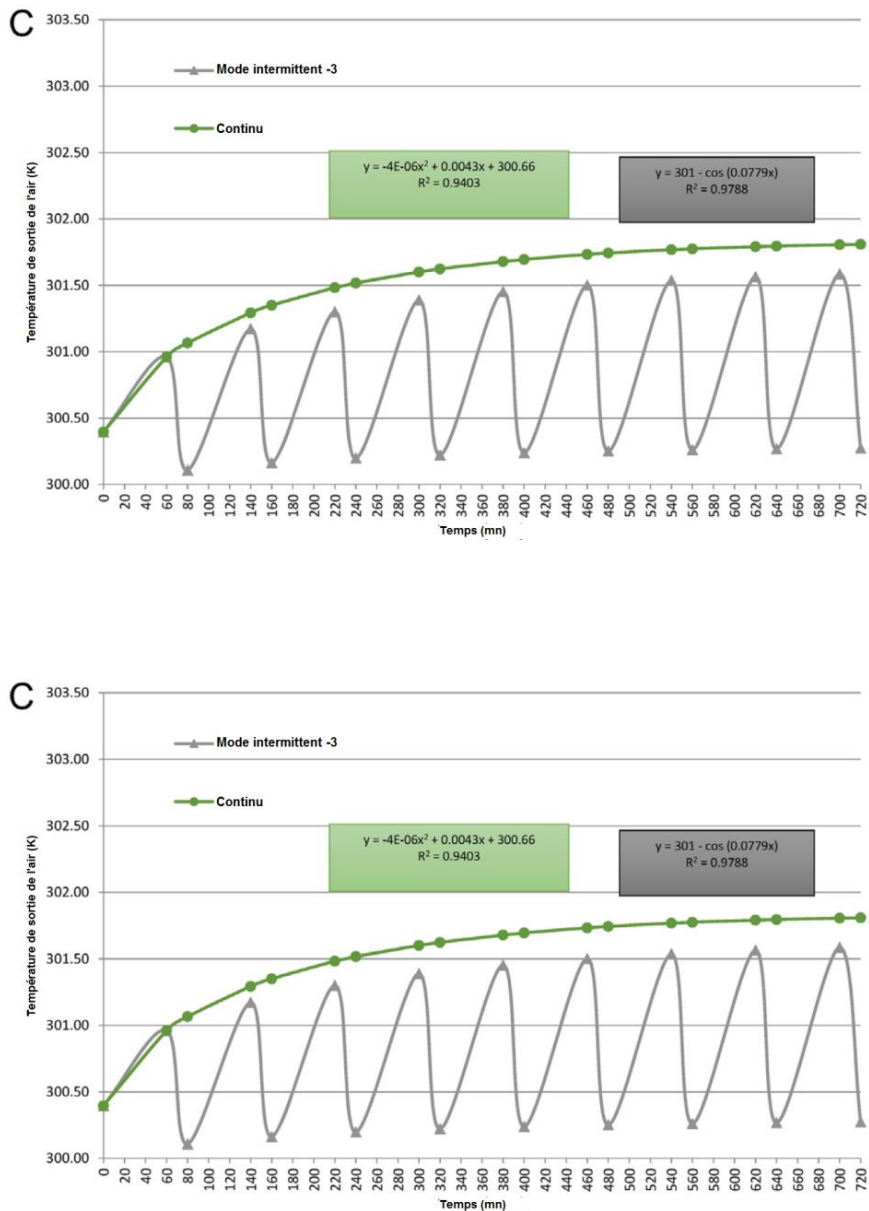
pour 40 min. Ils ont comparé le deuxième et le troisième mode avec le premier mode (figs. 3 et 4) pour évaluer l'intérêt du mode intermittent. Ils ont conclu que le sol à une faible conductivité thermique se sature rapidement en comparaison avec le sol à une forte conductivité thermique. L'accumulation de la chaleur dans le sol voisin du tube pendant le fonctionnement continu de l'échangeur air sol peut être minimisée en exploitant l'échangeur en mode intermittent. L'échangeur enterré dans un sol de forte conductivité thermique peut fonctionner en mode continu ; par contre, il est obligé d'exploiter l'échangeur enterré dans un sol de faible conductivité thermique en mode intermittent.



**Figure 3.** (a) Température de sortie de l'air en mode continu et intermittent (mode 2)-sol 1. (b) Température de sortie de l'air en mode continu et intermittent (mode 2) - sol 2 [67].

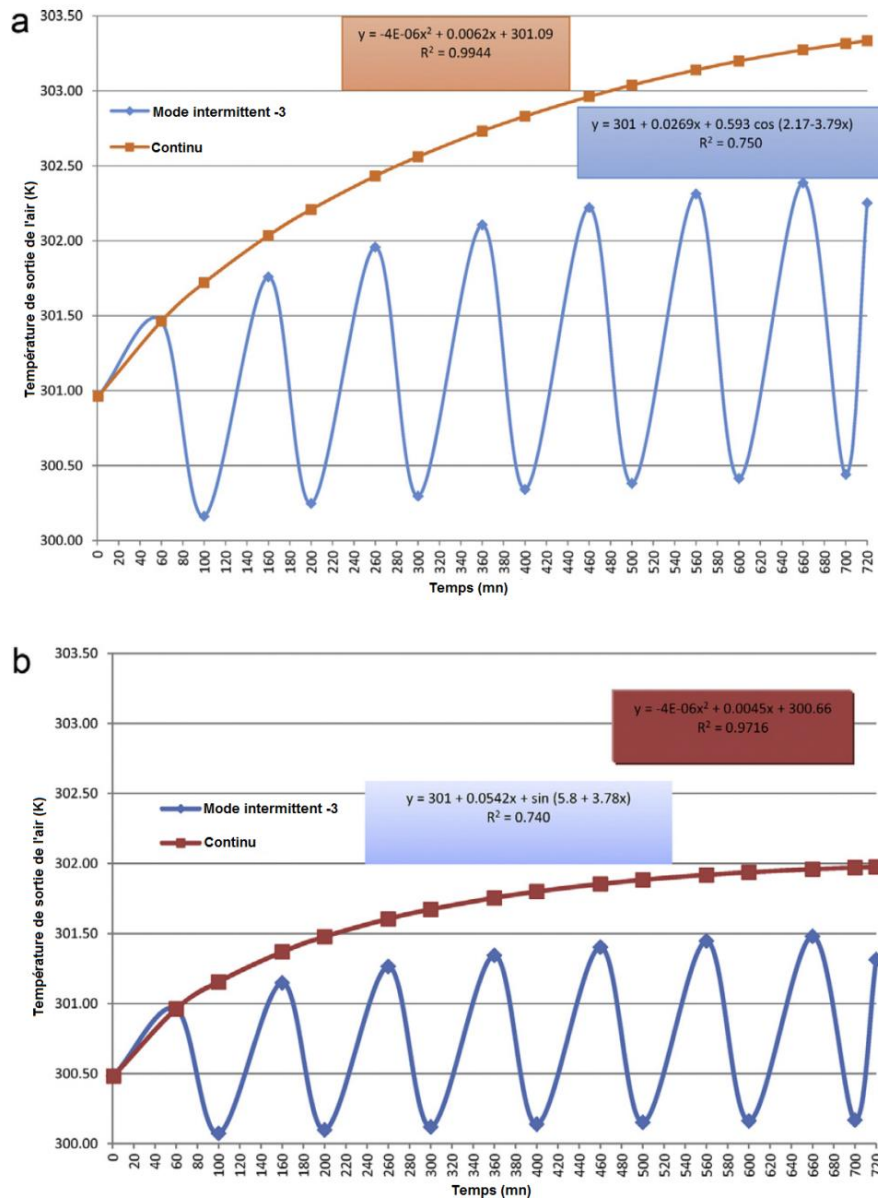


## Chapitre 2. Synthèse bibliographique



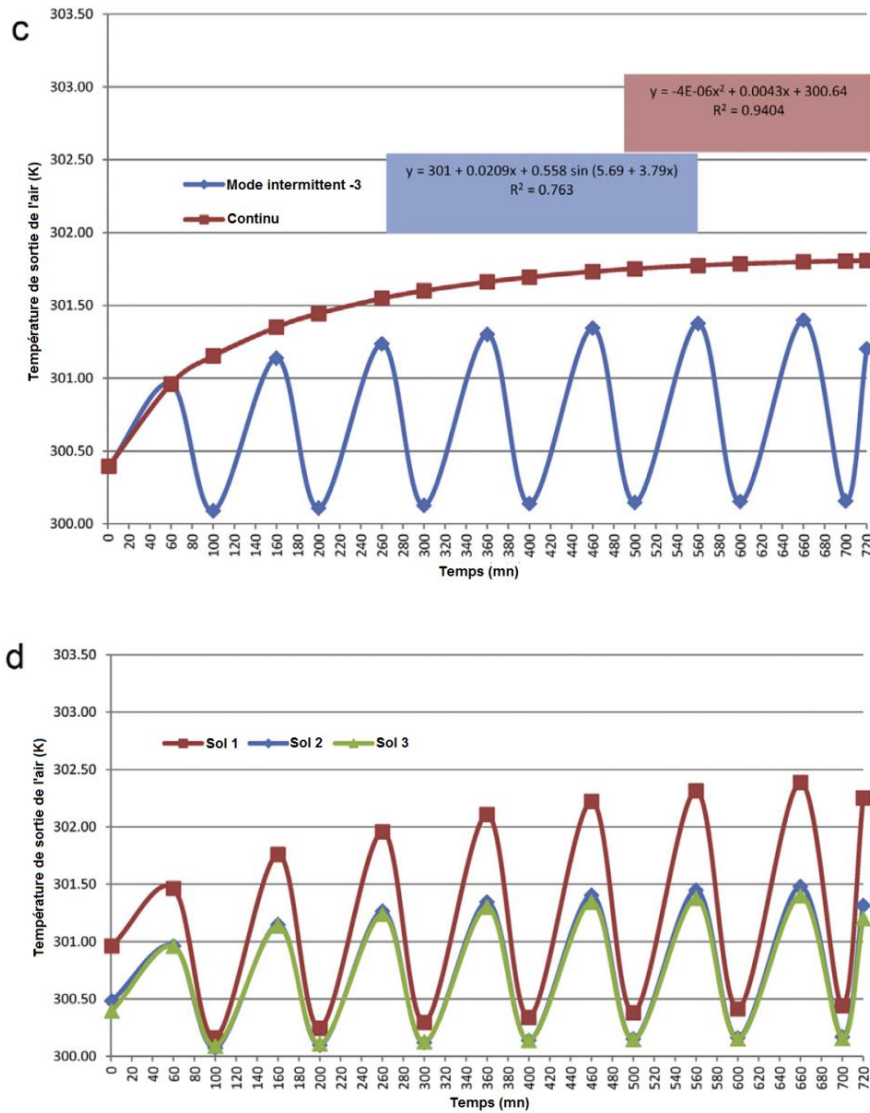
**Figure 3.** (c) Température de sortie de l'air en mode continu et intermittent (mode 2) - sol 3. (d) Température de sortie de l'air en mode intermittent (mode 2) [67].

## Chapitre 2. Synthèse bibliographique



**Figure 4.** (a) Température de sortie de l'air en mode continu et intermittent (mode 3)-sol 1. (b) Température de sortie de l'air en mode continu et intermittent (mode 3) -sol 2 [67].

## Chapitre 2. Synthèse bibliographique



**Figure 4.** (c) Température de sortie de l'air en mode continu et intermittent (mode 3) - sol3. (d) Température de sortie de l'air en mode intermittent (mode 3) [67].

Mathur et al. [68] ont présenté une étude descriptive du problème de la saturation thermique et la capacité d'auto-récupération thermique du sol en mode de fonctionnement continu et intermittent. Ce problème est plus prononcé lorsque le sol a une faible conductivité thermique et une faible variation de la teneur en humidité. Ils ont constaté que la température du sol peut être récupérée dans les deux modes de fonctionnement intermittent (fig. 5) et continu (fig. 6) par conduction (la chaleur est évacuée du voisinage immédiat du tube) et par convection (la chaleur est absorbée par l'air passant dans l'échangeur pendant les heures de nuit quand la température ambiante est inférieure à celle du sol).

## Chapitre 2. Synthèse bibliographique

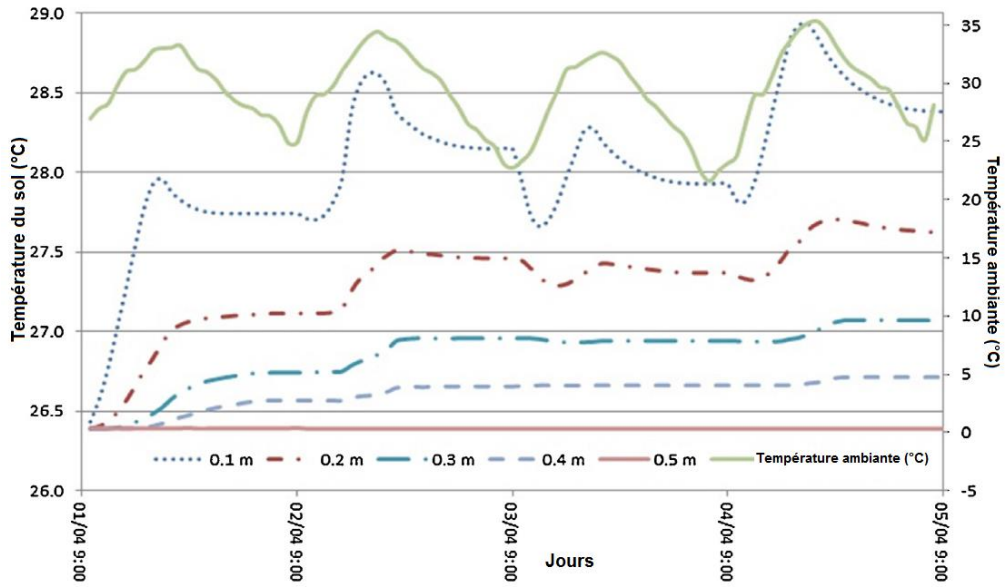


Figure 5. Température du sol en mode intermittent [68].

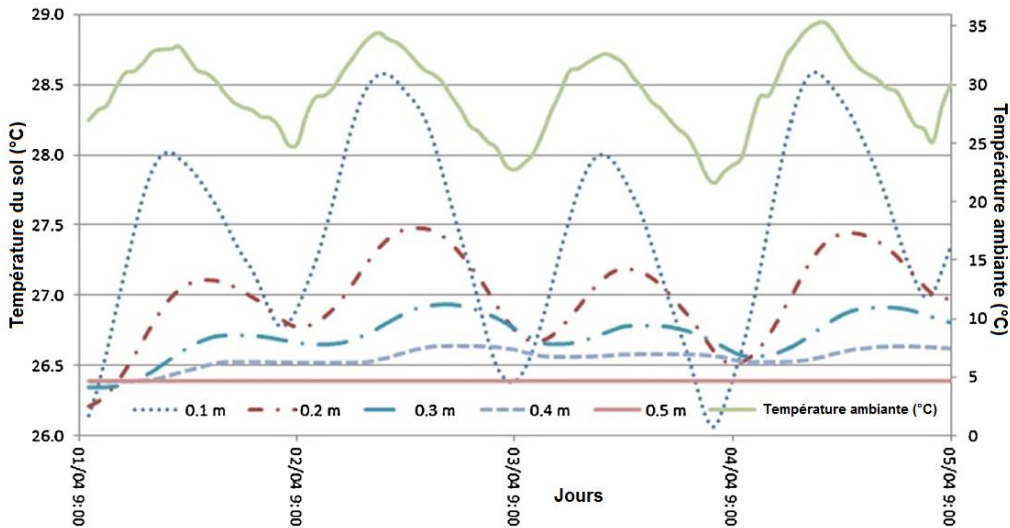


Figure 6. Température du sol en mode continu [68].

Le tableau 1 résume quelques travaux expérimentaux réalisés dans différents sites et le tableau 2 illustre quelques résultats de simulation qui sont effectués antérieurement. Il est à noter qu'un bon accord entre les résultats expérimentaux et les résultats simulés a été remarqué.

## Chapitre 2. Synthèse bibliographique

**Tableau 1.** Aperçu sur quelques études expérimentales.

Paramètres	conclusions importantes
Performance thermique	La température diminue rapidement au premiers mètres de la longueur du tube enterré, la performance thermique de l'échangeur air sol est non affectée par le matériau du tube [25-27].
Coefficient de performance COP	Le COP de refroidissement est Plus élevé que le COP de réchauffement [27, 69, 70].
Profondeur d'enfouissement	3 m est la profondeur optimale pour l'enfouissement [71].
Sol	La meilleure performance énergétique pour un sol humide et pour un climat plus froid pour le réchauffement de l'air est obtenue en adoptant une longueur de tube supérieure à 50 m [71, 72].
Climat	Les conditions géographiques et climatiques du site affectent la performance thermique [73]
Dimensions du tube, vitesse d'écoulement de l'air, longueur du tube et Profondeur d'enfouissement de l'échangeur	La diminution du diamètre de tube et le débit massique d'air, l'augmentation de la longueur du tube et de la profondeur d'enfouissement de l'échangeur jusqu'à 4 m permettent de fournir une bonne performance thermique [65, 74-76].
Efficacité	L'échangeur air sol combiné avec un matériel de changement de phase améliore la capacité de refroidissement jusqu'à 47% [77] et ainsi qu'avec ventilation et climatisation, refroidissement par évaporation, cheminée solaire, Photovoltaïque solaire, etc., produit des meilleurs résultats [78-82]. Ventilation croisée, traitement de surface, mélange sol-ciment-plâtre produisent aussi des meilleurs résultats [83-86].

**Tableau 2.** Aperçu sur quelques modélisations des échangeurs air sol.

Paramètres	conclusions importantes
Distance entre deux couches	La distance optimale entre deux couches égale à 1,5 m [87].
Matériau du tube	La performance thermique de l'échangeur est moins affectée par le matériau du tube. Cependant un tube en béton est mieux qu'un tube en plastique [24].
Dimensions du tube, vitesse d'écoulement de l'air, longueur du tube et profondeur enfouissement	La diminution du diamètre de tube, du débit massique de l'air et l'augmentation de la longueur du tube et de la profondeur d'enfouissement de l'échangeur jusqu'à 4 m améliorent la performance thermique [88].
Efficacité	L'échangeur air sol couplé avec un système de refroidissement par évaporation peut réduire la longueur du tube jusqu'à 93,5 % par rapport à l'échangeur air sol seul [89]. Le système hybride est le plus efficace dans le domaine de refroidissement de l'air [90]. L'échangeur air sol couplé avec un système de refroidissement

## Chapitre 2. Synthèse bibliographique

par évaporation peut atteindre 3109 MJ d'énergie de refroidissement plus que l'échangeur air sol seul [91] et 2 ans de durée nécessaire pour rembourser le coût [92].

Facteur de détérioration (facteur d'évaluation la de la performance thermique) "Derating factor DF"	Le facteur de détérioration (DF) de l'échangeur est affecté principalement par la conductivité thermique du sol, la vitesse d'écoulement de l'air, la durée de fonctionnement continu et la géométrie du tube [66, 93-95].
Sol	La performance thermique est principalement liée à la longueur initiale du tube enfoui et la conductivité thermique du sol [64]. La faible conductivité thermique du sol affecte la performance thermique de l'échangeur qui fonctionne en mode continu [67].

---

### 3 Conclusion

A travers cette étude bibliographique, il en résulte que l'évaluation de la performance thermique en régime transitoire s'effectue par un facteur dit 'facteur de détérioration (DF)' qui est lié principalement aux paramètres suivants : la conductivité thermique du sol, la vitesse d'écoulement de l'air, la durée de fonctionnement de l'échangeur, le mode de fonctionnement (continu et intermittent) et la géométrie du tube enterré.

Il s'agit maintenant d'approfondir la modélisation analytique et la simulation numérique pour les deux régimes stationnaire et transitoire respectivement qui permettent d'aborder le comportement thermique de l'échangeur air sol et évaluer leur performance thermique.

# Chapitre 3

**Modélisation mathématique et simulation  
numérique**

### 1 Introduction

L'évaluation de la performance thermique d'un échangeur air sol nécessite des modèles thermiques appropriés. Au cours de ce troisième chapitre, un modèle analytique utilisant l'équation générale de la conduction sera élaboré dans la première partie en deux régimes (stationnaire et transitoire) afin d'estimer le profil de température du sol loin de l'échangeur. Ensuite, des modèles analytique et numérique en régime stationnaire et transitoire respectivement sont développés en se basant sur le principe des bilans énergétiques pour suivre l'évolution de la température de l'air à l'intérieur du tube. Puis, ces modèles développés nous ont permis d'évaluer la performance thermique et l'efficacité de l'échangeur air sol. Enfin, dans la troisième partie un processus de refroidissement de l'air par évaporation à la sortie de l'échangeur est proposé pour améliorer la performance thermique lors du fonctionnement continu (sans repos) de l'échangeur air sol en mode refroidissement.

### 2 Modèle thermique du sol

Pour extraire l'énergie froide maximale contenue dans les premiers mètres du sous-sol à un coût financier fiable, nous devons étudier la profondeur de pénétration dans le sol pour l'emplacement idéal de l'échangeur air sol en sous-sol et cela signifie que là où la température reste invariante ou moins sensible aux conditions climatiques externes au cours du temps.

#### 2.1 Description et hypothèses

Le sol est considéré comme un milieu homogène et invariant, caractérisé par des propriétés constantes telles que : la conductivité thermique  $\lambda_{\text{sol}}$ , la masse volumique  $\rho_{\text{sol}}$  et la capacité calorifique massique  $C_{\text{sol}}$ . Le transfert de chaleur dans le sol est unidirectionnel dans le sens vertical. La variation temporelle du taux d'humidité du sol due à l'infiltration d'eau est négligée et aucune nappe phréatique n'est prise en compte sous la zone d'implantation de l'échangeur. Le sol s'apparente dans la modélisation à un massif semi-infini.



## 2.2 Modélisation stationnaire de la température du sol

### 2.2.1 Température à la surface du sol variable

La température du sol est régie par l'équation de la chaleur unidirectionnelle suivante :

$$\frac{\partial^2 T_{sol}}{\partial z^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (1)$$

Soit :

$T$  : Température du sol en [degré].

$t$  : Temps en [s].

$z$  : Coordonnée verticale en [m].

$\alpha$  : Diffusivité thermique du sol [ $\alpha = \lambda / (\rho \cdot c_p)$ ] ( $m^2/s$ ).

$\lambda$  : Conductivité thermique du sol en ( $w/(m \cdot degré)$ ).

$\rho$  : Masse volumique du sol en ( $kg/m^3$ )

$c_p$  : La chaleur massique du sol en ( $j/kg \cdot degré$ )

Lorsque le transfert s'effectue en régime stationnaire, donc le profil de température s'écrit :

$$T_{sol}(z) = a \cdot z + b \quad (2)$$

Où  $a$  et  $b$  sont deux constantes d'intégration à déterminer par les conditions aux limites suivantes :

$$\begin{cases} T_{sol}(z = 0) = T_p \\ T_{sol}(z = \delta) = T_i \end{cases} \quad (3)$$

$\delta$  étant la profondeur d'enfouissement de l'échangeur,  $T_i$  la température initiale du sol et  $T_p$  la température à la paroi du sol (fig.1). Pour déterminer la température à la paroi

### Chapitre 3. Modélisation mathématique et simulation numérique

du sol, on assure la continuité du flux de chaleur entre le sol et l'air ambiant par la relation suivante :

$$-\lambda \frac{\partial T_{sol}}{\partial z} \Big|_0 = h (T_p - T_{ae}) \quad (4)$$

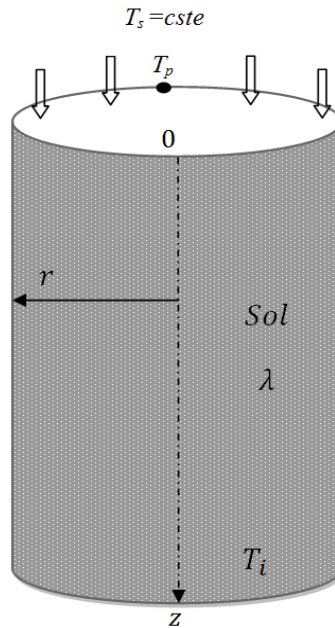
Après intégration de l'équation (4), on obtient :

$$-\lambda \frac{(T_i - T_p)}{\delta} = h (T_p - T_{ae}) \quad (5)$$

Où  $\lambda$  est la conductivité thermique du sol,  $h$  le coefficient de transfert convectif moyen de l'air ambiant avec le sol et  $T_{ae}$  la température à l'entrée de l'échangeur, qui est la température ambiante.

On obtient la température à la surface du sol  $T_p$  comme suit :

$$T_p = \frac{\lambda}{\lambda - \delta \cdot h} T_i - \frac{\delta \cdot h}{\lambda - \delta \cdot h} T_{ae} \quad (6)$$



**Figure 1.** Schéma du milieu semi-infini du sol avec température constante à la surface.

### Chapitre 3. Modélisation mathématique et simulation numérique

Par conséquent, la température du sol loin de l'échangeur s'écrit comme :

$$T_{sol}(z) = \frac{T_i - T_p}{\delta} \cdot z + T_p \quad (7)$$

## 2.3 Modélisation transitoire de la température du sol

### 2.3.1 Température à la surface du sol variable

Rappelons l'équation de la conduction unidirectionnelle (1) suivante :

$$\frac{\partial^2 T_{sol}}{\partial z^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (1)$$

Faisant le changement de variables suivant :

$$\theta(z, t) = T(z, t) - T_i \quad (8)$$

L'équation (1) devient :

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = \alpha \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} \quad (9)$$

Les conditions aux limites pour résoudre l'équation (3) sont explicitement données par l'équation (10) :

- $\theta(z = 0, t) = A \cdot \cos(\omega t)$
  - $\theta(z \rightarrow \infty, t) = 0$
  - $\theta(z, 0) = 0$
- (10)

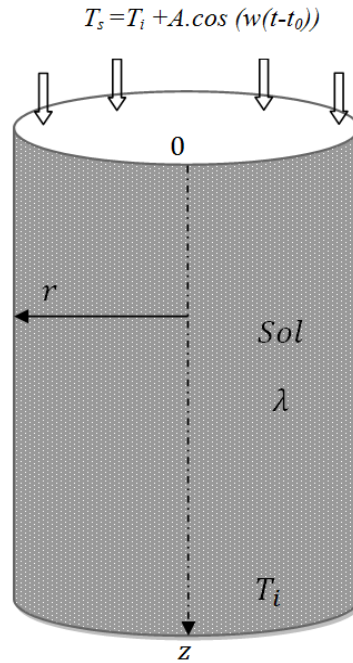
Où :

$T_i$  : Température moyenne annuelle à la surface du sol, elle représente aussi la température invariante du sous-sol.

$\omega$  : Fréquence angulaire [ $\omega = 2\pi/365$ ] (rad/j).

$A$  : Amplitude de la variation de température ( $A = 12^\circ\text{C}$  pour La ville de Biskra) [ $^\circ\text{C}$ ].

### Chapitre 3. Modélisation mathématique et simulation numérique



**Figure 2.** Schéma du milieu semi-infini du sol avec température variable à la surface.

Utilisant la méthode de séparation des variables pour résoudre l'équation (9).

$$\theta(z, t) = Z(z) \cdot \tau(t) \quad (11)$$

Remplaçons l'équation (11) dans l'équation (9), on aura :

$$Z(z) \cdot \tau'(t) = \alpha \cdot Z''(z) \cdot \tau(t) \quad (12)$$

Divisons les deux membres de l'équation par  $Z(z) \cdot \tau(t)$  on obtient :

$$\alpha \frac{Z''(z)}{Z(z)} = \frac{\tau'(t)}{\tau(t)} = \beta = cste \quad (13)$$

Tel que :  $\beta = iw$  (Nombre complexe constant)

De l'équation (13), on obtient :

$$Z''(z) - \frac{\beta}{\alpha} \cdot Z(z) = 0 \quad (14)$$

$$\tau'(t) - \beta \cdot \tau(t) = 0 \quad (15)$$

### Chapitre 3. Modélisation mathématique et simulation numérique

La solution des équations (14) et (15) sera présentée par les équations (16) et (17) à savoir :

$$Z(z) = a. \exp\left(-\sqrt{\frac{\beta}{a}}z\right) + b. \exp\left(\sqrt{\frac{\beta}{a}}z\right) \quad (16)$$

$$\tau(t) = c. \exp(\beta t) \quad (17)$$

La solution générale de l'équation (9) prendra la forme suivante :

$$\theta(z, t) = \left[ C_1. \exp\left(-\sqrt{\frac{\beta}{a}}z\right) + C_2. \exp\left(\sqrt{\frac{\beta}{a}}z\right) \right]. \exp(\beta t) \quad (18)$$

$C_1$  et  $C_2$  sont deux constantes d'intégration, on applique les conditions aux limites citées antérieurement, pour les déterminer :

- Pour que la solution reste finie lorsque  $z \rightarrow 0$  ; il faut que la constante  $C_2$  soit nulle.
- Sur la paroi  $z=0$ , on doit avoir :

$$\theta(0, t) = \text{réelle} [C_1. \exp(\beta t)] = \text{réelle} [C_1. (\cos(\omega t) + i. \sin(\omega t))] = A. \cos[\omega t] \quad (19)$$

En remarquant que :  $\sqrt{i. \omega} = \sqrt{\frac{\omega}{2}}. (1 + i)$

La solution complexe de l'équation (18) peut s'écrire sous la forme :

$$\theta(z, t) = A. \exp\left(-\sqrt{\frac{\omega}{2a}}(i + 1).z\right). \exp(i\omega t) \quad (20)$$

qui se transforme en :

$$\theta(z, t) = A. \exp\left(-\sqrt{\frac{\omega}{2a}}z\right). \left[ \exp(i\omega. t). \exp\left(-i\sqrt{\frac{\omega}{2a}}z\right) \right] \quad (21)$$

Introduisons l'écriture trigonométrique alors :

$$\theta(z, t) = A. \exp\left(-\sqrt{\frac{\omega}{2a}}z\right). \left[ (\cos \omega t + i \sin \omega t). \left( \cos\left(-\sqrt{\frac{\omega}{2a}}z\right) + i \sin\left(-\sqrt{\frac{\omega}{2a}}z\right) \right) \right] \quad (22)$$

### Chapitre 3. Modélisation mathématique et simulation numérique

Après arrangement, on aura :

$$\theta(z, t) = A \cdot \exp\left(-\sqrt{\frac{\omega}{2a}} z\right) \cdot \left[ \left( \cos(\omega t) \cdot \cos\left(-\sqrt{\frac{\omega}{2a}} z\right) + i \cos \omega(t - t_0) \cdot \sin\left(-\sqrt{\frac{\omega}{2a}} z\right) + i \sin(\omega t) \cos\left(-\sqrt{\frac{\omega}{2a}} z\right) + i^2 \sin(\omega t) \cdot \sin\left(-\sqrt{\frac{\omega}{2a}} z\right) \right) \right]$$

$$\theta(z, t) = A \cdot \exp\left(-\sqrt{\frac{\omega}{2a}} z\right) \cdot \left[ \cos(\omega t) \cdot \cos\left(-\sqrt{\frac{\omega}{2a}} z\right) - \sin(\omega t) \cdot \sin\left(-\sqrt{\frac{\omega}{2a}} z\right) + i \left( \cos(\omega t) \cdot \sin\left(-\sqrt{\frac{\omega}{2a}} z\right) + \sin(\omega t) \cdot \cos\left(-\sqrt{\frac{\omega}{2a}} z\right) \right) \right] \quad (23)$$

La fluctuation de la température recherchée est la partie réelle de la solution complexe trouvée, soit donc [58, 62, 96-103]:

$$\theta(z, t) = A \cdot \exp\left(-\sqrt{\frac{\omega}{2a}} z\right) \cdot \left[ \cos \omega(t - t_0) \cdot \cos\left(\sqrt{\frac{\omega}{2a}} z\right) + \sin \omega t \cdot \sin\left(\sqrt{\frac{\omega}{2a}} z\right) \right] \quad (24)$$

Finalement, l'expression  $T(z,t)$  prendra la forme suivante :

$$T(z, t) = T_i + A \cdot \exp\left(-\sqrt{\frac{\omega}{2a}} z\right) \cdot \cos\left(\omega t - \sqrt{\frac{\omega}{2a}} z\right) \quad (25)$$

#### 2.3.2 Température à la surface du sol constante

Pour résoudre l'équation de la conduction dans le sol éq. (1), on doit poser les conditions aux limites suivantes :

- $z = 0 \quad T = T_s$
  - $z \rightarrow \infty \quad T \rightarrow T_i$
  - $t = 0 \quad T = T_i$
- (26)

$T_s$  étant la température à la surface du sol (une constante donnée).

Faisons le changement de variables suivant :

$$\theta = \frac{T - T_i}{T_s - T_i} \quad (27)$$

$$\eta = \frac{z}{2\sqrt{at}} \quad (28)$$

### Chapitre 3. Modélisation mathématique et simulation numérique

L'équation (1) devient :

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = \alpha \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} \quad (29)$$

Les nouvelles conditions aux limites deviennent :

- $\theta(\eta = 0) = 1$  (30)

- $\theta(\eta \rightarrow \infty) \rightarrow 0$

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = \frac{\partial \theta}{\partial \eta} * \frac{\partial \eta}{\partial t} = \frac{-\eta}{2t} \theta' \quad (31)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial z} = \frac{\partial \theta}{\partial \eta} * \frac{\partial \eta}{\partial z} = \frac{1}{2\sqrt{\alpha t}} \theta' \quad (32)$$

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} = \frac{1}{4\alpha t} \theta'' \quad (33)$$

On aura après substitution des équations (31) et (33) dans l'équation (29) :

$$-\frac{\eta}{2t} \theta' = \alpha \frac{1}{4\alpha t} \theta'' \quad (34)$$

Cette équation fournit la première solution :

$$\ln \theta' = -2\eta^2 + C \Rightarrow \theta' = C_1 e^{-\eta^2} \quad (35)$$

Finalement, l'expression de la température adimensionnelle est de la forme :

$$\theta = C_1 \int e^{-\eta^2} + C_2 \quad (36)$$

On peut lier cette intégrale à la fonction erreur de GAUSS :

$$\text{erf}(\eta) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^\eta e^{-\eta^2} d\eta; \quad \text{avec} \quad \text{erf}(0) = 0 \text{ et } \text{erf}(\infty) = 1$$

La solution sera comme suit :

$$\theta = C_2 + C_1 \frac{\sqrt{\pi}}{2} \text{erf}(\eta) \quad (37)$$

### Chapitre 3. Modélisation mathématique et simulation numérique

$C_1$  et  $C_2$  sont deux constantes à déterminer en appliquant les conditions aux limites mentionnées sur l'équation (30).

On aura finalement :

$$\theta = 1 - \operatorname{erf}(\eta) = \operatorname{erfc} \quad (38)$$

Passant à l'écriture dimensionnelle, la température s'écrit sous la forme suivante :

$$T_{sol}(z) = (T_s - T_i)[1 - \operatorname{erf}(\eta)] + T_i \quad (39)$$

Cette expression est la solution exacte de la variation de température dans le sol.

## 3 Modèle thermique de l'échangeur air sol

### 3.1 Description du système

Il s'agit d'un tube en PVC enterré à une profondeur bien déterminée pour que le sol voisin du tube reste moins invariant au cours de l'année. L'écoulement de l'air à l'intérieur du tube est assuré par un ventilateur de débit variable. L'échange thermique entre le sol et l'air en écoulement à l'intérieur du tube (fig. 3) dépend des caractéristiques thermiques et géométriques du sol et du tube, de la température d'entrée de l'air et de la température du sol à proximité du tube.

### 3.2 Hypothèses simplificatrices

Nous admettons ici les hypothèses simplificatrices suivantes : i) Le sol loin de l'échangeur garde une température constante pendant les échanges thermiques, ii) Le coefficient d'échange convectif entre l'air et le tube est constant le long de l'échangeur air sol, iii) L'écoulement de l'air est unidirectionnel avec vitesse supposée constante et iv) La conduction longitudinale et le taux d'humidité sont négligeables.

Une température constante imposée en chaque intervalle du temps comme condition initiale à l'entrée de l'échangeur.

En divisant l'échangeur en trois tronçons, l'un horizontal et deux verticaux Fig.3.



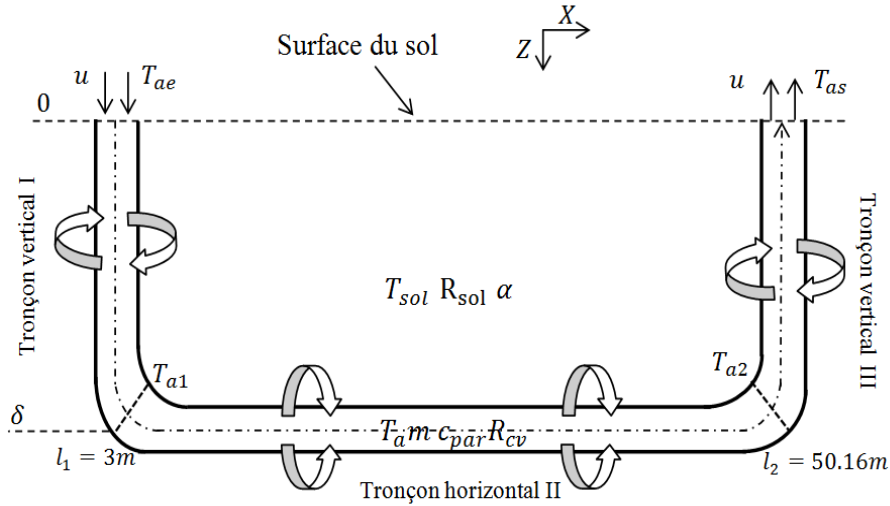


Figure 3. Schéma descriptif de l'échangeur air/sol.

### 3.3 Modélisation stationnaire de la température de l'air le long du tube

#### 3.3.1 Tronçon vertical I

Les bilans énergétiques entre deux sections de tube distante de  $\Delta z$  (figs. 4 et 5) s'écrivent de la manière suivante :

$$m \cdot c_{pair} \cdot \frac{DT_a}{Dt} = q_1 - q_2 - q_3 \quad (40)$$

$$m \cdot c_{pair} \cdot \frac{DT_a}{Dt} = q_1 - q_2 + q'_3 \quad (41)$$

Les équations 40 et 41 représentent les bilans énergétiques pour le refroidissement et le réchauffement de l'air respectivement, où :

$$\left. \begin{aligned} q_3 &= \frac{T_{air} - T_{sol}}{R_{totale}} \\ q'_3 &= \frac{T_{sol} - T_{air}}{R_{totale}} \end{aligned} \right\} \quad (42)$$

Par conséquent, on observe d'après le système d'équation 42 que les bilans énergétiques 40 et 41 pour les deux cycles de fonctionnement se résument en un bilan d'énergie qui s'écrit comme suit :

### Chapitre 3. Modélisation mathématique et simulation numérique

$$m \cdot c_{pair} \cdot \left( \frac{\partial T_a}{\partial t} + u \frac{\partial T_a}{\partial z} \right) = -\lambda \cdot s \cdot \frac{\partial T_a}{\partial z} \Big|_z + \lambda \cdot s \cdot \frac{\partial T_a}{\partial z} \Big|_{z+\Delta z} + \frac{(T_{sol}-T_a)}{R_{totale}} \quad (43)$$

Où  $u$  étant la vitesse moyenne d'écoulement de l'air à l'intérieur de l'échangeur.

La résistance thermique totale ( $R_{totale}$ ) est composée d'une part, de la résistance à la conduction du sol ( $R_{sol}$ ) et celle du tube ( $R_{tube}$ ), et d'autre part de la résistance convective de l'air ( $R_{cv}$ ).

$$R_{totale} = R_{tube} + R_{tube} + R_{cv} \quad (44)$$

Où la résistance du tube s'écrit comme suit :

$$R_{tube} = \frac{1}{\lambda_{tube} \cdot 2\pi \cdot \Delta z} \ln \left( \frac{r_2}{r_1} \right) \quad (45)$$

La résistance du sol est donnée par la relation (46) :

$$R_{sol} = \frac{1}{\lambda_{sol} \cdot 2\pi \cdot \Delta z} \ln \left( \frac{r_3}{r_2} \right) \quad (46)$$

Par contre celle de l'air s'écrit sous la forme sous-dessous :

$$R_{air} = \frac{1}{h_{cv} \cdot 2\pi \cdot r \cdot \Delta z} \quad (47)$$

En divisant l'équation 43 par unité de l'élément différentiel  $\Delta z$ , on obtient :

$$\rho \cdot s \cdot c_{pair} \cdot \left( \frac{\partial T_a}{\partial t} + u \frac{\partial T_a}{\partial z} \right) = \frac{-\lambda \cdot s \cdot \frac{\partial T_a}{\partial z} \Big|_z + \lambda \cdot s \cdot \frac{\partial T_a}{\partial z} \Big|_{z+\Delta z}}{\Delta z} + \frac{(T_{sol}-T_a)}{R_{itotale}} \quad (48)$$

Notons par  $s$ , la section interne du tube,  $s = \pi \cdot r_1^2$  et  $h = (Nu \cdot k) / 2 \cdot r_1$  [55], le coefficient moyen de transfert de chaleur par convection.

Où le nombre de Nusselt,  $Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.3}$  [55, 104, 105] et le nombre Reynolds,  $Re = \rho v / \mu$  [105].

Soit :  $R_{itotale}$  la résistance thermique totale par unité de longueur.

$$\rho \cdot s \cdot c_{pair} \cdot \left( \frac{\partial T_a}{\partial t} + u \frac{\partial T_a}{\partial z} \right) = \lambda \cdot s \cdot \frac{\partial^2 T_a}{\partial z^2} + \frac{(T_{sol}-T_a)}{R_{itotale}} \quad (49)$$

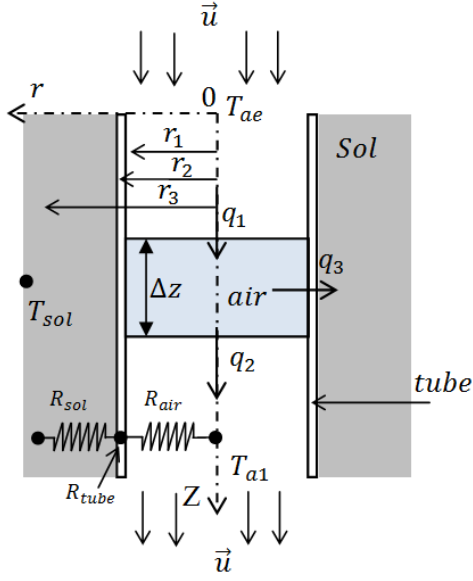


Figure 4. Schéma descriptif du tronçon I pour un cycle de refroidissement.

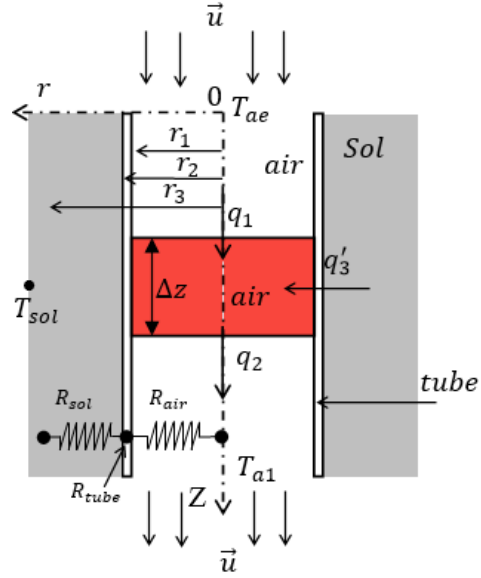


Figure 5. Schéma descriptif du tronçon I pour un cycle de réchauffement.

Si  $\Delta z$  tend vers 0 et tenant compte du fait que le transfert est permanent et la convection domine la conduction, l'équation (6) se réduit à :

$$\rho \cdot \pi \cdot r_1^2 \cdot c_{pair} \cdot u \frac{dT_a}{dz} = \frac{(T_{sol} - T_a)}{R_{itotale}} \quad (50)$$

Remplaçons  $T_{sol}$  par son expression et après arrangement on aura :

$$\rho \cdot \pi \cdot r_1^2 \cdot c_{pair} \cdot u \cdot R_{itotale} \frac{dT_a}{dz} + T_a = \frac{T_i - T_p}{\delta} \cdot z + T_p \quad (51)$$

La solution générale est la somme des deux solutions homogène  $T_{ah}$  et particulière  $T_{ap}$ .

Solution homogène :

$$\rho \cdot \pi \cdot r_1^2 \cdot c_{pair} \cdot u \cdot R_{itotale} \frac{dT_{ah}}{dz} + T_{ah} = 0 \quad (52)$$

Où :

$$\frac{dT_{ah}}{dz} = - \frac{1}{\rho \cdot \pi \cdot r_1^2 \cdot c_{pair} \cdot u \cdot R_{itotale}} \quad (53)$$

Après intégration, on obtient :

$$T_{ah} = C_1 \cdot \exp\left(-\frac{1}{\rho \cdot \pi \cdot r_1^2 \cdot c_{pair} \cdot u \cdot R_{itotale}}\right) z \quad (54)$$

### Chapitre 3. Modélisation mathématique et simulation numérique

Solution particulière :

Soit :  $T_{ap} = C_2 \cdot z + C_3$ , et remplaçant dans l'équation avec deuxième membre (51) :

$$\rho \cdot \pi \cdot r_1^2 \cdot c_{pair} \cdot u \cdot R_{itotale} \cdot C_2 + C_2 \cdot z + C_3 = \frac{T_i - T_p}{\delta} \cdot z + T_p \quad (55)$$

On déduit, les coefficients  $C_2$  et  $C_3$  par comparaison des membres gauche et droit de l'équation 54 :

$$\text{Il vient :} \quad C_2 = \frac{T_i - T_p}{\delta} \quad (56)$$

$$\text{Et :} \quad C_3 = -\rho \cdot \pi \cdot r_1^2 \cdot c_{pair} \cdot u \cdot R_{itotale} \cdot \frac{T_i - T_p}{\delta} + T_p \quad (57)$$

Donc la solution particulière s'écrit :

$$T_{ap} = \frac{T_i - T_p}{\delta} \cdot z - \rho \cdot \pi \cdot r_1^2 \cdot c_{pair} \cdot u \cdot R_{itotale} \cdot \frac{T_i - T_p}{\delta} + T_p \quad (58)$$

La solution générale aura pour expression :

$$T_a(z) = C_1 \cdot \exp\left(-\frac{1}{\rho \cdot \pi \cdot r_1^2 \cdot c_{pair} \cdot u \cdot R_{itotale}}\right) z + \frac{T_i - T_p}{\delta} \cdot z - \rho \cdot \pi \cdot r_1^2 \cdot c_{pair} \cdot u \cdot R_{itotale} \cdot \frac{T_i - T_p}{\delta} + T_p \quad (59)$$

$C_1$  est une constante à déterminer d'après la condition à l'entrée de l'échangeur :

$T_a(z=0) = T_{ae}$ , qu'est la température ambiante.

$$C_1 = T_{ae} + \rho \cdot \pi \cdot r_1^2 \cdot c_{pair} \cdot u \cdot R_{itotale} \cdot \frac{T_i - T_p}{\delta} - T_p \quad (60)$$

Finalement, on aura l'expression donnant la température d'un point quelconque de l'air dans l'échangeur vertical comme suit :

$$T_a(z) = \left(T_{ae} + \rho \cdot \pi \cdot r_1^2 \cdot c_{pair} \cdot u \cdot R_{itotale} \cdot \frac{T_i - T_p}{\delta} - T_p\right) \cdot \exp\left(-\frac{1}{\rho \cdot \pi \cdot r_1^2 \cdot c_{pair} \cdot u \cdot R_{itotale}}\right) z + \frac{T_i - T_p}{\delta} \cdot z - \rho \cdot \pi \cdot r_1^2 \cdot c_{pair} \cdot u \cdot R_{itotale} \cdot \frac{T_i - T_p}{\delta} + T_p \quad (61)$$

### 3.3.2 Tronçon horizontal II

L'échangeur horizontal est placé à une profondeur  $\delta$  suffisamment profonde pour que la température du sol  $T_{sol}$  ne varie pas et reste constante égale à  $T_i$  figs. (6 et 7).

Le raisonnement fait sur le tronçon vertical I reste valable, le seul changement est que la température du sol voisin de l'échangeur reste invariante le long du tube, de l'équation (50) on tire ;

$$\rho \cdot \pi \cdot r_1^2 \cdot c_{pair} \cdot u \frac{dT_a}{dx} = \frac{(T_{sol} - T_a)}{R_{itotale}} \quad (62)$$

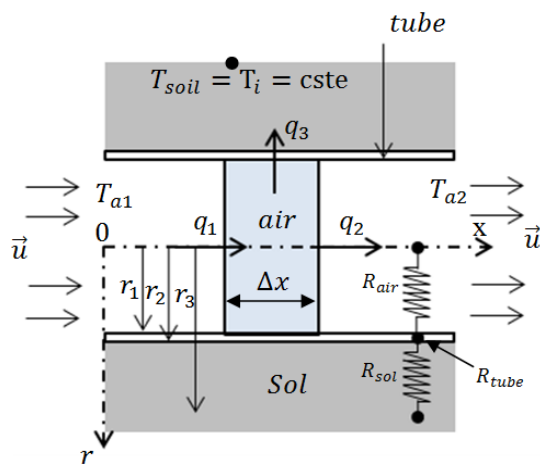
Et 
$$\ln(T_a - T_{sol}) = - \left( \frac{1}{\rho \cdot \pi \cdot r_1^2 \cdot c_{pair} \cdot u \cdot R_{itotale}} \right) x + C \quad (63)$$

Avec  $T_a(x=0) = T_{a1}$

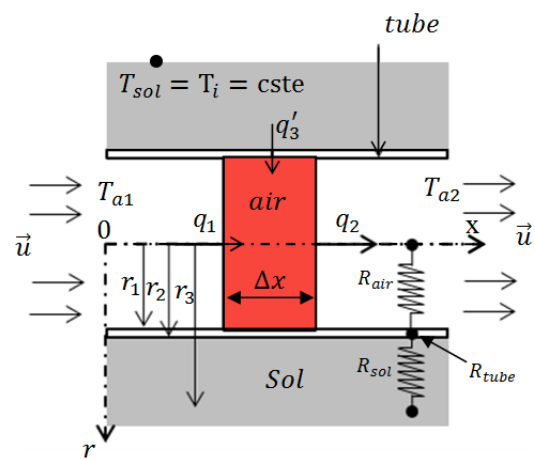
Où  $T_{a1}$  est la température à la sortie du tronçon vertical I.

Donc, le profil de température dans le tronçon horizontal II s'écrit sous la forme suivante :

$$T_a(x) = T_{sol} + (T_{a1} - T_i) \cdot \exp \left[ - \frac{1}{\rho \cdot \pi \cdot r_1^2 \cdot c_{pair} \cdot u \cdot R_{itotale}} x \right] \quad (64)$$



**Figure 6.** Schéma descriptif du tronçon horizontal II pour un cycle de refroidissement.



**Figure 7.** Schéma descriptif du tronçon horizontal II pour un cycle de réchauffement.

### 3.3.3 Tronçon vertical III

Le bilan d'énergie pour ce type d'échangeur de sortie s'écrit comme suit :

$$m \cdot c_{pair} \cdot \frac{DT_a}{Dt} = q_2 - q_1 + q'_3 \quad (65)$$

$$m \cdot c_{pair} \cdot \frac{DT_a}{Dt} = q_2 - q_1 - q_3 \quad (66)$$

$q_2 - q_1$  représente la conduction longitudinale, elle est négligeable par hypothèse.

Les équations 65 et 66 représentent les bilans énergétiques pour les cycles de refroidissement et réchauffement respectivement figs. (8 et 9).

$q'_3 = \frac{T_{sol} - T_a}{R_{itotale}}$  (pour un cycle de refroidissement) et  $q_3 = \frac{T_a - T_{sol}}{R_{itotale}}$  (pour un cycle de réchauffement).

$T_{sol}(z)$  est la température du sol loin de l'échangeur dans le nouveau repère.

$$T_{sol}(z) = \frac{T_p - T_i}{\delta} \cdot z + T_i \quad (67)$$

$$\rho \cdot \pi \cdot r_1^2 \cdot c_{pair} \cdot u \frac{dT_a}{dz} = \frac{T_{sol} - T_a}{R_{itotale}} \quad (68)$$

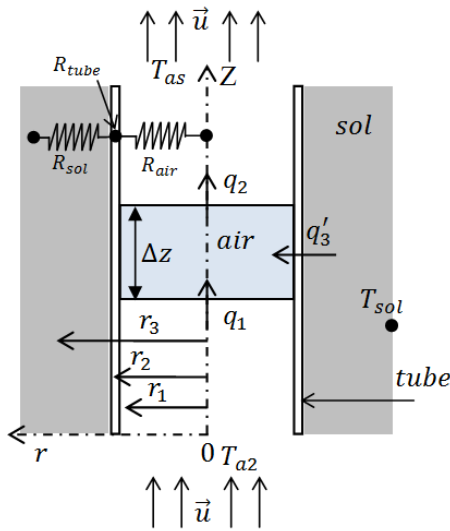


Figure 8. Schéma descriptif du tronçon vertical III pour un cycle de refroidissement.

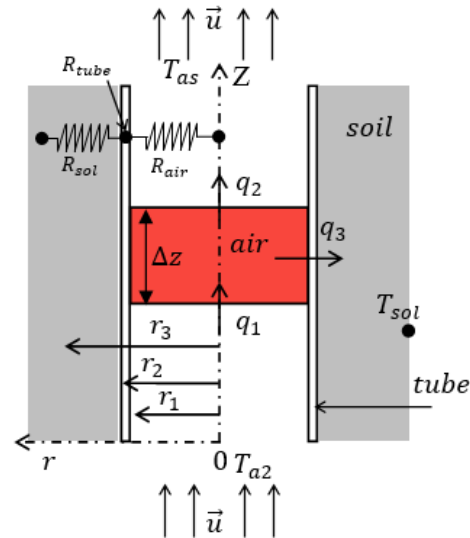


Figure 9. Schéma descriptif du tronçon vertical III un cycle de réchauffement.

### Chapitre 3. Modélisation mathématique et simulation numérique

La solution de l'équation (68) est la somme des solutions homogène  $T_{ah}$  et particulière  $T_{ap}$  données par les expressions ci-dessous :

- Solution homogène :

$$T_{ah} = C_4 \cdot \exp\left(-\frac{1}{\rho \cdot \pi \cdot r_1^2 \cdot c_{pair} \cdot u \cdot R_{itot}}\right) z \quad (69)$$

- Solution particulière :

$$\rho \cdot \pi \cdot r^2 \cdot c_{pair} \cdot u \cdot R_{itotale} \cdot C_5 + C_5 \cdot z + C_6 = \frac{T_p - T_i}{\delta} \cdot z + T_i \quad (70)$$

On déduit, par comparaison des coefficients de même exposant que :

$$C_5 = \frac{T_p - T_i}{\delta} \quad (71)$$

$$C_6 = T_i - \rho \cdot \pi \cdot r^2 \cdot c_{pair} \cdot u \cdot R_{itotale} \cdot \frac{T_p - T_i}{\delta} \quad (72)$$

Donc, la solution particulière sera comme suit :

$$T_{ap} = \frac{T_p - T_i}{\delta} \cdot z + T_i - \rho \cdot \pi \cdot r^2 \cdot c_{pair} \cdot u \cdot R_{itotale} \cdot \frac{T_p - T_i}{\delta} \quad (73)$$

Donc la solution générale s'écrit sous la forme suivante :

$$T_a(z) = C_4 \cdot \exp\left(-\frac{1}{\rho \cdot \pi \cdot r^2 \cdot c_{pair} \cdot u \cdot R_{itot}}\right) z + \frac{T_p - T_i}{\delta} \cdot z + T_i - \rho \cdot \pi \cdot r^2 \cdot c_{pair} \cdot u \cdot R_{itotale} \cdot \frac{T_p - T_i}{\delta} \quad (74)$$

$C_4$  est une constante à déterminer d'après la condition à l'entrée du tronçon vertical III,  $T_a(z=0)=T_{a2}$  :

$T_{a2}$  est la température à la sortie de l'échangeur horizontal 2.

Soit :

$$C_4 = T_{a2} - T_i + \rho \cdot \pi \cdot r_1^2 \cdot c_{pair} \cdot u \cdot R_{itotale} \cdot \frac{T_p - T_i}{\delta} \quad (75)$$

### Chapitre 3. Modélisation mathématique et simulation numérique

Finalement, on aura le profil de la température du tronçon vertical III comme suit :

$$T_a(z) = \left( T_{a2} - T_i + \rho \cdot \pi \cdot r_1^2 \cdot c_{pair} \cdot u \cdot R_{itotale} \frac{T_p - T_i}{\delta} \right) \exp\left( -\frac{1}{\rho \cdot \pi \cdot r_1^2 \cdot c_{pair} \cdot u \cdot R_{itotale}} \right) z + \frac{T_p - T_i}{\delta} \cdot z + T_i - \rho \cdot \pi \cdot r_1^2 \cdot c_{pair} \cdot u \cdot R_{itotale} \frac{T_p - T_i}{\delta} \quad (76)$$

#### 3.4 Modélisation transitoire de la température de l'air le long du tube

Rappelons le bilan énergétique cité dans l'équation 49 qui est valable pour tous les tronçons de l'échangeur air sol et pour les deux cycles de fonctionnement.

$R_{itotale}$  évolue proportionnellement avec la durée de fonctionnement de l'échangeur.

$$\rho \cdot S \cdot c_{pair} \cdot \left( \frac{\partial T_a}{\partial t} + u \frac{\partial T_a}{\partial z} \right) = \lambda \cdot S \cdot \frac{\partial^2 T_a}{\partial z^2} + \frac{(T_{sol} - T_a)}{\frac{1}{\lambda_{sol} \cdot 2\pi} \ln\left(\frac{r_3(t)}{r_2}\right) + \frac{1}{\lambda_{tube} \cdot 2\pi} \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) + \frac{1}{h_{cv} \cdot 2\pi \cdot r}} \quad (77)$$

$R_3(t)$  représente le rayon de la couche perturbée du sol voisin de l'échangeur ou la profondeur de pénétration de la chaleur dans le sol. [106, 107]. A partir de cette distance ( $r_3(t)$ ) la température du sol commence à se stabiliser.

$$r_3(t) = \sqrt{\frac{\alpha \cdot t}{\pi}} \quad (78)$$

Supposons que le pas  $\Delta z$  entre deux sections dans les tronçons verticaux I figs. (4 et 5) et III figs. (8 et 9) égal au pas  $\Delta x$  dans le tronçon horizontal II figs. (6 et 7).

$T_{sol}$  étant la température du sol à la profondeur de pénétration  $r_3(t)$ .

Après application des hypothèses simplificatrices proposées à l'équation (77), on obtient :

$$\frac{\partial T_a}{\partial t} = -u \frac{\partial T_a}{\partial x} + \frac{(T_{sol} - T_a)}{\gamma} \quad (79)$$

Avec  $\gamma = \rho \pi r_1^2 c_{pair} R_{itotale}(t)$

Les conditions aux limites suivantes sont choisies pour résoudre l'équation 79.

$T_a(z = 0) = T_{ai}$ , qu'est la température mesurée à l'entrée de l'échangeur ;

$T_a(x = 0) = T_{al}$ , qu'est la température sortante du tronçon I ;



### Chapitre 3. Modélisation mathématique et simulation numérique

$T_a(z = 0) = T_{a2}$ , qu'est la température sortante du tronçon II ;

$T_a(t = 0) = T_{sol}$  [108-111].

#### 3.4.1 Résolution numérique du problème

Dans leurs vie professionnelle, les chercheurs se trouvent couramment confrontés à des problèmes que les méthodes numériques peuvent contribuer à résoudre or la résolution de ce genre de problème approché basé sur un modèle discret du phénomène concerné, puis d'appliquer une méthode numérique pour la résolution.

Dans le transfert de chaleur, de nombreux problèmes représentés généralement par des équations ou des systèmes d'équations différentielles aux dérivées partielles sont résolus actuellement grâce à la méthode des différences finies.

La méthode de différences finis a pour objectif de transformer une équation continue valable en un système à N équations pour N inconnues associées à un domaine discret appelé maillage.

##### 3.4.1.1 Discrétisation de l'équation du bilan énergétique

En raison de stabilité de la méthode, il est préférable d'utiliser le schéma implicite dans la discrétisation de l'équation à résoudre (équation 79).

La figure 10 représente la configuration et le domaine discrétisé de l'échangeur air sol.

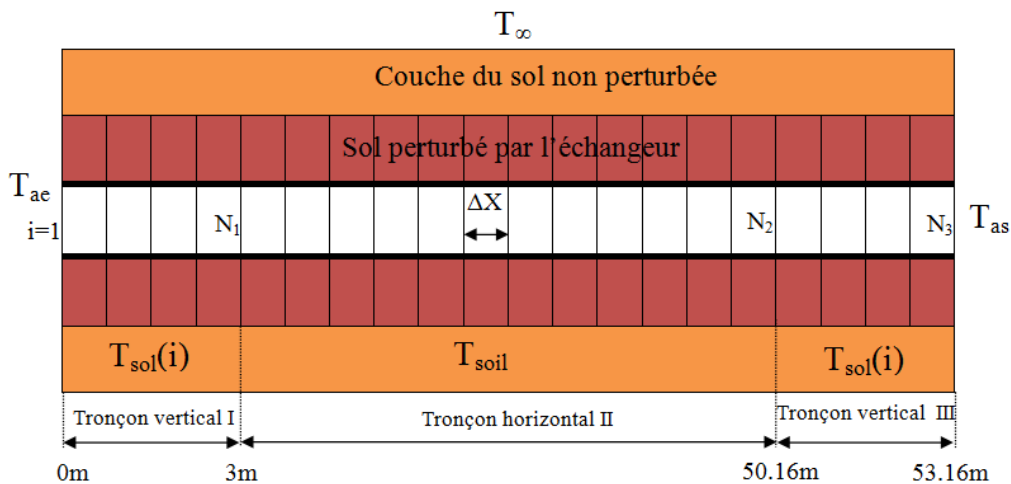


Figure 10. Schéma descriptif du domaine discrétisé de l'échangeur air sol.

### Chapitre 3. Modélisation mathématique et simulation numérique

Rappelons l'équation du bilan énergétique simplifiée en régime transitoire éq.(79)

$$\frac{\partial T_a}{\partial t} = -u \frac{\partial T_a}{\partial x} + \frac{(T_{sol} - T_a)}{\gamma} \quad (79)$$

Dans la discrétisation de l'équation 80, on utilise les différences centrées de 2<sup>ème</sup> ordre jusqu'au nœud  $N_{n1-1}$ ,  $N_{n2-1}$  et  $N_{n3-1}$  pour les trois tronçons I, II et III respectivement et pour les nœuds finaux  $N_1$ ,  $N_2$  et  $N_3$  on utilise les différences à gauche du 1<sup>er</sup> ordre.

De façon plus précise, si l'indice  $i$  repère la variable  $x$  et l'indice  $k$  repère la variable  $t$  On obtient une équation implicite en écrivant le second membre de l'équation 80 à l'instant  $t_{k+1}$  où la solution n'est pas connue, ce qui donne [112]:

$$\frac{1}{\Delta t} (T_i^{k+1} - T_i^k) = -\frac{u}{2\Delta x} (T_{i+1}^{k+1} - T_{i-1}^{k+1}) - \frac{1}{\gamma} T_i^{k+1} + \frac{T_{sol}}{\gamma} \quad (80)$$

$\Delta t \approx \frac{L}{u}$  Représente le temps nécessaire à une tranche d'air pour parcourir la longueur totale du tube.

$$-\frac{1}{\Delta t} T_i^k = \frac{u}{2\Delta x} T_{i-1}^{k+1} - \left( \frac{1}{\gamma} + \frac{1}{\Delta t} \right) T_i^{k+1} - \frac{u}{2\Delta x} T_{i+1}^{k+1} + \frac{T_{sol}}{\gamma} \quad (81)$$

Par séparation des variables, le membre gauche est réservé aux variables connues par contre le membre droit est réservé aux variables inconnues, comme suit :

$$T_i^k + \frac{\Delta t}{\gamma} T_{sol} = -\frac{u\Delta t}{2\Delta x} T_{i-1}^{k+1} + \left( \frac{\Delta t}{\gamma} + 1 \right) T_i^{k+1} + \frac{u\Delta t}{2\Delta x} T_{i+1}^{k+1} \quad (82)$$

La forme finale discrétisée (éq. 82) est conçue pour un maillage allant du premier nœud jusqu'au nœud  $N_{3-1}$ .

Pour le nœud final  $N_3$  (température de sortie), nous avons utilisé les différences à gauche du 1<sup>er</sup> ordre à l'équation 80 comme suit :

$$\frac{1}{\Delta t} (T_n^{k+1} - T_n^k) = -\frac{u}{\Delta x} (T_n^{k+1} - T_{n-1}^{k+1}) - \frac{1}{\gamma} T_n^{k+1} + \frac{T_{sol}}{\gamma} \quad (83)$$

### Chapitre 3. Modélisation mathématique et simulation numérique

$$-\frac{1}{\Delta t}T_n^k = -\left(\frac{1}{\Delta t} + \frac{u}{\Delta x}\right)T_n^{k+1} + \frac{u}{\Delta x}T_{n-1}^{k+1} - \frac{1}{\gamma}T_n^{k+1} + \frac{T_{sol}}{\gamma} \quad (84)$$

$$T_n^k + \frac{\Delta t}{\gamma}T_{sol} = -\frac{u\Delta t}{\Delta x}T_{n-1}^{k+1} + \left(\frac{u\Delta t}{\Delta x} + \frac{\Delta t}{\gamma} + 1\right)T_n^{k+1} \quad (85)$$

Les équations 83 et 86 représentent la forme finale discrétisée de l'équation du bilan énergétique simplifié (éq. 80) où leur système matriciel s'écrit comme suit :

$$\begin{pmatrix} \frac{\Delta t}{\gamma} + 1 & \frac{u\Delta t}{2\Delta x} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{u\Delta t}{2\Delta x} & \frac{\Delta t}{\gamma} + 1 & \frac{u\Delta t}{2\Delta x} & 0 & 0 \\ 0 & \ddots & \ddots & \ddots & \vdots \\ \vdots & 0 & -\frac{u\Delta t}{2\Delta x} & \frac{\Delta t}{\gamma} + 1 & \frac{u\Delta t}{2\Delta x} \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{u\Delta t}{\Delta x} & \left(\frac{u\Delta t}{\Delta x} + \frac{\Delta t}{\gamma} + 1\right) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} T_2 \\ T_3 \\ \vdots \\ T_{n-1} \\ T_n \end{pmatrix}^{k+1} = \begin{pmatrix} T_2 + \frac{\Delta t}{\gamma}T_{sol} + \frac{u\Delta t}{2\Delta x}T_{ae} \\ T_3 + \frac{\Delta t}{\gamma}T_{sol} \\ \vdots \\ T_{n-1} + \frac{\Delta t}{\gamma}T_{sol} \\ T_n + \frac{\Delta t}{\gamma}T_{sol} \end{pmatrix}^k \quad (86)$$

Pour les systèmes tridiagonaux, la méthode de décomposition LU conduit à un algorithme efficace appelé algorithme de Thomas. Cet algorithme est une forme simplifiée d'élimination de Gauss qui peut être utilisée pour résoudre des systèmes tridiagonaux par triangularisation du système. Un système à matrice bidiagonal unitaire peut être écrit comme suit :

$$\begin{pmatrix} 1 & \xi_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & \xi_2 & 0 & 0 \\ 0 & \ddots & \ddots & \ddots & \vdots \\ \vdots & 0 & 0 & 1 & \xi_{n-1} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} T_2 \\ T_3 \\ \vdots \\ T_{n-1} \\ T_n \end{pmatrix}^{k+1} = \begin{pmatrix} \beta_2 \\ \beta_3 \\ \vdots \\ \beta_{n-1} \\ \beta_n \end{pmatrix}^k$$

### Chapitre 3. Modélisation mathématique et simulation numérique

Où :

$$\zeta_1 = (u\Delta t/2\Delta x) / ((\Delta t/\gamma)+1)$$

$$\zeta_i = (u\Delta t/2\Delta x) / [((\Delta t/\gamma) + 1) - \zeta_{i-1} (-u\Delta t/2\Delta x)], \text{ pour } i = [2, n-1]$$

$$\beta_1 = [T_2 + (\Delta t/\gamma)T_{sol} + (u\Delta t/2\Delta x)T_{ae}] / ((\Delta t/\gamma)+1)$$

$$\beta_i = [T_i + (\Delta t/\gamma)T_{sol} - \beta_{i-1}(-u\Delta t/2\Delta x)] / [((\Delta t/\gamma)+1) - \zeta_{i-1}(-u\Delta t/2\Delta x)], \text{ pour } i = [2, n-1]$$

$$\beta_n = [T_n + (\Delta t/\gamma)T_{sol} - \beta_{n-1}(-u\Delta t/\Delta x)] / [((u\Delta t/\Delta x) + (\Delta t/\gamma)+1) - \zeta_{n-1}(-u\Delta t/2\Delta x)]$$

La résolution de ce système s'effectue de la manière suivante :

$$T_n = \beta_n$$

$$T_i = \beta_i - (\zeta_i * T_{i+1}), \text{ pour } i = [n-1, 2]$$

#### 3.4.2 Efficacité de l'échangeur

L'efficacité de l'échangeur air sol est définie comme étant le rapport entre la différence de la température de l'air (entrant-sortant) et la différence de température du sol et celle de l'air entrant donnée par l'expression suivante :

$$\varepsilon = \frac{(T_{as} - T_{ae})}{(T_{sol} - T_{ae})} \quad (87)$$

#### 3.4.3 Facteur de détérioration (Derating factor)'DF'

La performance thermique de l'échangeur air sol est évaluée par la quantité de refroidissement qui peut être produite, Les chutes de température obtenues en régime stationnaire et transitoire sont utilisées pour déterminer le facteur de détérioration DF, qui est défini comme suit [93, 113] :

$$DF(x, t) = 1 - \frac{(T_{ae} - T_{as})_{x,transitoire}}{(T_{ae} - T_{as})_{x,stationnaire}} \quad (88)$$

## 4 Refroidissement de l'air par évaporation

Le fonctionnement continu et en longue période de l'échangeur air sol produit une accumulation continue de la chaleur dans le sol voisin de l'échangeur et donc une détérioration de la performance thermique de l'échangeur. C'est pour cela, une technique de refroidissement de l'air est appliquée en intégrant un évaporateur à la sortie de l'échangeur air sol, qui permet à l'air d'abaisser sa température en contact direct avec les gouttelettes d'eau pulvérisées [114, 115].

### 4.1 Hypothèses simplificatrices

En raison de simplifier les calculs, nous introduisons les hypothèses suivantes :

I) L'air humide est considéré comme un mélange des gaz parfait, II.) la loi de Dalton est appliqué qui considère que la pression, énergie interne, enthalpie et entropie du mélange des gaz à une température T et pression P sont respectivement la somme de la pression partielle, énergie interne partielle, enthalpie partielle et entropie partielle des gaz constituants [116] et III.) Durant son passage à travers l'eau pulvérisée, l'air est humidifié jusqu'à ce que la pression partielle de la vapeur d'eau devienne égale à la pression de vapeur d'eau saturante à la température du liquide. Cette humidification de l'air est accompagnée par une variation de température d'air qui sera calculée.

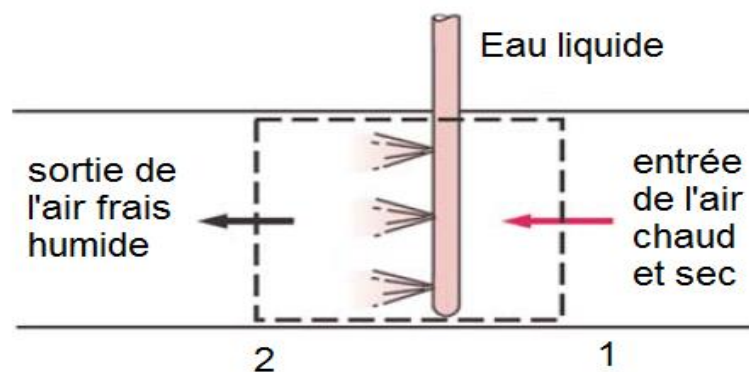


Figure 11. Schéma descriptif du refroidissement de l'air par évaporation [89].

### Conservation de la masse

Conservation de la masse de l'air sec :

$$\dot{m}_{as}^1 - \dot{m}_{as}^2 = 0 \quad (89)$$

### Chapitre 3. Modélisation mathématique et simulation numérique

La conservation de la masse de l'eau pulvérisée peut être écrite comme suit:

$$\dot{m}_{as}^1 \omega_1 + \dot{m}_{liq} - \dot{m}_{as}^2 \omega_{sat}^h = 0 \quad (90)$$

Nous pouvons introduire  $\delta\omega$ , où  $\delta\omega = \omega_{sat}^h - \omega_1$  ce qui permet d'écrire le débit massique du liquide comme suit:

$$\dot{m}_{liq} = \dot{m}_{as}^1 \delta\omega \quad (91)$$

#### Conservation de l'énergie

En appliquant le premier principe de la thermodynamique pour un système ouvert en régime stationnaire, on peut écrire :

$$0 = \dot{Q} + \dot{W} + \sum_{e,s} \dot{m}_{e,s} \left( h + \frac{1}{2} v^2 + gz \right)_{e,s} \quad (92)$$

En négligeant les variations d'énergie cinétique et potentielle, donc l'équation (92) devient :

$$0 = \dot{Q} + \dot{W} + \sum_{e,s} \dot{m}_{e,s} (h)_{e,s} \quad (93)$$

Considérant que le système n'échange ni chaleur ni travail mécanique avec l'extérieur, l'équation (93) peut être simplifiée comme suit :

$$0 = \sum_{e,s} \dot{m}_{e,s} (h)_{e,s} \quad (94)$$

La conservation de l'énergie se réduit à une conservation d'enthalpie. Les flux d'enthalpie sont constitués en entrée : du flux d'enthalpie de l'air entrant et du flux d'enthalpie de l'eau liquide et en sortie uniquement du flux d'enthalpie de l'air sortant.

$$\dot{m}_{1as} = \dot{m}_{2as} \quad (95)$$

D'après les équations précédentes:

$$\dot{m}_{1as} [(Cp_{as} + \omega_1 Cp_v)T_1 + \omega_1 L] + \dot{m}_{1as} \Delta\omega Cp_{liq} T_1 - \dot{m}_{1as} [(Cp_{as} + \omega_{sat}^h Cp_v)T_h + \omega_{sat}^h L] = 0 \quad (96)$$

### Chapitre 3. Modélisation mathématique et simulation numérique

Où  $T_h$  est la température humide de l'air humide. On sait que  $\dot{m}_{1as} = \dot{m}_{2as}$ , nous pouvons diviser l'équation (96) par  $\dot{m}_{1as}$

$$(Cp_{as} + \omega_{sat}^h Cp_v)T_h = (Cp_{as} + \omega_l Cp_v + \delta\omega Cp_{liq})T_1 + (\omega_l - \omega_{sat}^h)L \quad (97)$$

Mais  $(\omega_l + \omega_{sat}^h) = -\delta\omega$

$$(Cp_{as} + \omega_{sat}^h Cp_v)T_h = [Cp_{as} + \omega_{sat}^h Cp_v + \delta\omega(Cp_{liq} - Cp_v)]T_1 - \delta\omega L \quad (98)$$

La température humide  $T_h$  peut être exprimée comme suit:

$$T_h = \frac{[Cp_{as} + \omega_{sat}^h Cp_v + \delta\omega(Cp_{liq} - Cp_v)]T_1 - \delta\omega L}{(Cp_{as} + \omega_{sat}^h Cp_v)} \quad (100)$$

Donc:

$$T_h = T_1 + \frac{\delta\omega [(Cp_{liq} + Cp_v)T_1 - L]}{(Cp_{as} + \omega_{sat}^h Cp_v)} \quad (101)$$

Généralement, la chaleur latente  $L$  domine le terme  $(Cp_{liq} + Cp_v)T$ , donc on peut simplifier l'équation (101) à :

$$T_h \approx T_1 - \frac{L(\omega_{sat}^h + \omega)}{(Cp_{as} + \omega_{sat}^h Cp_v)} \quad (102)$$

## 5 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté des modèles mathématiques thermiques basés sur l'équation générale de la conduction et le principe des bilans énergétiques, dont le but de prédire l'évolution de la température dans le sol et celle à l'intérieur du tube enterré. Un programme en langage 'Fortran' a été développé pour déterminer les différents paramètres essentiels qui nous ont permis d'évaluer la performance thermique de l'échangeur air sol.

# Chapitre 4

**Etude expérimentale**



### 1 Introduction

Dans ce chapitre, nous allons présenter une description générale du dispositif expérimental implanté dans le site de l'université de Biskra, ainsi que les différents instruments de mesure utilisés dans cette étude et finalement quelques résultats expérimentaux.

### 2 Description du dispositif expérimental

Ce travail a été réalisé dans le Laboratoire de Génie Mécanique LGM à l'Université de Biskra (latitude of 34°48' N, longitude of 5°44'E) [117-119]. L'échangeur air sol montré dans la figure 1 composé d'un tube en PVC divisé en quatre parties horizontales et deux parties verticales de 110 mm de diamètre et d'une longueur totale de 53 m, enterré en serpentin à une profondeur de 3 m, qui a été déterminée antérieurement en fonction des données locales du site, avec une entraxe de 2 m sous une pente de 2%. Il occupe une superficie de 85 m<sup>2</sup>. Un avaloir d'évacuation des condensats est construit juste à la sortie de l'échangeur. Une centrale d'acquisition illustrée dans la figure 3 fournit par National Instrument, reliée par seize sondes de prélèvement de température de type RTD (Resistance Temperature Detector) le long de l'échangeur enterré. La vitesse de l'écoulement de l'air est mesurée par un anémomètre à hélice à la sortie du tube et géré par un extracteur de débit variable (fig. 4) et d'une consommation fiable en énergie électrique (120 W). Les températures de l'air le long de l'échangeur ont été mesurées à des distances de 0 m (entrée de l'échangeur), 3.63 m, 7.69 m, 11.73 m, 16.04 m, 20.07 m, 24.12 m, 26.37 m, 29.07 m, 33.10 m, 37.01 m, 38.86 m, 40.82 m, 45.10 m, 48.80 m (sortie du tronçon horizontal II) et 53.16 m (sortie du tronçon vertical III), les sondes de mesure des température de l'air sont bien placées dans le tube enterré (fig. 2). Les températures de l'air à l'intérieur du tube enterré ont été prises toutes les 15 minutes durant la période de refroidissement en mode de fonctionnement continu. Les principaux paramètres du système et les caractéristiques techniques des instruments de mesure sont illustrés dans les tableaux qui suivent :

## Chapitre 4. Etude expérimentale

**Tableau 1.** Différents paramètres du système

Système	Valeur
Conductivité thermique du sol $\lambda_{soil}$	1.25 W/(m.°C)
Profondeur d'enfouissement de l'échangeur $\delta$	3 m
Longueur du tube L	53,16 m
Rayon extérieur du tube $r_2$	0.575 m
Rayon intérieur du tube $r_1$	0.55 m
Conductivité thermique du tube $\lambda_p$	0.17 W/(m.K)
Chaleur spécifique de l'air $C_{pair}$	1000 J/(Kg.K)
Masse volumique de l'air $\rho$	1.2 Kg/m <sup>3</sup>

**Tableau 2.** Caractéristiques techniques des instruments de mesure

Instrument	Plage de mesure	Exactitudes	Résolution
sondes RTD de prélèvement de température	-50 à 200°C	—	10 <sup>-5</sup> °C
Anémomètre à hélice LV100	De 0,3 m/s à 35 m/s	De 0,3 à 3 m/s : ± 3% de la lecture ± 0,1 m/s De 3,1 à 35 m/s : ± 1% de la lecture ± 0,3 m/s	0,01 m/s 0,1 m/s



**Figure 1.** Vue générale de l'échangeur air sol.



**Figure 2.** Emplacement détaillé de la sonde de l'air dans la gaine.

### **3 Instrumentation**



**Figure 3.** Centrale d'acquisition.

## Chapitre 4. Etude expérimentale



**Figure 4.** Extracteur d'air de débit variable.



**Figure 5.** Anémomètre à hélice.

4 Résultats expérimentaux

Tableau 3. Résultats obtenus à  $u = 4,5$  m/s de la journée du 27 Mai 2013.

L(m) t(h :m)	0	3,63	7,69	11,73	16,04	20,07	24,12	26,37	29,07	33,10	37,01	38,86	40,82	45,10	48,80	53,16
08:30	24,33	25,03	24,74	25,07	24,57	24,33	24,18	24,09	24,14	24,09	24,33	24,31	24,19	24,10	23,92	26,71
08:45	24,96	25,92	25,60	25,51	25,11	25,04	24,66	24,59	24,56	24,33	24,33	24,24	24,18	24,15	24,08	24,82
09:00	25,66	26,51	25,99	25,69	25,31	25,21	24,78	24,70	24,65	24,41	24,38	24,28	24,22	24,17	24,10	24,76
09:15	25,93	26,72	26,16	25,81	25,43	25,30	24,86	24,77	24,72	24,46	24,42	24,31	24,25	24,19	24,12	24,73
09:30	27,18	27,52	26,66	26,03	25,68	25,49	24,99	24,88	24,81	24,52	24,47	24,35	24,28	24,20	24,13	24,71
09:45	27,23	27,64	26,76	26,12	25,76	25,56	25,05	24,94	24,85	24,56	24,50	24,38	24,31	24,22	24,15	24,71
10:00	28,81	28,83	27,54	26,50	26,14	25,84	25,24	25,09	24,97	24,65	24,56	24,44	24,35	24,24	24,17	24,72
10:15	29,41	29,31	27,92	26,78	26,37	26,02	25,37	25,20	25,06	24,72	24,61	24,48	24,39	24,26	24,20	24,72
10:30	29,51	29,32	27,95	26,84	26,41	26,07	25,42	25,25	25,11	24,76	24,64	24,51	24,42	24,27	24,21	24,72
10:45	30,67	30,09	28,44	27,10	26,68	26,26	25,55	25,36	25,20	24,82	24,69	24,55	24,46	24,29	24,23	24,73
11:00	32,15	31,07	29,06	27,34	26,97	26,48	25,70	25,49	25,30	24,89	24,74	24,60	24,50	24,31	24,24	24,73
11:15	31,78	30,94	29,12	27,56	27,11	26,61	25,81	25,58	25,38	24,96	24,80	24,64	24,54	24,33	24,27	24,74
11:30	32,09	31,19	29,35	27,78	27,26	26,73	25,91	25,67	25,46	25,02	24,85	24,69	24,58	24,35	24,30	24,75
11:45	32,94	31,84	29,79	28,06	27,50	26,92	26,04	25,79	25,55	25,10	24,90	24,74	24,62	24,37	24,32	24,79
12:00	32,74	31,69	29,75	28,15	27,56	26,99	26,11	25,85	25,61	25,14	24,94	24,77	24,66	24,39	24,34	24,79
12:15	33,66	32,38	30,19	28,34	27,75	27,13	26,21	25,93	25,68	25,20	24,97	24,81	24,69	24,40	24,36	24,81
12:30	34,48	32,92	30,56	28,58	27,98	27,31	26,33	26,05	25,77	25,26	25,03	24,86	24,73	24,42	24,39	24,82
12:45	35,09	33,44	30,92	28,84	28,19	27,46	26,45	26,14	25,85	25,33	25,07	24,90	24,77	24,44	24,41	24,88
13:00	35,51	33,74	31,17	29,03	28,36	27,60	26,56	26,23	25,92	25,39	25,12	24,94	24,81	24,46	24,43	24,89
13:15	34,87	33,35	30,99	29,05	28,34	27,61	26,58	26,26	25,96	25,41	25,15	24,96	24,83	24,48	24,44	24,91
13:30	35,63	33,93	31,36	29,23	28,52	27,75	26,68	26,35	26,03	25,46	25,19	25,00	24,86	24,49	24,45	24,99
13:45	35,69	34,13	31,57	29,39	28,66	27,86	26,77	26,43	26,09	25,52	25,23	25,03	24,89	24,51	24,47	25,03
14:00	36,50	34,71	31,91	29,55	28,82	27,98	26,85	26,50	26,15	25,57	25,26	25,07	24,92	24,53	24,49	25,04
14:15	36,33	34,71	31,99	29,68	28,91	28,06	26,93	26,57	26,21	25,61	25,30	25,10	24,95	24,54	24,51	25,08
14:30	36,18	34,56	31,93	29,74	28,94	28,10	26,96	26,60	26,24	25,64	25,32	25,12	24,97	24,55	24,52	25,13
14:45	35,99	34,42	31,88	29,74	28,93	28,09	26,98	26,62	26,27	25,66	25,34	25,14	24,99	24,56	24,54	25,12
15:00	36,03	34,50	31,93	29,81	28,98	28,15	27,01	26,65	26,30	25,69	25,36	25,16	25,01	24,58	24,55	25,44
15:15	35,94	34,46	31,91	29,84	29,01	28,16	27,04	26,68	26,32	25,71	25,38	25,18	25,03	24,59	24,56	25,46
15:30	35,97	34,45	31,91	29,85	29,02	28,20	27,06	26,70	26,34	25,73	25,40	25,20	25,04	24,60	24,57	25,49
15:45	35,81	34,34	31,89	29,88	29,04	28,21	27,08	26,72	26,36	25,75	25,42	25,21	25,06	24,61	24,58	25,48
16:00	35,59	34,18	31,81	29,86	29,03	28,23	27,11	26,75	26,39	25,78	25,44	25,24	25,08	24,62	24,60	25,48

## Chapitre 4. Etude expérimentale

<b>16:15</b>	35,56	34,12	31,75	29,84	29,02	28,22	27,12	26,76	26,40	25,79	25,46	25,25	25,09	24,63	24,61	25,52
<b>16:30</b>	35,36	33,94	31,64	29,80	28,97	28,18	27,10	26,76	26,40	25,80	25,46	25,25	25,10	24,64	24,62	25,51
<b>16:45</b>	35,64	34,13	31,76	29,86	29,04	28,25	27,15	26,79	26,44	25,82	25,48	25,27	25,12	24,65	24,63	25,55
<b>17:00</b>	35,41	33,99	31,71	29,86	29,03	28,24	27,14	26,80	26,45	25,83	25,49	25,28	25,13	24,65	24,63	25,54
<b>17:15</b>	35,45	33,98	31,70	29,83	29,02	28,26	27,16	26,81	26,46	25,84	25,51	25,29	25,14	24,66	24,64	25,10
<b>17:30</b>	35,04	33,71	31,52	29,79	28,98	28,23	27,15	26,81	26,46	25,85	25,51	25,30	25,15	24,67	24,65	25,03
<b>17:45</b>	34,81	33,51	31,41	29,75	28,93	28,19	27,14	26,80	26,46	25,86	25,52	25,31	25,15	24,67	24,66	25,04
<b>18:00</b>	34,50	33,25	31,23	29,65	28,87	28,15	27,11	26,78	26,45	25,85	25,51	25,31	25,15	24,68	24,66	25,04

**Tableau 4.** Résultats obtenus à  $u = 4,5$  m/s de la journée du 03 Juin 2013.

<b>L(m)</b> <b>t(h : m)</b>	<b>0</b>	<b>3,63</b>	<b>7,69</b>	<b>11,73</b>	<b>16,04</b>	<b>20,07</b>	<b>24,12</b>	<b>26,37</b>	<b>29,07</b>	<b>33,10</b>	<b>37,01</b>	<b>38,86</b>	<b>40,82</b>	<b>45,10</b>	<b>48,80</b>	<b>53,16</b>
<b>09:00</b>	29,95	29,48	27,93	26,54	26,30	25,98	25,37	25,24	25,14	24,83	24,76	24,65	24,58	24,48	24,41	25,49
<b>09:15</b>	30,66	30,17	28,55	27,11	26,73	26,34	25,66	25,50	25,35	25,01	24,89	24,77	24,68	24,54	24,47	25,38
<b>09:30</b>	30,94	30,41	28,78	27,40	26,93	26,50	25,80	25,63	25,47	25,10	24,97	24,83	24,74	24,57	24,51	25,36
<b>09:45</b>	31,54	30,84	29,11	27,65	27,14	26,69	25,94	25,75	25,57	25,19	25,03	24,89	24,79	24,60	24,54	25,35
<b>10:00</b>	31,80	31,13	29,36	27,90	27,34	26,85	26,07	25,86	25,67	25,26	25,09	24,94	24,84	24,62	24,57	25,34
<b>10:15</b>	32,06	31,35	29,55	28,07	27,48	26,96	26,17	25,95	25,75	25,33	25,14	24,98	24,88	24,65	24,59	25,35
<b>10:30</b>	32,66	31,83	29,90	28,30	27,68	27,13	26,30	26,06	25,85	25,40	25,20	25,04	24,93	24,67	24,62	25,35
<b>10:45</b>	32,75	31,91	29,99	28,43	27,78	27,22	26,37	26,13	25,90	25,45	25,24	25,07	24,96	24,69	24,64	25,36
<b>11:00</b>	33,41	32,42	30,34	28,65	27,96	27,37	26,48	26,22	25,98	25,51	25,29	25,11	25,00	24,71	24,66	25,37
<b>11:15</b>	34,04	32,87	30,66	28,82	28,15	27,51	26,58	26,32	26,06	25,57	25,33	25,16	25,03	24,73	24,68	25,38
<b>11:30</b>	35,33	33,85	31,30	29,17	28,48	27,76	26,76	26,46	26,18	25,65	25,39	25,21	25,08	24,75	24,70	25,39
<b>11:45</b>	34,23	33,15	30,97	29,16	28,42	27,75	26,78	26,49	26,20	25,68	25,42	25,24	25,11	24,77	24,72	25,41
<b>12:00</b>	35,14	33,77	31,36	29,36	28,61	27,91	26,90	26,59	26,30	25,76	25,48	25,29	25,15	24,79	24,75	25,42
<b>12:15</b>	35,89	34,36	31,72	29,53	28,79	28,04	26,99	26,67	26,36	25,81	25,52	25,33	25,19	24,81	24,78	25,44
<b>12:30</b>	35,15	34,02	31,68	29,70	28,89	28,13	27,07	26,76	26,43	25,87	25,57	25,37	25,23	24,83	24,79	25,46
<b>12:45</b>	34,95	33,77	31,53	29,67	28,85	28,12	27,09	26,77	26,45	25,89	25,58	25,39	25,25	24,84	24,80	25,47
<b>13:00</b>	35,80	34,37	31,87	29,81	29,01	28,23	27,16	26,84	26,51	25,93	25,62	25,42	25,27	24,86	24,82	25,49
<b>13:15</b>	35,76	34,46	31,98	29,93	29,09	28,31	27,23	26,89	26,56	25,97	25,65	25,45	25,30	24,88	24,84	25,51
<b>13:30</b>	36,41	34,93	32,33	30,13	29,28	28,45	27,33	26,98	26,64	26,02	25,69	25,49	25,34	24,89	24,86	25,54
<b>13:45</b>	36,02	34,85	32,36	30,24	29,37	28,52	27,40	27,05	26,69	26,07	25,73	25,52	25,37	24,91	24,88	25,57
<b>14:00</b>	36,40	35,22	32,54	30,29	29,44	28,59	27,45	27,09	26,72	26,10	25,75	25,54	25,39	24,92	24,89	25,59
<b>14:15</b>	36,92	35,58	32,83	30,54	29,63	28,74	27,55	27,17	26,79	26,15	25,79	25,58	25,42	24,94	24,91	25,63
<b>14:30</b>	37,61	36,13	33,16	30,68	29,78	28,86	27,64	27,26	26,86	26,21	25,83	25,62	25,45	24,95	24,93	25,66

## Chapitre 4. Etude expérimentale

<b>14:45</b>	37,10	35,82	33,04	30,69	29,78	28,87	27,67	27,29	26,89	26,24	25,86	25,65	25,48	24,97	24,94	25,69
<b>15:00</b>	37,85	36,49	33,49	30,95	30,01	29,06	27,79	27,39	26,98	26,31	25,91	25,69	25,52	24,99	24,97	25,73
<b>15:15</b>	37,55	36,36	33,48	31,07	30,07	29,10	27,85	27,44	27,02	26,34	25,94	25,71	25,54	25,01	24,98	25,77
<b>15:30</b>	37,85	36,56	33,59	31,09	30,11	29,15	27,88	27,47	27,05	26,36	25,96	25,74	25,56	25,02	24,99	25,81
<b>15:45</b>	38,21	36,79	33,81	31,27	30,28	29,28	27,98	27,57	27,13	26,43	26,01	25,77	25,60	25,03	25,02	25,85

**Tableau 5.** Résultats obtenus à  $u = 3,5$  m/s de la journée du 20 Juin 2013.

<b>L(m)</b> <b>t(h:m)</b>	<b>0</b>	<b>3,63</b>	<b>7,69</b>	<b>11,73</b>	<b>16,04</b>	<b>20,07</b>	<b>24,12</b>	<b>26,37</b>	<b>29,07</b>	<b>33,10</b>	<b>37,01</b>	<b>38,86</b>	<b>40,82</b>	<b>45,10</b>	<b>48,80</b>	<b>53,16</b>
<b>08:30</b>	32,64	32,13	30,16	28,40	27,92	27,42	26,67	26,51	26,34	25,94	25,76	25,63	25,52	25,33	25,25	26,57
<b>08:45</b>	33,41	32,78	30,72	28,89	28,31	27,74	26,92	26,73	26,53	26,10	25,89	25,73	25,62	25,37	25,30	26,49
<b>09:00</b>	33,82	33,16	31,08	29,25	28,58	27,97	27,10	26,89	26,67	26,20	25,97	25,81	25,68	25,41	25,34	26,46
<b>09:15</b>	34,25	33,56	31,40	29,52	28,82	28,18	27,26	27,03	26,80	26,30	26,05	25,88	25,75	25,44	25,37	26,45
<b>09:30</b>	34,94	34,18	31,89	29,86	29,12	28,42	27,44	27,19	26,92	26,40	26,12	25,95	25,81	25,48	25,41	26,44
<b>09:45</b>	35,76	34,87	32,35	30,16	29,39	28,64	27,61	27,34	27,05	26,51	26,21	26,02	25,88	25,51	25,45	26,44
<b>10:00</b>	35,97	35,16	32,64	30,43	29,63	28,84	27,76	27,48	27,16	26,59	26,27	26,08	25,94	25,54	25,48	26,44
<b>10:15</b>	36,24	35,45	32,92	30,67	29,82	29,00	27,89	27,60	27,27	26,67	26,34	26,14	25,99	25,57	25,51	26,45
<b>10:30</b>	37,53	36,35	33,46	30,95	30,09	29,20	28,03	27,72	27,37	26,76	26,40	26,20	26,04	25,60	25,54	26,35
<b>10:45</b>	38,16	36,88	33,86	31,23	30,32	29,40	28,19	27,85	27,48	26,84	26,47	26,26	26,09	25,63	25,58	26,37
<b>11:00</b>	39,07	37,54	34,37	31,57	30,62	29,64	28,35	27,99	27,60	26,93	26,53	26,31	26,15	25,65	25,59	26,51
<b>11:15</b>	39,15	37,60	34,46	31,76	30,75	29,75	28,46	28,09	27,68	27,00	26,59	26,37	26,20	25,68	25,63	26,46
<b>11:30</b>	39,27	37,86	34,70	31,94	30,91	29,88	28,55	28,18	27,77	27,06	26,63	26,41	26,24	25,70	25,65	26,47
<b>11:45</b>	39,89	38,29	35,00	32,16	31,09	30,01	28,66	28,28	27,84	27,12	26,68	26,46	26,28	25,73	25,68	26,49
<b>12:00</b>	40,61	38,86	35,43	32,44	31,33	30,21	28,79	28,39	27,94	27,20	26,74	26,51	26,32	25,75	25,70	26,50
<b>12:15</b>	40,25	38,62	35,30	32,48	31,34	30,25	28,84	28,43	27,98	27,24	26,78	26,54	26,36	25,77	25,73	26,51
<b>12:30</b>	40,02	38,48	35,26	32,53	31,35	30,25	28,87	28,46	28,01	27,27	26,80	26,56	26,38	25,78	25,74	26,53
<b>12:45</b>	40,46	38,75	35,39	32,57	31,43	30,32	28,92	28,51	28,05	27,30	26,83	26,59	26,40	25,80	25,76	26,53
<b>13:00</b>	40,44	38,83	35,49	32,66	31,49	30,39	28,98	28,57	28,10	27,35	26,87	26,62	26,44	25,82	25,78	26,55
<b>13:15</b>	40,12	38,68	35,52	32,79	31,62	30,52	29,08	28,67	28,19	27,42	26,93	26,69	26,49	25,85	25,81	26,56
<b>13:30</b>	40,39	38,83	35,63	32,84	31,69	30,57	29,14	28,72	28,24	27,46	26,96	26,71	26,52	25,86	25,83	26,57
<b>13:45</b>	40,49	38,96	35,74	32,93	31,77	30,64	29,20	28,78	28,29	27,49	26,99	26,74	26,54	25,88	25,84	26,59
<b>14:00</b>	41,55	39,70	36,17	33,12	31,97	30,77	29,29	28,85	28,35	27,54	27,02	26,77	26,57	25,89	25,85	26,61
<b>14:15</b>	41,23	39,57	36,21	33,26	32,06	30,89	29,38	28,93	28,42	27,60	27,08	26,82	26,61	25,91	25,88	26,62
<b>14:30</b>	41,06	39,41	36,12	33,26	32,06	30,89	29,40	28,96	28,46	27,63	27,10	26,85	26,64	25,93	25,90	26,64
<b>14:45</b>	41,63	39,91	36,46	33,42	32,23	31,03	29,50	29,04	28,52	27,69	27,14	26,88	26,67	25,95	25,92	26,65

## Chapitre 4. Etude expérimentale

<b>15:00</b>	41,62	39,87	36,48	33,52	32,31	31,10	29,56	29,11	28,57	27,74	27,18	26,92	26,71	25,97	25,94	26,66
<b>15:15</b>	41,92	40,14	36,65	33,60	32,39	31,15	29,61	29,15	28,61	27,76	27,20	26,95	26,73	25,99	25,95	26,68
<b>15:30</b>	41,97	40,18	36,71	33,66	32,46	31,24	29,67	29,21	28,67	27,81	27,24	26,98	26,76	26,00	25,97	26,69
<b>15:45</b>	41,87	40,13	36,73	33,70	32,49	31,27	29,70	29,24	28,70	27,83	27,27	27,00	26,79	26,02	25,99	26,71
<b>16:00</b>	42,11	40,34	36,88	33,82	32,59	31,34	29,76	29,30	28,75	27,87	27,30	27,03	26,81	26,03	26,00	26,71
<b>16:15</b>	42,11	40,33	36,88	33,83	32,63	31,37	29,80	29,33	28,78	27,91	27,32	27,05	26,83	26,05	26,01	26,71

**Tableau 6.** Résultats obtenus à  $u = 2$  m/s des journées de 23, 24 et 25 Juillet 2013.

<b>L(m)</b> <b>t(h:m)</b>	<b>0</b>	<b>3,63</b>	<b>7,69</b>	<b>11,73</b>	<b>16,04</b>	<b>20,07</b>	<b>24,12</b>	<b>26,37</b>	<b>29,07</b>	<b>33,10</b>	<b>37,01</b>	<b>38,86</b>	<b>40,82</b>	<b>45,10</b>	<b>48,80</b>	<b>53,16</b>
<b>09:30</b>	39,37	38,00	34,77	32,49	31,30	30,42	29,41	29,18	28,90	28,47	27,97	27,77	27,60	27,23	27,11	29,15
<b>10:30</b>	41,20	39,35	35,60	32,95	31,69	30,69	29,60	29,33	29,01	28,55	28,03	27,82	27,65	27,25	27,14	29,14
<b>11:30</b>	42,77	40,31	36,14	33,24	31,92	30,86	29,70	29,41	29,07	28,60	28,05	27,84	27,66	27,26	27,14	29,23
<b>12:30</b>	43,58	40,85	36,49	33,45	32,09	30,94	29,75	29,46	29,10	28,62	28,05	27,85	27,67	27,26	27,12	29,36
<b>13:30</b>	44,15	41,19	36,76	33,62	32,23	31,06	29,84	29,53	29,16	28,67	28,09	27,88	27,70	27,27	27,14	30,23
<b>14:30</b>	44,82	41,92	37,17	33,93	32,42	31,19	29,91	29,59	29,20	28,70	28,11	27,89	27,71	27,29	27,15	30,46
<b>15:30</b>	45,42	42,41	37,50	34,12	32,60	31,30	29,99	29,65	29,24	28,73	28,13	27,91	27,72	27,29	27,16	30,67
<b>16:30</b>	45,66	42,94	37,98	34,48	32,91	31,55	30,17	29,81	29,37	28,84	28,20	27,97	27,78	27,32	27,19	30,79
<b>17:30</b>	45,53	42,92	38,07	34,64	33,02	31,64	30,25	29,88	29,43	28,89	28,24	28,01	27,81	27,34	27,21	31,02
<b>18:30</b>	44,80	42,26	37,81	34,57	33,02	31,70	30,32	29,94	29,50	28,94	28,29	28,05	27,85	27,36	27,23	31,01
<b>19:30</b>	42,56	40,23	36,70	34,07	32,64	31,47	30,21	29,86	29,46	28,92	28,29	28,06	27,86	27,37	27,24	29,68
<b>20:30</b>	40,91	38,86	35,76	33,48	32,19	31,15	29,99	29,69	29,33	28,82	28,22	28,00	27,81	27,35	27,22	29,71
<b>21:30</b>	39,64	37,97	35,24	33,17	31,96	30,99	29,90	29,63	29,28	28,79	28,20	27,98	27,80	27,34	27,22	29,59
<b>22:30</b>	38,65	37,12	34,67	32,78	31,69	30,80	29,78	29,53	29,21	28,74	28,17	27,96	27,78	27,34	27,21	29,56
<b>23:30</b>	38,18	36,77	34,41	32,60	31,54	30,69	29,71	29,48	29,17	28,71	28,16	27,95	27,77	27,34	27,21	29,53
<b>00:30</b>	37,65	36,34	34,13	32,43	31,41	30,61	29,66	29,43	29,14	28,69	28,14	27,93	27,76	27,33	27,21	29,28
<b>01:30</b>	36,53	35,57	33,68	32,18	31,21	30,47	29,57	29,36	29,09	28,66	28,13	27,92	27,75	27,33	27,21	29,30
<b>02:30</b>	35,49	34,82	33,19	31,89	30,99	30,32	29,48	29,29	29,04	28,62	28,10	27,90	27,73	27,32	27,20	29,29
<b>03:30</b>	34,47	34,09	32,73	31,60	30,79	30,19	29,39	29,22	28,99	28,58	28,08	27,88	27,71	27,32	27,19	29,21
<b>04:30</b>	33,15	33,14	32,15	31,25	30,55	30,02	29,29	29,14	28,94	28,55	28,07	27,87	27,71	27,32	27,19	29,16
<b>05:30</b>	31,98	32,27	31,56	30,95	30,28	29,83	29,18	29,05	28,87	28,50	28,04	27,85	27,69	27,32	27,19	29,17
<b>06:30</b>	31,59	32,07	31,38	30,79	30,16	29,75	29,12	29,01	28,84	28,48	28,04	27,85	27,69	27,32	27,20	29,13
<b>07:30</b>	33,16	33,45	32,13	31,13	30,39	29,88	29,18	29,05	28,87	28,49	28,04	27,85	27,69	27,32	27,21	29,11
<b>08:30</b>	35,06	34,85	32,95	31,57	30,70	30,09	29,31	29,14	28,93	28,54	28,07	27,88	27,71	27,34	27,22	29,09
<b>09:30</b>	36,90	36,30	33,88	32,07	31,08	30,35	29,46	29,26	29,02	28,61	28,11	27,91	27,74	27,35	27,22	29,12



## Chapitre 4. Etude expérimentale

<b>10:30</b>	38,03	37,03	34,38	32,40	31,35	30,55	29,59	29,37	29,11	28,67	28,15	27,95	27,77	27,37	27,23	29,09
<b>11:30</b>	40,20	38,43	35,19	32,80	31,68	30,76	29,73	29,47	29,18	28,73	28,18	27,97	27,80	27,38	27,24	29,16
<b>12:30</b>	42,07	39,65	35,90	33,19	31,93	30,92	29,82	29,55	29,22	28,76	28,20	27,99	27,80	27,37	27,26	29,29
<b>13:30</b>	42,78	40,28	36,27	33,46	32,14	31,06	29,92	29,63	29,28	28,80	28,22	28,01	27,82	27,39	27,26	30,01
<b>14:30</b>	44,37	41,56	36,95	33,81	32,40	31,22	30,01	29,70	29,33	28,83	28,24	28,02	27,84	27,39	27,27	30,41
<b>15:30</b>	44,46	41,69	37,23	34,02	32,58	31,36	30,09	29,78	29,39	28,87	28,26	28,04	27,85	27,40	27,27	30,52
<b>16:30</b>	44,36	42,01	37,42	34,21	32,73	31,47	30,18	29,85	29,44	28,92	28,29	28,07	27,88	27,41	27,28	30,73
<b>17:30</b>	44,03	41,77	37,52	34,40	32,91	31,66	30,33	29,98	29,56	29,02	28,37	28,13	27,94	27,44	27,31	30,81
<b>18:30</b>	43,03	40,84	37,09	34,22	32,82	31,62	30,33	29,99	29,58	29,04	28,39	28,16	27,96	27,46	27,33	30,56
<b>19:30</b>	41,40	39,29	36,15	33,77	32,44	31,37	30,20	29,89	29,51	28,99	28,37	28,14	27,94	27,46	27,33	29,68
<b>20:30</b>	39,72	38,01	35,34	33,29	32,08	31,12	30,04	29,76	29,41	28,92	28,33	28,10	27,91	27,45	27,32	29,62
<b>21:30</b>	39,03	37,45	34,97	33,02	31,90	31,00	29,96	29,70	29,38	28,90	28,31	28,09	27,91	27,44	27,31	29,60
<b>22:30</b>	37,62	36,50	34,41	32,77	31,67	30,84	29,86	29,63	29,33	28,86	28,29	28,07	27,89	27,44	27,32	29,56
<b>23:30</b>	37,79	36,46	34,27	32,54	31,55	30,75	29,80	29,58	29,29	28,83	28,27	28,06	27,88	27,43	27,30	29,50
<b>00:30</b>	37,83	36,45	34,25	32,53	31,53	30,73	29,78	29,56	29,28	28,82	28,26	28,05	27,87	27,43	27,31	29,49
<b>01:30</b>	36,27	35,36	33,59	32,19	31,25	30,54	29,66	29,46	29,20	28,77	28,23	28,03	27,85	27,42	27,30	29,47
<b>02:30</b>	35,59	34,84	33,25	32,00	31,09	30,43	29,59	29,41	29,17	28,74	28,22	28,02	27,84	27,42	27,30	29,35
<b>03:30</b>	34,29	33,96	32,73	31,75	30,87	30,28	29,50	29,34	29,12	28,71	28,20	28,00	27,83	27,42	27,30	29,32
<b>04:30</b>	33,64	33,49	32,43	31,47	30,73	30,19	29,45	29,30	29,09	28,69	28,19	27,99	27,82	27,42	27,28	29,17
<b>05:30</b>	32,62	32,72	31,93	31,16	30,52	30,05	29,37	29,23	29,05	28,66	28,18	27,99	27,82	27,42	27,29	29,12
<b>06:30</b>	32,66	32,86	31,94	31,10	30,48	30,01	29,34	29,21	29,04	28,65	28,18	27,98	27,82	27,43	27,30	29,12
<b>07:30</b>	34,51	34,40	32,79	31,50	30,75	30,18	29,43	29,27	29,07	28,68	28,19	27,99	27,83	27,43	27,30	29,09
<b>08:30</b>	36,40	35,84	33,71	32,01	31,14	30,45	29,59	29,40	29,16	28,74	28,24	28,03	27,86	27,45	27,32	29,06

**Tableau 7.** Résultats obtenus à  $u = 3,5$  m/s des journées de 04, 05, 06 et 07 Aout 2013.

L(m) t(h : m)	0	3,63	7,69	11,73	16,04	20,07	24,12	26,37	29,07	33,10	37,01	38,86	40,82	45,10	48,80	53,16
<b>09:30</b>	34,83	34,75	32,92	31,28	30,71	30,16	29,47	29,37	29,24	28,89	28,46	28,28	28,13	27,81	27,69	30,43
<b>10:30</b>	36,31	35,98	33,91	32,13	31,37	30,71	29,87	29,72	29,52	29,12	28,64	28,45	28,28	27,91	27,77	30,24
<b>11:30</b>	39,00	37,73	35,08	32,82	31,97	31,17	30,21	30,00	29,75	29,31	28,78	28,57	28,40	27,97	27,84	30,18
<b>12:30</b>	39,32	38,25	35,50	33,23	32,26	31,38	30,36	30,13	29,87	29,40	28,84	28,63	28,45	28,00	27,87	30,19
<b>13:30</b>	40,63	39,16	36,23	33,77	32,76	31,79	30,67	30,40	30,09	29,58	28,98	28,75	28,56	28,07	27,94	30,18
<b>14:30</b>	41,27	39,84	36,65	34,06	32,98	31,94	30,79	30,50	30,17	29,65	29,03	28,80	28,60	28,10	27,95	30,29
<b>15:30</b>	41,71	40,50	37,26	34,58	33,37	32,27	31,03	30,71	30,34	29,79	29,12	28,89	28,68	28,14	28,00	30,38

## Chapitre 4. Etude expérimentale

<b>16:30</b>	42,39	40,98	37,61	34,80	33,59	32,47	31,18	30,84	30,45	29,88	29,20	28,95	28,74	28,18	28,04	30,52
<b>17:30</b>	42,62	41,14	37,75	34,96	33,75	32,60	31,30	30,94	30,55	29,97	29,28	29,02	28,80	28,22	28,08	30,64
<b>18:30</b>	41,80	40,42	37,39	34,86	33,70	32,61	31,34	31,01	30,61	30,02	29,33	29,08	28,86	28,25	28,12	30,69
<b>19:30</b>	39,47	38,24	36,05	34,20	33,16	32,26	31,16	30,87	30,53	29,98	29,32	29,07	28,86	28,28	28,13	30,70
<b>20:30</b>	38,34	37,26	35,30	33,68	32,72	31,92	30,92	30,67	30,37	29,84	29,23	28,99	28,79	28,23	28,09	30,76
<b>21:30</b>	37,34	36,52	34,86	33,41	32,57	31,85	30,89	30,65	30,37	29,87	29,26	29,02	28,82	28,27	28,13	30,61
<b>22:30</b>	35,95	35,48	34,17	33,03	32,26	31,62	30,75	30,54	30,30	29,82	29,24	29,01	28,81	28,27	28,14	30,54
<b>23:30</b>	35,56	35,06	33,83	32,74	32,05	31,46	30,64	30,46	30,23	29,77	29,21	28,99	28,79	28,27	28,13	30,47
<b>00:30</b>	33,88	33,84	33,03	32,31	31,67	31,19	30,47	30,32	30,13	29,70	29,17	28,95	28,77	28,27	28,13	30,38
<b>01:30</b>	34,25	33,95	33,00	32,16	31,59	31,12	30,42	30,27	30,09	29,67	29,15	28,94	28,76	28,27	28,13	30,29
<b>02:30</b>	33,25	33,21	32,51	31,89	31,36	30,95	30,31	30,18	30,02	29,63	29,13	28,92	28,74	28,27	28,13	30,19
<b>03:30</b>	32,80	32,81	32,20	31,66	31,17	30,81	30,21	30,10	29,96	29,58	29,10	28,89	28,72	28,26	28,12	30,13
<b>04:30</b>	32,35	32,45	31,96	31,58	31,04	30,72	30,15	30,05	29,92	29,55	29,09	28,89	28,72	28,27	28,14	30,04
<b>05:30</b>	32,13	32,26	31,79	31,38	30,94	30,64	30,09	30,00	29,89	29,53	29,07	28,87	28,71	28,27	28,13	29,98
<b>06:30</b>	31,94	32,26	31,74	31,27	30,88	30,59	30,05	29,97	29,86	29,51	29,07	28,87	28,71	28,28	28,14	29,92
<b>07:30</b>	33,78	33,94	32,82	31,86	31,34	30,91	30,25	30,12	29,98	29,59	29,12	28,92	28,75	28,30	28,16	29,89
<b>08:30</b>	35,67	35,51	33,86	32,44	31,84	31,27	30,49	30,32	30,12	29,70	29,18	28,97	28,79	28,32	28,17	29,88
<b>09:30</b>	36,56	36,33	34,49	32,91	32,20	31,55	30,68	30,48	30,25	29,80	29,25	29,03	28,84	28,34	28,20	29,91
<b>10:30</b>	38,53	37,80	35,45	33,47	32,65	31,87	30,89	30,65	30,39	29,90	29,32	29,09	28,89	28,37	28,22	29,96
<b>11:30</b>	39,54	38,32	35,79	33,70	32,81	31,96	30,95	30,69	30,41	29,91	29,31	29,07	28,88	28,35	28,19	30,03
<b>12:30</b>	41,43	39,62	36,42	34,01	32,93	31,99	30,92	30,66	30,35	29,85	29,23	29,00	28,81	28,30	28,15	30,21
<b>13:30</b>	42,56	40,60	37,27	34,57	33,52	32,48	31,28	30,96	30,61	30,06	29,40	29,15	28,95	28,37	28,23	30,15
<b>14:30</b>	42,32	40,84	37,54	34,84	33,71	32,63	31,39	31,06	30,70	30,13	29,44	29,19	28,98	28,39	28,24	30,26
<b>15:30</b>	42,47	41,18	37,87	35,15	33,92	32,79	31,52	31,17	30,78	30,19	29,48	29,23	29,01	28,40	28,25	30,41
<b>16:30</b>	42,92	41,55	38,13	35,36	34,15	32,98	31,66	31,29	30,89	30,27	29,55	29,30	29,07	28,44	28,29	30,54
<b>17:30</b>	42,80	41,36	38,11	35,42	34,22	33,08	31,78	31,39	30,98	30,37	29,63	29,36	29,13	28,48	28,33	30,63
<b>18:30</b>	41,51	40,22	37,49	35,17	34,05	33,01	31,76	31,41	31,01	30,40	29,67	29,41	29,18	28,51	28,36	30,67
<b>19:30</b>	39,50	38,37	36,37	34,60	33,60	32,73	31,61	31,31	30,96	30,38	29,68	29,42	29,20	28,55	28,39	30,65
<b>20:30</b>	38,42	37,42	35,61	34,05	33,14	32,35	31,34	31,07	30,76	30,22	29,56	29,31	29,10	28,49	28,33	30,73
<b>21:30</b>	37,30	36,61	35,12	33,76	32,96	32,25	31,30	31,05	30,77	30,23	29,59	29,35	29,13	28,52	28,37	30,59
<b>22:30</b>	36,33	35,84	34,59	33,44	32,69	32,06	31,17	30,95	30,69	30,18	29,56	29,32	29,12	28,52	28,37	30,53
<b>23:30</b>	35,41	35,08	34,03	33,09	32,40	31,84	31,02	30,82	30,59	30,12	29,52	29,29	29,09	28,51	28,36	30,46
<b>00:30</b>	34,71	34,48	33,59	32,76	32,15	31,65	30,90	30,72	30,52	30,06	29,49	29,26	29,07	28,51	28,36	30,38
<b>01:30</b>	33,60	33,54	32,91	32,31	31,79	31,38	30,71	30,57	30,40	29,97	29,43	29,21	29,03	28,50	28,35	30,30
<b>02:30</b>	33,17	33,09	32,52	31,98	31,54	31,19	30,57	30,46	30,31	29,90	29,39	29,17	28,99	28,49	28,33	30,21
<b>03:30</b>	31,22	31,71	31,64	31,52	31,12	30,87	30,36	30,28	30,17	29,80	29,32	29,11	28,94	28,46	28,31	30,15
<b>04:30</b>	31,10	31,44	31,32	31,20	30,88	30,69	30,22	30,17	30,08	29,73	29,28	29,08	28,91	28,45	28,30	30,03

## Chapitre 4. Etude expérimentale

<b>05:30</b>	29,71	30,45	30,71	30,88	30,59	30,46	30,07	30,04	29,97	29,66	29,22	29,03	28,87	28,44	28,28	29,95
<b>06:30</b>	30,99	31,46	31,19	30,96	30,69	30,52	30,08	30,03	29,97	29,65	29,22	29,03	28,87	28,45	28,31	29,88
<b>07:30</b>	34,62	34,73	33,36	32,09	31,68	31,22	30,52	30,38	30,23	29,83	29,34	29,13	28,95	28,48	28,33	29,85
<b>08:30</b>	37,11	36,77	34,84	33,14	32,48	31,80	30,92	30,71	30,48	30,02	29,47	29,24	29,05	28,52	28,38	29,86
<b>09:30</b>	38,50	37,97	35,66	33,62	32,92	32,15	31,17	30,92	30,66	30,16	29,55	29,32	29,12	28,55	28,40	29,86
<b>10:30</b>	40,98	39,83	36,94	34,42	33,61	32,67	31,52	31,21	30,89	30,34	29,68	29,42	29,22	28,60	28,45	29,88
<b>11:30</b>	42,75	40,98	37,76	34,95	34,06	33,01	31,77	31,42	31,05	30,47	29,76	29,50	29,28	28,63	28,47	29,92
<b>12:30</b>	45,24	42,66	38,68	35,47	34,37	33,18	31,85	31,48	31,08	30,47	29,74	29,47	29,25	28,60	28,45	30,03
<b>13:30</b>	45,03	42,62	38,86	35,84	34,56	33,33	31,97	31,58	31,16	30,53	29,77	29,50	29,27	28,61	28,45	30,14
<b>14:30</b>	46,14	43,57	39,32	36,01	34,70	33,43	32,00	31,61	31,17	30,52	29,75	29,48	29,25	28,59	28,42	30,30
<b>15:30</b>	48,87	44,94	39,34	35,87	34,29	32,95	31,60	31,26	30,82	30,23	29,50	29,25	29,03	28,44	28,29	30,81
<b>16:30</b>	47,96	44,70	39,56	36,00	34,47	33,08	31,69	31,33	30,88	30,27	29,52	29,26	29,04	28,44	28,28	30,90
<b>17:30</b>	47,29	44,52	39,85	36,28	34,82	33,41	31,95	31,53	31,06	30,42	29,64	29,37	29,14	28,49	28,34	30,86
<b>18:30</b>	45,31	43,05	39,26	36,18	34,83	33,51	32,07	31,65	31,20	30,54	29,75	29,47	29,23	28,55	28,40	30,80
<b>19:30</b>	42,57	40,72	37,89	35,51	34,29	33,19	31,90	31,54	31,13	30,50	29,74	29,47	29,24	28,57	28,41	30,79
<b>20:30</b>	40,24	38,89	36,67	34,77	33,72	32,77	31,63	31,33	30,97	30,39	29,67	29,41	29,18	28,55	28,39	30,83
<b>21:30</b>	37,79	37,03	35,44	34,11	33,14	32,36	31,37	31,12	30,81	30,27	29,60	29,35	29,13	28,53	28,38	30,76
<b>22:30</b>	37,82	36,80	35,12	33,69	32,90	32,16	31,23	31,00	30,71	30,19	29,54	29,30	29,09	28,51	28,35	30,70
<b>23:30</b>	35,38	35,21	34,20	33,22	32,51	31,90	31,06	30,87	30,62	30,13	29,51	29,27	29,07	28,50	28,34	30,61
<b>00:30</b>	35,85	35,34	34,14	33,04	32,39	31,80	30,98	30,79	30,56	30,08	29,48	29,24	29,04	28,49	28,34	30,52
<b>01:30</b>	34,92	34,68	33,72	32,86	32,19	31,64	30,88	30,71	30,50	30,04	29,45	29,22	29,03	28,48	28,33	30,45
<b>02:30</b>	34,69	34,46	33,53	32,70	32,06	31,55	30,81	30,65	30,45	30,00	29,42	29,20	29,00	28,48	28,32	30,38
<b>03:30</b>	34,01	33,91	33,13	32,41	31,86	31,39	30,70	30,56	30,38	29,95	29,39	29,16	28,98	28,46	28,30	30,33
<b>04:30</b>	34,63	34,24	33,28	32,43	31,86	31,38	30,68	30,54	30,36	29,93	29,37	29,16	28,97	28,46	28,31	30,27
<b>05:30</b>	34,31	34,01	33,14	32,36	31,79	31,34	30,65	30,52	30,34	29,92	29,37	29,15	28,97	28,46	28,31	30,20
<b>06:30</b>	34,22	34,09	33,25	32,44	31,96	31,53	30,84	30,69	30,52	30,09	29,54	29,32	29,13	28,59	28,44	29,98
<b>07:30</b>	35,81	35,64	34,25	33,00	32,43	31,87	31,06	30,87	30,66	30,19	29,62	29,39	29,20	28,63	28,48	29,98
<b>08:30</b>	37,87	37,32	35,43	33,76	33,03	32,30	31,35	31,11	30,85	30,35	29,72	29,48	29,28	28,67	28,52	29,98

**Tableau 8.** Résultats obtenus à  $u = 4,5$  m/s des journées de 15, 16, 17, 18 et 19 Septembre 2013.

L(m) t(h:m)	0	3,63	7,69	11,73	16,04	20,07	24,12	26,37	29,07	33,10	37,01	38,86	40,82	45,10	48,80	53,16
<b>10:30</b>	35,37	34,99	33,60	32,39	31,89	31,47	30,91	30,85	30,77	30,45	30,06	29,88	29,72	29,40	29,27	30,23
<b>11:30</b>	35,54	35,25	34,02	32,93	32,30	31,84	31,22	31,12	31,00	30,65	30,22	30,03	29,87	29,49	29,35	30,24

## Chapitre 4. Etude expérimentale

<b>12:30</b>	38,09	37,52	35,56	33,84	33,16	32,51	31,69	31,51	31,32	30,90	30,41	30,20	30,02	29,58	29,44	30,30
<b>13:30</b>	38,93	38,09	36,00	34,16	33,50	32,80	31,93	31,73	31,51	31,06	30,55	30,33	30,15	29,65	29,51	30,38
<b>14:30</b>	39,53	38,76	36,58	34,63	33,92	33,15	32,20	31,97	31,72	31,24	30,68	30,45	30,26	29,72	29,57	30,48
<b>15:30</b>	40,24	39,38	37,08	35,00	34,26	33,45	32,43	32,18	31,90	31,38	30,80	30,56	30,36	29,78	29,62	30,62
<b>16:30</b>	40,80	39,72	37,41	35,31	34,56	33,72	32,66	32,37	32,08	31,53	30,92	30,68	30,47	29,85	29,70	30,74
<b>17:30</b>	39,40	38,34	36,51	34,93	34,17	33,45	32,51	32,28	32,02	31,50	30,92	30,68	30,48	29,87	29,73	30,83
<b>18:30</b>	38,46	37,43	35,90	34,57	33,88	33,25	32,38	32,18	31,95	31,46	30,90	30,67	30,47	29,88	29,74	30,88
<b>19:30</b>	36,87	36,14	34,97	34,00	33,38	32,88	32,14	31,98	31,79	31,35	30,83	30,61	30,42	29,86	29,72	30,88
<b>20:30</b>	35,75	35,22	34,30	33,56	33,02	32,60	31,95	31,82	31,67	31,26	30,77	30,56	30,38	29,85	29,71	30,84
<b>21:30</b>	34,75	34,46	33,78	33,24	32,74	32,39	31,80	31,70	31,57	31,19	30,73	30,52	30,35	29,84	29,70	30,80
<b>22:30</b>	34,64	34,23	33,51	32,94	32,53	32,23	31,68	31,59	31,49	31,12	30,69	30,49	30,32	29,84	29,69	30,74
<b>23:30</b>	33,84	33,59	33,04	32,63	32,27	32,03	31,54	31,48	31,40	31,05	30,64	30,45	30,28	29,83	29,68	30,69
<b>00:30</b>	33,64	33,42	32,92	32,53	32,18	31,95	31,48	31,42	31,35	31,02	30,62	30,42	30,27	29,82	29,68	30,64
<b>01:30</b>	33,44	33,23	32,74	32,39	32,05	31,84	31,40	31,35	31,29	30,97	30,59	30,40	30,24	29,81	29,68	30,59
<b>02:30</b>	32,68	32,58	32,26	32,07	31,79	31,64	31,25	31,23	31,19	30,90	30,54	30,36	30,21	29,80	29,66	30,53
<b>03:30</b>	31,80	31,87	31,75	31,73	31,48	31,40	31,08	31,09	31,07	30,81	30,47	30,30	30,16	29,78	29,64	30,49
<b>04:30</b>	30,72	30,96	31,05	31,25	31,07	31,08	30,84	30,88	30,91	30,68	30,38	30,22	30,08	29,75	29,60	30,41
<b>05:30</b>	31,00	31,19	31,20	31,32	31,11	31,10	30,85	30,88	30,90	30,67	30,37	30,21	30,07	29,74	29,60	30,37
<b>06:30</b>	30,80	30,96	30,99	31,14	30,96	30,98	30,75	30,79	30,83	30,62	30,34	30,17	30,04	29,73	29,59	30,31
<b>07:30</b>	32,15	32,38	31,89	31,56	31,35	31,24	30,91	30,91	30,91	30,67	30,36	30,19	30,06	29,72	29,60	30,29
<b>08:30</b>	34,88	34,76	33,59	32,59	32,24	31,91	31,36	31,28	31,20	30,88	30,50	30,31	30,16	29,77	29,62	30,29
<b>09:30</b>	37,59	37,07	35,25	33,64	33,15	32,61	31,85	31,69	31,53	31,13	30,67	30,46	30,30	29,83	29,69	30,32
<b>10:30</b>	38,85	37,97	36,03	34,32	33,68	33,04	32,19	31,98	31,77	31,33	30,81	30,59	30,41	29,89	29,75	30,36
<b>11:30</b>	40,06	39,11	36,87	34,90	34,19	33,44	32,47	32,23	31,98	31,49	30,93	30,70	30,51	29,94	29,79	30,42
<b>12:30</b>	41,70	40,44	37,81	35,52	34,75	33,88	32,82	32,52	32,23	31,69	31,08	30,84	30,64	30,00	29,86	30,49
<b>13:30</b>	41,55	40,30	37,88	35,72	34,95	34,05	32,97	32,68	32,37	31,81	31,18	30,93	30,72	30,06	29,90	30,59
<b>14:30</b>	41,14	40,19	37,99	36,00	35,13	34,24	33,13	32,82	32,49	31,91	31,27	31,01	30,80	30,10	29,94	30,69
<b>15:30</b>	41,52	40,24	37,99	36,02	35,16	34,30	33,20	32,89	32,56	31,97	31,32	31,06	30,85	30,14	29,98	30,79
<b>16:30</b>	41,27	39,94	37,81	35,87	35,11	34,29	33,21	32,91	32,60	32,02	31,36	31,10	30,89	30,17	29,98	30,87
<b>17:30</b>	40,68	39,33	37,37	35,61	34,91	34,13	33,12	32,84	32,55	31,98	31,35	31,09	30,88	30,17	30,01	30,93
<b>18:30</b>	39,76	38,58	36,87	35,37	34,66	33,96	33,01	32,76	32,48	31,94	31,33	31,07	30,86	30,17	30,02	30,95
<b>19:30</b>	38,70	37,69	36,22	34,96	34,29	33,68	32,82	32,59	32,35	31,84	31,25	31,01	30,81	30,15	30,00	30,96
<b>20:30</b>	38,11	37,18	35,83	34,69	34,05	33,50	32,68	32,48	32,27	31,78	31,21	30,96	30,77	30,13	29,98	30,94
<b>21:30</b>	37,31	36,55	35,38	34,39	33,81	33,31	32,55	32,37	32,18	31,71	31,17	30,93	30,74	30,12	29,97	30,91
<b>22:30</b>	36,81	36,14	35,07	34,18	33,64	33,18	32,47	32,30	32,12	31,67	31,14	30,91	30,72	30,12	29,97	30,88
<b>23:30</b>	36,65	35,97	34,93	34,05	33,53	33,10	32,40	32,25	32,08	31,64	31,12	30,89	30,71	30,11	29,96	30,84
<b>00:30</b>	35,85	35,35	34,50	33,81	33,32	32,94	32,30	32,16	32,01	31,59	31,09	30,87	30,69	30,11	29,96	30,82

## Chapitre 4. Etude expérimentale

<b>01:30</b>	35,30	34,87	34,12	33,51	33,07	32,74	32,15	32,04	31,91	31,52	31,04	30,82	30,64	30,09	29,94	30,78
<b>02:30</b>	35,11	34,71	33,99	33,39	32,97	32,66	32,08	31,98	31,86	31,47	31,01	30,79	30,62	30,08	29,93	30,75
<b>03:30</b>	34,60	34,27	33,64	33,16	32,77	32,49	31,96	31,88	31,78	31,41	30,96	30,76	30,59	30,07	29,92	30,72
<b>04:30</b>	34,78	34,40	33,73	33,21	32,79	32,51	31,96	31,87	31,77	31,40	30,96	30,75	30,58	30,07	29,91	30,69
<b>05:30</b>	31,04	31,52	31,76	32,27	31,78	31,76	31,46	31,47	31,45	31,17	30,81	30,62	30,47	30,02	29,92	30,64
<b>06:30</b>	30,42	30,94	31,23	31,73	31,40	31,44	31,21	31,24	31,27	31,02	30,70	30,52	30,38	29,98	29,85	30,58
<b>07:30</b>	31,14	31,74	31,69	31,86	31,52	31,49	31,21	31,23	31,24	30,99	30,66	30,49	30,34	29,96	29,83	30,54
<b>08:30</b>	32,73	33,37	32,81	32,42	32,05	31,88	31,46	31,42	31,38	31,09	30,72	30,53	30,39	29,97	29,83	30,53
<b>09:30</b>	33,61	34,22	33,51	32,91	32,48	32,20	31,69	31,61	31,54	31,20	30,80	30,60	30,44	29,99	29,85	30,53
<b>10:30</b>	36,55	36,20	34,84	33,68	33,14	32,70	32,02	31,88	31,75	31,36	30,90	30,70	30,53	30,03	29,90	30,56
<b>11:30</b>	38,79	38,06	36,13	34,39	33,83	33,22	32,38	32,18	31,98	31,54	31,01	30,79	30,61	30,07	29,90	30,60
<b>12:30</b>	39,26	38,60	36,65	34,86	34,23	33,55	32,64	32,41	32,19	31,70	31,14	30,90	30,71	30,12	29,96	30,66
<b>13:30</b>	40,07	39,26	37,23	35,32	34,64	33,89	32,90	32,64	32,37	31,85	31,25	31,01	30,81	30,17	30,00	30,74
<b>14:30</b>	41,02	39,85	37,58	35,49	34,83	34,04	33,03	32,75	32,48	31,93	31,32	31,07	30,86	30,20	30,04	30,81
<b>15:30</b>	41,72	40,61	38,17	35,93	35,19	34,32	33,23	32,93	32,62	32,05	31,40	31,14	30,93	30,23	30,08	30,89
<b>16:30</b>	40,35	39,44	37,57	35,83	35,06	34,27	33,26	32,97	32,67	32,10	31,46	31,21	30,99	30,27	30,12	31,06
<b>17:30</b>	40,02	38,94	37,15	35,52	34,83	34,11	33,14	32,88	32,60	32,06	31,44	31,18	30,97	30,27	30,12	31,12
<b>18:30</b>	38,64	37,70	36,30	35,03	34,42	33,82	32,96	32,73	32,50	31,99	31,39	31,14	30,94	30,27	30,10	31,13
<b>19:30</b>	37,72	36,91	35,71	34,63	34,08	33,55	32,77	32,58	32,37	31,89	31,32	31,08	30,89	30,24	30,09	31,12
<b>20:30</b>	36,93	36,27	35,22	34,30	33,79	33,33	32,61	32,44	32,26	31,81	31,27	31,03	30,85	30,22	30,07	31,08
<b>21:30</b>	35,72	35,32	34,56	33,93	33,43	33,06	32,42	32,29	32,14	31,72	31,21	30,98	30,80	30,21	30,06	31,02
<b>22:30</b>	34,98	34,72	34,11	33,63	33,16	32,84	32,27	32,16	32,03	31,63	31,15	30,93	30,75	30,18	30,04	30,97
<b>23:30</b>	33,93	33,82	33,47	33,32	32,80	32,57	32,07	31,99	31,90	31,53	31,09	30,88	30,71	30,17	30,07	30,90
<b>00:30</b>	33,52	33,46	33,14	32,91	32,57	32,38	31,93	31,87	31,79	31,45	31,02	30,82	30,66	30,14	29,99	30,86
<b>01:30</b>	32,53	32,64	32,53	32,53	32,21	32,09	31,72	31,69	31,65	31,34	30,94	30,75	30,60	30,12	29,98	30,79
<b>02:30</b>	31,59	31,92	32,03	32,32	31,91	31,86	31,55	31,55	31,53	31,25	30,88	30,69	30,54	30,09	29,96	30,74
<b>03:30</b>	30,75	31,17	31,44	31,88	31,53	31,55	31,32	31,34	31,37	31,11	30,79	30,61	30,47	30,06	29,94	30,68
<b>04:30</b>	29,92	30,46	30,88	31,48	31,17	31,26	31,09	31,15	31,20	30,99	30,69	30,52	30,39	30,02	29,89	30,62
<b>05:30</b>	29,26	29,89	30,42	31,11	30,86	31,00	30,89	30,97	31,05	30,86	30,60	30,44	30,31	29,98	29,84	30,56
<b>06:30</b>	28,93	29,57	30,11	30,81	30,61	30,79	30,72	30,82	30,92	27,39	30,52	30,36	30,24	29,94	29,81	30,49
<b>07:30</b>	29,47	30,04	30,40	30,91	30,71	30,84	30,73	30,82	30,90	28,66	30,49	30,34	30,22	29,92	29,79	30,45
<b>08:30</b>	30,11	30,61	30,79	31,09	30,87	30,95	30,79	30,86	30,93	28,67	30,49	30,34	30,21	29,91	29,77	30,43
<b>09:30</b>	31,05	31,61	31,53	31,54	31,26	31,24	30,99	31,01	31,05	30,83	30,55	30,38	30,25	29,92	29,78	30,43
<b>10:30</b>	33,79	33,80	33,02	32,37	32,01	31,79	31,35	31,31	31,28	27,56	30,66	30,48	30,33	29,96	29,82	30,46
<b>11:30</b>	35,09	34,93	33,81	32,83	32,45	32,13	31,60	31,52	31,44	27,66	30,74	30,55	30,40	29,99	29,83	30,50
<b>12:30</b>	35,52	35,49	34,30	33,24	32,78	32,40	31,79	31,69	31,59	31,24	30,82	30,63	30,47	30,02	29,87	30,57
<b>13:30</b>	36,43	36,28	34,88	33,64	33,12	32,67	32,00	31,87	31,74	31,36	30,91	30,71	30,54	30,06	29,92	30,63

## Chapitre 4. Etude expérimentale

<b>14:30</b>	36,44	36,35	35,07	33,87	33,33	32,86	32,15	32,00	31,85	31,45	30,98	30,77	30,60	30,09	29,93	30,72
<b>15:30</b>	36,95	36,60	35,26	33,99	33,47	32,98	32,25	32,09	31,93	31,52	31,04	30,82	30,65	30,12	29,96	30,87
<b>16:30</b>	37,17	36,88	35,47	34,13	33,60	33,10	32,35	32,18	32,01	31,58	31,08	30,87	30,69	30,14	29,98	30,92
<b>17:30</b>	35,85	35,48	34,60	33,78	33,26	32,86	32,21	32,08	31,94	31,54	31,07	30,86	30,68	30,15	29,99	31,01
<b>18:30</b>	34,95	34,62	33,97	33,41	32,91	32,59	32,03	31,93	31,82	31,45	31,01	30,80	30,63	30,13	29,98	31,02
<b>19:30</b>	34,03	33,84	33,37	32,98	32,56	32,32	31,84	31,77	31,69	27,92	30,94	30,74	30,58	30,10	29,95	31,00
<b>20:30</b>	23,99	26,08	28,08	30,18	29,95	30,38	30,56	30,74	30,89	28,32	30,55	30,41	30,29	29,98	29,85	30,85
<b>21:30</b>	23,78	25,46	27,21	29,10	29,12	29,68	29,96	30,20	30,43	30,39	30,27	30,15	30,05	29,86	29,73	30,54
<b>22:30</b>	24,44	25,86	27,31	28,80	28,98	29,50	29,78	30,02	30,26	30,24	30,14	30,02	29,94	29,79	29,64	30,24
<b>23:30</b>	25,16	26,36	27,62	28,98	29,03	29,51	29,75	29,97	30,20	30,18	30,10	29,98	29,89	29,76	29,64	30,09
<b>00:30</b>	26,18	27,11	28,11	29,14	29,22	29,63	29,81	30,00	30,22	30,18	30,08	29,96	29,88	29,74	29,61	30,00
<b>01:30</b>	26,38	27,25	28,18	29,15	29,22	29,61	29,77	29,97	30,17	30,14	30,05	29,93	29,84	29,72	29,60	29,92
<b>02:30</b>	25,92	26,93	28,01	29,11	29,14	29,55	29,74	29,93	30,15	27,15	30,05	29,92	29,83	29,71	29,61	29,86
<b>03:30</b>	24,66	25,87	27,17	28,61	28,65	29,15	29,42	29,67	29,93	26,97	29,89	29,80	29,72	29,65	29,51	29,79
<b>04:30</b>	24,79	25,89	27,08	28,33	28,52	29,02	29,31	29,56	29,83	26,88	29,81	29,73	29,65	29,61	29,46	29,72
<b>05:30</b>	24,78	25,83	27,05	28,35	28,45	28,96	29,24	29,51	29,77	26,82	29,79	29,69	29,62	29,59	29,48	29,67
<b>06:30</b>	25,00	25,99	27,12	28,29	28,46	28,96	29,23	29,48	29,75	26,79	29,75	29,66	29,59	29,57	29,44	29,60
<b>07:30</b>	26,26	27,25	27,92	28,59	28,82	29,21	29,38	29,60	29,83	26,84	29,79	29,68	29,61	29,57	29,42	29,55
<b>08:30</b>	27,46	28,39	28,77	29,21	29,28	29,56	29,63	29,80	29,98	26,95	29,86	29,75	29,66	29,59	29,47	29,52

## 5 Conclusion

Du point de vue du climat de la ville de Biskra, nous avons beaucoup plus intéressés par le refroidissement que le réchauffement de l'air utilisé pour le confort thermique de l'habitat. A partir des essais expérimentaux effectués sur site de l'université de Biskra pendant la période de refroidissement, nous pouvons : évaluer le comportement thermique de l'échangeur air sol et leur performance thermique et valider les modèles mathématiques développés dans le chapitre 3.

# Chapitre 5

**Résultats et discussions**

### 1 Introduction

Ce chapitre présente les différents résultats des modèles mathématiques développés dans le troisième chapitre. Tout d'abord les profils de températures pour trois natures du sol sont illustrés pour déterminer la profondeur optimale de l'enfouissement du tube et la nature du sol convenable pour ce système.

Ensuite, une validation des résultats numériques développés sera effectuée avec ceux de l'expérimentale trouvés dans la littérature ainsi qu'avec d'autres résultats présentés dans le quatrième chapitre.

Puis, on présentera l'influence des différents paramètres thermo-physiques et géométriques sur le comportement thermique de l'échangeur air sol.

Enfin, les résultats d'amélioration de la performance thermique de l'échangeur par le processus d'évaporation de l'air à la sortie de l'échangeur seront interprétés.

### 2 Modèle thermique du sol

#### 2.1 Température en profondeur du sol

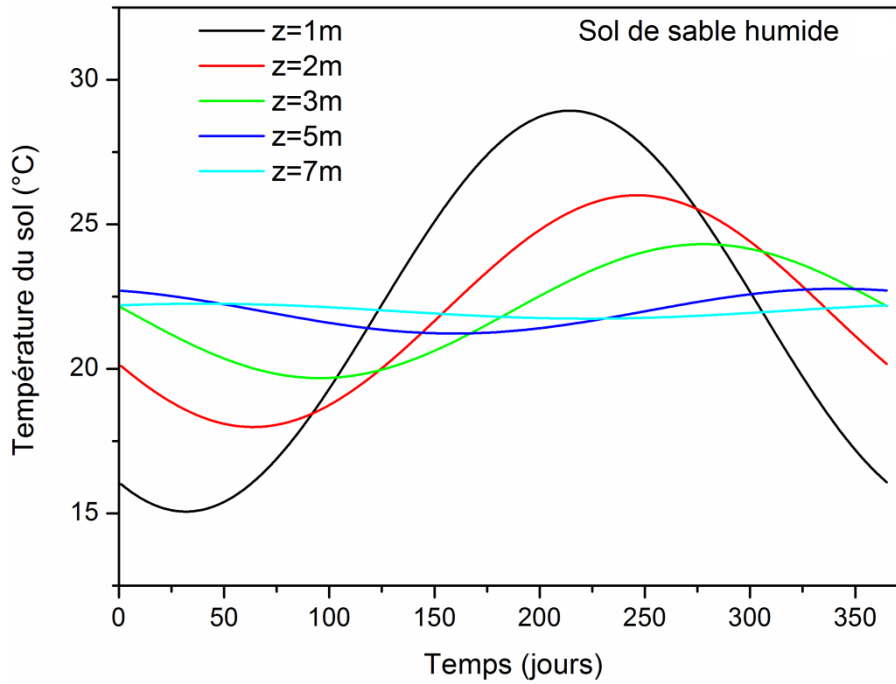
Les figures 1, 2 et 3 illustrent la variation moyenne annuelle de la température du sol pour trois différentes du sol. Le tableau 1 représente les différentes propriétés thermo-physiques des trois natures des sols étudiés (sable humide, argile et limon argilo-sableau). On remarque que la température moyenne du sol diminue quand on pénètre d'avantage dans le sol. Ce comportement apparaît clairement dans le sol ayant une faible diffusivité thermique (fig. 1) que les autres natures des sols (fig. 2 et 3). La nature du sol joue un rôle très important dans l'enfouissement et le fonctionnement de l'échangeur air sol.

**Tableau 1.** Propriétés thermo-physiques des différentes natures du sol.

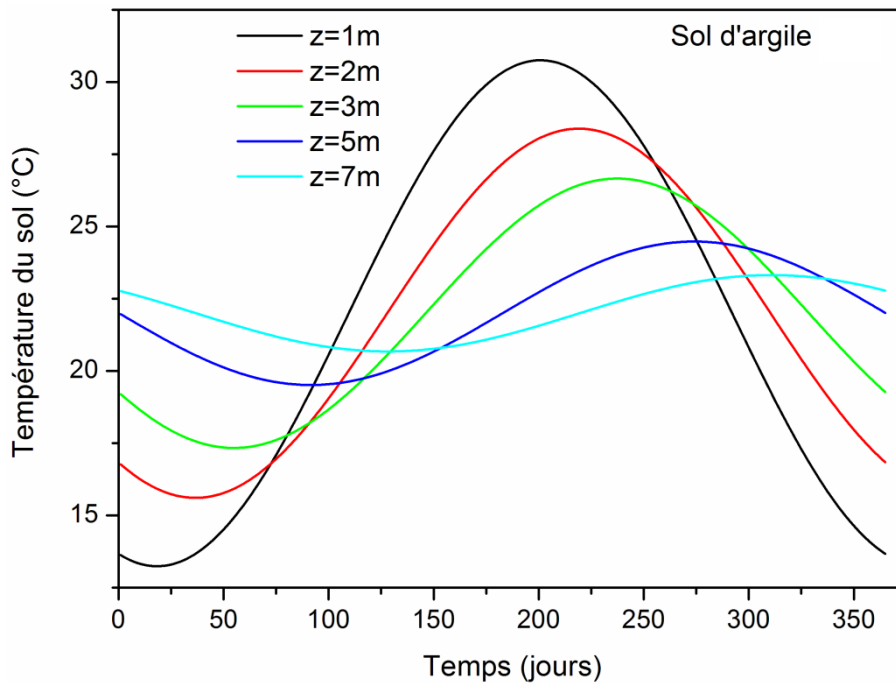
Nature du sol	Conductivité thermique $\lambda_{sol}$ (W/m.K)	Chaleur spécifique $C_p$ (J/kg.K)	Masse volumique $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )
Sable humide	0,58	1000	1750
Argile	1,25	880	1450
Limon argilo-sableau	1,5	1340	1800



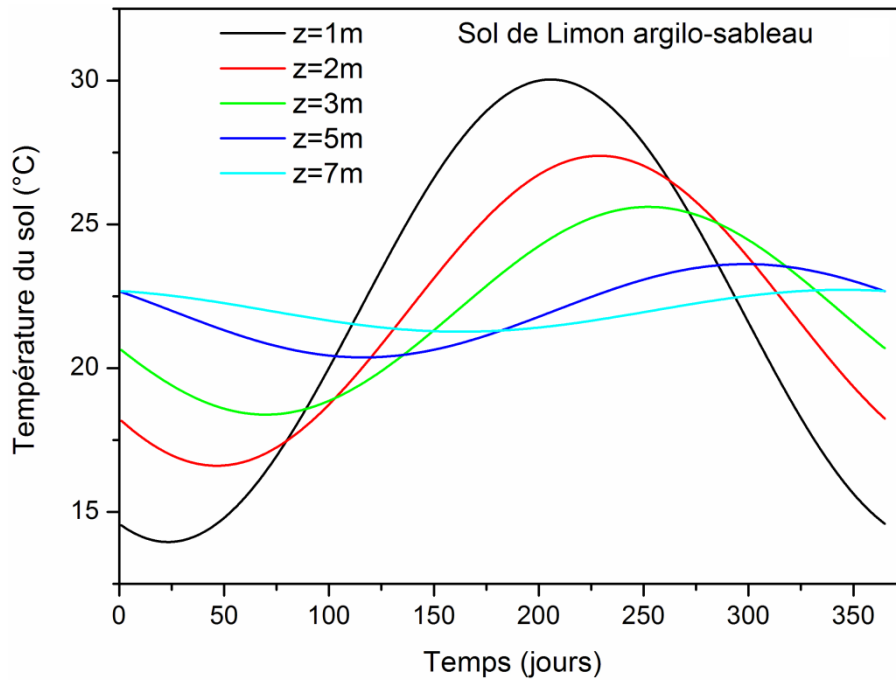
## Chapitre 5. Résultats et discussions



**Figure 1.** Evolution horaire de la température du sol en fonction de la profondeur pour un sol de sable humide.



**Figure 2.** Evolution horaire de la température du sol en fonction de la profondeur pour un sol d'argile.



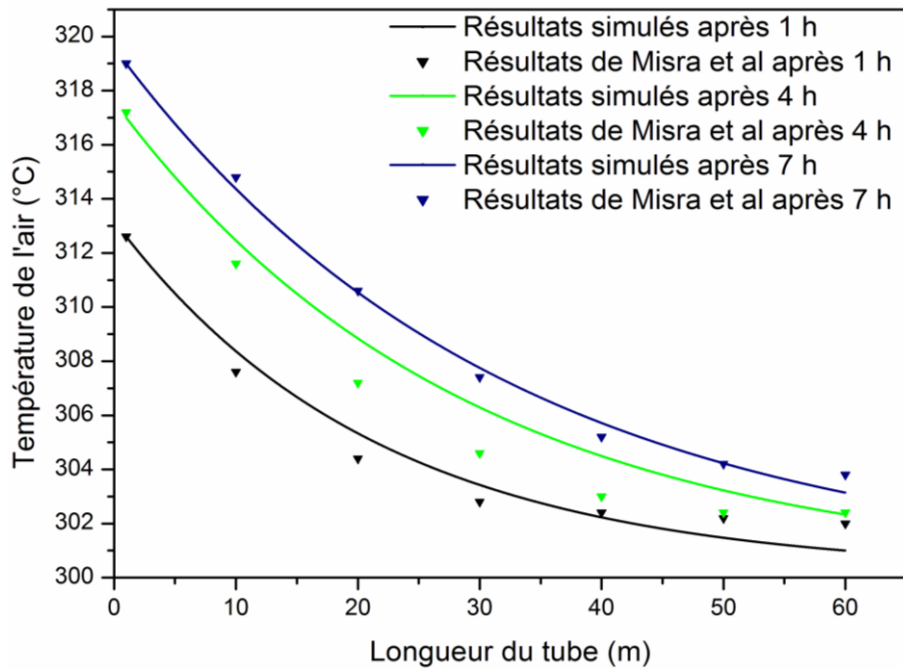
**Figure 3.** Evolution horaire de la température du sol en fonction de la profondeur pour un sol de limon argilo-sableau.

### 3 Modèle thermique de l'échangeur air sol

#### 3.1 Validation du modèle numérique développé avec la littérature

Le modèle numérique transitoire développé traitant la température de l'air le long de l'échangeur géothermique air sol a été validé avec l'expérimentation de Misra et al [94] (fig. 4) pour un cycle de refroidissement à Ajmer, en Inde. Les principaux paramètres utilisés dans la validation sont présentés dans le tableau 2.

Il est observé sur la figure 4 qu'il y a un bon accord entre les résultats simulés et les résultats de l'expérimentale, des erreurs relatives moyennes de l'ordre de 1.98, 2.99 et 0.87 sont obtenues respectivement après 1h, 4h et 7h de fonctionnement de l'échangeur. Donc, le modèle développé est validé et peut être utilisé pour une analyse plus poussée.



**Figure 4.** Validation des résultats simulés avec les résultats expérimentaux de Misra et al [94].

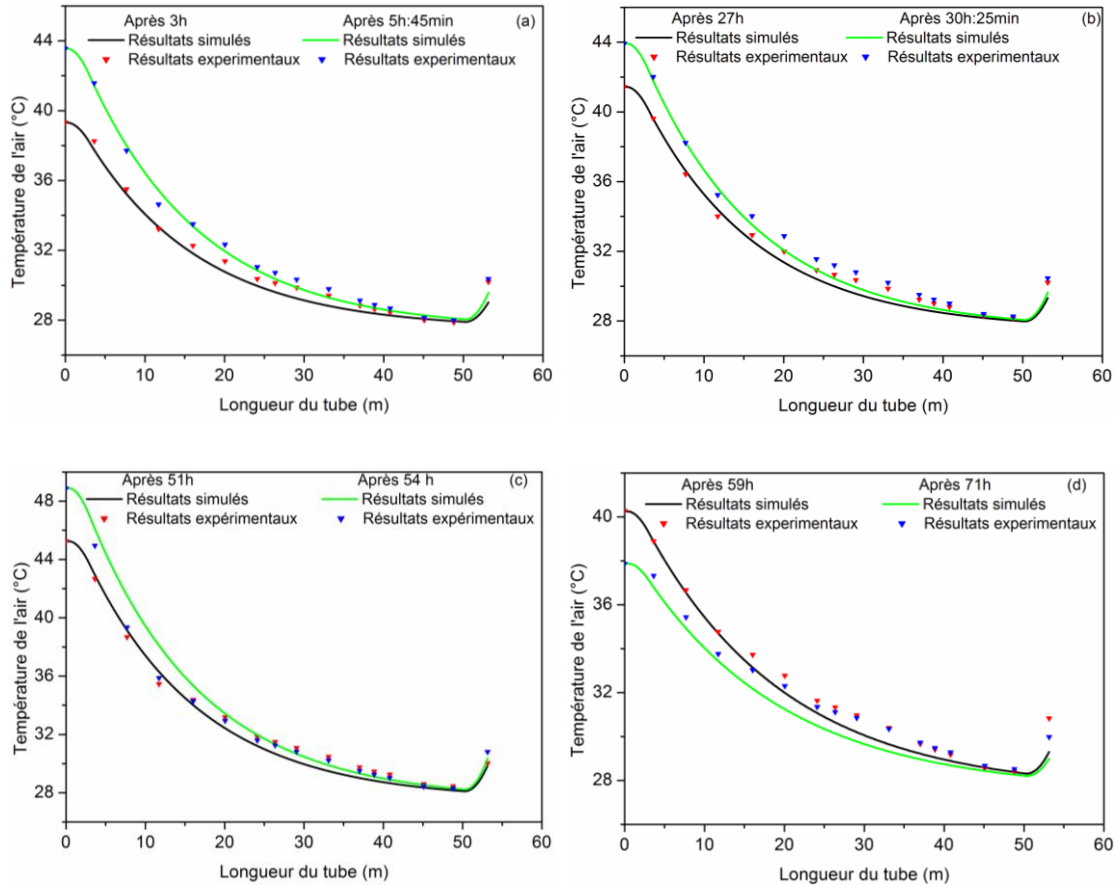
**Tableau 2.** Principaux paramètres de l'échangeur air sol utilisé pour la validation [94].

Paramètre	Valeur
Diamètre du tube	0,1 m
Longueur du tube	60 m
Conductivité thermique du sol	0,52 W/m.k
Vitesse d'écoulement de l'air	5 m/s
Conductivité thermique du tube	1,16 W/m.k

### 3.2 Validation du modèle numérique développé avec l'expérimentation

La figure 5 montre une validation des résultats simulés en régime transitoire avec ceux de l'étude expérimentale qui a été effectuée dans le site de l'université de Biskra. Nous avons choisi des jours de 04 jusqu'à 07 Aout 2013 (tableau 7, chapitre4) comme des jours types pour effectuer cette validation. D'après l'analyse de la validation des résultats illustrée dans la figure 5 (a, b, c et d), des erreurs relatives moyennes de 1.1, 1.46, 1.64 et 2,08 sont enregistrées respectivement. Donc, il y a un bon accord entre les résultats simulés et ceux de l'expérimentation, ce qui valide l'étude numérique développée.

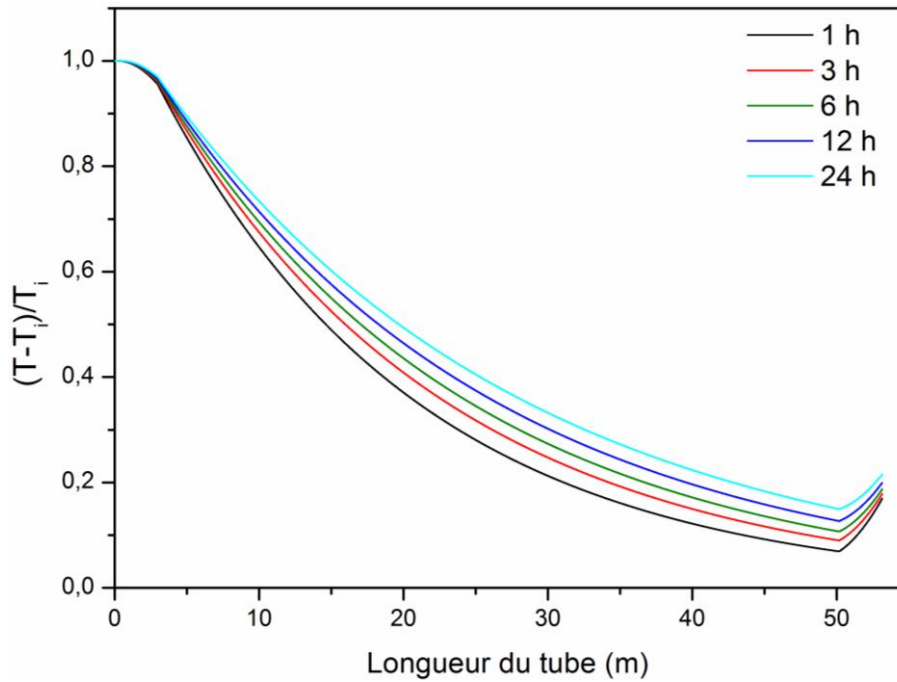
## Chapitre 5. Résultats et discussions



**Figure 5.** Validation des résultats simulés avec ceux de l'étude expérimentale : figs (a), (b), (c) et (d).

### 3.3 Résultats du modèle thermique développé de l'échangeur air sol

La figure 6 représente les résultats du modèle numérique développé pour une durée de 24h en mode de fonctionnement continu avec une température constante à l'entrée de l'échangeur au cours du temps. La température de l'air diminue à l'intérieur des tronçons I et II (50,16 m de longueur totale) lorsqu'il s'écoule d'avantage dans ces tronçons, à cause de la fraîcheur continue dans le sol voisin du tube. Celle-ci permet à l'air de libérer sa chaleur vers l'extérieur. Par contre, on observe une augmentation de la température de l'air dans le troisième tronçon (3 m dernières de l'échangeur air sol) due à l'augmentation de la température du sol voisin du tronçon III ce qui influe négativement sur la performance thermique de l'échangeur air sol. Donc, la température de l'air en écoulement à l'intérieur du tube dépend proportionnellement de la température du sol voisin du tube.



**Figure 6.** Profils des solutions du modèle numérique développé.

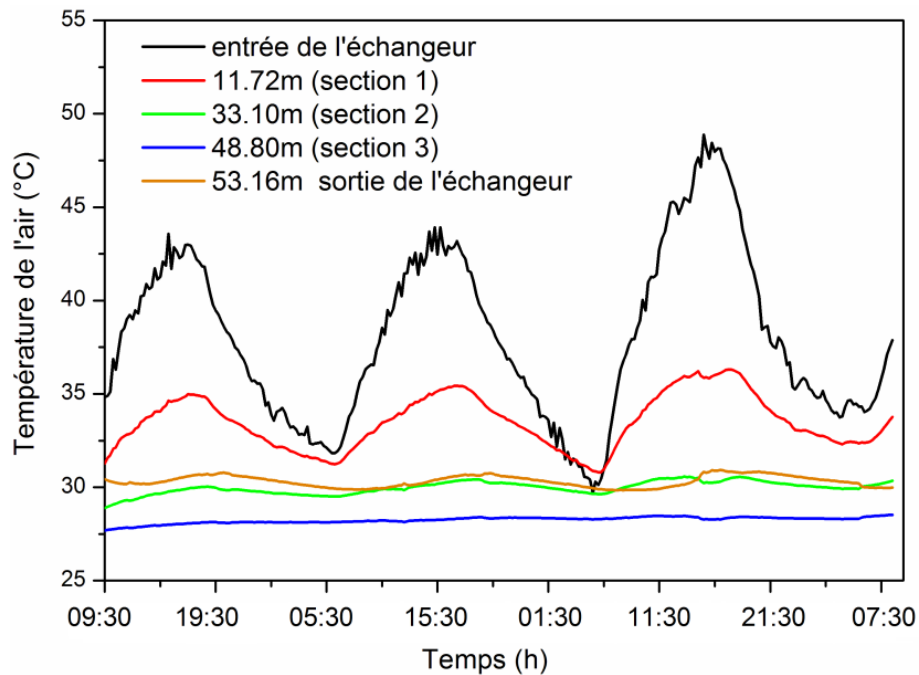
Avec une température constante à l'entrée de l'échangeur, la performance thermique de l'échangeur se détériore avec l'augmentation de la durée de fonctionnement en raison de l'accumulation de la chaleur dans le sol voisin de l'échangeur. Cette accumulation s'est produite lors de l'échange de chaleur entre le sol et l'air à l'intérieur du tube enterré, elle influe principalement sur le rayon de la couche perturbée du sol autour de l'échangeur  $r_3(t)$  (Eq. 78).

### 3.4 Evolution horaire de la température de l'air pour des jours types (04-07 Aout 2013)

La figure 7 illustre l'évolution horaire de la température de l'air pour cinq sections du tube ; entrée, sortie est trois différentes sections (11.72m, 33.40m et 48.8m) à l'intérieur du tube. Ainsi que l'effet du mode de fonctionnement continu sur la performance thermique de l'échangeur air sol. Il est remarqué que les températures de l'air présentées dans les sections 1 et 2 sont instables au cours du temps à cause de l'effet de la variation de la température à l'entrée du tube. En outre, les températures élevées induisent l'accumulation de la chaleur dans le sol voisin du tube. Ensuite, le sol évacue par conduction cette chaleur accumulée du voisinage immédiat du tube vers les couches du sol loin de l'échangeur pendant la nuit. Les températures de l'air présentées dans la section 3 sont presque constantes et nous n'avons pas enregistré un

## Chapitre 5. Résultats et discussions

effet remarquable de l'accumulation de la chaleur sur la performance thermique dans cette section, à cause de l'auto récupération de la température du sol pendant la nuit où la température de l'air à l'entrée de l'échangeur se diminue. Il est indiqué que les 33 premiers mètres du tube fournissent 78% de la chute totale de la température de l'air. De la figure 7, on peut conclure que le fonctionnement continu (jour et nuit) de l'échangeur n'affecte pas la performance thermique du tube durant les 71 heures de fonctionnement.



**Figure 7.** Evolution horaire de la température de l'air pour différentes sections de l'échangeur air sol.

### 3.5 Efficacité de l'échangeur pour des jours types (04-07 Aout 2013)

La figure 8 présente la variation de l'efficacité thermique au cours du temps pour une vitesse d'écoulement de l'air égale 3.5 m/s. il est observé une valeur minimale de l'efficacité thermique de 9%, qui est enregistrée dans la nuit où la température de l'air à l'entrée du tube est plus faible. La valeur maximale de l'efficacité thermique est d'environ de 79 % pour une température d'entrée de l'air de 48.87°C. Donc, La différence des températures du sol et l'air Joue un rôle très important dans la variation de l'efficacité thermique.

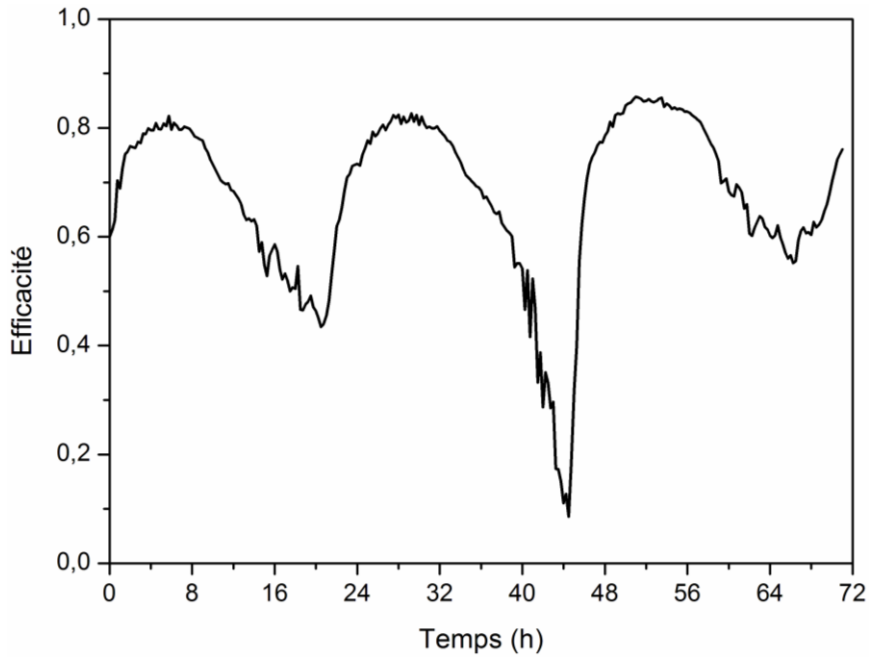


Figure 8. Variation de l'efficacité de l'échangeur au cours du temps

### 3.6 Etude paramétrique

Cette étude paramétrique a pour objet d'évaluer l'influence des paramètres thermo-physiques et géométriques de l'échangeur air sol sur sa performance thermique. Les différentes caractéristiques utilisées dans cette étude sont illustrées dans le tableau 3. Une température constante est imposée à l'entrée du tube pour mieux éclaircir l'effet des différents paramètres sur la performance thermique.

Tableau 3. Caractéristiques utilisées dans l'étude paramétrique de l'échangeur air sol.

Système	Valeur
Température du sol	26 °C
Température à l'entrée de l'échangeur	48 °C
Vitesse d'écoulement de l'air	3,5 m/s
Conductivité thermique du sol $\lambda_{soil}$	1,25 W/(m.°C)
Masse volumique du sol $\rho_{sol}$	1450 kg/m <sup>3</sup>
Chaleur spécifique du sol $C_p$	880 j/kg°C
Profondeur d'enfouissement de l'échangeur $\delta$	3 m
Longueur du tube L	53,16 m
Rayon intérieur du tube $r_1$	55 mm
Epaisseur du tube	2,5 mm
Conductivité thermique du tube $\lambda_p$	0,17 W/(m.°C)
Chaleur spécifique de l'air $C_{pair}$	1000 J/(Kg.°C)
Masse volumique de l'air $\rho$	1.2 Kg/m <sup>3</sup>

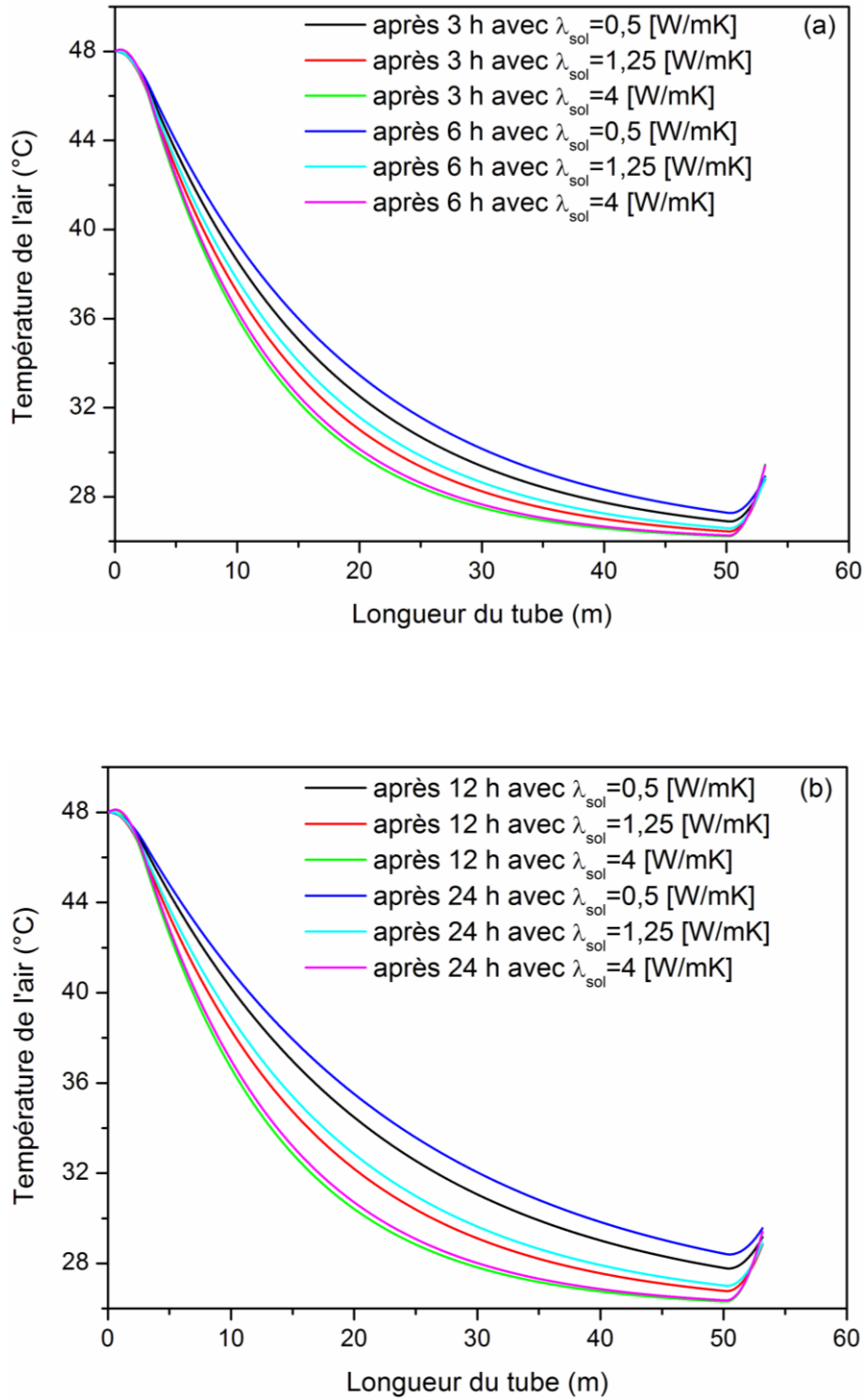
### 3.6.1 Effet de la conductivité thermique du sol

Trois différentes conductivités thermiques (0.5 W/m.K, 1.25 W/m.K et 4 W/m.K) sont prises en compte pour évaluer la performance thermique (fig. 9 (a et b)) et déterminer la conductivité optimale du sol pour l'enfouissement de l'échangeur. De la figure 9 (a et b) et pour une durée de 3h jusqu'à 24h, on constate un accroissement de 1.53°C, 0.57°C et 0.14 °C dans la température à la sortie du tronçon II (50,15 m) pour des conductivités thermiques de 0.5 W/m.K, 1.25 W/m.K et 4 W/m.K respectivement. Donc la performance thermique est fortement affectée par le sol ayant une faible conductivité thermique. Une forte conductivité thermique du sol facilite l'évacuation de la chaleur accumulée vers les couches du sol loin de l'échangeur.

Les courbes des figures 10, 11 et 12 regroupent le facteur de détérioration de la performance thermique de l'échangeur air sol. On remarque que la performance thermique se détériore au cours du temps et en particulier dans les premiers mètres du tube en raison de l'accumulation continue des hautes températures dans cette section dans le sol voisin du tube (5 m de longueur), ce qui minimise le taux de transfert de chaleur entre l'air et le sol. D'après les figures 10, 11 et 12, on remarque que les plus hautes valeurs de facteur de détérioration (0.35, 0.23 et 0.15) sont obtenues à 5 m de longueur après 24 h de fonctionnement pour des conductivités de 0.5 W/m.K, 1.25 W/m.K et 4 W/m.K respectivement. Donc, on peut conclure que l'échangeur air sol se détériore rapidement lorsqu'il est enterré dans un sol à faible conductivité thermique, pour cela, il est préférable de choisir un sol ayant une forte conductivité thermique pour l'exploitation des échangeurs air sol.

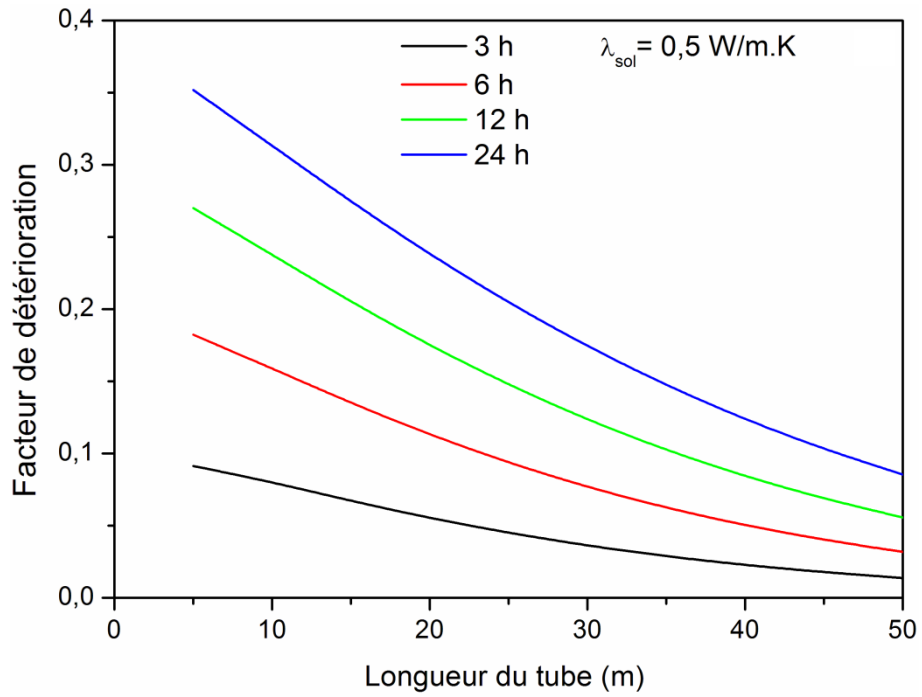


## Chapitre 5. Résultats et discussions

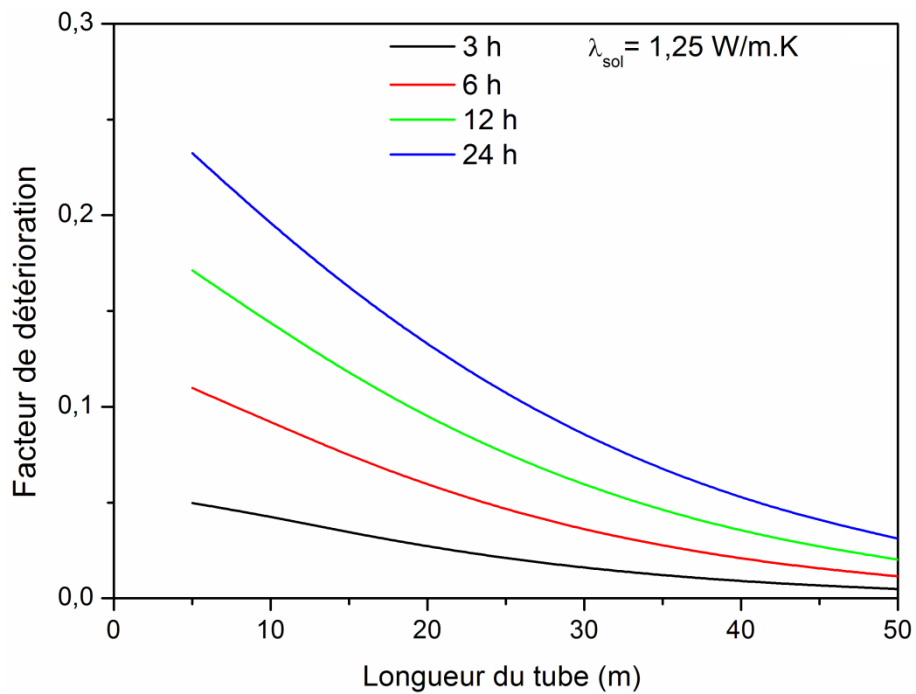


**Figure 9.** Effet de la conductivité thermique du sol sur l'évolution horaire de la température de l'air le long de l'échangeur : figs. (a) et (b).

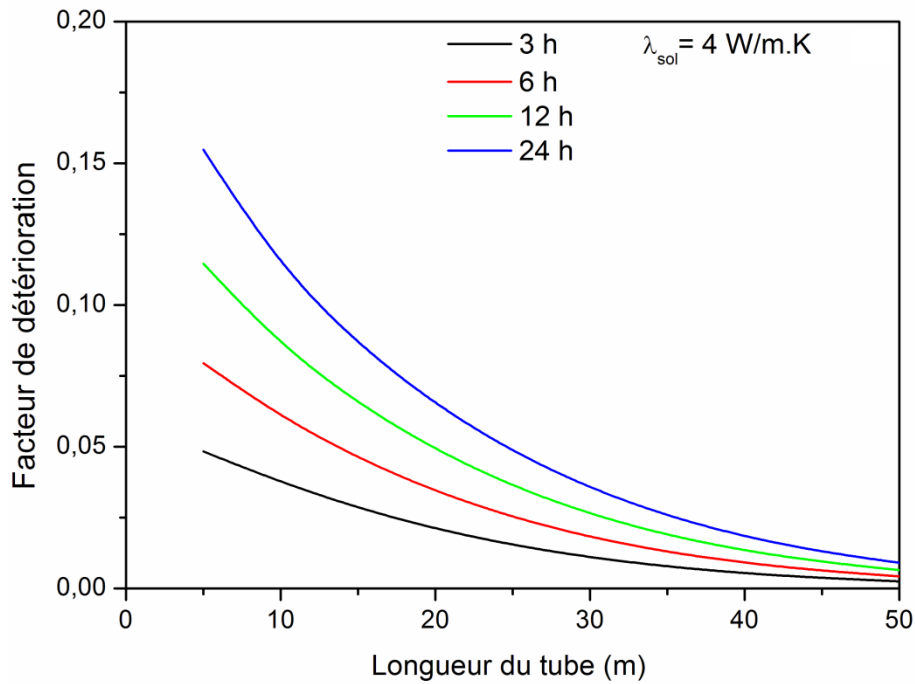
## Chapitre 5. Résultats et discussions



**Figure 10.** Variation horaire du facteur de détérioration le long de l'échangeur pour  $\lambda_{sol} = 0.5 \text{ W/m.K}$ .



**Figure 11.** Variation horaire du facteur de détérioration le long de l'échangeur pour  $\lambda_{sol} = 1.25 \text{ W/m.K}$ .



**Figure 12.** Variation horaire du facteur de détérioration le long de l'échangeur pour  $\lambda_{sol} = 4 \text{ W/m.K}$ .

### 3.6.2 Effet de la vitesse d'écoulement de l'air

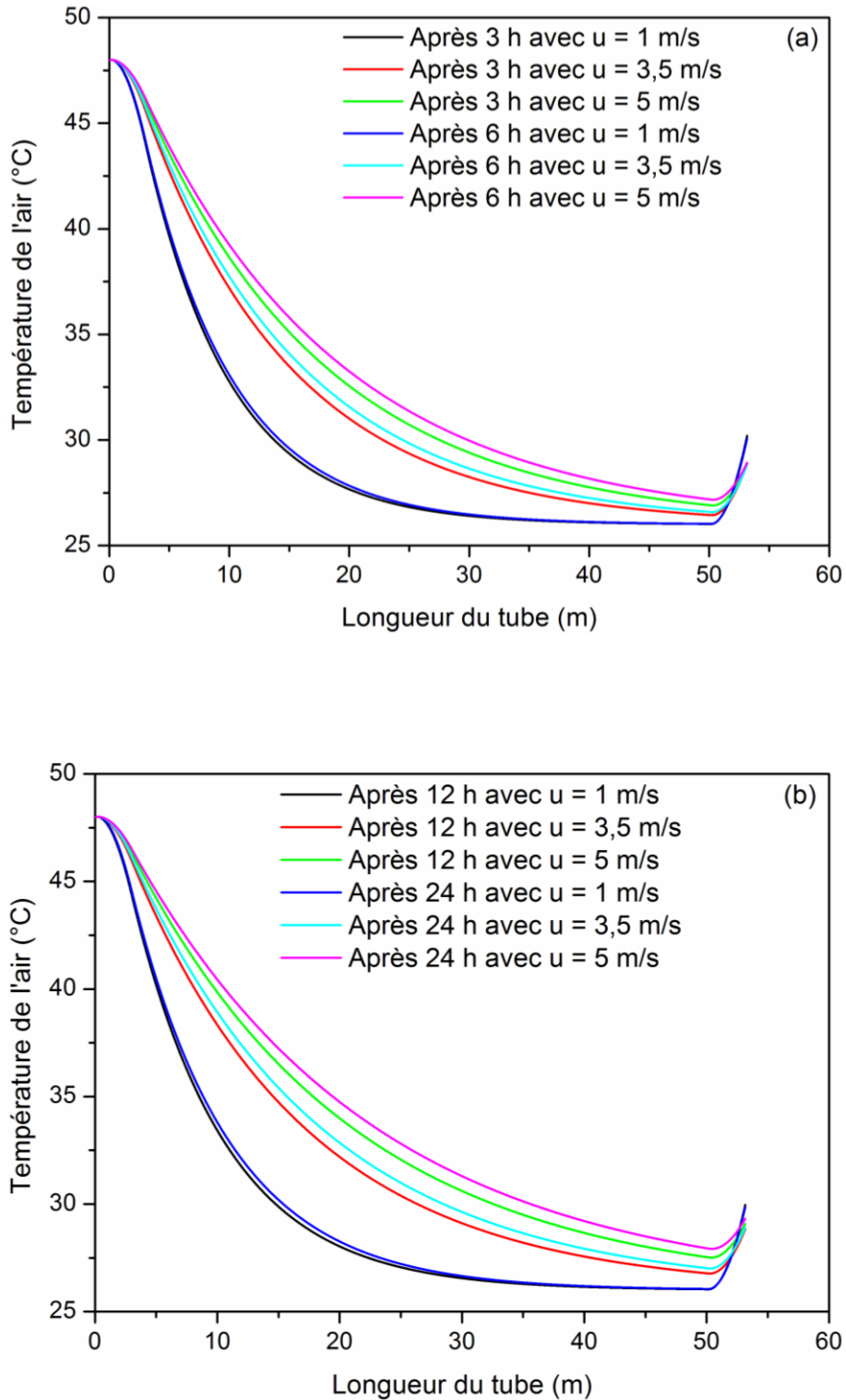
Trois vitesses d'écoulement de l'air (1 m/s, 3.5 m/s et 5 m/s) sont considérées pour l'analyse de l'effet du mode de fonctionnement continu sur la performance thermique.

La figure 13 (a et b) illustre la variation horaire de la température de l'air le long de l'échangeur pour différentes vitesses d'écoulement de l'air. Les températures de l'air s'élèvent avec l'augmentation de la vitesse d'écoulement de l'air, autrement dit, le fluide n'aura pas suffisamment de temps pour échanger sa chaleur avec le sol. Pour une durée de fonctionnement de 3h à 24h, des différences des températures de 0.03°C, 0.57°C et 1.03°C sont observées à la sortie du tronçon horizontal II pour des vitesses de l'air de 1m/s, 3.5 m/s et 5 m/s respectivement.

Le facteur de détérioration présenté sur les figures 14, 15 et 16 éclaircit bien l'influence de la vitesse d'écoulement de l'air sur la performance thermique. Le facteur de détérioration tend vers zéro pour toutes les durées de fonctionnement à la sortie du tronçon horizontal II (50 m de longueur) pour des faibles vitesses de l'air prenant comme exemple : 1 m/s. A partir des figures (14, 15 et 16), il est clair que

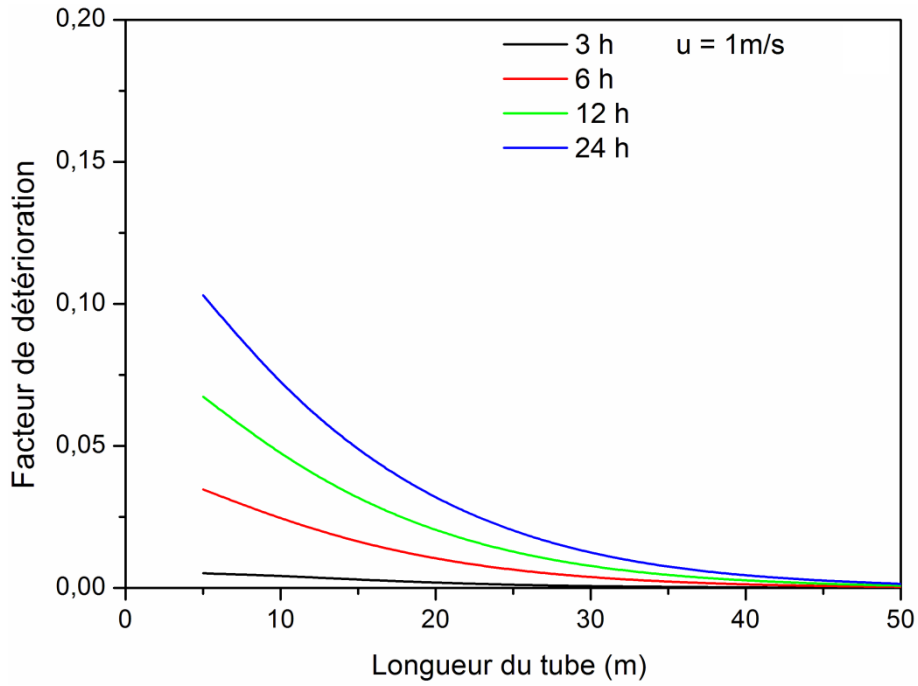
## Chapitre 5. Résultats et discussions

l'augmentation de la vitesse de l'air détériore la performance thermique de l'échangeur au cours du temps. Donc, il n'est pas conseillé d'augmenter sévèrement la vitesse d'écoulement de l'air à l'intérieur du tube.

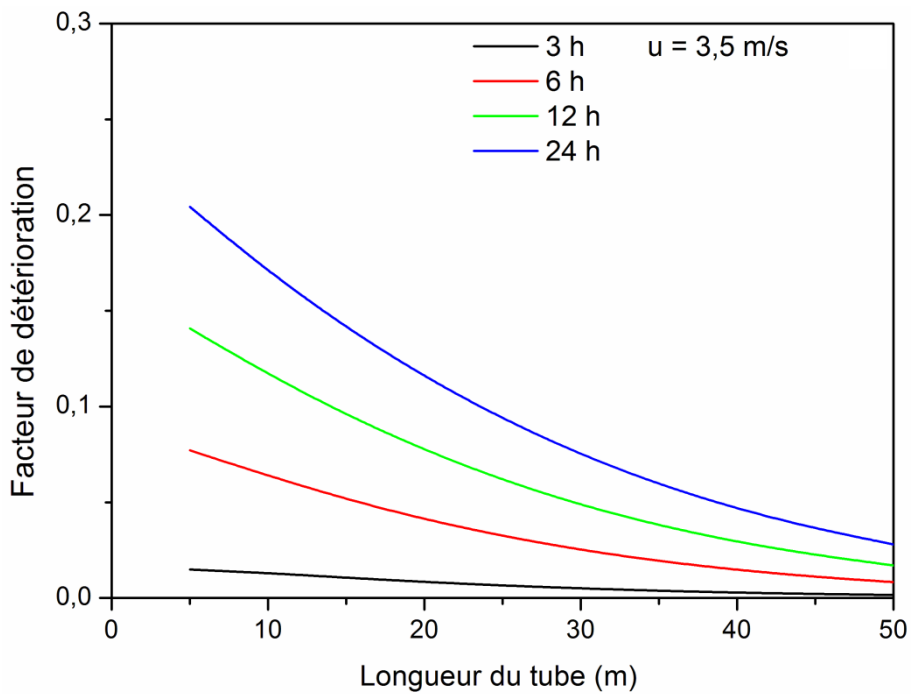


**Figure 13.** Effet de la vitesse d'écoulement de l'air sur l'évolution horaire de la température de l'air le long de l'échangeur : figs. (a) et (b).

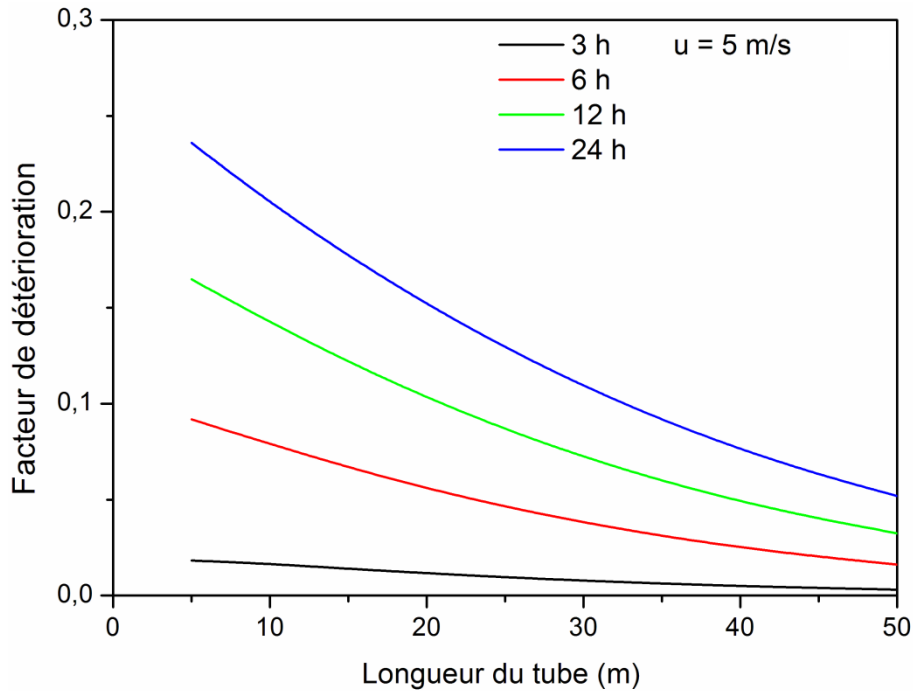
## Chapitre 5. Résultats et discussions



**Figure 14.** Variation horaire du facteur de détérioration le long de l'échangeur pour  $u = 1 \text{ m/s}$ .



**Figure 15.** Variation horaire du facteur de détérioration le long de l'échangeur pour  $u = 3,5 \text{ m/s}$ .



**Figure 16.** Variation horaire du facteur de détérioration le long de l'échangeur pour  $u = 5 \text{ m/s}$ .

### 3.6.3 Effet du diamètre du tube

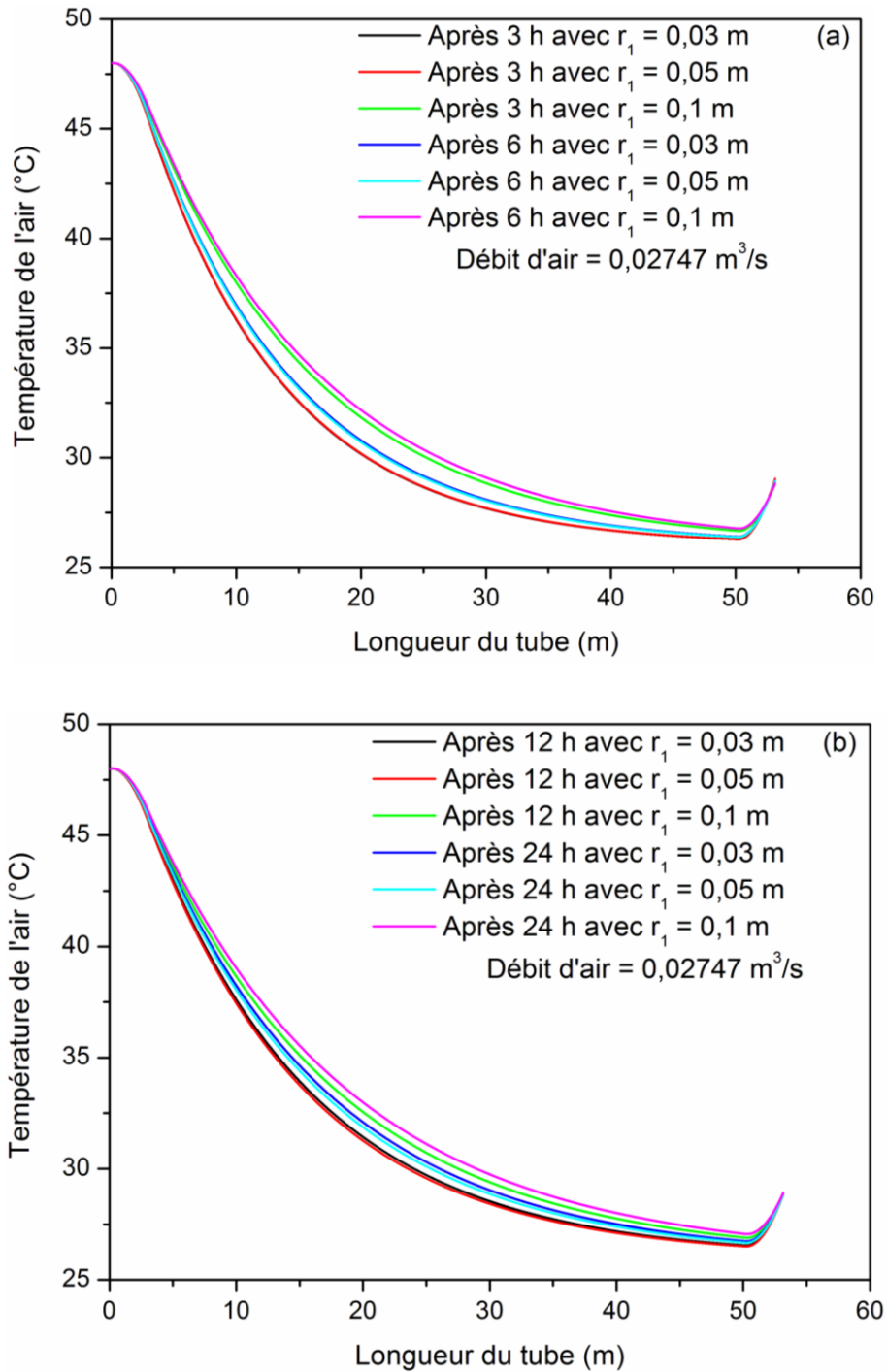
Trois différents rayons du tube (0.03 m, 0.05 m et 0.1 m) sont pris en compte pour examiner la performance thermique. Un débit d'air de  $0.02747 \text{ m}^3/\text{s}$  a été gardé fixe pour les trois rayons du tube.

L'influence du diamètre du tube sur la température de l'air pour différentes durées de fonctionnement est représentée sur la figure 17 (a et b). On observe, en particulier une superposition des profils de température pour les rayons de 0.03 m et 0.05 m le long du tube et au cours du temps, puis, les températures de l'air s'élèvent progressivement quand on agrandisse le rayon du tube de 0.05 m jusqu'à 0.1 m.

Les figures 18, 19 et 20 montrent la variation du facteur de détérioration de l'échangeur pour différents rayons du tube. Les hautes valeurs de facteur de détérioration sont toujours enregistrées à 5 m de longueur et après 24 h de fonctionnement (0.3, 0.20 et 0.12) pour des rayons de 0.03 m, 0.05 m et 0.1 m respectivement. Donc, il est à noter que la performance thermique se détériore avec la diminution du rayon du tube.

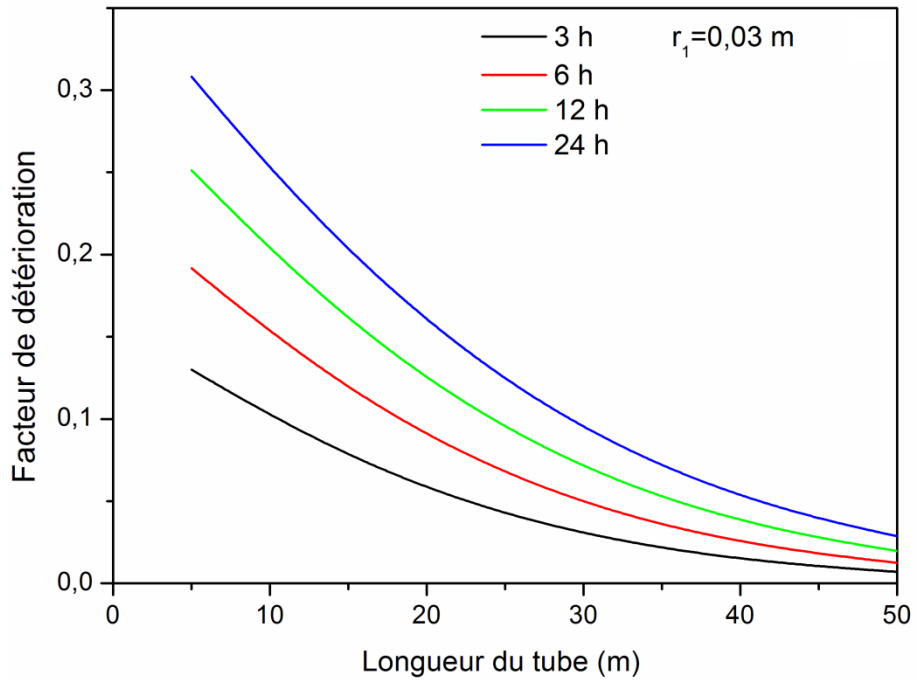
## Chapitre 5. Résultats et discussions

A l'issue de cette analyse, Nous proposons de partager le tronçon horizontal II en plusieurs sous-tronçons pour réduire le diamètre des sous-tronçons connectés au tronçon principal ainsi que la vitesse d'écoulement de l'air à l'intérieur des sous-tronçons, puis l'air se refroidit mieux et plus rapidement avec un facteur de détérioration réduit.

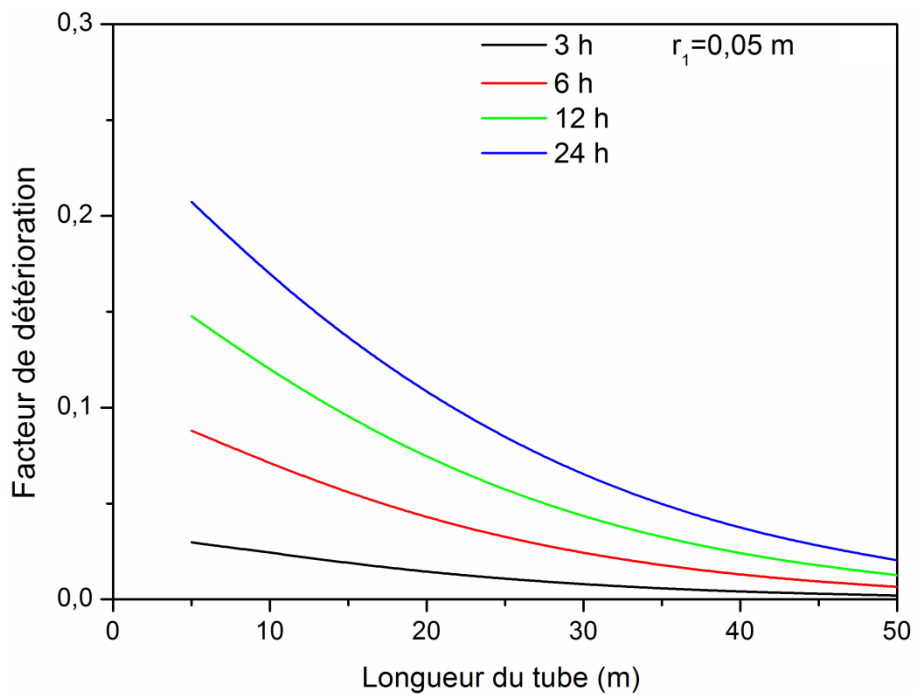


**Figure 17.** Effet du diamètre du tube sur l'évolution horaire de la température de l'air le long de l'échangeur : figs. (a) et (b).

## Chapitre 5. Résultats et discussions

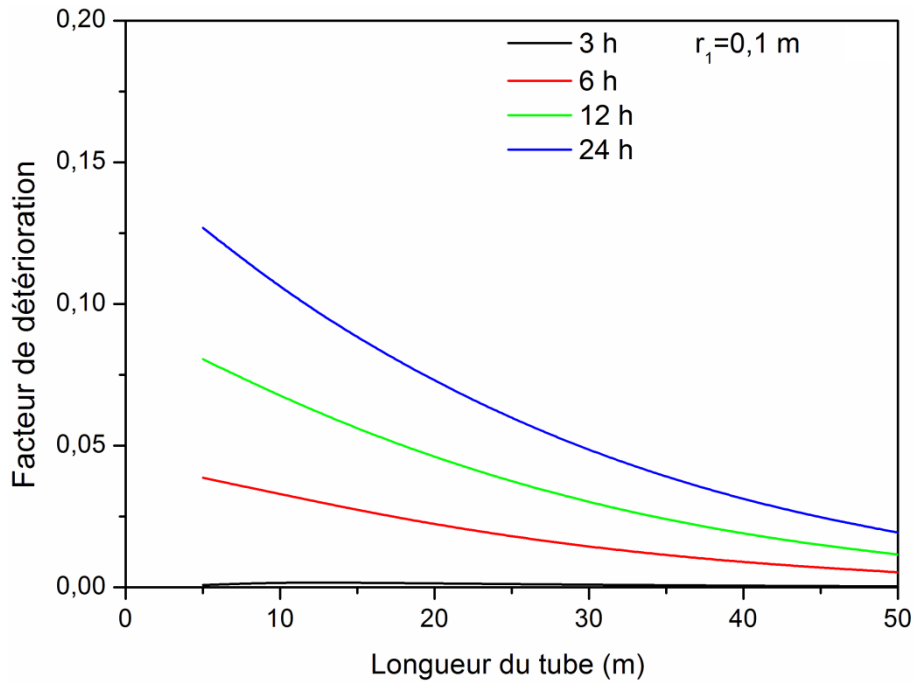


**Figure 18.** Variation horaire du facteur de détérioration le long de l'échangeur pour  $r_1 = 0,03$  m.



**Figure 19.** Variation horaire du facteur de détérioration le long de l'échangeur pour  $r_1 = 0,05$  m.



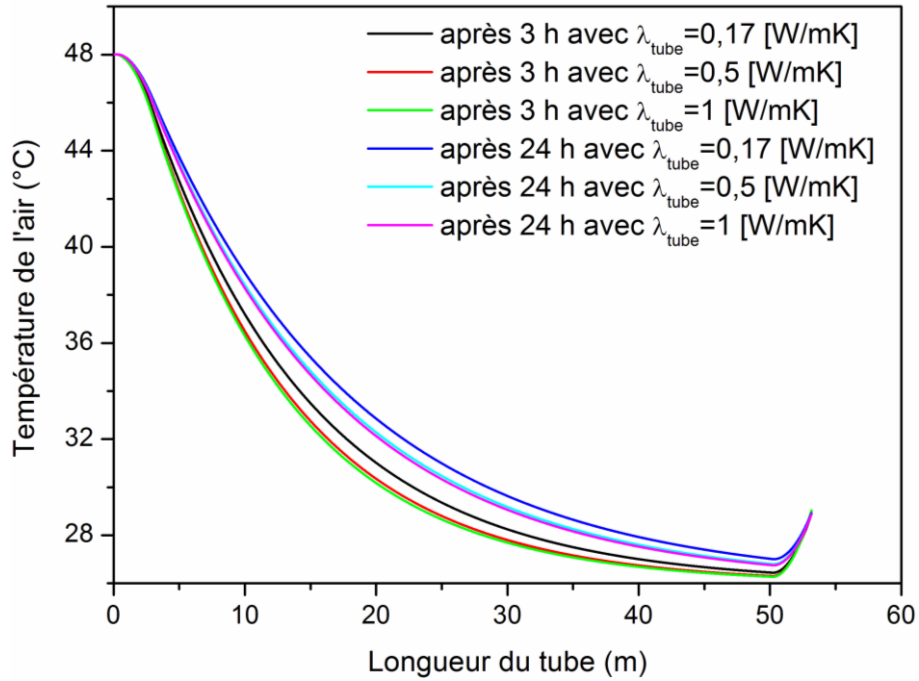


**Figure 20.** Variation horaire du facteur de détérioration le long de l'échangeur pour  $r_1 = 0,1$  m.

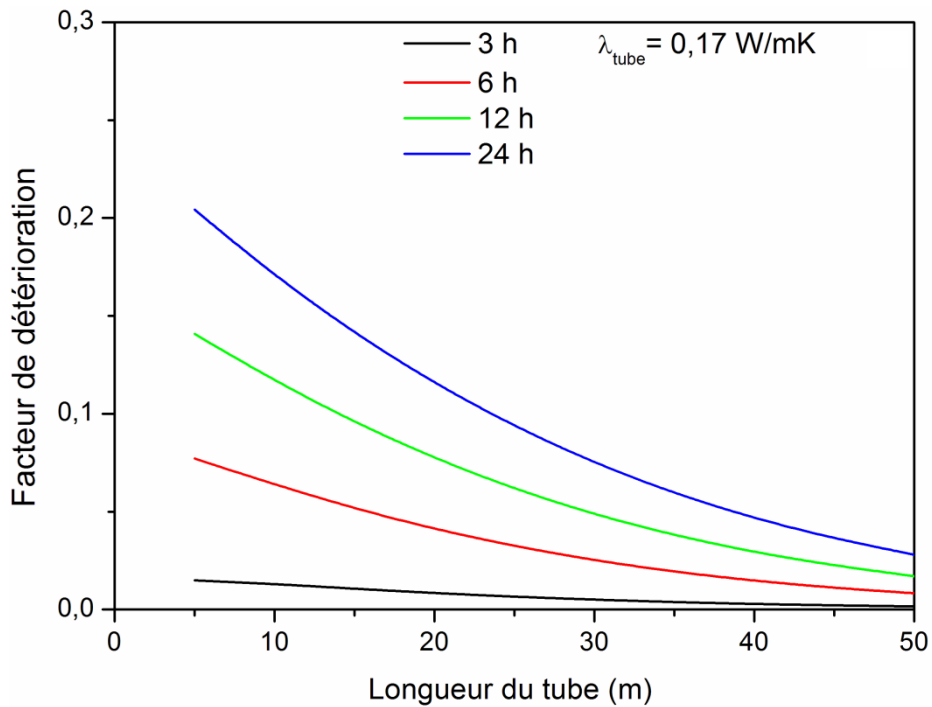
### 3.6.4 Effet de la conductivité thermique du tube

La figure 21 montre l'effet de la conductivité thermique du tube sur l'évolution de la température de l'air le long du tube pour différentes durées de fonctionnement. On obtient des différences de températures de  $0,57^{\circ}\text{C}$ ,  $0,5^{\circ}\text{C}$  et  $0,48^{\circ}\text{C}$  à la sortie de l'échangeur pour des conductivités des tubes de  $0,17$  W/m.K et  $0,5$  W/m.K et  $1$  W/m.K respectivement. Nous ne constatons aucun effet remarquable de la conductivité thermique du tube sur la température à la sortie de l'échangeur ainsi que sur le facteur de détérioration représentés sur les figures 22, 23 et 24. La nature des tubes utilisés n'influe pas sur la performance thermique de l'échangeur. Par conséquent, un matériau moins coûteux peut être utilisé pour la fabrication du tube.

## Chapitre 5. Résultats et discussions

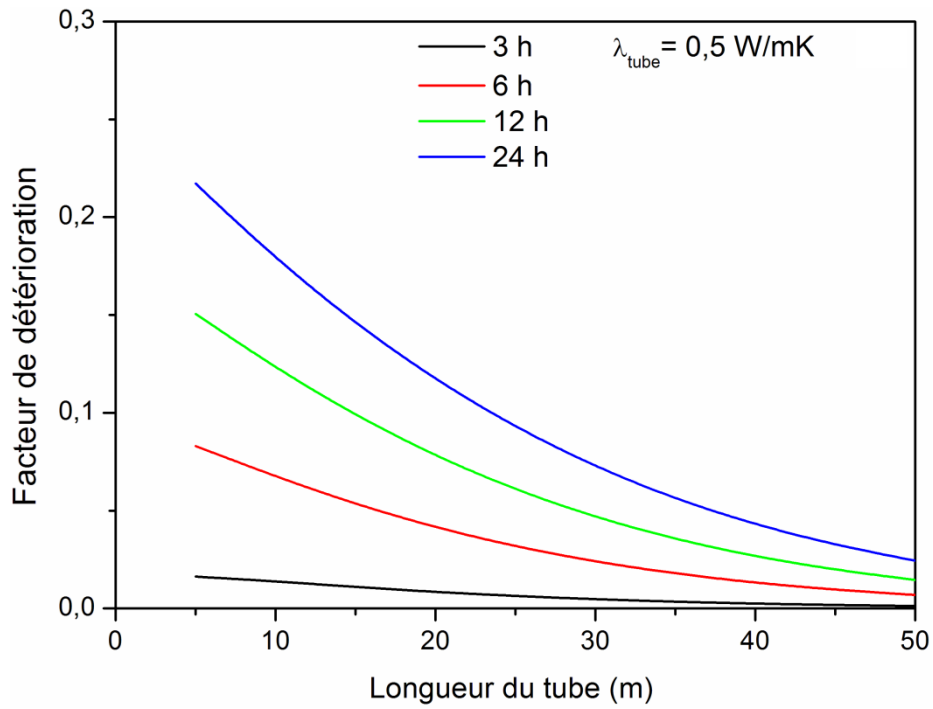


**Figure 21.** Effet de la conductivité thermique du tube sur l'évolution horaire de la température de l'air le long de l'échangeur.

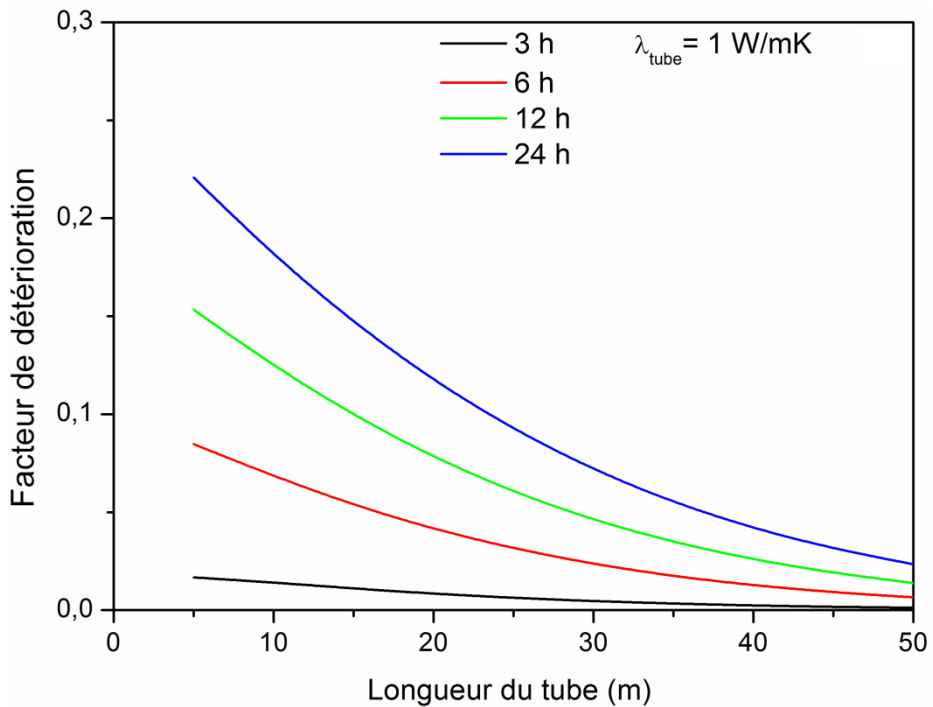


**Figure 22.** Variation horaire du facteur de détérioration le long de l'échangeur pour  $\lambda_{\text{tube}} = 0,17$  W/m.K.

## Chapitre 5. Résultats et discussions



**Figure 23.** Variation horaire du facteur de détérioration le long de l'échangeur pour  $\lambda_{\text{tube}}=0,5 \text{ W/m.K.}$



**Figure 24.** Variation horaire du facteur de détérioration le long de l'échangeur pour  $\lambda_{\text{tube}}=1 \text{ W/m.K.}$

### 3.7 Influence de l'humidification de l'air sur la performance thermique

La figure 25 illustre l'influence du phénomène de refroidissement de l'air par évaporation d'eau sur les températures de l'air à la sortie de l'échangeur. Les données expérimentales (humidité relative à la sortie du tube 'entrée de l'évaporateur', température à l'entrée et de sortie du tube) sont prises expérimentalement durant la journée de 29 Avril 2013. La température humide de l'air à la sortie de l'évaporateur est calculée à l'aide de l'équation 102. L'air sortant du tube perd sa chaleur à l'intérieur de l'évaporateur par contact direct avec les gouttelettes d'eau pulvérisées par l'évaporateur. On constate une amélioration remarquable de la performance thermique lors de l'humidification de l'air à la sortie de l'échangeur air sol, une différence de température maximale de l'ordre de 13°C est obtenue entre l'entrée et la sortie de l'évaporateur.

Ce phénomène peut réduire la longueur de l'échangeur dans le cas de l'insuffisance de la superficie nécessaire pour l'enfouissement du tube.

On peut considérer que le couplage de l'évaporateur avec l'échangeur air sol comme une solution technique des problèmes d'accumulation de la chaleur dans le sol voisin de l'échangeur et la détérioration de la performance thermique produite du fonctionnement continu de l'échangeur en longue période.

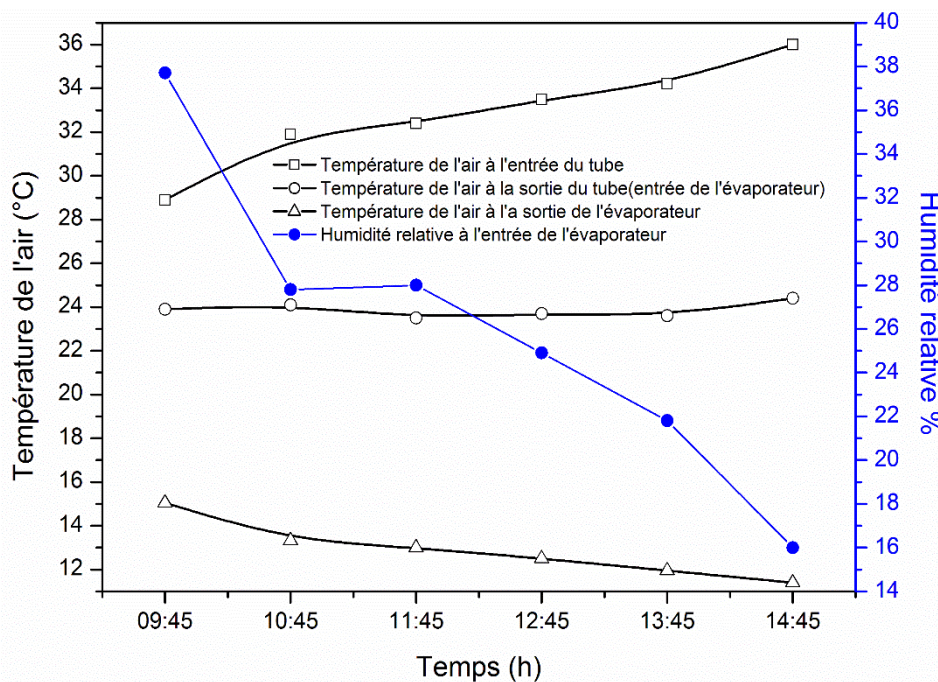


Figure 25. Influence de l'humidification de l'air sur la performance thermique.

### **Conclusion générale**

Ce travail de recherche constitue une contribution à l'étude de l'exploitation d'un échangeur géothermique air sol pour le réchauffement ou le refroidissement d'un fluide caloporteur utilisé pour le confort thermique de l'habitat.

Dans ce travail nous avons présenté :

Tout d'abord une culture générale sur les différentes techniques de refroidissement ou de réchauffement passives suivi d'un rapport de l'analyse bibliographique concernant l'extraction de l'énergie à partir du sol par des systèmes géothermiques dites : les échangeurs air sol. Ensuite, nous avons développé un modèle mathématique thermique basé sur le modèle semi infini pour prédire l'évolution de la température en profondeur du sol. Un deuxième modèle thermique basé principalement sur le principe des bilans énergétiques a été également développé pour examiner les profils de la température de l'air à l'intérieur du tube en deux régimes (stationnaire et transitoire) et donc évaluer la performance thermique de l'échangeur air sol. Un processus de refroidissement de l'air par évaporation est présenté dans ce chapitre afin d'améliorer la performance thermique de l'échangeur fonctionnant dans des conditions sévères. Vu la nature saharienne de la ville de Biskra, nous sommes intéressés beaucoup plus à l'extraction du froid. C'est pour cela, une étude expérimentale a été réalisée dans le site de l'université de Biskra durant la période de refroidissement. Cette étude valide le phénomène de refroidissement de l'air utilisant les échangeurs air sol dans les zones arides et semi-arides. Nous avons enregistré des chutes de température importantes qui peuvent atteindre une différence de 20°C. Enfin, le dernier chapitre était consacré pour la présentation et l'interprétation des résultats obtenus. Avant d'entamer la simulation numérique, une validation des résultats numériques développés avec ceux de l'expérimentale trouvés dans la littérature ainsi qu'avec d'autres résultats issus des expériences réalisées sur le site local. Un bon accord est trouvé lors de la validation du modèle développé avec les différentes expérimentations. Une étude paramétrique est illustrée dans ce travail dans le but d'évaluer l'influence des différents paramètres thermo-physiques et géométriques sur la performance thermique de l'échangeur.

## Conclusion générale

A partir l'analyse des résultats obtenus, il en résulte les points suivants :

- Le sol de sable est moins coûteux pour l'enfouissement de l'échangeur dans le sol en raison de la stabilisation rapide des températures en profondeur du sol au cours de l'année. Ceci est dû à sa faible diffusivité thermique.
- Les températures de l'air à l'intérieur du tube et le facteur de détérioration de l'échangeur sont fortement affectés par les faibles conductivités des sols et les grandes vitesses d'écoulement de l'air.
- Le matériau du tube n'affecte pas la performance thermique de l'échangeur et n'influe pas sur les températures à la sortie du tube.
- L'augmentation du diamètre du tube affecte les températures de l'air à la sortie de l'échangeur. Par contre, la diminution du diamètre du tube affecte la détérioration rapide de l'échangeur air sol.
- Aucun effet remarquable de la durée de fonctionnement (environ quatre jours) et du mode de fonctionnement continu avec une température variable à l'entrée du tube (jour et nuit) sur la température de l'air à la sortie du tube.
- L'échangeur air sol couplé avec un système de refroidissement par évaporation à la sortie du tube améliore la performance thermique et peut réduire la longueur du tube.

Finalement, on suggère ici des perspectives à explorer par les futurs travaux de recherche dans ce domaine :

- Construire une plateforme expérimentale de processus de refroidissement de l'air par évaporation à la sortie de l'échangeur pour mieux comprendre l'amélioration de la performance thermique en matière de température et de durée de fonctionnement de l'échangeur.
- Placer des sondes de mesure des températures du sol autour du tube pour suivre l'accumulation de la chaleur dans le sol et déterminer le temps nécessaire pour l'auto récupération de la température du sol dans le mode intermittent.
- Coupler l'échangeur air sol avec d'autres systèmes de ventilation telle que la cheminée solaire et la tour du vent pour aspirer l'air de l'ambiance.

Références bibliographiques

- [1] ASHRAE, Standard 55-2004 Thermal environmental conditions for human occupancy, *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers Inc., Atlanta*, vol. pp. 2004.
- [2] ISO, 7730: Ergonomics of the thermal environment, *Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria*, vol. pp. 2005.
- [3] C. Cândido, R. J. de Dear, R. Lamberts and L. Bittencourt, Air movement acceptability limits and thermal comfort in Brazil's hot humid climate zone, *Building and Environment*, vol. 45 1, pp. 222-229, 2010. DOI: [10.1016/j.buildenv.2009.06.005](https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2009.06.005).
- [4] P. O. Fanger, Thermal comfort. Analysis and applications in environmental engineering, Copenhagen: Danish Technical Press., 1970.
- [5] S. V. Szokolay, Introduction to Architectural Science: The Basis of Sustainable Design, Oxford.: Elsevier - Architectural Press, 2004.
- [6] Y. M. Xuan, F. Xiao, X. F. Niu, X. Huang and S. W. Wang, Research and application of evaporative cooling in China: A review (I) – Research, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16 5, pp. 3535-3546, 2012. DOI: [10.1016/j.rser.2012.01.052](https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.01.052).
- [7] D. Jain, Modeling of solar passive techniques for roof cooling in arid regions, *Building and Environment*, vol. 41 3, pp. 277-287, 2006. DOI: [10.1016/j.buildenv.2005.01.023](https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2005.01.023).
- [8] D. Vissers, I. W. Zeiler, I. A. van Schijndel and I. D. Timmermans, Study on building integrated evaporative cooling of large glass-covered spaces, *Eindhoven University of Technology, Masterproject*, vol. 1 pp. 2011. DOI:
- [9] G. Mihalakakou, M. Santamouris and D. Asimakopoulos, Modelling the earth temperature using multiyear measurements, *Energy and Buildings*, vol. 19 1, pp. 1-9, 1992. DOI: [10.1016/0378-7788\(92\)90031-B](https://doi.org/10.1016/0378-7788(92)90031-B).
- [10] A. J. Anselm, Earth shelters; a review of energy conservation properties in earth sheltered housing, vol. 31 pp. 125-148, 2012. DOI: [org/10.5772/51873](https://doi.org/10.5772/51873).
- [11] J. C. Carmody, G. D. Meixel, K. B. Labs and L. S. Shen, Earth Contact Buildings: Applications, Thermal Analysis and Energy Benefits, in *Advances in Solar Energy: An Annual Review of Research and Development Volume 2*, K. W. Böer and J. A. Duffie, Editors, Springer US: Boston, MA. p. 297-347, 1985.
- [12] D. Goswami, R. Sinha and D. Klett, Theoretical and experimental analysis of passive cooling using underground air pipe, Presented at Proceedings of ISES Meeting, Brighton, England, pp. 1981.
- [13] D. Y. Goswami and S. Ileslamlou, Performance Analysis of a Closed-Loop Climate Control System Using Underground Air Tunnel, *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 112 2, pp. 76-81, 1990. DOI: [10.1115/1.2929650](https://doi.org/10.1115/1.2929650).
- [14] D. Y. Goswami and A. S. Dhaliwal, Heat Transfer Analysis in Environmental Control Using an Underground Air Tunnel, *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 107 2, pp. 141-145, 1985. DOI: [10.1115/1.3267667](https://doi.org/10.1115/1.3267667).
- [15] A. Tombazis, A. Argiriou and M. Santamouris, PERFORMANCE EVALUATION OF PASSIVE AND HYBRID COOLING COMPONENTS FOR A HOTEL COMPLEX, *International Journal of Solar Energy*, vol. 9 1, pp. 1-12, 1990. DOI: [10.1080/01425919008941469](https://doi.org/10.1080/01425919008941469).
- [16] G. Mihalakakou, M. Santamouris and D. Asimakopoulos, Modelling the thermal performance of earth-to-air heat exchangers, *Solar Energy*, vol. 53 3, pp. 301-305, 1994. DOI: [10.1016/0038-092X\(94\)90636-X](https://doi.org/10.1016/0038-092X(94)90636-X).

## Références bibliographiques

- [17] G. Mihalakakou, M. Santamouris, D. Asimakopoulos and N. Papanikolaou, Impact of ground cover on the efficiencies of earth-to-air heat exchangers, *Applied Energy*, vol. 48 1, pp. 19-32, 1994. DOI: [10.1016/0306-2619\(94\)90064-7](https://doi.org/10.1016/0306-2619(94)90064-7).
- [18] G. Mihalakakou, M. Santamouris, D. Asimakopoulos and I. Tselepidaki, Parametric prediction of the buried pipes cooling potential for passive cooling applications, *Solar Energy*, vol. 55 3, pp. 163-173, 1995. DOI: [10.1016/0038-092X\(95\)00045-S](https://doi.org/10.1016/0038-092X(95)00045-S).
- [19] G. Mihalakakou, J. O. Lewis and M. Santamouris, The influence of different ground covers on the heating potential of earth-to-air heat exchangers, *Renewable Energy*, vol. 7 1, pp. 33-46, 1996. DOI: [10.1016/0960-1481\(95\)00114-X](https://doi.org/10.1016/0960-1481(95)00114-X).
- [20] T. S. Bisoniya, A. Kumar and P. Baredar, Experimental and analytical studies of earth–air heat exchanger (EAHE) systems in India: A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 19 pp. 238-246, 2013. DOI: [10.1016/j.rser.2012.11.023](https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.11.023).
- [21] S. Burkhard, SHALLOW GEOTHERMAL ENERGY, in INTERNATIONAL SUMMER SCHOOL on Direct Application of Geothermal Energy. p. 1-21, 2001.
- [22] G. Florides and S. Kalogirou, Ground heat exchangers—A review of systems, models and applications, *Renewable Energy*, vol. 32 15, pp. 2461-2478, 2007. DOI: [10.1016/j.renene.2006.12.014](https://doi.org/10.1016/j.renene.2006.12.014).
- [23] Y. Belloufi, Modélisation d'un échangeur air/sol dont le but de rafraîchissement des locaux (mémoire de Master), University de Biskra, 56 pages, 2012.
- [24] S. P. Singh, Optimization of earth-air tunnel system for space cooling, *Energy Conversion and Management*, vol. 35 8, pp. 721-725, 1994. DOI: [10.1016/0196-8904\(94\)90057-4](https://doi.org/10.1016/0196-8904(94)90057-4).
- [25] V. Bansal, R. Misra, G. D. Agrawal and J. Mathur, Performance analysis of earth–pipe–air heat exchanger for winter heating, *Energy and Buildings*, vol. 41 11, pp. 1151-1154, 2009. DOI: [10.1016/j.enbuild.2009.05.010](https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2009.05.010).
- [26] V. Bansal, R. Misra, G. D. Agrawal and J. Mathur, Performance analysis of earth–pipe–air heat exchanger for summer cooling, *Energy and Buildings*, vol. 42 5, pp. 645-648, 2010. DOI: [10.1016/j.enbuild.2009.11.001](https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2009.11.001).
- [27] M. H. Abbaspour-Fard, A. Gholami and M. Khojastehpour, Evaluation of an Earth-to-Air Heat Exchanger for the North-East of Iran with Semi-Arid Climate, *International Journal of Green Energy*, vol. 8 4, pp. 499-510, 2011. DOI: [10.1080/15435075.2011.576289](https://doi.org/10.1080/15435075.2011.576289).
- [28] J. Shen, S. Lassue, L. Zalewski and D. Huang, Numerical study on thermal behavior of classical or composite Trombe solar walls, *Energy and Buildings*, vol. 39 8, pp. 962-974, 2007. DOI: [10.1016/j.enbuild.2006.11.003](https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2006.11.003).
- [29] H. Onbasioglu and A. N. Egrican, Experimental approach to the thermal response of passive systems, *Energy Conversion and Management*, vol. 43 15, pp. 2053-2065, 2002. DOI: [10.1016/S0196-8904\(01\)00138-8](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(01)00138-8).
- [30] G. Gan, A parametric study of Trombe walls for passive cooling of buildings, *Energy and Buildings*, vol. 27 1, pp. 37-43, 1998. DOI: [10.1016/S0378-7788\(97\)00024-8](https://doi.org/10.1016/S0378-7788(97)00024-8).
- [31] T. Miyazaki, A. Akisawa and T. Kashiwagi, The effects of solar chimneys on thermal load mitigation of office buildings under the Japanese climate, *Renewable Energy*, vol. 31 7, pp. 987-1010, 2006. DOI: [10.1016/j.renene.2005.05.003](https://doi.org/10.1016/j.renene.2005.05.003).
- [32] D. J. Harris and N. Helwig, Solar chimney and building ventilation, *Applied Energy*, vol. 84 2, pp. 135-146, 2007. DOI: [10.1016/j.apenergy.2006.07.001](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2006.07.001).
- [33] P. Raman, S. Mande and V. V. N. Kishore, A passive solar system for thermal comfort conditioning of buildings in composite climates, *Solar Energy*, vol. 70 4, pp. 319-329, 2001. DOI: [10.1016/S0038-092X\(00\)00147-X](https://doi.org/10.1016/S0038-092X(00)00147-X).
- [34] H. B. Awbi, Chapter 7—Ventilation, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 2 1–2, pp. 157-188, 1998. DOI: [10.1016/S1364-0321\(98\)00015-X](https://doi.org/10.1016/S1364-0321(98)00015-X).



## Références bibliographiques

- [35] J. Khedari, W. Mansirisub, S. Chaima, N. Pratinthong and J. Hirunlabh, Field measurements of performance of roof solar collector, *Energy and Buildings*, vol. 31 3, pp. 171-178, 2000. DOI: [10.1016/S0378-7788\(99\)00003-1](https://doi.org/10.1016/S0378-7788(99)00003-1).
- [36] A. Dimoudi, S. Lykoudis and A. Androutsopoulos, Thermal performance of an innovative roof component, *Renewable Energy*, vol. 31 14, pp. 2257-2271, 2006. DOI: [10.1016/j.renene.2005.10.012](https://doi.org/10.1016/j.renene.2005.10.012).
- [37] A. Dimoudi, A. Androutsopoulos and S. Lykoudis, Summer performance of a ventilated roof component, *Energy and Buildings*, vol. 38 6, pp. 610-617, 2006. DOI: [10.1016/j.enbuild.2005.09.006](https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2005.09.006).
- [38] X. Q. Zhai, Y. J. Dai and R. Z. Wang, Comparison of heating and natural ventilation in a solar house induced by two roof solar collectors, *Applied Thermal Engineering*, vol. 25 5-6, pp. 741-757, 2005. DOI: [10.1016/j.applthermaleng.2004.08.001](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2004.08.001).
- [39] L. Juanicó, A new design of roof-integrated water solar collector for domestic heating and cooling, *Solar Energy*, vol. 82 6, pp. 481-492, 2008. DOI: [10.1016/j.solener.2007.12.007](https://doi.org/10.1016/j.solener.2007.12.007).
- [40] Y. Belloufi, A. Brima, R. Atmani, N. Moumami and F. Aissaoui, Theoretical and experimental study of air refresh by a geothermal heat exchanger air/ground, *LARHYSS Journal* vol. 25, pp. 121-137, 2016.
- [41] N. Scott, R. Parsons and T. Kochler, Analysis and performance of an earth-air heat exchanger, 1965.
- [42] M. N. Bahadori, Passive cooling systems in Iranian architecture, *SCIENTIFIC AMERICAN, INC* vol. 238:2 pp. Pages: 144-150, 152, 154, 1978. DOI: [10.1038/scientificamerican0278-144](https://doi.org/10.1038/scientificamerican0278-144).
- [43] L. Ozgener, A review on the experimental and analytical analysis of earth to air heat exchanger (EAHE) systems in Turkey, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 15 9, pp. 4483-4490, 2011. DOI: [10.1016/j.rser.2011.07.103](https://doi.org/10.1016/j.rser.2011.07.103).
- [44] J. Claesson and A. Dunand, Heat extraction from the ground by horizontal pipes: a mathematical analysis, BFR Swedish Council for Building Research., 1983.
- [45] C.-E. Nilsson, Preheating of ambient air by a system of earth tubes as a heat source for buildings, Chalmers University of Technology, 1991.
- [46] A. Trombe, M. Pettit and B. Bourret, Air cooling by earth tube heat exchanger: Experimental approach, *Renewable Energy*, vol. 1 5, pp. 699-707, 1991. DOI: [10.1016/0960-1481\(91\)90016-I](https://doi.org/10.1016/0960-1481(91)90016-I).
- [47] R. Kumar, S. Ramesh and S. C. Kaushik, Performance evaluation and energy conservation potential of earth-air-tunnel system coupled with non-air-conditioned building, *Building and Environment*, vol. 38 6, pp. 807-813, 2003. DOI: [10.1016/S0360-1323\(03\)00024-6](https://doi.org/10.1016/S0360-1323(03)00024-6).
- [48] G. Mihalakakou, J. O. Lewis and M. Santamouris, On the heating potential of buried pipes techniques — application in Ireland, *Energy and Buildings*, vol. 24 1, pp. 19-25, 1996. DOI: [10.1016/0378-7788\(95\)00957-4](https://doi.org/10.1016/0378-7788(95)00957-4).
- [49] N. M. Thanu, R. L. Sawhney, R. N. Khare and D. Buddhi, An experimental study of the thermal performance of an earth-air-pipe system in single pass mode, *Solar Energy*, vol. 71 6, pp. 353-364, 2001. DOI: [10.1016/S0038-092X\(01\)00072-X](https://doi.org/10.1016/S0038-092X(01)00072-X).
- [50] R. d. S. Brum, J. Vaz, L. A. O. Rocha, E. D. dos Santos and L. A. Isoldi, A new computational modeling to predict the behavior of Earth-Air Heat Exchangers, *Energy and Buildings*, vol. 64 pp. 395-402, 2013. DOI: [10.1016/j.enbuild.2013.05.032](https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.05.032).
- [51] J. Vaz, M. A. Sattler, E. D. dos Santos and L. A. Isoldi, Experimental and numerical analysis of an earth-air heat exchanger, *Energy and Buildings*, vol. 43 9, pp. 2476-2482, 2011. DOI: [10.1016/j.enbuild.2011.06.003](https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2011.06.003).

## Références bibliographiques

- [52] S. Thiers and B. Peuportier, Thermal and environmental assessment of a passive building equipped with an earth-to-air heat exchanger in France, *Solar Energy*, vol. 82 9, pp. 820-831, 2008. DOI: [10.1016/j.solener.2008.02.014](https://doi.org/10.1016/j.solener.2008.02.014).
- [53] P. Hollmuller, Analytical characterisation of amplitude-dampening and phase-shifting in air/soil heat-exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 46 22, pp. 4303-4317, 2003. DOI: [10.1016/S0017-9310\(03\)00199-6](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(03)00199-6).
- [54] M. Bojic, N. Trifunovic, G. Papadakis and S. Kyritsis, Numerical simulation, technical and economic evaluation of air-to-earth heat exchanger coupled to a building, *Energy*, vol. 22 12, pp. 1151-1158, 1997. DOI: [10.1016/S0360-5442\(97\)00055-8](https://doi.org/10.1016/S0360-5442(97)00055-8).
- [55] S. Barakat, A. Ramzy, A. M. Hamed and S. H. El Emam, Enhancement of gas turbine power output using earth to air heat exchanger (EAHE) cooling system, *Energy Conversion and Management*, vol. 111 pp. 137-146, 2016. DOI: [10.1016/j.enconman.2015.12.060](https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.12.060).
- [56] O. Ozgener, L. Ozgener and D. Y. Goswami, Experimental prediction of total thermal resistance of a closed loop EAHE for greenhouse cooling system, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 38 6, pp. 711-716, 2011. DOI: [10.1016/j.icheatmasstransfer.2011.03.009](https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2011.03.009).
- [57] C. Gauthier, M. Lacroix and H. Bernier, Numerical simulation of soil heat exchanger-storage systems for greenhouses, *Solar Energy*, vol. 60 6, pp. 333-346, 1997. DOI: [10.1016/S0038-092X\(97\)00022-4](https://doi.org/10.1016/S0038-092X(97)00022-4).
- [58] J. Pfafferott, Evaluation of earth-to-air heat exchangers with a standardised method to calculate energy efficiency, *Energy and Buildings*, vol. 35 10, pp. 971-983, 2003. DOI: [10.1016/S0378-7788\(03\)00055-0](https://doi.org/10.1016/S0378-7788(03)00055-0).
- [59] M. S. Sodha, A. K. Sharma, S. P. Singh, N. K. Bansal and A. Kumar, Evaluation of an earth—air tunnel system for cooling/heating of a hospital complex, *Building and Environment*, vol. 20 2, pp. 115-122, 1985. DOI: [10.1016/0360-1323\(85\)90005-8](https://doi.org/10.1016/0360-1323(85)90005-8).
- [60] N. Moumami, H. Benfatah, N. Hatraf, A. Moumami and S. Youcef-Ali, Le rafraîchissement par la géothermie: étude théorique et expérimentale dans le site de Biskra, *Revue des Energies Renouvelables*, vol. 13 N°3 pp. 399 – 406, 2010.
- [61] A. Trombe and L. Serres, Air-earth exchanger study in real site experimentation and simulation, *Energy and Buildings*, vol. 21 2, pp. 155-162, 1994. DOI: [10.1016/0378-7788\(94\)90008-6](https://doi.org/10.1016/0378-7788(94)90008-6).
- [62] M. Krarti and J. F. Kreider, Analytical model for heat transfer in an underground air tunnel, *Energy Conversion and Management*, vol. 37 10, pp. 1561-1574, 1996. DOI: [10.1016/0196-8904\(95\)00208-1](https://doi.org/10.1016/0196-8904(95)00208-1).
- [63] A. Rouag, A. Benchabane, A. Labed, K. Belhadj and N. Boultif, Applicability of a Solar Adsorption Cooling Machine in Semiarid Regions: Proposal of Supplementary Cooler Using Earth-Water Heat Exchanger, *International Journal of Heat and Technology, IJHT*, vol. 34 2, pp. 281-286, 2016. DOI: [10.18280/ijht.340218](https://doi.org/10.18280/ijht.340218).
- [64] V. Bansal, R. Misra, G. D. Agarwal and J. Mathur, Transient effect of soil thermal conductivity and duration of operation on performance of Earth Air Tunnel Heat Exchanger, *Applied Energy*, vol. 103 pp. 1-11, 2013. DOI: [10.1016/j.apenergy.2012.10.014](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.10.014).
- [65] T. S. Bisoniya, A. Kumar and P. Baredar, Cooling potential evaluation of earth–air heat exchanger system for summer season, *Int J Eng Tech Res*, vol. 2 4, pp. 309-316, 2014.
- [66] R. Misra, V. Bansal, G. D. Agrawal, J. Mathur and T. K. Aseri, CFD analysis based parametric study of derating factor for Earth Air Tunnel Heat Exchanger, *Applied Energy*, vol. 103 pp. 266-277, 2013. DOI: [10.1016/j.apenergy.2012.09.041](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.09.041).
- [67] A. Mathur, A. Srivastava, G. D. Agrawal, S. Mathur and J. Mathur, CFD analysis of EATHE system under transient conditions for intermittent operation, *Energy and Buildings*, vol. 87 pp. 37-44, 2015. DOI: [10.1016/j.enbuild.2014.11.022](https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2014.11.022).

## Références bibliographiques

- [68] A. Mathur, A. K. Surana, P. Verma, S. Mathur, G. D. Agrawal and J. Mathur, Investigation of soil thermal saturation and recovery under intermittent and continuous operation of EATHE, *Energy and Buildings*, vol. 109 pp. 291-303, 2015. DOI: [10.1016/j.enbuild.2015.10.010](https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2015.10.010).
- [69] M. M. Mogharreb, M. H. Abbaspour-Fard, M. Goldani and B. Emadi, The effect of greenhouse vegetation coverage and area on the performance of an earth-to-air heat exchanger for heating and cooling modes, *International Journal of Sustainable Engineering*, vol. 7 3, pp. 245-252, 2014. DOI: [10.1080/19397038.2013.811559](https://doi.org/10.1080/19397038.2013.811559).
- [70] S. Mongkon, S. Thepa, P. Namprakai and N. Pratinthong, Cooling performance and condensation evaluation of horizontal earth tube system for the tropical greenhouse, *Energy and Buildings*, vol. 66 pp. 104-111, 2013. DOI: [10.1016/j.enbuild.2013.07.009](https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.07.009).
- [71] F. Ascione, L. Bellia and F. Minichiello, Earth-to-air heat exchangers for Italian climates, *Renewable Energy*, vol. 36 8, pp. 2177-2188, 2011. DOI: [10.1016/j.renene.2011.01.013](https://doi.org/10.1016/j.renene.2011.01.013).
- [72] M. Balghouthi, S. Kooli, A. Farhat, H. Daghari and A. Belghith, Experimental investigation of thermal and moisture behaviors of wet and dry soils with buried capillary heating system, *Solar Energy*, vol. 79 6, pp. 669-681, 2005. DOI: [10.1016/j.solener.2005.06.011](https://doi.org/10.1016/j.solener.2005.06.011).
- [73] Z. Li, W. Zhu, T. Bai and M. Zheng, Experimental study of a ground sink direct cooling system in cold areas, *Energy and Buildings*, vol. 41 11, pp. 1233-1237, 2009. DOI: [10.1016/j.enbuild.2009.07.020](https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2009.07.020).
- [74] D. Goswami and K. Biseli, Use of underground air tunnels for heating and cooling agricultural and residential buildings, *Fact Sheet EES*, vol. 78 pp. 1-4, 1993.
- [75] D. J. ManojkumarDubey, A. M. T. S. M. Bhopal and M. Bhopal, Earth Air Heat Exchanger in Parallel Connection, *International Journal of Engineering Trends and Technology* vol. 4 6-, pp. 2463-2467, 2013.
- [76] T. Woodson, Y. Coulibaly and E. S. Traoré, Earth-air heat exchangers for passive air conditioning: case study Burkina Faso, *Journal of Construction in Developing Countries*, vol. 17 1, pp. 21-32, 2012.
- [77] L. T. Rodrigues and M. Gillott, A novel low-carbon space conditioning system incorporating phase-change materials and earth-air heat exchangers, *International Journal of Low-Carbon Technologies*, vol. 10 3, pp. 176-187, 2013.
- [78] R. Misra, V. Bansal, G. D. Agarwal, J. Mathur and T. Aseri, Thermal performance investigation of hybrid earth air tunnel heat exchanger, *Energy and Buildings*, vol. 49 pp. 531-535, 2012. DOI: [10.1016/j.enbuild.2012.02.049](https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2012.02.049).
- [79] A. P. Haghighi and M. Maerefat, Design guideline for application of earth-to-air heat exchanger coupled with solar chimney as a natural heating system, *International Journal of Low-Carbon Technologies*, vol. 10 3, pp. 294-304, 2015. DOI: [10.1093/ijlct/ctu006](https://doi.org/10.1093/ijlct/ctu006).
- [80] F. Tavakolinia, Wind-Chimney (Integrating the Principles of a Wind-Catcher and a Solar-Chimney to Provide Natural Ventilation), Master's Theses, Architecture, San Luis Obispo: California Polytechnic State University, 2011.
- [81] R. Ralegaonkar, M. V. Kamath and V. A. Dakwale, Design and Development of Geothermal Cooling System for Composite Climatic Zone in India, *Journal of The Institution of Engineers (India): Series A*, vol. 95 3, pp. 179-183, 2014. DOI: [10.1007/s40030-014-0082-y](https://doi.org/10.1007/s40030-014-0082-y).
- [82] A. Chel and G. N. Tiwari, Stand-alone photovoltaic (PV) integrated with earth to air heat exchanger (EAHE) for space heating/cooling of adobe house in New Delhi (India), *Energy Conversion and Management*, vol. 51 3, pp. 393-409, 2010. DOI: [10.1016/j.enconman.2009.10.001](https://doi.org/10.1016/j.enconman.2009.10.001).
- [83] A. Shukla, G. Tinwari and M. Sodha, Thermal performance of an adobe structure integrated with an earth-air heat exchanger: An experimental study, *Agricultural Engineering International: CIGR Journal*, vol. 10 pp. 1-14, 2008.

## Références bibliographiques

- [84] M. S. Sodha, R. L. Sawhney, B. C. Jayashankar and A. K. Sharma, Effect of different earth surface treatments on the thermal performance of a room coupled to an earth-air tunnel, *International journal of energy research*, vol. 14 3, pp. 337-354, 1990. DOI: [10.1002/er.4440140309](https://doi.org/10.1002/er.4440140309).
- [85] B. Yassine, K. Ghali, N. Ghaddar, G. Chehab and I. Srour, Effectiveness of the earth tube heat exchanger system coupled to a space model in achieving thermal comfort in rural areas, *International Journal of Sustainable Energy*, vol. 33 3, pp. 567-586, 2014. DOI: [10.1080/14786451.2012.762776](https://doi.org/10.1080/14786451.2012.762776).
- [86] T. Choudhury and A. K. Misra, Minimizing changing climate impact on buildings using easily and economically feasible earth to air heat exchanger technique, *Mitigation and Adaptation Strategies for Global Change*, vol. 19 7, pp. 947-954, 2014. DOI: [10.1007/s11027-013-9453-3](https://doi.org/10.1007/s11027-013-9453-3).
- [87] A. de Jesus Freire, J. L. Coelho Alexandre, V. Bruno Silva, N. Dinis Couto and A. Rouboa, Compact buried pipes system analysis for indoor air conditioning, *Applied Thermal Engineering*, vol. 51 1-2, pp. 1124-1134, 2013. DOI: [10.1016/j.applthermaleng.2012.09.045](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.09.045).
- [88] M. Ghosal and G. Tiwari, Parametric studies for heating performance of an earth to air heat exchanger coupled with a greenhouse, *International journal of energy research*, vol. 29 11, pp. 991-1005, 2005. DOI: [10.1002/er.1106](https://doi.org/10.1002/er.1106).
- [89] V. Bansal and J. Mathur, Performance enhancement of earth air tunnel heat exchanger using evaporative cooling, *International Journal of Low-Carbon Technologies*, vol. 4 3, pp. 150-158, 2009. DOI: [10.1093/ijlct/ctp017](https://doi.org/10.1093/ijlct/ctp017).
- [90] V. Khalajzadeh, M. Farmahini-Farahani and G. Heidarinejad, A novel integrated system of ground heat exchanger and indirect evaporative cooler, *Energy and Buildings*, vol. 49 pp. 604-610, 2012. DOI: [10.1016/j.enbuild.2012.03.009](https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2012.03.009).
- [91] V. Bansal, R. Mishra, G. D. Agarwal and J. Mathur, Performance analysis of integrated earth-air-tunnel-evaporative cooling system in hot and dry climate, *Energy and Buildings*, vol. 47 pp. 525-532, 2012. DOI: [10.1016/j.enbuild.2011.12.024](https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2011.12.024).
- [92] V. Bansal, R. Misra, G. D. Agrawal and J. Mathur, Performance evaluation and economic analysis of integrated earth-air-tunnel heat exchanger-evaporative cooling system, *Energy and Buildings*, vol. 55 pp. 102-108, 2012. DOI: [10.1016/j.enbuild.2012.08.047](https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2012.08.047).
- [93] V. Bansal, R. Misra, G. D. Agarwal and J. Mathur, 'Derating Factor' new concept for evaluating thermal performance of earth air tunnel heat exchanger: A transient CFD analysis, *Applied Energy*, vol. 102 pp. 418-426, 2013. DOI: [10.1016/j.apenergy.2012.07.027](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.07.027).
- [94] R. Misra, V. Bansal, G. D. Agrawal, J. Mathur and T. Aseri, Transient analysis based determination of derating factor for earth air tunnel heat exchanger in summer, *Energy and Buildings*, vol. 58 pp. 103-110, 2013. DOI: [10.1016/j.enbuild.2012.11.001](https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2012.11.001).
- [95] R. Misra, V. Bansal, G. D. Agrawal, J. Mathur and T. Aseri, Transient analysis based determination of derating factor for Earth Air Tunnel Heat Exchanger in winter, *Energy and Buildings*, vol. 58 pp. 76-85, 2013. DOI: [10.1016/j.enbuild.2012.12.002](https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2012.12.002).
- [96] J. W. Stevens, Optimal placement depth for air-ground heat transfer systems, *Applied Thermal Engineering*, vol. 24 2-3, pp. 149-157, 2004. DOI: [10.1016/j.applthermaleng.2003.09.004](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2003.09.004).
- [97] R. Wagner, S. Beisel, A. Spieler, A. Gerber and K. Vajen, Measurement, modelling and simulation of an Earth-to-Air Heat Exchanger in Manburg (Germany), Presented at Fourth ISES Europe Solar Congress, Copenhagen, Dänemark, pp. 2000.
- [98] G. Sharan and R. Jadhav, Performance of single pass earth tube heat exchanger: An experimental study, *J. Agric. Eng.*, vol. pp. 2003.

## Références bibliographiques

- [99] C. P. Jacovides and G. Mihalakakou, An underground pipe system as an energy source for cooling/heating purposes, *Renewable Energy*, vol. 6 8, pp. 893-900, 1995. DOI: [10.1016/0960-1481\(95\)00101-7](https://doi.org/10.1016/0960-1481(95)00101-7).
- [100] A. Shukla, G. N. Tiwari and M. S. Sodha, Parametric and experimental study on thermal performance of an earth–air heat exchanger, *International journal of energy research*, vol. 30 6, pp. 365-379, 2006. DOI: [10.1002/er.1154](https://doi.org/10.1002/er.1154).
- [101] V. A. F. Costa, Thermodynamic analysis of building heating or cooling using the soil as heat reservoir, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 49 21–22, pp. 4152-4160, 2006. DOI: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.03.029](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.03.029).
- [102] H. S. Carslaw and J. C. Jaeger, *Conduction of heat in solids*, 2nd Edition; Clarendon Press, Oxford,, 1959.
- [103] M. Cucumo, S. Cucumo, L. Montoro and A. Vulcano, A one-dimensional transient analytical model for earth-to-air heat exchangers, taking into account condensation phenomena and thermal perturbation from the upper free surface as well as around the buried pipes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 51 3–4, pp. 506-516, 2008. DOI: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.05.006](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.05.006).
- [104] A. de Jesus Freire, J. L. C. Alexandre, V. B. Silva, N. D. Couto and A. Rouboa, Compact buried pipes system analysis for indoor air conditioning, *Applied Thermal Engineering*, vol. 51 1, pp. 1124-1134, 2013. DOI: [10.1016/j.applthermaleng.2012.09.045](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.09.045).
- [105] F. Al-Ajmi, D. L. Loveday and V. I. Hanby, The cooling potential of earth–air heat exchangers for domestic buildings in a desert climate, *Building and Environment*, vol. 41 3, pp. 235-244, 2006. DOI: [10.1016/j.buildenv.2005.01.027](https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2005.01.027).
- [106] M. BENHAMMOU, Analyse et caractérisation d'un système géothermique de rafraîchissement approprié aux logements bâtis au sud algérien., Thèse de Doctorat, Université de Béchar, 113 pages, 2015.
- [107] P. Hollmuller, Utilisation des échangeurs air/sol pour le chauffage et le rafraîchissement des bâtiments: mesures in situ, modélisation analytique, simulation numérique et analyse systémique, Thèse de doctorat, University of Geneva, 124, 2002.
- [108] H. J. G. Diersch, D. Bauer, W. Heidemann, W. Rühaak and P. Schätzl, Finite element modeling of borehole heat exchanger systems: Part 2. Numerical simulation, *Computers & Geosciences*, vol. 37 8, pp. 1136-1147, 2011. DOI: [10.1016/j.cageo.2010.08.002](https://doi.org/10.1016/j.cageo.2010.08.002).
- [109] T. Mnasri and R. B. Younès, Modeling of Unsteady Turbulent Flow in a Buried Co-Axial Exchanger—The Use of Green's Functions Theory, *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, vol. 58 12, pp. 963-983, 2010. DOI: [10.1080/10407782.2010.529031](https://doi.org/10.1080/10407782.2010.529031).
- [110] M. Philippe, M. Bernier and D. Marchio, Validity ranges of three analytical solutions to heat transfer in the vicinity of single boreholes, *Geothermics*, vol. 38 4, pp. 407-413, 2009. DOI: [10.1016/j.geothermics.2009.07.002](https://doi.org/10.1016/j.geothermics.2009.07.002).
- [111] Y. Belloufi, A. Brima, S. Zerouali, R. Atmani, F. Aissaoui, A. Rouag and N. Moumni, Numerical and experimental investigation on the transient behavior of an earth air heat exchanger in continuous operation mode, *International Journal of Heat and Technology*, vol. 35 2, pp. 279-288, 2017. DOI: [10.18280/ijht.350208](https://doi.org/10.18280/ijht.350208).
- [112] J. P. Nougier, *Méthodes de calcul numérique*, Masson, 1987.
- [113] M. Benhammou and B. Draoui, Parametric study on thermal performance of earth-to-air heat exchanger used for cooling of buildings, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 44 pp. 348-355, 2015. DOI: [10.1016/j.rser.2014.12.030](https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.12.030).
- [114] A. Rouag, A. Benchabane, A. Labed and N. Boultif, Thermal design of air cooled condenser of a solar adsorption refrigerator, *Journal of Applied Engineering Science & Technology*, vol. 2 1, pp. 23-29, 2016.

## Références bibliographiques

- [115] A. Rouag, Contribution à l'étude du transfert thermique dans les échangeurs de chaleur des machines frigorifiques à adsorption, Thèse de doctorat, Département de génie mécanique, Université de Biskra, pp 108, 2017.
- [116] E. B. Wylie, Simulation of Vaporous and Gaseous Cavitation, *Journal of Fluids Engineering*, vol. 106 3, pp. 307-311, 1984.
- [117] F. Aissaoui, A. H. Benmachiche, A. Brima, D. Bahloul and Y. Belloufi, Experimental and Theoretical Analysis on Thermal Performance of the Flat Plate Solar Air Collector, *International Journal of Heat and Technology*, vol. 34 2, pp. 213-220, 2016. DOI: [10.18280/ijht.340209](https://doi.org/10.18280/ijht.340209).
- [118] F. Aissaoui, A. H. Benmachiche, A. Brima, Y. Belloufi and M. Belkhiri, Numerical study on thermal performance of a solar air collector with fins and baffles attached over the absorber plate, *International Journal of Heat and Technology*, vol. 35 2, pp. 289-296, 2017. DOI: [10.18280/ijht.350209](https://doi.org/10.18280/ijht.350209).
- [119] F. Aissaoui, Contribution à l'étude de transfert de chaleur d'un capteur solaire placé dans un climat aride: cas de la région de Biskra, Thèse de doctorat, département de génie mécanique, Université de Biskra, pp 123, 2017.

# Annexe

## Liste des publications et de communications [1-11]

1. Belloufi Y, Brima A, Atmani R, Moumami N, Aissaoui F (2016) Theoretical and experimental study of air refresh by a geothermal heat exchanger air/ground. LARHYSS Journal (25):121-137.
2. Belloufi Y, Brima A, Zerouali S, Atmani R, Aissaoui F, Rouag A, Moumami N (2017) Numerical and experimental investigation on the transient behavior of an earth air heat exchanger in continuous operation mode. International Journal of Heat and Technology 35 (2):279-288. doi:[10.18280/ijht.350208](https://doi.org/10.18280/ijht.350208)
3. Belloufi Y, Atmani R, Brima A, Aissaoui F (29-30/04/2013) Modélisation d'un échangeur air /sol enterré dont le but de rafraichissement des locaux. Journées d'Etude sur le Génie Mécanique. Université de Biskra, Algérie.
4. Belloufi Y, Atmani R, Brima A, Aissaoui F (23-24/04/2014) Etude théorique et expérimentale du rafraichissement de l'air par un échangeur air/sol. Deuxième Journées d'Etude sur les Matériaux en Génie Mécanique, JEMG, Université de Biskra, Algerie.
5. Belloufi Y, Atmani R, Brima A, Moumami N, Aissaoui F (26-29/10/2014) air soil heat exchangers for desert climate. 4.International conference on nuclearand renewable energy resources, NURER, Antalya- Turkey.
6. Belloufi Y, Brima A, Atmani R, Moumami N, Aissaoui F (08-09/12/2015) Experimental and theoretical investigations of an air heat exchanger in south of Algeria. First conference on mechanical, energy and material engineering, CMEME, University of Biskra, Algeria.
7. Aissaoui F, Benmachiche AH, Brima A, Bahloul D, Belloufi Y (2016) Experimental and Theoretical Analysis on Thermal Performance of the Flat Plate Solar Air Collector. International Journal of Heat and Technology 34 (2):213-220. doi:[10.18280/ijht.340209](https://doi.org/10.18280/ijht.340209)
8. Aissaoui F, Benmachiche AH, Brima A, Belloufi Y, Belkhiri M (2017) Numerical study on thermal performance of a solar air collector with fins and baffles attached over the absorber plate. International Journal of Heat and Technology 35 (2):289-296. doi:[10.18280/ijht.350209](https://doi.org/10.18280/ijht.350209)
9. Aissaoui F, Benmachiche A. H, Brima A, Belloufi Y, Moumami N, Rouag A (26-29/10/2014) Contribution to the study of heat transfer of an air solar collector. 4.International conference on nuclearand renewable energy resources, NURER, Antalya- Turkey.
10. Aissaoui F, Brima A, Atmani R, Benmachiche A. H, Belloufi Y (29-30/04/2013) Dimensionnement des riblet sur des corps multi-formes. Journées d'Etude sur le Génie Mécanique. Université de Biskra, Algérie.
11. Aissaoui F, Brima A, Benmachiche A. H, Belloufi Y (08-09/12/2015) Experimental and theoretical analysis on thermal performance of the flat plate solar air collector. First conference on mechanical, energy and material engineering, CMEME, University of Biskra, Algeria.





## Numerical and experimental investigation on the transient behavior of an earth air heat exchanger in continuous operation mode

Yousef Belloufi<sup>1\*</sup>, Abdelhafid Brima<sup>1</sup>, Sakina Zerouali<sup>2</sup>, Rachid Atmani<sup>1</sup>, Faris Aissaoui<sup>1</sup>, Amar Rouag<sup>3</sup>,  
Noureddine Moummi<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Laboratoire de Génie Mécanique LGM, BP 145.07000 University of Biskra, Algeria

<sup>2</sup> Laboratoire de Modélisation des Systèmes Energétiques LMSE, BP 145.07000 University of Biskra, Algeria

<sup>3</sup> Laboratoire de Génie Energétique et Matériaux LGEM, BP 145.07000 University of Biskra, Algeria

Email: yousef\_belloufi@yahoo.fr

### ABSTRACT

The main objective of the present study is to investigate the thermal performances of an earth air heat exchanger (EAHE) under transient conditions in cooling mode. This work was performed experimentally in the University of Biskra, Algeria. For that, a PVC pipe of 53.16 m long and 110 mm diameter buried at 3 m depth is used. Tests of the experimental setup were carried out in continuous operation mode for 71 hours with high inlet temperatures. Besides, a mathematical model was presented for EAHE by using the finite differences method applying the energy balance equations with forced convection. In addition of the horizontal portion on soil surface, the two vertical portions of 3m each one connected to the horizontal portion were considered in the modeling in order to present a fairly complete study of the EAHE. It was found that the continuous operation mode have no remarkable effect on the outlet air temperature and thus on the EAHE performances during all 71 hours. Results of the theoretical predictions were validated with the measured air temperatures along the EAHE and showed satisfactory qualitative and quantitative agreement.

**Keywords:** Earth Air Heat Exchanger, Cooling Mode, Continuous Operation Mode, Thermal Comfort.

### 1. INTRODUCTION

In the last decades, the world is experiencing of high consumption of electric power necessary to the air conditioning, especially in hot regions during the hot period. To reduce this consumption, we can find clean, safe and inexpensive alternative sources for air conditioning, like earth air heat exchangers (EAHE). The idea of using earth as a heat sink was known in ancient times. In about 3000 B.C., Iranian architects used wind towers and underground air tunnels for passive cooling [1-4]. The main advantages of EAHE system are its simplicity, high cooling and pre-heating potential, low operational and maintenance costs, saving of fossil fuels and related emissions [5].

This paper examines the air conditioning tools using an EAHE (called Canadian wells or Provencal wells). It is a ventilation system designed to preheat or refresh the air using the thermal inertia of the soil. The air aspirated from the outside transits by a buried pipe at a well-defined depth on a distance L, recovering during its path the soil energy (to heat or to cool), what allows a preheating or refreshment of the building according to the season (winter or summer).

Several experimental and theoretical researchers have developed the EAHE in the literature.

Trombe et al. [6] realized their experimentation in the south of France on an individual house; they noticed that the outside

air can be conditioned even with very high temperatures. The experimental research of Thanu et al. [7] on EAHE for the thermal comfort of a building indicates that the system works and possesses a high efficiency during the summer period. Ghosal et al [8, 9] presented the modeling of an earth to air heat exchanger with a greenhouse. Shukla et al. [10] developed a thermal model for heating of greenhouse by using different combinations of inner thermal curtain, an EAHE and geothermal heating. Some authors [11-16] have developed theoretical studies with different analytical models of the horizontal heat exchanger on the soil surface. They concluded that in order to increase the performances of the EAHE, it is required to take into account the following parameters: i) the length and diameter of the pipe, ii) the burial depth of the underground heat exchanger and iii) the thermal properties of the soil namely (thermal conductivity  $\lambda_{soil}$  and specific heat  $C_p$ ). Mihalakakou et al. [17], Lee and Strand [18] presented a parametric study to investigate the effect of pipe length, pipe radius, air flow rate and depth of the buried pipe on the overall performance of the EAHE under various conditions in cooling mode. Brum et al. [19], who have developed a new numerical approach (called reduced model) to obtain the fluid dynamics and thermal behavior of the EAHE, their results are validated with literary archives. Vaz et al. [20] presented an experimental study of an annual cycle realized in the south of Brazil. A numerical solution of the conservation equations is

performed with commercial code 'FLUENT' based on the finite volume method. Thiers et al. [21] considered that only part of the soil is influenced by the heat exchanger, and take into account the interaction of several tubes by comparing the distance between them and the depth of penetration defined by Hollmuller [15]. Barakat et al [22] developed a Transient one-dimensional model for predicting the impact of main geometrical and dynamical parameters including tube length, inner tube diameter and inlet air velocity on the performance of the EAHE system. Ozgener et al [23] designed and installed an EAHE in Turkey for the determination and evaluation of thermal properties of the heat exchanger. An Average total heat exchanger thermal resistance was estimated to be 0.021 K-m/W as a constant value under steady state condition. Mathur et al [24] studied soil thermal saturation and self recovery ability under intermittent and continuous operation modes of EAHE. They were developed a numerical model using ANSYS 14.5, its results have been validated experimentally through a full scale setup. They found that the soil temperature can be recovered in both intermittent and continuous operation modes by employing natural heat conduction and convection (where inlet air temperature in night hours is lower than soil temperature). Vaz et al [25] concluded that the soil temperature around the buried pipe gets affected by the continuous operation of EAHE. They developed a correlation between the soil and buried pipe temperature variation using linear regression model. Bansal et al [26] studied the effect of soil thermal conductivity and time period of continuous operation of EAHE on its thermal performance. In this way, a three different types of soil thermal conductivities of 0.52 w/m<sup>2</sup>c, 2 w/m<sup>2</sup>c and 4 w/m<sup>2</sup>c are compared. It was concluded that the thermal performance of EAHE deteriorates with prolonged operation and soil having poor thermal conductivity. Mathur et al [27] investigated thermal performance of an EAHE under transient conditions for three different soil thermal conductivities considering three operating modes. In mode 1 (12 h of continuous operation), mode 2 (cycle of 12 h of intermittent operation i.e 60 min ON and 20 min OFF) and mode 3 (cycle of 12 h of intermittent operation i.e 60 min ON and 40 min OFF). The outlet air temperatures have been numerically determined using CFD software Fluent V 6.3. it was concluded that EAHE system with higher soil thermal conductivity (1.28 w/m k) can be operated continuously (mode 1). Bansal et al [28] introduced a new concept named 'Derating Factor' for evaluating thermal performance of EAHE under transient operation conditions using experimental and CFD modeling with Fluent software. The derating Factor is affected by air flow velocity inside the EAHE, pipe geometry, ambient conditions and type of operation (intermittent or continuous). They concluded that for better thermal performance, it was advisable to operate the EAHE system in soil with higher thermal conductivity. Yang et al [29] evaluated the thermal performance of EAHE, they proposed an analytical model in periodically fluctuating thermal environment without using 'penetration radius' to confine the distance of heat diffusion in soil. The presented model costs much less time than CFD simulation and provides solutions with high accuracy. It was found that the buried depth, pipe length and mass flow rate are important parameters for evaluating the performance of EAHE. Chel et al [30] evaluated the dynamic thermal performance if building integrated with water heat exchanger (WAHE) and EAHE by using transient system simulation (TRNSYS). Their results

show that WAHE and EAHE had a reduction of the annual heating consumption of 66% and 7% respectively. Hatraf et al [31] presented a parametric study for designing an EAHE and evaluating its thermal performance. They showed that the efficiency of the EAHE depends of on buried depth of pipe and pipe dimensions. The pipe material exceptionally does not affect the thermal performance of the EAHE. Misra et al [32] investigated experimentally the thermal performance of hybrid EAHE system in four different modes by integrating active and passive systems. Inside the room, a temperature of 25°C is remained constant during each mode. Mode 1 (air conditioner alone supplies the conditioned air to the room without functioning EAHE), mode 2 (air conditioner supplies conditioned air to room and 100% conditioned air from EAHE is also delivered directly to the room), mode 3 (like mode 2, but exceptionally the EAHE is functioned for cooling the condenser tubes of air conditioner) and mode 4 (air conditioner supplies the conditioned air to the room, 50% conditioned air from EAHE is injected to the room directly and remaining 50% air is used for condenser cooling). It was found that the third mode reduced 18% of electrical energy consumption in comparison with first mode and an increasing of 16% in electrical energy consumption in fourth mode as compared to the first mode.

The aim of this study is to clarify the effect of the continuous operation mode, soil thermal conductivity and air flow velocity on the thermal performance of the EAHE. Unlike previous studies which examined the horizontal portion of the EAHE, our contribution in this work is to present a fairly complete theoretical study in all parts of the EAHE (verticals and horizontal portions) Fig. 1. The experimental measurements were realized in the region of Biskra for three days in continuous operation mode and used to validate the proposed numerical model. The region of Biskra is typical climate for air cooling in hot period. Where the air temperature in this arid region recorded in July and August with an afternoon average temperature of 47°C.

## 2. MODELING

The following assumptions are used to simplify the modeling: i) From a defined depth  $\delta$  the temperatures remain constant in the soil, ii) soil far than the EAHE keeps a constant temperature during the heat exchange, iii) convective heat transfer coefficient is constant along the pipe, iv) longitudinal conduction and soil moisture are neglected and v) perfect contact between the pipe and the soil surrounding.

We divide the EAHE into three portions (vertical portion I, horizontal portion II and vertical portion III) as mentioned in the Fig.1.

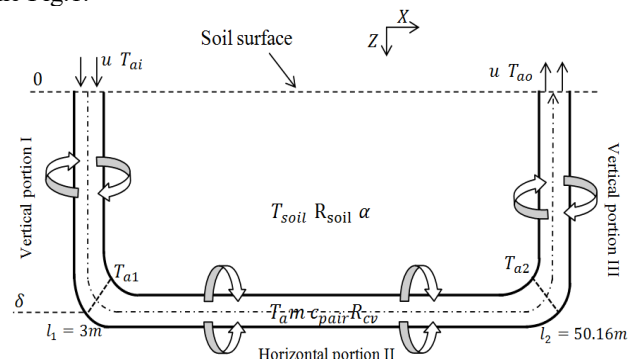


Figure 1. Descriptive scheme of the EAHE.

## 2.1 Soil temperature around the EAHE

The soil temperature around vertical portions I and III in the vertical coordinate is based on the resolution of heat equation in unsteady state [33].

$$\frac{\partial^2 T_{soil}}{\partial z^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T_{soil}}{\partial t} \quad (1)$$

The following boundary conditions are used for solving eq.(1)

$$T_{soil}(z=0) = T_p \quad (2)$$

$$T_{soil}(z=\delta) = T_i \quad (3)$$

$$T_{soil}(t=0) = T_i(z) = a z + b \quad (4)$$

The unknown constants a and b can be determined by substituting the boundary conditions (2) and (3) in eq. (4). When  $\delta$  is the depth of buried pipe,  $T_i$  is the soil temperature at depth  $\delta$  and is the soil surface temperature, where we ensure the heat flow continuity between the soil and the ambient air to define it [34].

$$T_p = \frac{\lambda_{soil}}{\lambda_{soil} - \delta h} T_i - \frac{\delta h}{\lambda_{soil} - \delta h} T_{ai} \quad (5)$$

The distribution of the soil temperature eq. (6) is then obtained by imposing the boundary conditions (2), (3) and (4).

$$T_{soil}(z) = (T_p - T_i(z)) \left( 1 - \operatorname{erf} \left( \frac{z}{2\sqrt{\alpha t}} \right) \right) + T_i(z) \quad (6)$$

## 2.2 Temperature of the air along the EAHE

The portions I and III are buried vertically to the soil surface, it assembled to the horizontal portion II Fig. 1 which is buried sufficiently deep in the soil, to keep the soil temperature  $T_{soil}$  constant and less sensitive to external climatic conditions. The energy balance equations between two sections distant of  $\Delta l$  inside the portions I, II and III Fig. 2 can be written as follow

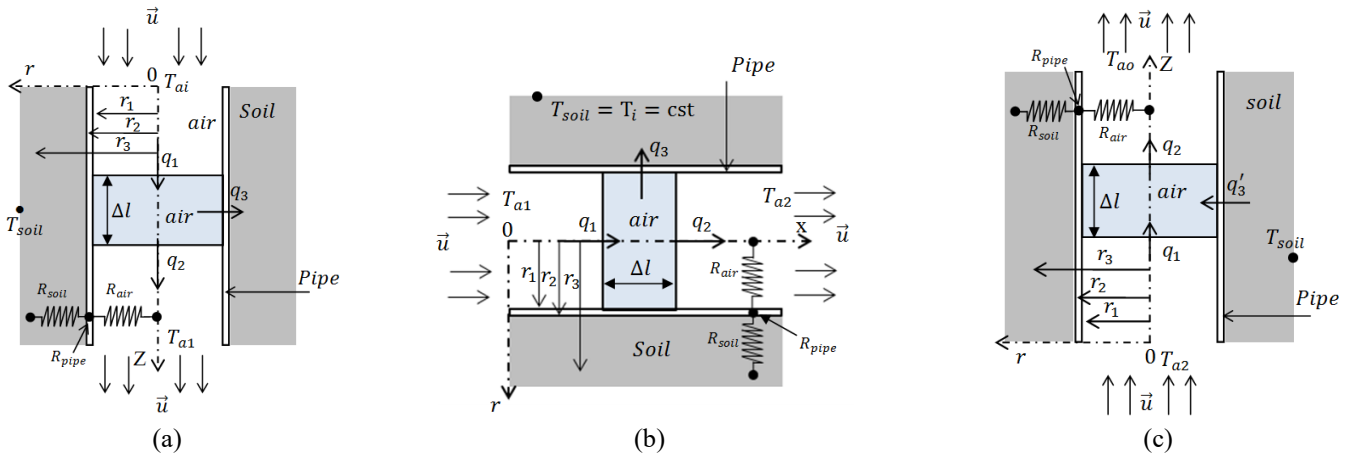
$$m c_{pair} \frac{DT_a}{Dt} = q_1 - q_2 - q_3 \quad (7)$$

$$m c_{pair} \frac{DT_a}{Dt} = q_1 - q_2 + q_3' \quad (8)$$

where eq. (7) represents to the energy balance equation of the portions I and II Figs. 2a and 2b respectively and eq. (8) represents to the vertical portion III Fig. 2c where  $q_3 = -q_3'$  so eqs. (7) and (8) have the same result. From eqs. (7) and (8), we obtain

$$m c_{pair} \left( \frac{\partial T_a}{\partial t} + u \frac{\partial T_a}{\partial z} \right) = -\lambda_{air} s \frac{\partial T_a}{\partial z} \Big|_l + \lambda_{air} s \frac{\partial T_a}{\partial z} \Big|_{l+\Delta l} + \frac{(T_{soil} - T_a)}{R_{total}} \quad (9)$$

where  $u$  is the air velocity inside the pipe,  $s = \pi \cdot r_1^2$  is the internal section of the pipe.



**Figure 2.** Descriptive scheme of the EAHE: a) vertical portion I, b) horizontal portion II, c) vertical portion III.

The total thermal resistance ( $R_{total}$ ) is composed of the soil conductive resistance ( $R_{soil}$ ), the pipe resistance ( $R_{pipe}$ ) and the air convective resistance ( $R_{cv}$ ).

$$R_{total} = R_{soil} + R_{pipe} + R_{cv} \quad (10)$$

We know that  $r_3(t) = \sqrt{\frac{\alpha t}{\pi}}$  is the adiabatic layer radius of the soil surrounding the pipe and  $h = (Nu k)/2$   $r_1$  is the convective heat transfer coefficient of the flowing air inside the EAHE, where  $Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.3}$  [35] is the Nusselt number and  $Re = \rho v/\mu$  is the Reynolds number.

Taking into account the fact that convection dominates conduction, eq. (9) reduces to.

$$\rho s c_{pair} \left( \frac{\partial T_a}{\partial t} + u \frac{\partial T_a}{\partial z} \right) = \frac{(T_{soil} - T_a)}{R_{total}} \quad (11)$$

$R_{total}$  is the total thermal resistance per unit length.

$$\frac{\partial T_a}{\partial t} = -u \frac{\partial T_a}{\partial z} + \frac{(T_{soil} - T_a)}{\gamma} \quad (12)$$

with  $\gamma = \rho \pi r_1^2 c_{pair} R_{total}$

Choosing the following initial conditions for all parts of EAHE in order to solve eq. (12).

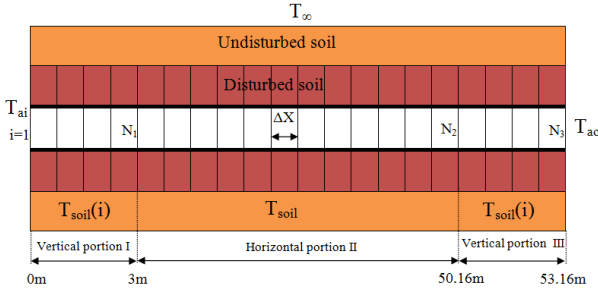
$T_a(L=0) = T_{ai}$ , which is the measured air temperature at the inlet of EAHE.

$T_a(L = l_1) = T_{a1}$ , which is the air temperature at the outlet of vertical portion I.

$T_a(L = l_2) = T_{a2}$ , which is the air temperature at the inlet of vertical portion III.

$T_a(t = 0) = T_{soil}$ , [36-38]

To solve eq. (12), implicit finite differences used to discretize both space and time domains eq. (13). Space domain discretizes to some elements  $N_x = 5316$  with an element size  $\Delta x = 0.01\text{m}$  and time domain discretizes to a number of time steps  $N_t$  with a time step  $\Delta t = 15\text{ sec}$ . Fig. (3) presents the EAHE configuration and the discrete domain.



**Figure 3.** Discretization of EAHE domain.

$$\frac{1}{\Delta t} [T_{i,j+1} - T_{i,j}] = -\frac{u}{2\Delta l} [T_{i+1,j+1} - T_{i-1,j+1}] - \frac{1}{\gamma} T_{i,j+1} + \frac{T_{soil}}{\gamma} \quad (13)$$

$$T_{i,j} + \frac{\Delta t}{\gamma} T_{soil} = -\frac{u \Delta t}{2 \Delta l} T_{i-1,j+1} + \left( \frac{\Delta t}{\gamma} + 1 \right) T_{i,j+1} + \frac{u \Delta t}{2 \Delta l} T_{i+1,j+1} \quad (14)$$

The discretized form in eq. (14) was implemented in FORTRAN language where Thomas method was used to find the air temperatures in all portions of the EAHE.

The soil temperature  $T_{soil}$  is considered constant in horizontal portion II and variable in vertical portions I and III eq. (6).

### 2.3 Derating factor

Thermal performance of EAHE is basically defined as the amount of cooling which can be produced. EAHE operating under steady state condition is taken as reference case for comparing the thermal performance of EAHE is transient conditions. Temperature drops obtained under transient conditions are used to determine the derating factor which is known as the ratio of deterioration in thermal performance under transient conditions to the thermal performance for steady state condition. Derating factor can be written as follows [39]:

$$DF = \frac{(T_{inlet} - T_{outlet})_{transient\ state}}{(T_{inlet} - T_{outlet})_{steady\ state}} \quad (15)$$

### 2.4 EAHE thermal efficiency

The efficiency of the EAHE is defined as the ratio of air temperature drop and temperature difference between soil and inlet air temperature:

$$\varepsilon = \frac{(T_{outlet} - T_{inlet})}{(T_{soil} - T_{inlet})} \quad (16)$$

## 3. EXPERIMENTAL SETUP

Soil temperature depends on several parameters, such as: the soil nature, the thermal conductivity, the heat quantity absorbed by the soil from the solar radiation and the ambient temperature. In the region of Biskra it is known that at a depth of 3m, the soil temperature remains fairly constant and less sensitive to external climatic conditions [40].

This work (fig .4) has been performed in the Laboratory of Mechanical Engineering LGM at Biskra University (latitude of 34°48' N, longitude of 5°44'E[41]). The temperatures of the air were measured at distances of 0, 3.63 m, 7.69 m, 11.73 m, 16.04 m, 20.07 m, 24.12 m, 26.37 m, 29.07 m, 33.10 m, 37.01 m, 38.86 m, 40.82 m, 45.10 m, 48.80 m (the outlet of vertical portion III and EAHE) from the pipe entrance. Fig. 5 illustrates the location of thermocouples in the buried pipe. The air temperatures inside the EAHE were recorded every 15 mins during three days in continuous operation mode in August 2013, and presented in Tables 2, 3 and 4.

The EAHE shown in Fig. 4 consists of one PVC pipe of 110 mm diameter and a total length of 53.16 m, the serpentine pipe buried at 3 m depth, with 2 m spacing in 2% slope. It occupies an area of 85 m<sup>2</sup>. A sink is provided at the outlet of the horizontal portion II to evacuate the condensed water. A central acquisition unit provided by National Instrument, connected by 16 RTD temperature sensors to measure the air temperature along the buried pipe. The air velocity inside the pipe is managed by a volumetric flow rate extractor, this latter have low electric power consumption (120 W). The main characteristics of the system and the technical characteristics of measuring instruments are reported in Tables 1 and 2 respectively.



**Figure 4.** General view of the EAHE.



**Figure 5.** Location of RTD temperature sensors in the buried pipe.

**Table 1.** Various system parameters.

System	Value
Soil temperature at depth $\delta$ ( $T_i$ )	26°C
Depth of buried pipe ( $\delta$ )	3 m
Air specific heat $c_{\text{pair}}$	1000 J/(Kg.°C)
Air density ( $\rho$ )	1.2 Kg/m <sup>3</sup>
Soil thermal conductivity ( $\lambda_{\text{soil}}$ )	1.25 W/(m.°C)
Thermal conductivity of pipe ( $\lambda_p$ )	0.17 W/(m.°C)
Air velocity inside the pipe ( $u$ )	3.5 m/s
Inner radius of the pipe ( $r_1$ )	55 mm
Outer radius of the pipe ( $r_2$ )	57.5 mm

**Table 2.** Technical characteristics of measuring instruments.

Instrument	Measuring range	Accuracy	Resolution
RTD temperature sensors	-50 to 200°C	—	10 <sup>-5</sup> °C
propeller anemometer LV100	From 0.3 m/s to 35 m/s	From 0.3 to 3 m/s : ± 3 % of reading 0.1 m/s From 3,1 to 35 m/s : ± 1% of reading ± 0.3 m/s	0,01 m/s 0,1 m/s

**Table 3.** Variation of air temperature along the EAHE (04-05/08/2013).

Length of pipe (m)	10 :30	12 :30	14 :30	15 :15	16 :30	18 :30	20 :30	01:30	05:30
	After 1h	After 3h	After 5h	After 5:45h	After 7h	After 9h	After 11h	After 16h	After 20h
inlet	36.31	39.32	41.27	43.56	42.39	41.80	38.34	34.25	32.13
3.63	35.98	38.25	39.84	41.58	40.98	40.42	37.26	33.95	32.26
7.69	33.91	35.50	36.65	37.71	37.61	37.39	35.30	33.00	31.79
11.73	32.13	33.23	34.06	34.63	34.80	34.86	33.68	32.16	31.38
16.04	31.37	32.26	32.98	33.50	33.59	33.70	32.72	31.59	30.94
20.07	30.71	31.38	31.94	32.33	32.47	32.61	31.92	31.12	30.64
24.12	29.87	30.36	30.79	31.05	31.18	31.34	30.92	30.42	30.09
26.37	29.72	30.13	30.50	30.71	30.84	31.01	30.67	30.27	30.00
29.07	29.52	29.87	30.17	30.33	30.45	30.61	30.37	30.09	29.89
33.10	29.12	29.40	29.65	29.78	29.88	30.02	29.84	29.67	29.53
37.01	28.64	28.84	29.03	29.12	29.20	29.33	29.23	29.15	29.07
38.86	28.45	28.63	28.80	28.87	28.95	29.08	28.99	28.94	28.87
40.82	28.28	28.45	28.60	28.67	28.74	28.86	28.79	28.76	28.71
45.10	27.91	28.00	28.10	28.13	28.18	28.25	28.23	28.27	28.27
48.80	27.77	27.87	27.95	27.99	28.04	28.12	28.09	28.13	28.13
53.16	30.24	30.19	30.29	30.36	30.52	30.69	30.76	30.29	29.98

**Table 4.** Variation of air temperature along the EAHE (05-06/08/2013).

Length of pipe (m)	10 :30	12 :30	14 :30	15 :45	16 :30	18 :30	20 :30	01:30	05:30
	After 25h	After 27h	After 29h	After 30:15h	After 31h	After 33h	After 35h	After 40h	After 44h
inlet	38.53	41.43	42.32	43.92	42.92	41.51	38.42	33.60	29.71
3.63	37.80	39.62	40.84	42.01	41.55	40.22	37.42	33.54	30.45
7.69	35.45	36.42	37.54	38.22	38.13	37.49	35.61	32.91	30.71
11.73	33.47	34.01	34.84	35.23	35.36	35.17	34.05	32.31	30.88
16.04	32.65	32.93	33.71	34.02	34.15	34.05	33.14	31.79	30.59
20.07	31.87	31.99	32.63	32.87	32.98	33.01	32.35	31.38	30.46
24.12	30.89	30.92	31.39	31.55	31.66	31.76	31.34	30.71	30.07
26.37	30.65	30.66	31.06	31.20	31.29	31.41	31.07	30.57	30.04
29.07	30.39	30.35	30.70	30.80	30.89	31.01	30.76	30.40	29.97
33.10	29.90	29.85	30.13	30.20	30.27	30.40	30.22	29.97	29.66
37.01	29.32	29.23	29.44	29.50	29.55	29.67	29.56	29.43	29.22
38.86	29.09	29.00	29.19	29.23	29.30	29.41	29.31	29.21	29.03
40.82	28.89	28.81	28.98	29.01	29.07	29.18	29.10	29.03	28.87
45.10	28.37	28.30	28.39	28.40	28.44	28.51	28.49	28.50	28.44
48.80	28.22	28.15	28.24	28.26	28.29	28.36	28.33	28.35	28.28
53.16	29.96	30.21	30.26	30.45	30.54	30.67	30.73	30.30	29.95

**Table 5.** Variation of air temperature along the EAHE (06-07/08/2013).

Length of pipe (m)	10 :30	12 :30	14 :30	15 :30	16 :30	18 :30	20 :30	01:30	08:30
	After 49h	After 51h	After 53h	After 54h	After 55h	After 57h	After 59h	After 64h	After 71h
inlet	40.98	45.24	46.14	48.87	47.96	45.31	40.24	34.92	37.87
3.63	39.83	42.66	43.57	44.94	44.70	43.05	38.89	34.68	37.32
7.69	36.94	38.68	39.32	39.34	39.56	39.26	36.67	33.72	35.43
11.73	34.42	35.47	36.01	35.87	36.00	36.18	34.77	32.86	33.76
16.04	33.61	34.37	34.70	34.29	34.47	34.83	33.72	32.19	33.03
20.07	32.67	33.18	33.43	32.95	33.08	33.51	32.77	31.64	32.30
24.12	31.52	31.85	32.00	31.60	31.69	32.07	31.63	30.88	31.35
26.37	31.21	31.48	31.61	31.26	31.33	31.65	31.33	30.71	31.11
29.07	30.89	31.08	31.17	30.82	30.88	31.20	30.97	30.50	30.85
33.10	30.34	30.47	30.52	30.23	30.27	30.54	30.39	30.04	30.35
37.01	29.68	29.74	29.75	29.50	29.52	29.75	29.67	29.45	29.72
38.86	29.42	29.47	29.48	29.25	29.26	29.47	29.41	29.22	29.48
40.82	29.22	29.25	29.25	29.03	29.04	29.23	29.18	29.03	29.28
45.10	28.60	28.60	28.59	28.44	28.44	28.55	28.55	28.48	28.67
48.80	28.45	28.45	28.42	28.29	28.28	28.40	28.39	28.33	28.52
53.16	29.88	30.03	30.30	30.81	30.90	30.80	30.83	30.45	29.98

#### 4. RESULTS

Fig. 6 shows the results of validation of the proposed model with the experimental measurements. An average relative errors of 1.1%, 1.46%, 1.64% and 2.08% are recorded in the figure 5 (a, b, c and d) respectively. It can be concluded from fig. 6 that there is a good agreement between numerical model and experimental results with varying inlet air temperature over time.

Fig. 7 presents the numerical solution of the proposed model for 24 h in continuous operation mode with constant inlet air temperature, the flowing air temperature  $T_a$  inside the portions I and II (50 m total length) decreases when it flows more in the EAHE because of the underground thermal inertia. The coldness of the underground allows to the air to exchange its heat with soil. However, we observe an increasing in the air temperature at the last three meters of the EAHE, which corresponding to the vertical portion III, due to the increasing of the soil temperature. The same remark in outlet air temperature cited in fig. 8. Therefore, the flowing air temperature  $T_a$  proportionally depends of the soil temperature. Based to the above results and in order to enhance the heat transfer between the air and the soil surrounding the pipe, a well sizing of the EAHE is important by taking into account several parameters (pipe length, pipe diameter, flow rate etc).

Fig. 8 presents the variation of the air temperature of inlet, outlet and three different sections (section 1, 2 and 3) inside the EAHE at distances of 11.72 m, 33.1 m, and 48.8 m from the pipe entrance respectively. Thus, fig. 8 shows the effect of continuous operation mode on the thermal performances of the EAHE. We notice that the air temperature presented in the sections 1 and 2 near the pipe entrance is unstable over time, because of the variation of the inlet temperature during the day. Besides, high temperatures in the day induce the accumulation of heat on the adjacent soil. After that, soil dissipates the stored heat to the next sub soil region during the night. On the other hand, the air temperature presented in the section 3 is almost

constant and we did not record a noticeable effect of both inlet temperature and heat accumulation, which indicates that the initial 30 m of the pipe (53 m) provides almost 78% of the total air temperature drop, which means that the continuous operation mode does not affect the rest of the pipe during all the 71 hours of operation.

The input parameters used in figs. 9, 10 and 11 below are given in table 1.

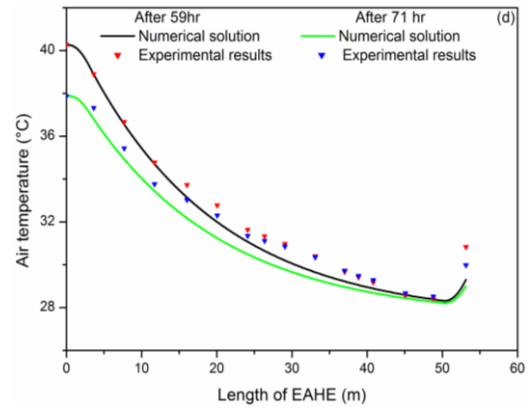
Fig. 9 shows the temperature contours of air along the EAHE for different times under transient condition in continuous operation. Three different soil thermal conductivities (0.5 w/m.K, 1.25 w/m.K, 4 w/m.K) are taken into account to evaluate the thermal performance of EAHE and to find the optimal soil thermal conductivity for burying the pipe. From fig. 9, it reveals that the thermal performance of EAHE is greatly affected by the soil thermal conductivity. The duration of operation (24 hours) has no remarkable effect on the soil of high thermal conductivity ( $\lambda_{soil} = 4$  w/m $^{\circ}$ c), this effect appear clearly in soil with low thermal conductivity ( $\lambda_{soil} = 0.5$  w/m $^{\circ}$ c).

Fig. 10 presents the air temperature drops along the EAHE under transient condition. Three different air flow velocities of 1 m/s, 3.5 m/s and 5 m/s have been considered to study the effect of the duration of operation and air flow velocity on the thermal performance of EAHE. It is observed that the increasing of air flow velocity causes a decrease in air temperature drops, because of the decreasing residence time of the flowing air inside the EAHE. Therefore, the thermal performance deteriorates proportionally with increasing of air flow velocity. From fig. 10, we noticed that low air flow velocity (1 m/s) and soil thermal conductivity of 1.25 w/m $^{\circ}$ c does not affect the thermal performance of EAHE during all the 24 hours.

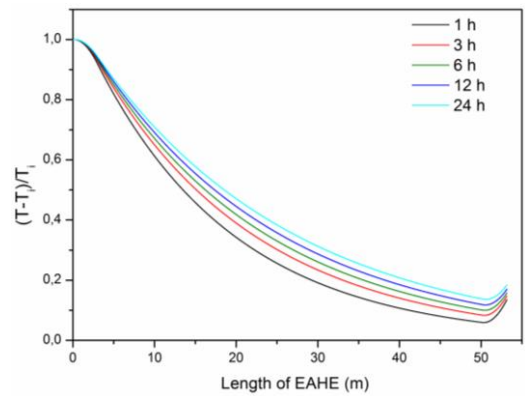
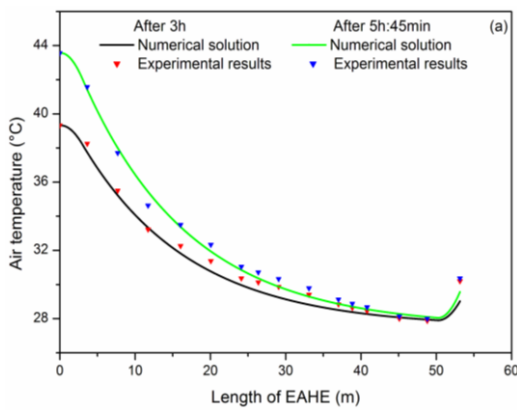
Fig. 11 evaluates the derating factor calculated (on the basis of Eq. (15)) over time for different sections from pipe entrance under transient condition. The maximum air temperature observed from tables 3, 4 and 5 has been taken as a constant inlet air temperature in the calculation of derating factor. It is observed that the derating factor

increases proportionally with the increasing of the duration of operation, this increasing is due to the continuous accumulation of heat on the adjacent soil of the pipe over time. Highest derating factor after 24 h of continuous operation is found equal to 46 % at 5 m from pipe entrance. We concluded from fig. 11 that the initial 30 m of the pipe is greatly affected by the continuous operation of EAHE.

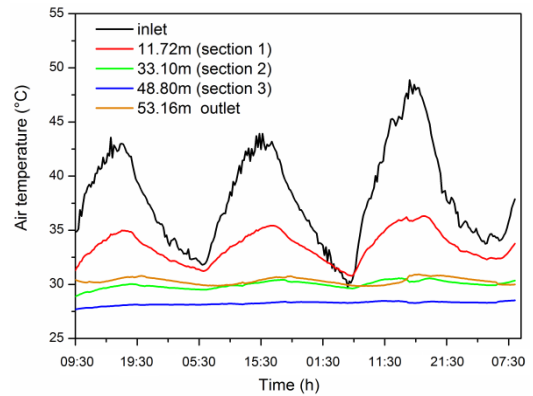
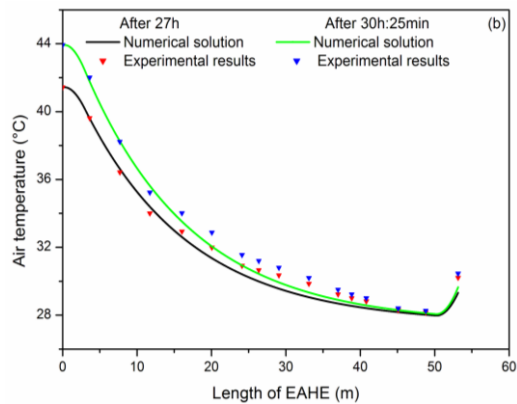
Fig. 12 shows the variation of thermal efficiency over time for a value of air velocity equal to 3.5 m/s. It is observed that the increasing of the difference between inlet air temperature and soil temperature leads to increase the thermal efficiency. The minimum thermal efficiency was recorded at night and can reach 9% when the inlet air temperature is low. The maximum value of thermal efficiency is 78.96 % for inlet air temperature  $T_{ac}= 48.87^{\circ}\text{C}$  measured at 15:30 (06/08/2013). Thus, the inlet air temperature plays a key role on the thermal efficiency.



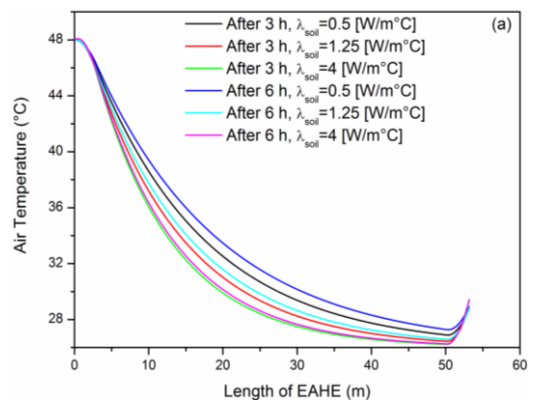
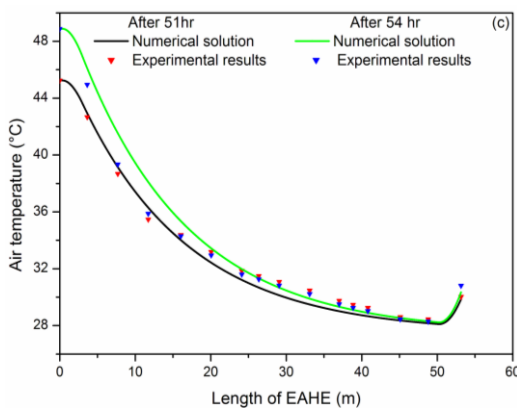
**Figure 6.** Air temperatures comparison between numerical solutions and experimental results: figs (a), (b), (c) and (d).

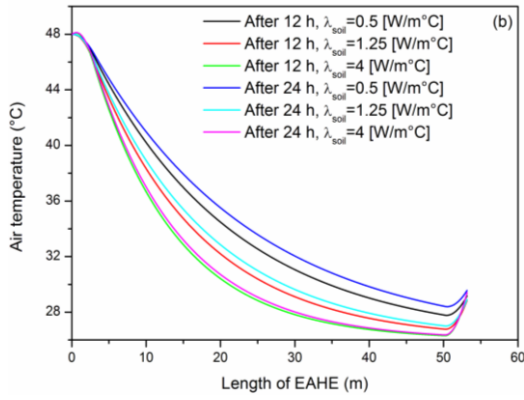


**Figure 7.** Graph of the present numerical solutions.

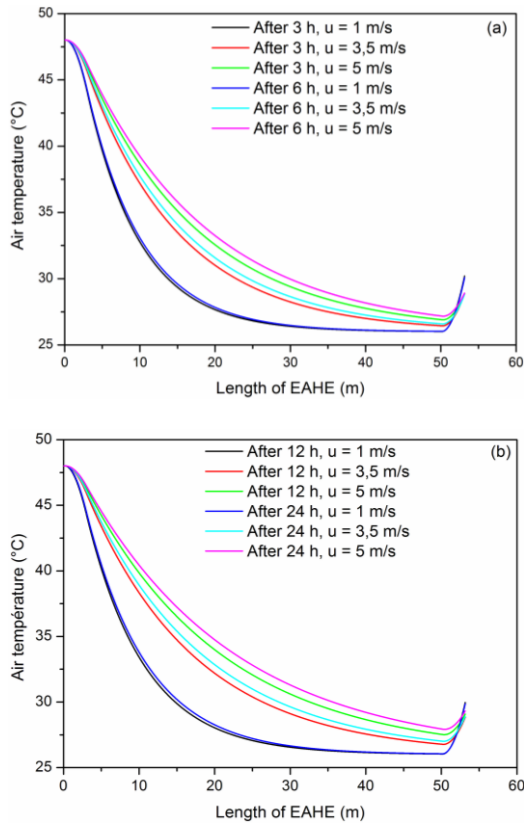


**Figure 8.** Values of air temperatures in different sections of the EAHE over time.

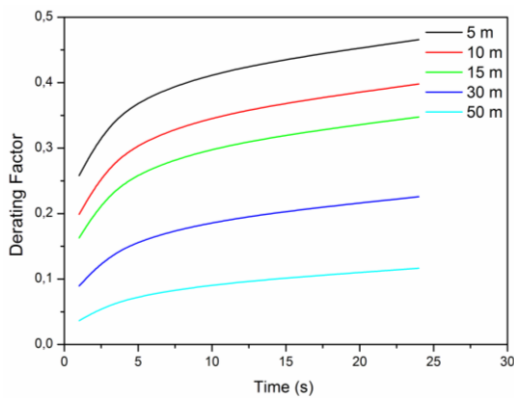




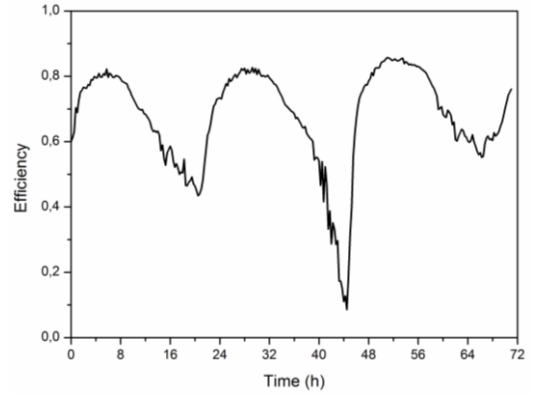
**Figure 9.** Hourly variation of air temperature along the EAHE for different soil thermal conductivities.



**Figure 10.** Hourly variation of air temperature along the EAHE for different air flow velocities.



**Figure 11.** Variation in derating factor in different sections of the EAHE over time.



**Figure 12.** Variation of efficiency over time.

## 5. CONCLUSION

In this work, we presented in a detailed manner an experimental and numerical study of the air cooling using an earth air heat exchanger (EAHE). A transient one-dimensional numerical model using finite differences method is proposed to determine the temperature distribution along the pipe. The model was compared with experimental measurements performed in the University of Biskra for three days in continuous operation mode. Maximum air temperature drop and maximum thermal efficiency of 18.06 °C and 78.96 % respectively were achieved for high inlet air temperature (48.87°C). The validation between numerical and experimental results shows a fair agreement with a maximum relative error of 7.46%.

From this study the main concluding remarks are as follows: i) the Exploitation of the EAHE alone cannot give the thermal comfort of cooling. Consequently, it can reduce the electric power consumption like using the means of air conditioning. ii) in order that, the flowing air preserves its cool most possible in the vertical portion III, it must be ensure sufficient conditions of thermal insulation in this portion, iii) the continuous operation mode does not affect the thermal performances and outlet air temperature of the EAHE during all 71 h of operating for high soil thermal conductivities and low air flow velocities and iv) the initial 30 m of the pipe provides almost 78% of the total air temperature drop.

## ACKNOWLEDGMENTS

The authors thank the University of Biskra for supporting the experimental research and the Laboratory of Mechanical Engineering LGM for financial support. We also thank Mebarek BAHRI for his contribution in writing this paper.

## REFERENCES

- [1] Scott N., Parsons R., Kochler T. (1965). Analysis and performance of an earth-air heat exchanger.
- [2] Goswami D.Y., Ileslamlou S. (1990). Performance analysis of a closed-loop climate control system using underground air tunnel, *Journal of Solar Energy*



- Engineering*, Vol. 112, No. 2, pp. 76-81. DOI: [10.1115/1.2929650](https://doi.org/10.1115/1.2929650)
- [3] Bahadori M.N. (1978). Passive cooling systems in Iranian architecture, *Scientific American, Inc.*, Vol. 238, No. 2, pp. 144-150,152,154. DOI: [10.1038/scientificamerican0278-144](https://doi.org/10.1038/scientificamerican0278-144)
- [4] Bisoniya T.S., Kumar A., Baredar P. (2013). Experimental and analytical studies of earth-air heat exchanger (EAHE) systems in India: a review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 19 pp. 238-246. DOI: [10.1016/j.rser.2012.11.023](https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.11.023)
- [5] Pfafferott J. (2003). Evaluation of earth-to-air heat exchangers with a standardised method to calculate energy efficiency, *Energy and Buildings*, Vol. 35 10, pp. 971-983. DOI: [10.1016/S0378-7788\(03\)00055-0](https://doi.org/10.1016/S0378-7788(03)00055-0)
- [6] Trombe A., Pettit M., Bourret B. (1991). Air cooling by earth tube heat exchanger: Experimental approach, *Renewable Energy*, Vol. 1, No. 5, pp. 699-707., DOI: [10.1016/0960-1481\(91\)90016-1](https://doi.org/10.1016/0960-1481(91)90016-1)
- [7] Thanu N.M., Sawhney R.L., Khare R.N., Buddhi D. (2001). An experimental study of the thermal performance of an earth-air-pipe system in single pass mode, *Solar Energy*, Vol. 71, No. 6, pp. 353-364. DOI: [10.1016/S0038-092X\(01\)00072-X](https://doi.org/10.1016/S0038-092X(01)00072-X)
- [8] Ghosal M.K., Tiwari G.N. (2006). Modeling and parametric studies for thermal performance of an earth to air heat exchanger integrated with a greenhouse, *Energy Conversion and Management*, Vol. 47, No. 13-14, pp. 1779-1798. DOI: [10.1016/j.enconman.2005.10.001](https://doi.org/10.1016/j.enconman.2005.10.001)
- [9] Ghosal M.K., Tiwari G.N., Srivastava N.S.L. (2004). Thermal modeling of a greenhouse with an integrated earth to air heat exchanger: an experimental validation, *Energy and Buildings*, Vol. 36, No. 3, pp. 219-227, 2004. DOI: [10.1016/j.enbuild.2003.10.006](https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2003.10.006)
- [10] Shukla A., Tiwari G.N., Sodha M.S. (2006). Thermal modeling for greenhouse heating by using thermal curtain and an earth-air heat exchanger, *Building and Environment*, Vol. 41, No. 7, pp. 843-850. DOI: [10.1016/j.buildenv.2005.04.014](https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2005.04.014)
- [11] Sodha M.S., Sharma A.K., Singh S.P., Bansal N.K., Kumar A. (1985). Evaluation of an earth-air tunnel system for cooling/heating of a hospital complex, *Building and Environment*, Vol. 20, No. 2, pp. 115-122. DOI: [10.1016/0360-1323\(85\)90005-8](https://doi.org/10.1016/0360-1323(85)90005-8)
- [12] Moumni N., Benfatah H., Hatraf N., Moumni A., Youcef-Ali S. (2010). Le rafraîchissement par la géothermie: étude théorique et expérimentale dans le site de Biskra, *Revue des Energies Renouvelables*, Vol. 13, No. 3, pp. 399-406.
- [13] Trombe A., Serres L. (1994). Air-earth exchanger study in real site experimentation and simulation, *Energy and Buildings*, Vol. 21 2, pp. 155-162. DOI: [10.1016/0378-7788\(94\)90008-6](https://doi.org/10.1016/0378-7788(94)90008-6)
- [14] Krarti M., Kreider J.F. (1996). Analytical model for heat transfer in an underground air tunnel, *Energy Conversion and Management*, Vol. 37, No. 10, pp. 1561-1574. DOI: [10.1016/0196-8904\(95\)00208-1](https://doi.org/10.1016/0196-8904(95)00208-1)
- [15] Hollmuller P. (2003). Analytical characterisation of amplitude-dampening and phase-shifting in air/soil heat-exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 46, No. 22, pp. 4303-4317. DOI: [10.1016/S0017-9310\(03\)00199-6](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(03)00199-6)
- [16] Rouag A., Benchabane A., Labed A., Belhadj K., Boultif N. (2016). Applicability of a solar adsorption cooling machine in semiarid regions: proposal of supplementary cooler using earth-water heat exchanger, *International Journal of Heat and Technology*, Vol. 34, No. 2, pp. 281-286. DOI: [10.18280/ijht.340218](https://doi.org/10.18280/ijht.340218)
- [17] Mihalakakou G., Santamouris M., Asimakopoulos D., I. Tselepidaki (1995). Parametric prediction of the buried pipes cooling potential for passive cooling applications, *Solar Energy*, Vol. 55, No. 3, pp. 163-173. DOI: [10.1016/0038-092X\(95\)00045-S](https://doi.org/10.1016/0038-092X(95)00045-S)
- [18] Lee K.H., Strand R.K. (2008). The cooling and heating potential of an earth tube system in buildings, *Energy and Buildings*, Vol. 40, No. 4, pp. 486-494, 2008. DOI: [10.1016/j.enbuild.2007.04.003](https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2007.04.003)
- [19] Brum R.S., Vaz J., Rocha L.A.O., dos Santos E.D., Isoldi L.A. (2013). A new computational modeling to predict the behavior of Earth-air heat exchangers, *Energy and Buildings*, Vol. 64, pp. 395-402. DOI: [10.1016/j.enbuild.2013.05.032](https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.05.032)
- [20] Vaz J., Sattler M.A., dos Santos E.D., Isoldi L.A. (2011). Experimental and numerical analysis of an earth-air heat exchanger, *Energy and Buildings*, Vol. 43, No. 9, pp. 2476-2482. DOI: [10.1016/j.enbuild.2011.06.003](https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2011.06.003)
- [21] Thiers S., Peuportier B. (2008). Thermal and environmental assessment of a passive building equipped with an earth-to-air heat exchanger in France, *Solar Energy*, Vol. 82, No. 9, pp. 820-831. DOI: [10.1016/j.solener.2008.02.014](https://doi.org/10.1016/j.solener.2008.02.014)
- [22] Barakat S., Ramzy A., Hamed A.M., El Emam S.H. (2016). Enhancement of gas turbine power output using earth to air heat exchanger (EAHE) cooling system, *Energy Conversion and Management*, Vol. 111, pp. 137-146. DOI: [10.1016/j.enconman.2015.12.060](https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.12.060)
- [23] Ozgener O., Ozgener L., Goswami D.Y. (2011). Experimental prediction of total thermal resistance of a closed loop EAHE for greenhouse cooling system, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 38, No. 6, pp. 711-716. DOI: [10.1016/j.icheatmasstransfer.2011.03.009](https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2011.03.009)
- [24] Ozgener L. (2011). A review on the experimental and analytical analysis of earth to air heat exchanger (EAHE) systems in Turkey, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 15, No. 9, pp. 4483-4490. DOI: [10.1016/j.rser.2011.07.103](https://doi.org/10.1016/j.rser.2011.07.103)
- [25] Claesson J., Dunand A. (1983). Heat extraction from the ground by horizontal pipes: a mathematical analysis, BFR Swedish Council for Building Research.
- [26] Bansal V., Misra R., Agarwal G.D., Mathur J. (2013). Transient effect of soil thermal conductivity and duration of operation on performance of Earth Air Tunnel Heat Exchanger, *Applied Energy*, Vol. 103, pp. 1-11. DOI: [10.1016/j.apenergy.2012.10.014](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.10.014)
- [27] Nilsson C.E. (1991). Preheating of ambient air by a system of earth tubes as a heat source for buildings, Chalmers University of Technology.
- [28] Mihalakakou G., Lewis J.O., Santamouris M., On the heating potential of buried pipes techniques — application in Ireland, *Energy and Buildings*, Vol. 24, No. 1, pp. 19-25, 1996. DOI: [10.1016/0378-7788\(95\)00957-4](https://doi.org/10.1016/0378-7788(95)00957-4)

- [29] Bojic M., Trifunovic N., Papadakis G., Kyritsis S. (1997). Numerical simulation, technical and economic evaluation of air-to-earth heat exchanger coupled to a building, *Energy*, Vol. 22, No. 12, pp. 1151-1158. DOI: [10.1016/S0360-5442\(97\)00055-8](https://doi.org/10.1016/S0360-5442(97)00055-8)
- [30] Chel A., Janssens A., de Paepe M. (2015). Thermal performance of a nearly zero energy passive house integrated with the air–air heat exchanger and the earth–water heat exchanger, *Energy and Buildings*, Vol. 96, pp. 53-63. DOI: [10.1016/j.enbuild.2015.02.058](https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2015.02.058)
- [31] Soni S.K., Pandey M., Bartaria V.N. (2015). Ground coupled heat exchangers: A review and applications, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 47 pp. 83-92. DOI: [10.1016/j.rser.2015.03.014](https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.03.014)
- [32] De Jesus Freire A., Alexandre J.L.C., Silva V.B., Couto N.D., Rouboa A. (2013). Compact buried pipes system analysis for indoor air conditioning, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 51, No. 1-2, pp. 1124-1134. DOI: [10.1016/j.applthermaleng.2012.09.045](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.09.045)
- [33] Ozisik M.N. (1993). *Heat Conduction*, 2<sup>nd</sup> Edition, John Wiley & Sons.
- [34] Al-Khoury R. (2011). *Computational Modeling of Shallow Geothermal Systems*, CRC Press.
- [35] De Jesus Freire A., Alexandre J.L.C., Silva V.B., Couto N.D., A. Rouboa (2013). Compact buried pipes system analysis for indoor air conditioning, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 51, No. 1, pp. 1124-1134. DOI: [10.1016/j.applthermaleng.2012.09.045](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.09.045)
- [36] Diersch H.J.G., Bauer D., Heidemann W., Rühak W., Schätzl P. (2011). Finite element modeling of borehole heat exchanger systems: Part 2. Numerical simulation, *Computers & Geosciences*, Vol. 37, No. 8, pp. 1136-1147. DOI: [10.1016/j.cageo.2010.08.002](https://doi.org/10.1016/j.cageo.2010.08.002)
- [37] Mnasri T., Younès R.B. (2010). Modeling of unsteady turbulent flow in a buried co-axial exchanger—the use of Green's functions theory, *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, Vol. 58, No. 12, pp. 963-983. DOI: [10.1080/10407782.2010.529031](https://doi.org/10.1080/10407782.2010.529031)
- [38] Philippe M., Bernier M., Marchio D. (2009). Validity ranges of three analytical solutions to heat transfer in the vicinity of single boreholes, *Geothermics*, Vol. 38, No. 4, pp. 407-413. DOI: [10.1016/j.geothermics.2009.07.002](https://doi.org/10.1016/j.geothermics.2009.07.002)
- [39] Belloufi Y., Brima A., Atmani R., Moumami N., Aissaoui F. (2016). Etude theorique et experimentale du rafraichissement de l'air par un echangeur geothermique AIR/SOL, *LARHYSS Journal*, Vol. 25, pp. 121-137.
- [40] Aissaoui F., Benmachiche A.H., Brima A., Bahloul D., Belloufi Y. (2016). Experimental and Theoretical Analysis on Thermal Performance of the flat plate solar air collector, *International Journal of Heat and Technology*, Vol. 34, No. 2, pp. 213-220. DOI: [10.18280/ijht.340209](https://doi.org/10.18280/ijht.340209)
- [39] V. Bansal, R. Misra, G. D. Agarwal and J. Mathur, 'Derating Factor' new concept for evaluating thermal performance of earth air tunnel heat exchanger: A transient CFD analysis, *Applied Energy*, vol. 102 pp. 418-426, 2013. DOI: [10.1016/j.apenergy.2012.07.027](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.07.027).
- [40] Belloufi Y., Brima A., Atmani R., Moumami N., Aissaoui F. (2016). Etude theorique et experimentale du rafraichissement de l'air par un echangeur geothermique AIR/SOL, *LARHYSS Journal*, Vol. 25, pp. 121-137.
- [41] Aissaoui F., Benmachiche A.H., Brima A., Bahloul D., Belloufi Y. (2016). Experimental and Theoretical Analysis on Thermal Performance of the flat plate solar air collector, *International Journal of Heat and Technology*, Vol. 34, No. 2, pp. 213-220. DOI: [10.18280/ijht.340209](https://doi.org/10.18280/ijht.340209)

## NOMENCLATURE

$T_{soil}$	soil temperature, °C
$T_a$	air temperature inside the EAHE, °C
$T_{ai}$	inlet air temperature, °C
$T_{a1}$	outlet air temperature at the vertical portion I, °C
$T_{a2}$	outlet air temperature at the horizontal portion II, °C
$T_i$	soil temperature at depth $\delta$ , °C
$u$	air velocity inside the pipe, m.s <sup>-1</sup>
$h$	convective heat transfer coefficient h, w.m <sup>-2</sup> .°C <sup>-1</sup>
$x$	Longitudinal coordinate, m
$z$	vertical coordinate, m
$r_1$	inner radius of the pipe, m
$r_2$	thickness of the pipe, m
$r_3$	adiabatic layer radius of the soil, m
$l$	length, m
$s$	exchange surface, m <sup>2</sup>
$R$	thermal resistance, m.k.w <sup>-1</sup>
$m$	air mass, kg
$c_{pair}$	specific heat, j.kg <sup>-1</sup> .°C <sup>-1</sup>
$t$	Time, s

## Greek symbols

$\lambda_{soil}$	soil thermal conductivity, w.m <sup>-1</sup> .°C <sup>-1</sup>
$\alpha$	soil thermal diffusivity, m <sup>2</sup> .s <sup>-1</sup>
$\delta$	penetration depth, m
$\rho$	air density, kg.m <sup>-3</sup>
$\varphi$	heat flow, watt

## Abbreviations

EAHE Earth air heat exchanger



## ETUDE THEORIQUE ET EXPERIMENTALE DU RAFRAICHISSEMENT DE L'AIR PAR UN ECHANGEUR GEOtherMIQUE AIR/SOL

### THEORETICAL AND EXPERIMENTAL STUDY OF AIR REFRESH BY A GEOtherMAL HEAT EXCHANGER AIR / GROUND

*BELLOUFI Y. \*, BRIMA A., ATMANI R., MOUMMI N., AISSAOUI F.*

Laboratoire de Génie Mécanique (LGM)  
Université de Biskra, BP 145, RP, 07000, Biskra, Algérie.

*\*yousef\_belloufi@yahoo.fr*

#### RESUME

L'étude que nous présentons dans cet article concerne l'approche numérique et expérimentale du phénomène thermique d'un échangeur de chaleur enterré dans le sol, destiné au rafraîchissement de l'air d'un local. Le problème revient à résoudre l'équation de la chaleur en régime stationnaire dans le sol, ensuite dans l'échangeur air/sol. Le sol est considéré comme un milieu semi-infini homogène et invariant. Une résolution analytique simplifiée est proposée en appliquant le principe de conservation de l'énergie. Les résultats de ce modèle sont validés par les résultats expérimentaux qui sont réalisés sur le site de l'université de Biskra.

**Mots clés :** Echangeur air/sol, Rafraîchissement, Géothermie, confort thermique.

#### ABSTRACT

This paper presents an experimental and numerical approach to study the thermal phenomena in an air/soil heat exchanger, used for buildings air refreshment. The problem consists to solve the heat equation in the steady state in both soil and the heat exchanger. The soil is considered as homogeneous and

invariant semi-infinite medium. The simplified analytical resolution is proposed by applying the principle of energy conservation for all parts of the heat exchanger. From the results, it is seen that an air/soil heat exchanger might prove an alternative source for air refreshment of buildings when tools of air conditioning are not available. The results of this model show a good agreement with the experimental results which are realized on the site of Biskra University.

**Keywords:** Air/Soil Heat Exchanger, Refreshment, Geothermal energy, Thermal comfort.

## INTRODUCTION

En Algérie comme ailleurs dans le monde, la demande d'énergie électrique nécessaire à la climatisation est en forte augmentation, notamment pendant la période d'été. Pour baisser cette consommation, on peut mettre en œuvre des mesures architecturales et constructives adéquates (réduction des gains solaire), comme on peut exploiter les techniques de rafraîchissement.

Nous nous intéresserons ici à la technique de rafraîchissement utilisant l'échangeur air/sol (appelé puits canadien ou encore puits provençal). Il s'agit d'un système de ventilation conçu pour préchauffer ou rafraîchir l'air des locaux en utilisant l'inertie thermique du sol. L'air aspiré de l'extérieur transite par une conduite enterrée à une profondeur bien déterminée sur une distance  $L$ , récupérant au cours de son trajet l'énergie de la terre (va se réchauffer ou se refroidir), et permettra ainsi un préchauffage ou un refroidissement du local suivant qu'on est en hiver ou en été.

Pour développer les échangeurs air/sol, il existe de nombreuses études théoriques et expérimentales de différents auteurs réalisées à travers les différents laboratoires du monde : (Trombe et al., 1991) ont réalisé leur expérimentation dans le sud de la France sur une maison individuelle, ils ont remarqué que l'air extérieur peut se conditionner même avec les températures très élevées. La recherche expérimentale de (Thanu et al., 1985) sur un échangeur air/sol pour le confort thermique d'un bâtiment, indique que le système fonctionne et possède une grande efficacité pendant la période estivale.

Certains auteurs (Sodha et al., 1985), (Moummi et al., 2010), (Trombe et al., 1994), (Krarti et Kreider, 1996) et (Hollmuller, 2003). Ont développé une étude théorique à l'aide de différents modèles analytiques des échangeurs horizontaux à la surface du sol. Ils ont conclu qu'afin d'augmenter les performances de rafraîchissement de l'air, il faut tenir compte de certains paramètres à savoir :

(1) La longueur et le diamètre du tube. (2) La profondeur d'enfouissement de l'échangeur en sous-sol. (3) les propriétés thermiques du sol à savoir (sa conductivité thermique  $\lambda$  et sa chaleur spécifique  $C_p$ )

En outre, des modèles numériques traitent les échangeurs air/sol dans les travaux de (Brum et al., 2013), ont développé une nouvelle approche numérique (nommé modèle réduit) pour obtenir la dynamique des fluides et le comportement thermique de l'échangeur air/sol, leurs résultats sont validés avec les archives littéraires. (Vaz et al., 2011), ont présenté une étude expérimentale pour un cycle annuel réalisé au sud du Brésil. Une solution numérique des équations de conservation est effectuée avec un code de calcul 'FLUENT' basé sur la méthode des volumes finis. (Thiers et al., 2008), considèrent que seul une partie du sol est influencée par l'échangeur, et prennent en compte l'interaction de plusieurs tubes en comparant la distance entre eux et la profondeur de pénétration définie par (P. Hollmuller, 2003).

<i>Nomenclature</i>					
$T_{sol}$	Température du sol	$^{\circ}C$	$\varphi$	Flux de chaleur	<i>watt</i>
$T_a$	Température de l'air à l'intérieur de l'échangeur	$^{\circ}C$	$u$	Vitesse axiale de l'air à l'intérieur de l'échangeur	$\frac{m}{s}$
$T_{ai}$	Température de l'air à la sortie de l'échangeur	$^{\circ}C$	$r_1$	Rayon intérieur de tube enterré	<i>m</i>
$T_{a1}$	Température de l'air à la sortie de l'échangeur vertical 1	$^{\circ}C$	$r_2$	Rayon extérieur de tube enterré	<i>m</i>
$T_{a2}$	Température de l'air à la sortie de l'échangeur horizontal 2	$^{\circ}C$	$r_3$	Rayon de la couche adiabatique du sol	<i>m</i>
$T_i$	Température initiale à l'intérieur du sol	$^{\circ}C$	$l$	Cordonnée longitudinale suivant la direction du tube	<i>m</i>
$\lambda_{soil}$	Conductivité thermique du sol	$\frac{W}{m \cdot ^{\circ}C}$	$x$	Cordonnée horizontale	<i>m</i>
$h$	Coefficient d'échange moyen de l'air par convection	$\frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}C}$	$\alpha$	Diffusivité thermique ( $\lambda/\rho \cdot C_p$ )	$\frac{m^2}{s}$
$t$	Temps	<i>s</i>	$z$	Cordonnée verticale	<i>m</i>
$\delta$	Profondeur de pénétration de la chaleur dans le sol	<i>m</i>	$\rho$	Masse volumique	$\frac{kg}{m^3}$
$m$	Masse d'air	<i>kg</i>	$s$	Surface d'échange	$m^2$
$c_p$	Chaleur spécifique	$\frac{j}{kg \cdot ^{\circ}C}$	$R$	Résistance thermique	$\frac{m \cdot K}{W}$

Notre contribution dans ce travail est de présenter une étude théorique assez complète, sur les échangeurs verticaux (entrée et sortie) qui sont assemblés à l'échangeur horizontal. Des mesures expérimentales ont été réalisées sur site pour la validation du modèle analytique.

## FORMULATION MATHÉMATIQUE

Nous admettons ici les hypothèses suivantes :

- Le sol garde une température constante pendant les échanges thermiques, c'est à dire que l'inertie thermique du sol est grande devant les quantités de chaleur échangées de l'air. A partir d'une certaine profondeur  $\delta$  les températures restent constantes dans le sol.
- Le coefficient d'échange convectif est constant le long de l'échangeur air/sol.
- L'échange thermique se fait en régime stationnaire et la conduction longitudinale est négligeable.

Divisons l'échangeur en trois tronçons, l'un horizontal et deux verticaux (fig.1).

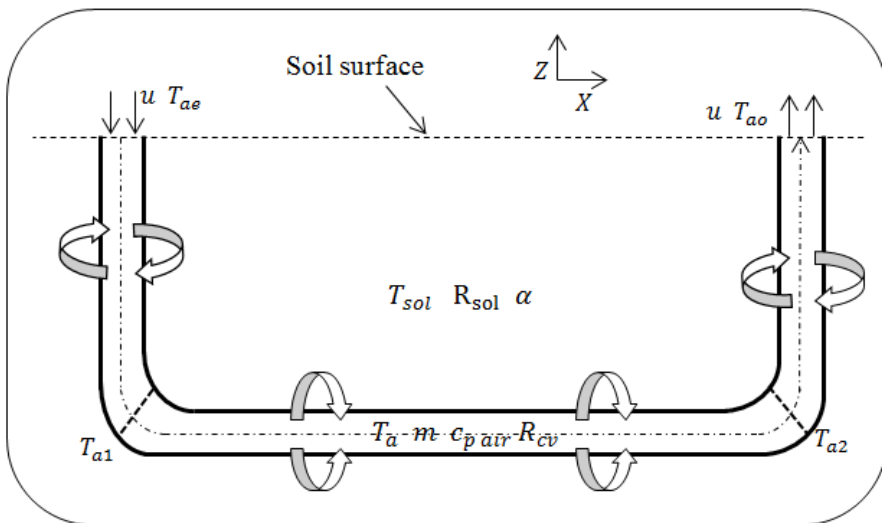


Figure 1 : Schéma descriptif de l'échangeur air/sol.

## Tronçon Vertical 1

### *Température du sol autour de l'échangeur*

La température du sol est régie par l'équation de la chaleur

$$\frac{\partial^2 T_{sol}}{\partial z^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T_{sol}}{\partial t} \quad (1)$$

Nous nous intéressons d'abord au régime stationnaire, donc le profil de température s'écrit :

$$T_{sol}(z) = a \cdot z + b \quad (2)$$

$$T_{sol}(z = 0) = T_p$$

$$T_{sol}(z = \delta) = T_i$$

$\delta$  Etant la profondeur d'enfouissement de l'échangeur,  $T_i$  la température initiale du sol et  $T_p$  Étant la température à la paroi du sol, où on assure la continuité du flux de chaleur entre le sol et l'air ambiant pour la déterminer.

$$T_p = \frac{\lambda}{\lambda - \delta \cdot h} T_i - \frac{\delta \cdot h}{\lambda - \delta \cdot h} T_{ae} \quad (3)$$

Alors, la température du sol autour de l'échangeur vertical 1 s'écrit :

$$T_{sol}(z) = \frac{T_i - T_p}{\delta} \cdot z + T_p \quad (4)$$

### *Température de l'air le long de l'échangeur*

Le bilan d'énergie entre deux sections du tube distante de  $\Delta z$  **Fig. 2** s'écrit :

$$m \cdot c_{pair} \cdot \frac{DT_a}{Dt} = q_1 - q_2 - q_3 \quad (5)$$

$$m \cdot c_{pair} \cdot \left( \frac{\partial T_a}{\partial t} + u \frac{\partial T_a}{\partial z} \right) = -\lambda_{air} \cdot s \cdot \frac{\partial T_a}{\partial z} \Big|_z + \lambda_{air} \cdot s \cdot \frac{\partial T_a}{\partial z} \Big|_{z+\Delta z} + \frac{(T_{sol} - T_a)}{R_{totale}}$$

Où  $u$  : la vitesse de circulation de l'air à l'intérieur du tube ;

$s$  : la section interne du tube,  $s = \pi \cdot r_1^2$ .

La résistance thermique totale ( $R_{totale}$ ) est composée d'une part, de la résistance à la conduction du sol ( $R_{sol}$ ) et celle du tube ( $R_{tube}$ ), et d'autre part de la résistance convective de l'air ( $R_{cv}$ ).

$$\rho \cdot s \cdot c_{pair} \cdot \left( \frac{\partial T_a}{\partial t} + u \frac{\partial T_a}{\partial z} \right) = \lambda \cdot s \cdot \frac{\partial^2 T_a}{\partial z^2} + \frac{(T_{sol} - T_a)}{R_{itotale}} \quad (6)$$

Soit :  $R_{itotale}$  est la résistance thermique totale par unité de longueur et  $r_3$  est le rayon de la couche adiabatique du sol,  $r_3 = 2r_1$ . (Ascione et al., 2011) (Fig. 3).

Tenant compte du fait que le transfert est permanent et la convection domine la conduction, l'équation (6) se réduit à :

$$\rho \cdot \pi \cdot r_1^2 \cdot c_{pair} \cdot u \frac{dT_a}{dz} = \frac{(T_{sol} - T_a)}{R_{itotale}} \quad (7)$$

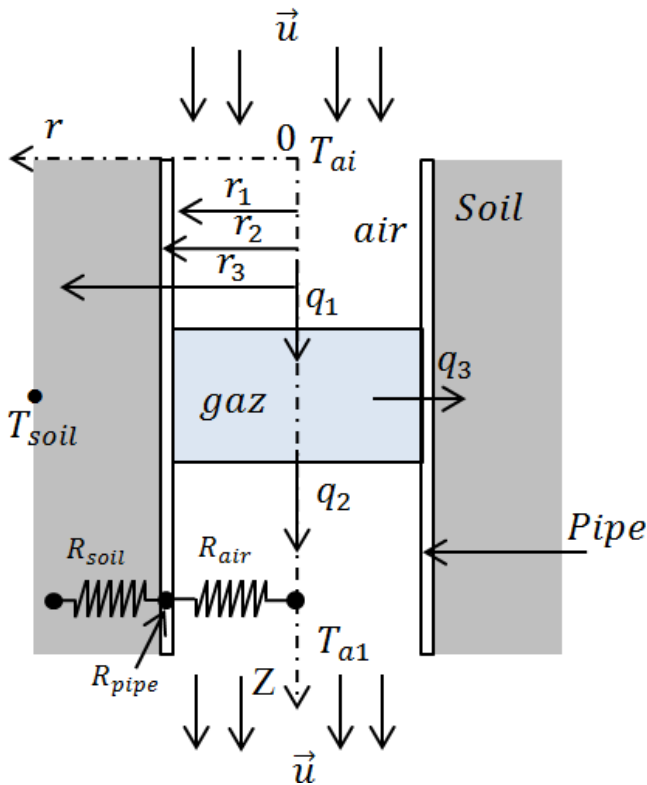
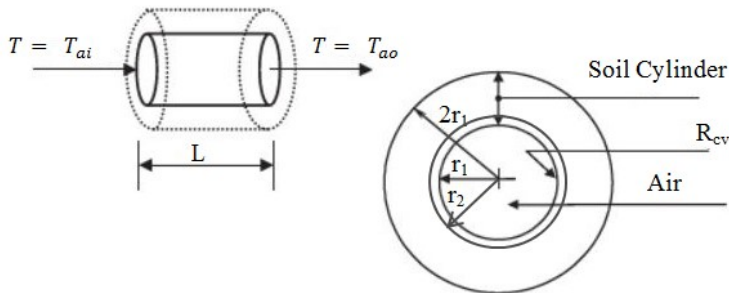


Figure 2 : Schéma descriptif de l'échangeur vertical d'entrée 1.





**Figure 3 :** Schéma représentatif d'un échangeur air/sol en coupe transversale.

$$\rho \cdot \pi \cdot r_1^2 \cdot c_{pair} \cdot u \cdot R_{itotale} \frac{dT_a}{dz} + T_a = \frac{T_i - T_p}{\delta} \cdot z + T_p \quad (8)$$

$T_a(z = 0) = T_{ae}$  qui est la température ambiante.

La solution générale est la somme des deux solutions homogène  $T_{ah}$  et particulière  $T_{ap}$ .

$$T_a(z) = \left( T_{ae} - T_p + \beta \cdot \frac{T_i - T_p}{\delta} \right) \exp\left(-\frac{1}{\beta}\right) z + \frac{T_i - T_p}{\delta} \cdot z - \beta \cdot \frac{T_i - T_p}{\delta} + T_p \quad (9)$$

Avec :  $\beta = \rho \cdot \pi \cdot r_1^2 \cdot c_{pair} \cdot u \cdot R_{itotale}$

### Tronçon Horizontal 2

L'échangeur horizontal est placé à une profondeur  $\delta$  suffisamment profonde pour que la température du sol  $T_{sol}$  ne varie pas et reste constante égale à  $T_i$ .

Le raisonnement fait sur le tronçon vertical 1 reste valable mais ici la température du sol  $T_{sol}$  est constante (Fig.4). De l'équation (7) on a :

$$\rho \cdot \pi \cdot r_1^2 \cdot c_{pair} \cdot u \frac{dT_a}{dx} = \frac{(T_{sol} - T_a)}{R_{itotale}}$$

$T_a(x = 0) = T_{a1}$  qui est la température à la sortie du tronçon vertical 1

La solution qui fournit la température d'un point quelconque de l'air dans l'échangeur horizontal 2, s'écrit :

$$T_a(x) = T_{sol} + (T_{a1} - T_i) \cdot \exp\left[-\frac{1}{\rho \cdot \pi \cdot r_1^2 \cdot c_{pair} \cdot u \cdot R_{itotale}} x\right] \quad (10)$$

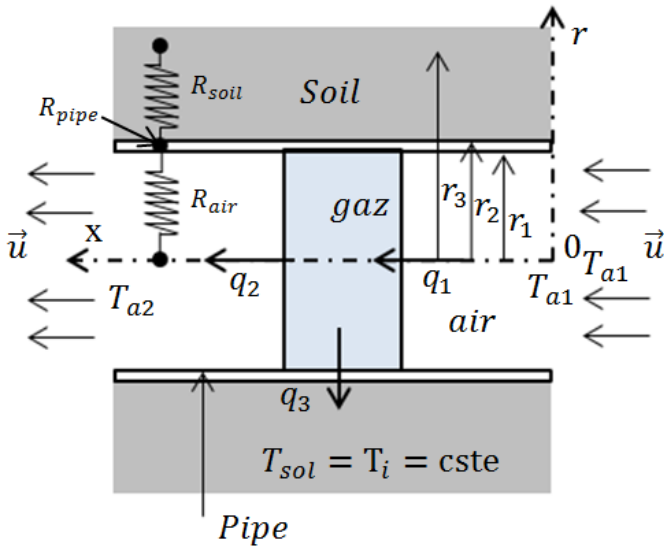


Figure 4 : Schéma descriptif de l'échangeur horizontal 2.

### Tronçon Vertical 3

#### Température du sol autour de l'échangeur

Le profil de température du sol dans le nouveau repère s'écrit :

$$T_{sol}(z) = a_1 \cdot z + b_1 \quad (11)$$

$$T_{sol}(z = 0) = T_i$$

$$T_{sol}(z = \delta) = T_p$$

Tel que  $T_p$  : représente la température à la surface du sol.

$$T_{sol}(z) = \frac{T_p - T_i}{\delta} \cdot z + T_i \quad (12)$$

#### Température de l'air le long de l'échangeur

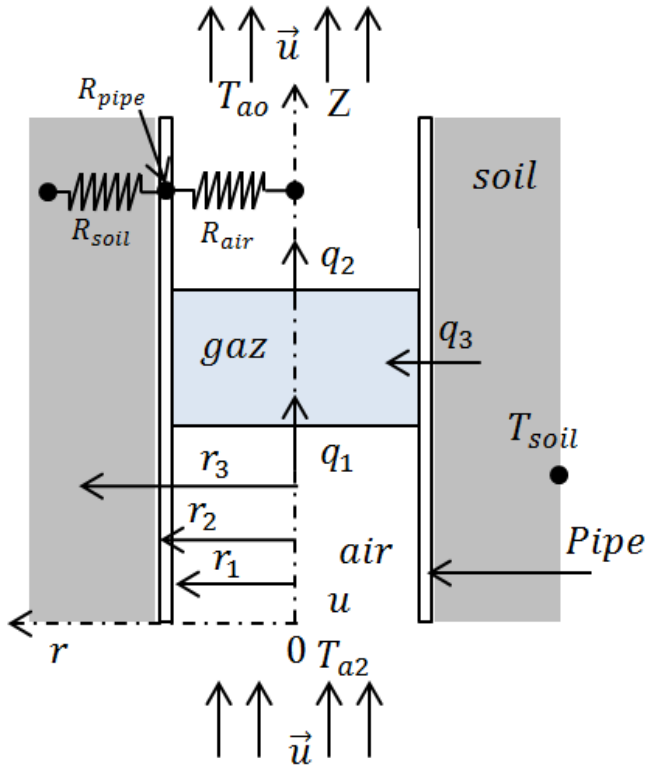
Le bilan d'énergie pour ce type d'échangeur de sortie (fig.5) avec les hypothèses citées ci-dessus, s'écrit comme suit :

$$\rho \cdot \pi \cdot r_1^2 \cdot c_{pair} \cdot u \frac{dT_a}{dz} = \frac{T_{sol} - T_a}{R_{itotale}} \quad (13)$$

$$T_a(z = 0) = T_{a2}$$

La solution de l'équation (13) après sommation des solutions homogène  $T_{ah}$  et particulière  $T_{ap}$  s'écrit de la façon suivante :

$$T_a(z) = \left( T_{a2} - T_i + \beta \frac{T_p - T_i}{\delta} \right) \cdot \exp\left(-\frac{1}{\beta} z\right) + \frac{T_p - T_i}{\delta} \cdot z + T_i - \beta \frac{T_p - T_i}{\delta} \quad (14)$$



**Figure 5 :** Schéma descriptif de l'échangeur vertical de sortie 3

***Quantité de chaleur échangée avec le sol par unité de longueur***

On note  $q$ : quantité de chaleur échangée de l'air dans le tube vers le sol.

$$q = \frac{(T_{sol} - T_{a(l)})}{R_{totale}}$$

Donc la quantité de chaleur échangée avec le sol par unité de longueur prendra la forme suivante :

$$q/l = (T_{sol} - T_{a(l)}) / \left( \frac{1}{\lambda_{sol} \cdot 2\pi} \ln \left( \frac{r_3}{r_2} \right) + \frac{1}{\lambda_{gaine} \cdot 2\pi} \ln \left( \frac{r_2}{r_1} \right) + \frac{1}{h_{cv} \cdot 2\pi \cdot r} \right) \quad (15)$$

## EXPERIMENTATION

La température du sol dépend de plusieurs paramètres tels que : la nature du sol, autrement dit la conductivité thermique ( $\lambda$ ), la quantité de chaleur du soleil absorbée par le sol et de la température ambiante. Il est connu qu'à une profondeur de 3 m, la température à l'intérieure du sol reste moins sensible aux conditions climatiques externes au cours de l'année.

Ce travail a été effectué au sein du Laboratoire de Génie Mécanique LGM de l'université de Biskra. Les relevés de sondes de températures ont été pris toutes les 15 min. Les températures de l'air ambiant et celles à la sortie de l'échangeur pour une période de trois jours au mois d'aout 2013 sont présentées dans la figure.6.

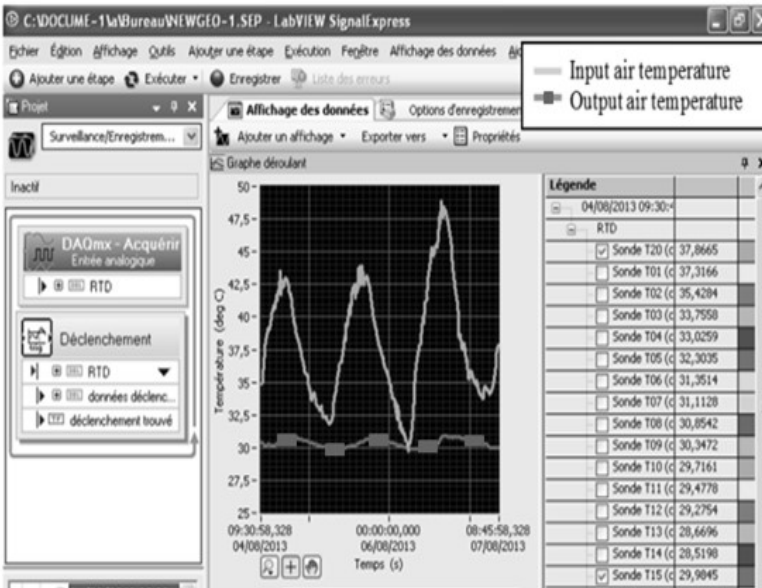
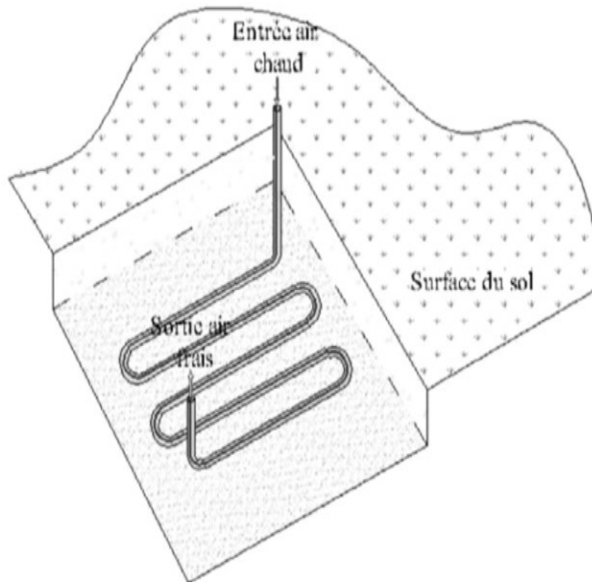


Figure 6 : Valeurs des températures entrantes et sortantes de l'échangeur au cours du temps.



**Figure 7 :** Schéma d'entouffement de l'échangeur air / sol enterré

L'échangeur est constitué d'un tube en PVC de 110 mm de diamètre et d'une longueur totale de 53 m, enterré en serpentin **Fig. 7** à 3 m de profondeur dans le sous-sol, avec un entraxe de 2 m sous une pente de 2%. Il occupe une surface de 85 m<sup>2</sup>. Un avaloir d'évacuation des condensats est construit juste à la sortie de l'échangeur. Une centrale d'acquisition fournit par National Instrument, reliée par seize sondes de prélèvement de température le long de l'échangeur enterré. La vitesse de l'écoulement de l'air dans l'échangeur est gérée par un extracteur de débit variable et d'une consommation fiable en énergie électrique (120 W).

La température maximale atteinte expérimentalement servira comme référence pour la validation de nos résultats théoriques.

## RESULTATS

On constate que, la température de l'air  $T_a$  en écoulement à l'intérieur de l'échangeur d'entrée qu'est enfouie en position vertical à la surface du sol **Fig. 8** diminue quand on pénètre d'avantage dans le sol à cause de la fraîcheur contenue dans le sous-sol. Celle-ci permet à l'air d'échanger sa chaleur vers

l'extérieur, et vice-versa pour la figure (9), la température s'élève lorsqu'il ressortira du sous-sol vers la paroi extérieure.

En général, la température de l'air  $T_a$  dépend proportionnellement de la température du sol  $T_{sol}$ , plus que le sol est frais, plus qu'il permet à l'air de libérer sa chaleur.

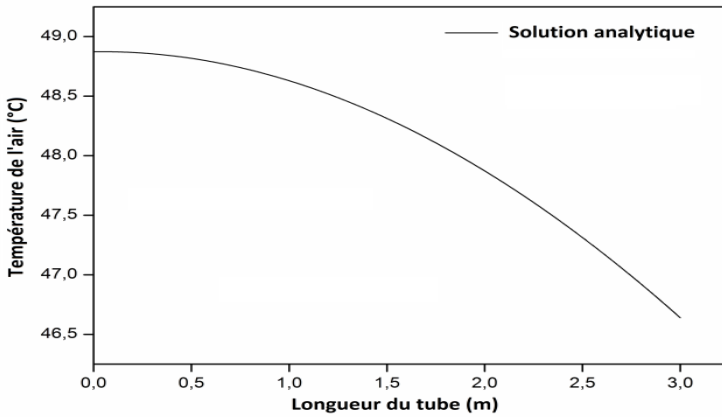
**Tableau 1** : Différents paramètres du système

Système	Valeur
Température initiale du sol $T_i$	26°C
Conductivité thermique du sol $\lambda$	2.5 W/(m.°C)
Profondeur de pénétration de la chaleur $\delta$	3 m
Rayon adiabatique du sol $r_3=2r_1$	110 mm
Rayon extérieur du tube $r_2$	57.5 mm
Rayon intérieur du tube $r_1$	55 mm
Température ambiante $T_{ac}$	48.87°C
Conductivité thermique du tube $\lambda_p$	0.17 W/(m.°C)
Vitesse d'écoulement de l'air dans l'échangeur $u$	3.5 m/s
Chaleur spécifique de l'air $C_{pair}$	1000 J/(Kg.°C)
Masse volumique de l'air $\rho$	1.2 Kg/m <sup>3</sup>
Coefficient d'échange convectif moyen de l'air $h$	10 W/(m <sup>2</sup> .°C)

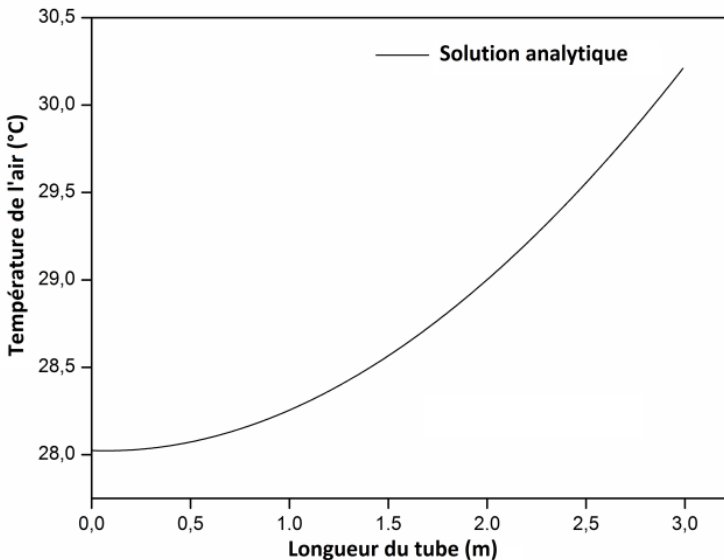
Afin de faciliter à l'air de transférer sa chaleur vers le sol, il faut augmenter le temps de séjour de l'air à l'intérieur du sol, par l'allongement de l'échangeur. Donc, il est à noter que lorsqu'on augmente la longueur de l'échangeur, l'air a beaucoup de temps de se refroidir. Les courbes représentées sur les figures 10, 11 et 12 clarifient bien ce phénomène.

La figure (13) représente la variation de la quantité de chaleur échangée par unité de longueur entre l'air à l'intérieur de l'échangeur et le sol. Quand ces températures sont égales, la quantité de chaleur échangée est nulle comme à l'entrée du tronçon vertical 1 et à la sortie du tronçon horizontal (à 50 m de longueur). La quantité de chaleur échangée diminue quand l'air perd une énergie vers le sol est vice versa. Elle atteint un maximum de dégagement de la chaleur à l'entrée du tronçon horizontal (à 3 m de longueur), et un maximum de récupération de la chaleur à la sortie du tronçon vertical 3. C'est la différence maximale entre la température de l'air est celle du sol.

Pour des aspects économiques, il est préférable et rentable de limiter l'échange à une certaine longueur où le transfert est établi, parce qu'on n'a pas besoin d'augmenter la longueur de l'échangeur s'il n'y a pas d'échange de la chaleur entre l'air et le sol.



**Figure 8 :** Variation de la température de l'air à l'intérieur de l'échangeur vertical 1.



**Figure 9 :** Variation de la température de l'air à l'intérieur de l'échangeur vertical 3.

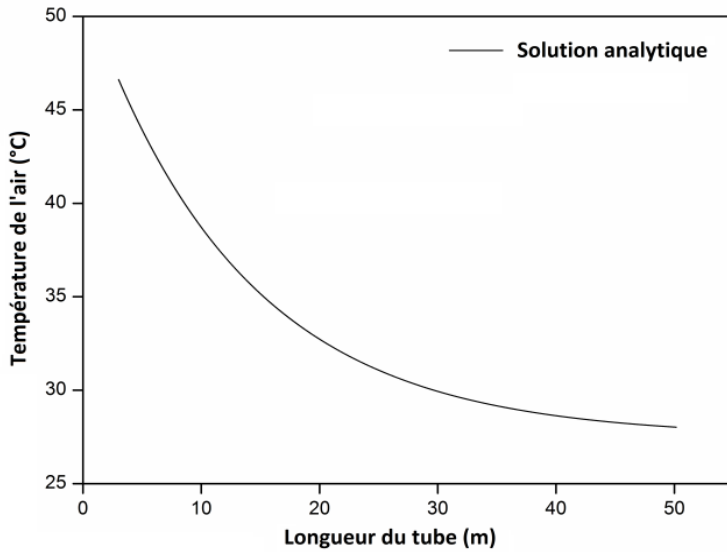


Figure 10 : Variation de la température de l'air le long de l'échangeur horizontal 2.

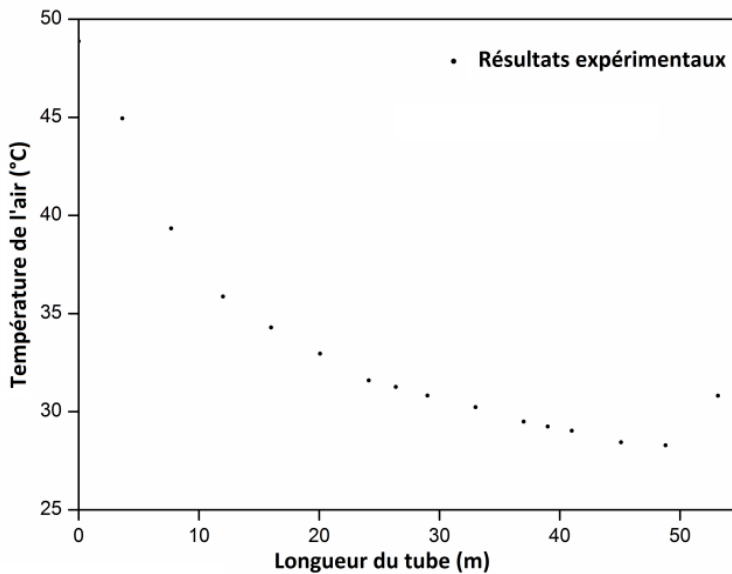
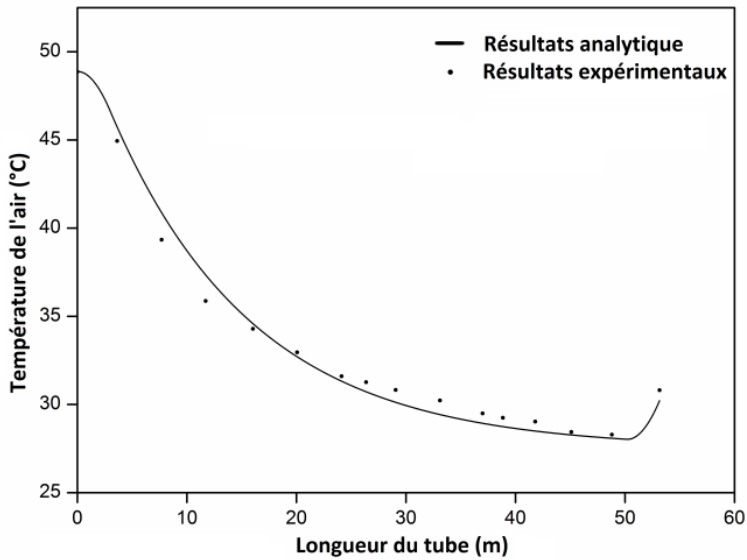
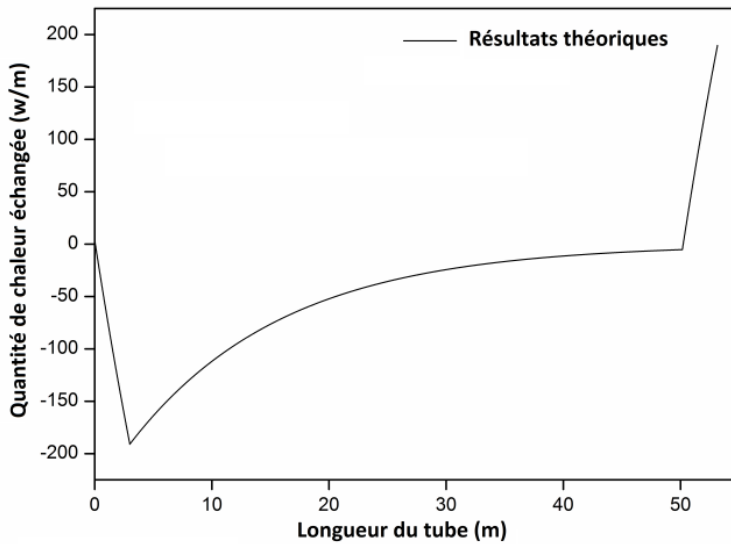


Figure 11 : Variation expérimentale de la température de l'air le long de l'échangeur.





**Figure 12 :** Validation des résultats analytiques par ceux de l'expérimentale.



**Figure 13 :** Courbe de la quantité de chaleur échangée par unité de longueur le long du tube.

## CONCLUSION

Dans cette étude, on a présenté d'une façon détaillée le phénomène du refroidissement de l'air par un échangeur air/sol enterré. Un modèle analytique unidimensionnel est proposé pour déterminer l'évolution de la température le long de l'échangeur. Ce modèle a été validé par des mesures expérimentales menées sur site pendant le mois d'Aout 2013. Les résultats analytiques et expérimentaux révèlent une bonne concordance.

De cette étude il en résulte les points suivants :

- La profondeur d'enfouissement de l'échangeur doit être suffisante pour atteindre la température du sol  $T_i$
- L'échangeur air/sol seul peut atteindre le confort thermique de refroidissement, et il peut réduire la consommation d'énergie électrique comme l'utilisation des moyens de climatisation.

Pour que l'air préserve plus que possible sa fraîcheur à la sortie de l'échangeur vertical, il faut assurer suffisamment de conditions d'isolation thermique dans ce tronçons, ou installer un moyen d'accélération du fluide que ce soit actif ou passif.

## REFERENCES

- Ascione F., Bellia L., Francesco M. (2011). Earth-to-air heat exchangers for Italian climates, *Renew Energy*, 36, 2177-2188.
- Brum R.S., Vaz J., Rochac L.A.O., dos Santos E.D., Isoldi L.A. (2013). A new computational modeling to predict the behavior of Earth-Air Heat Exchangers, *Energy Build*, 64, 395-402.
- Hollmuller P. (2003). Analytical characterisation of amplitude-dampening and phase-shifting in air/soil heat-exchangers, *Int J Heat Mass Transf*, 46, 4303-4317.
- Krarti M., Kreider J.F. (1996). Analytical model for heat transfer in an underground air tunnel, *Energy Convers Mgmt*, 37(10), 1561-1574.
- Moumimi N., Benfatah H., Hatraf N., Moumimi A., Youcef Ali S. (2010). Le rafraichissement par la géothermie : étude théorique et expérimentale dans le site de Biskra, *RevEnergRen*, 13(3), 399-406.
- Sodha M.S., Sharma A.K., Singh S.P., Bansal N.K., A. Kumar.(1985). Evaluation of an earth-air tunnel system for cooling/heating hospital complex, *Build environ*, 20, 115-122.

- Thanu N.M., Sawhney R.L., Khare R.N., Buddhi D. (2001). An experimental study of the thermal performance of an earth-air-pipe system in single pass mode, *Sol Energy*, 71 (6), 353–364.
- Thiers S., Peuportier B. (2008). Thermal and environmental assessment of a passive building equipped with an earth-to-air heat exchanger in France, *Sol Energy*, 82 (9), 820-830.
- Trombe A., Pettit M., Bourret B. (1991). Air cooling by earth tube heat exchanger: experimental approach, *Renew Energy*, 1 No. 5/6, 699-707.
- Trombe A., Serres L. (1994). Air-earth exchanger study in real site experimentation and simulation, *Energy Build*, 21, 155-162.
- Vaz J., Sattler M.A., dos Santos E.D., Isoldi L.A. (2011). Experimental and numerical analysis of an earth-air heat exchanger, *Energy Build*, 43, 2476–2482.



## Experimental and Theoretical Analysis on Thermal Performance of the Flat Plate Solar Air Collector

Faris Aissaoui <sup>\*1</sup>, Abdelmoumene Hakim Benmachiche <sup>2</sup>, Abdelhafid Brima <sup>1</sup>, Derradji Bahloul <sup>3</sup>  
and Yousef Belloufi <sup>1</sup>

<sup>\*1</sup> Laboratoire de Génie Mécanique, LGM, Université de Biskra, B.P.145 R.P. 07000 Biskra, Alegria

<sup>2</sup> Departments of Mechanics, University of Biskra, B.P. 145 R.P. 07000 Biskra, Algeria

<sup>3</sup> Department of physics; University of Batna, Algeria

Email: techno\_fares@yahoo.fr

### ABSTRACT

Experimental and Theoretical investigation is presented to simulate the heat transfer in flat-plate single pass solar air collector working in forced convection. The complexity of the mathematical models of these phenomena has led researchers to conduct studies related to this field based on several simplifying assumptions, such as, the convective heat transfer coefficient is considered as constant. In this research work, initially, an experimental study is performed using thermocouples to measure temperature distributions on solar air heater components. The different measured temperatures of the absorber plate, air flow and bottom plate are used to determine the local convective heat transfer coefficients. Secondly, the problem is treated numerically by a developed FORTRAN code to calculate, for different solar radiation intensity, the temperature variations in each solar air panel components. Satisfactory qualitative and quantitative agreement is obtained between the numerical and experimental results.

**Keywords:** Local convective heat transfer coefficients, Solar air collector, Efficiency factor, Convection.

### 1. INTRODUCTION

Energy in various forms has played an increasingly important role in worldwide economic progress and industrialization. Due to several economic and environmental benefits, solar energy transformed into heat has found many applications in the field of heating, drying, cold production, etc. [1-7].

Solar thermal collectors, which allow the production of thermal energy, convert solar radiations into heat energy extracted by air flow through the collector. The calculation of their performance, based on the understanding of flow and heat transfer mechanisms in their different parts, is usually carried out with uniform average heat transfer coefficients. However, in practical operation, the heat transfer over absorbers is related to the air flow structure which varies from the bottom to the top of the panels [8]. Thus, in order to conduct an accurate analysis on the thermal performance of the tested flat-plate single pass solar air collector, the local convective heat transfer coefficients must be determined. In this work, we estimate these local convective coefficients.

Many researchers [9-11] have investigated theoretically the different collector designs by applying the heat balance equations in order to compute the temperature distribution in

each of their components. In the calculations, the heat transfer coefficients, which are assumed constant over the flow channels, were determined from the correlation developed by Kays [12]. Ong [9] used this method to predict the heat transfer characteristics of four types of solar air heaters. The effects of pertinent parameters on the system efficiencies were discussed. Among his results, he found that satisfactory results could be achieved for a collector length equal to 1 m. Using the same theoretical method. Bahrehmand and Amri [13] studied single and two-glass cover solar air heaters with natural convection flow. Their goal was to show the effect of longitudinal fins, as well as the depth and length variations of the channel on energy and exergy performances of the collectors. They noticed that the devices with two-glass are more efficient than a single glass collectors. Sopian et al. [10] developed the theoretical and experimental models in the transient regime in order to analyze the thermal performance of the double-pass solar collector with porous media. They obtained a close agreement of the thermal efficiency between the theoretical and experimental approaches.

Several experimental articles have been presented in the literature on solar air heaters. Ong [13] experimentally analyzed the performance of three types of single pass solar air heaters. One of them was studied with and without bottom

insulation. The author validated his theoretical model [9] by comparing the predicted results with those measured experimentally. Mokhtari and Semmar [14] conducted an experimental study on the thermal performance of three types of single solar air heaters. The geometries of these three configurations differ from one to another by the position and the shape of the flow channel. Basing on the measured outlet temperature, it was noticed that the collector having a diagonally positioned absorber has a better efficiency than the two other configurations. Koyuncy [15] experimentally investigated the performance of different collector designs in order to determine the most efficient and the easiest to manufacture and which high efficiency for low temperature crop drying systems.

Several experimental and numerical studies have been considered in order to estimate the local convective heat transfer coefficients. For example, Saboya and Sparrow [16] and Yoo et al. [17] used a naphthalene sublimation technique to measure the local coefficients in the heat exchangers. The inverse problems of heat conduction are among the most widely used to determine these coefficients. Huang et al. [18] and Benmachiche et al. [19] applied the conjugate gradient method, which is based on an inverse algorithm scheme, to estimate the local heat transfer coefficients over finned-tube heat exchangers. Ay et al. [20] presented a local study of the heat transfer coefficient over the plate fin inside heat exchangers. The computations were based on the finite difference method and on the temperature distribution obtained by the infrared thermography technique.

Other works have been carried out to determine the convective heat transfer coefficients in solar air heaters. Moumni et al. [21] gave an approximate approach to calculate these coefficients in flat plate solar air collectors provided with rectangular plate fins placed perpendicular to the flow. They compared their results with those obtained for a solar collector without fins. Hatami and Bahadorinejad [22] conducted an experimental study for the determination of the average natural convection heat transfer coefficients in a vertical flat plate solar collector with single and double glass covers. Their study covered six operational modes for two cases (vertical channels and enclosures). They proposed a Nusselt number correlation for each studied case. Gao et al. [23] carried out a numerical study of natural convection heat transfer inside the channel between the flat-plate cover and the sine-wave absorber in a cross corrugated solar air heater. The Navier Stokes and energy equations were solved using the finite volumes method to estimate the average heat transfer coefficient. The authors investigated the effects of system parameters, such as the wavelike absorber characteristics, on the estimated coefficient.

In this work, we have determined experimentally the local convective heat transfer coefficients from the measured temperatures of the absorber plate, the air flow and the bottom plate. Then, we have used these coefficients to predict the temperature distribution in the solar air collector via a mathematical model obtained from the energy balance in the system. A comparison between the measured and predicted temperature distributions is conducted through different solar radiation intensity.

## 2. MATHEMATICAL MODEL

The thermal analysis for predicting the performance of different types of solar air collectors has been presented by many investigators [9, 10]. The mathematical models of these devices are based on energy balance over each of their elements. The mean difference between them lies in the estimated heat transfer coefficients and in the numerical solving procedures. In order to simplify the problem, numerous investigations have been carried out by considering that the plates are maintained at the main temperatures [22]. However, in solar air heaters, these temperatures vary along their length. Therefore, for accurate thermal simulations, we use a discrete approach which consists of dividing the collector into several differential elements in the air flow direction. The solar energy system modeled in the present work is shown in Figs. (1, 2), energy balance is then applied in each element considered as a control volume. In each control volume, the air temperature is assumed to vary linearly which is valid for short collectors (less than 10 m) [9].

The mean air temperature is then:

$$T_f = (T_{f,i} + T_{f,o})/2$$

where  $T_{f,i}$  and  $T_{f,o}$  are the inlet and the outlet temperatures, respectively.

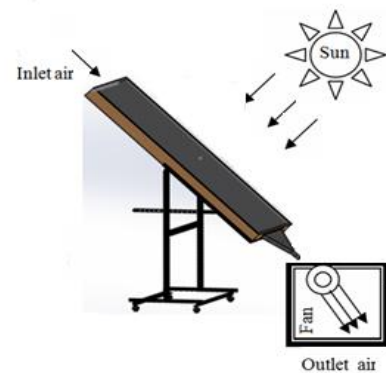


Figure 1. Diagrams of the studied model.

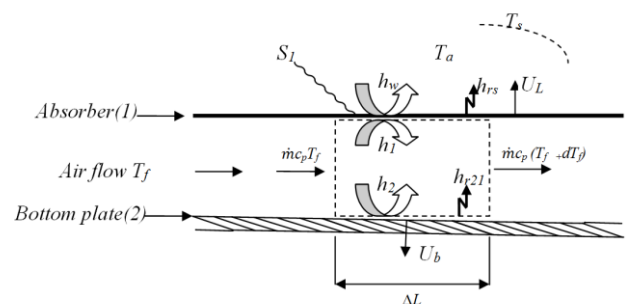


Figure 2. Schematic representation of heat transfer in the different collector components.

### 2.1. Simplifying assumptions

The energy equations for the different elements of the solar air collectors in conservation form are formulated making the following assumptions:

- The system operates under steady state conditions;
- Air, absorber and bottom plate temperatures change only in the direction of the air flow;
- Air temperature is assumed uniform through the cross section;
- Heat conduction is considered negligible;
- Outside convective heat transfer coefficient is constant along the length of solar air heater.

## 2.2. Energy balance equations

The following energy balance equations are written for various collector components in each control volume:

For the absorber plate:

$$S_1 + h_{r21} (T_2 - T_1) + h_1 (T_f - T_1) = U_L (T_1 - T_a) \quad (1)$$

For the air flow:

$$h_2 (T_2 - T_f) = h_1 (T_f - T_1) + Q \quad (2)$$

For the bottom plate:

$$h_2 (T_f - T_2) + h_{r21} (T_2 - T_1) = U_b (T_2 - T_a) \quad (3)$$

The useful heat transferred to air can be written in terms of the mean fluid and inlet temperatures as follows:

$$Q = \Gamma (T_f - T_{f,i-1}) \quad (4)$$

$$\Gamma = \dot{m} C_p / (W \Delta x) \quad (5)$$

## 2.3 Estimation of heat transfer coefficients

In order to identify the external convective heat transfer coefficient due to wind outside the collector, the correlation proposed by McAdams [24] is used :

$$h_w = 5.7 + 3.8V \quad (6)$$

The convective heat transfer coefficients between air flow and glass, and between the absorber plate and the bottom plate for turbulent ( $Re \geq 2300$ ) forced convection flow can be determined using the following correlation [12]:

$$Nu = \frac{h D_h}{K} = 0.0158 Re^{0.8} \quad (7)$$

$$\text{where } D_h = \frac{4A}{P} \quad (8)$$

The solar radiation heat flux absorbed by the absorber is:

$$S_1 = \alpha \cdot G \quad (9)$$

The radiative heat transfer coefficient between the glass and the sky is obtained from the formula:

$$h_{rs} = \frac{\sigma \varepsilon_1 (T_1 + T_s)(T_1^2 + T_s^2)(T_1 - T_s)}{(T_1 - T_a)} \quad (10)$$

The temperature of the sky is [25]:

$$T_s = 0.0552 T_a^{1.5} \quad (11)$$

The radiative heat transfer coefficient between the absorber and the lower plate is given by:

$$h_{r21} = \frac{\sigma (T_1^2 + T_2^2)(T_1 + T_2)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \quad (12)$$

The coefficient of heat losses toward the rear of the solar air collector is defined as:

$$U_b = \frac{1}{i=\sum_1^n \frac{x_{bi}}{k_{bi}} + \frac{1}{h_w}} \quad (13)$$

The coefficient of heat losses to the front of the solar air collector is defined as:

$$U_L = h_w + h_{rs} \quad (14)$$

## 2.4. Solution method

In each control volume, the difference method is applied to approximate the air temperature gradient as follows:

$$\frac{dT_f}{dx} \approx \frac{T_{f,i} - T_{f,i-1}}{\Delta x}$$

Substituting this equation into Eq. 4. The above Eqs. (1-14) can be written in a 3x3 matrix form  $[A] [T] = [B]$ . Where:

$$[A] = \begin{bmatrix} (h_1 + h_{r21} + U_L) & -h_1 & -h_{r21} \\ h_1 & -(h_1 + h_2 + \Gamma) & h_2 \\ -h_{r21} & -h_2 & (h_2 + h_{r21} + U_b) \end{bmatrix}$$

$$[T] = \begin{bmatrix} T_1 \\ T_f \\ T_2 \end{bmatrix} \text{ And } [B] = \begin{bmatrix} U_L T_a + S_1 \\ -\Gamma T_{f,i-1} \\ U_b T_a \end{bmatrix}$$

Gauss elimination algorithm is used to calculate the unknown temperatures  $T_1, T_2, T_f$ .

The elements of the matrix  $[A]$  contain radiative heat transfer coefficients which depend on the unknown temperatures; an iterative process based on substitution technique was then carried out in each control volume.

## 3. EXPERIMENTAL SET-UP

### 3.1. Description of the considered solar air heater

An experimental set-up was designed and tested in the University of Biskra. Biskra is a city located in the East of Algeria with latitude of  $34^{\circ}48'$  N, longitude of  $5^{\circ}44'$  E and altitude of 85 m. The studied solar energy system is a flat-plate solar air heater with a single air flows between the absorber and the bottom plate placed on the insulator. The collector is placed on a stand facing south. To measure temperatures, type K thermocouples were connected at appropriate locations to a digital temperature indicator with  $0.1^{\circ}\text{C}$  least count. The layout of the studied solar air collector which is shown in Fig. 3 is designed with the following parameters:

- Solar collecting area was 2 m length  $\times$  1 m width;

- Installation angle of the collector was 34°48' from horizontal;
- Height of the stagnant air layer was  $d= 0.04$  m;
- Black paint absorber with a thickness of 1 mm and absorption coefficient of  $\alpha= 0.95$  was made of galvanized steel sheet;
- Expanded polystyrene board with thermal conductivity of  $0.037\text{W/m. K}$  was used for insulating the collector rear;
- A CMP 3 Pyranometer was used to measure solar irradiance; a digital thermometer Model Number: DM6802B was also used;
- 6 positions of thermocouples connected to absorber plate;
- 6 positions of thermocouples connected to bottom plate;
- 6 positions of thermocouples connected with the air flow.



**Figure 3.** Photograph of experimental set-up

### 3.2. Collector thermal efficiency

The efficiency of a solar air collector is defined as the ratio of the amount of useful heat collected to the total amount of solar radiation striking the collector surface:

$$\eta = \frac{Q_u}{G.A} \quad (15)$$

The average useful heat collected for an air solar collector can be expressed as:

$$Q_u = \dot{m}C_p(T_{out} - T_{in})$$

So, collector thermal efficiency becomes:

$$\eta = \dot{m}C_p \frac{(T_{out}-T_{in})}{G.A} \quad (16)$$

### 3.3. Calculation of the local convective heat transfer coefficient

In the present article, the coefficients for upper and lower surfaces of channel were assumed equal:  $h_1 = h_2$ .

Local convective heat transfer coefficients between the fluid and the absorber plate are described by using energy balance equations and they are evaluated at a given position by this relationship:

$$h(x) = \frac{U_L(x)(T_1(x)-T_a) - h_{r21}(x)(T_2(x)-T_1(x)) - S_1}{T_f(x)-T_1(x)} \quad (17)$$

## 4. RESULTS AND DISCUSSIONS

Thermal efficiency  $\eta$  is usually used to evaluate the performance of solar air heaters. Figs (4,5) show the variation of the experimental thermal parameter and solar intensity, respectively, as a function of time for a value of air mass flow rate equal to  $0.1324$  Kg/s which corresponds to  $Re=38381$ . It can be noted from these figures that the thermal efficiency increases with the solar intensity. It is also apparent that the highest solar intensity produces the highest thermal efficiency. The maximum value of  $\eta$  is 40% for solar intensity  $G=845\text{W/m}^2$  measured at 13:30 and its minimum value is 22.5% for  $G=440\text{W/m}^2$  measured at the time of the air heater started to use.

Fig. 6 illustrates the variation of the measured inlet and outlet temperatures with time. For a tested Reynolds number ( $Re= 38381.1$ ), the outlet and inlet temperatures of the air flow increase from morning to a peak values at noon and then decrease in the afternoon. As expected, it can be also seen from this figure that the variations of the outlet temperature are significant.

Our proposed model implemented for the calculation of local convective heat coefficient between air flow and the absorber plate (eq.17) is validated using two procedures:

- First, by comparison with the results obtained from the Nusselt number correlation [10], see Figs. (8, 10, 12 and 14).
- Secondly, by comparing the calculated temperatures using our model with their experimental values, see Figs (9, 11, 13 and 15).

The local heat transfer coefficients  $h$  have been estimated and represented in Fig.7 for two values of air mass flow rate  $\dot{m}$ . This figure gives clear indications of the dependence of these local coefficients on air mass flow. In fact, they increase with the Reynolds number. It can be observed from this figure that their maxima are always located at the front part of the collector regardless of the Reynolds number value. This is in full accordance with the concept of the boundary layer formation.

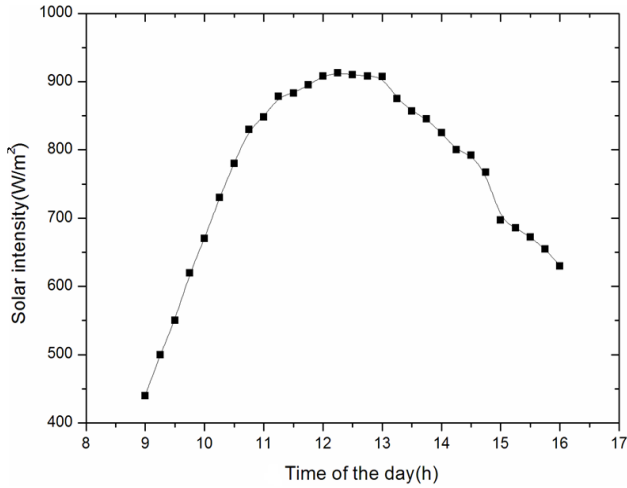
For a better appreciation of the proposed estimation of  $h$ , we compare the experimental and theoretical values of the temperatures in Figs. (8-15). That is the measured temperatures, the temperatures obtained from the correlation given by Eq. (7) and the temperatures computed using Eq. (17). It can be noticed that, as expected, for the used values of the Reynolds numbers and of the solar intensity, the temperatures over each component of the solar collector increase along the collector in the direction of air flow. The comparison between the results of the two approaches (Figs. (9, 11, 13 and 15)), reveals that the local convective heat transfer coefficients estimated from Eq. (17) offers very good agreement with experimental results.

In order to examine the use of the predicted local heat transfer coefficient in the calculation of the temperatures we proceed as follows:

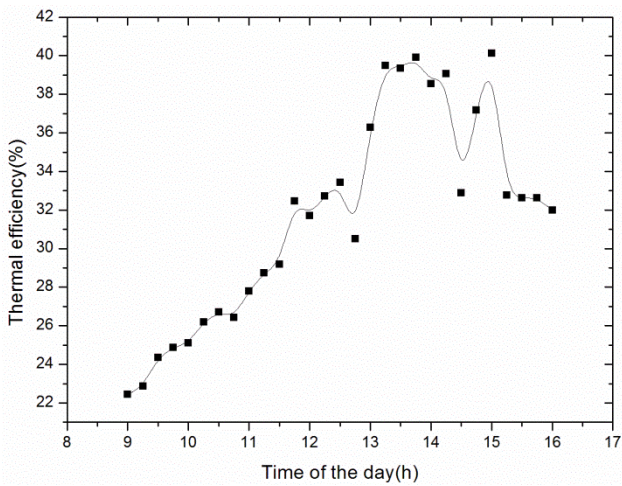
First, we estimated the values of the coefficients  $h$  using the experimental temperatures for a given value of the solar radiation intensity ( $G = 680\text{W/m}^2$ ). Then, we injected these estimated values of  $h$  in our FORTRAN code in order to compute numerically the temperatures for different new values of the radiation intensity and for two Reynolds numbers ( $Re=3839.1$  and  $Re=38381.6$ ): i) For  $Re=3839.1$ , Figs. 9 and 11 summarize the results for two values of  $G$  (Figs. 9 for  $G=750\text{W/m}^2$  and Fig. 11 for  $G=850\text{W/m}^2$ ); ii) for  $Re=38381.6$ , Figs. 13 and 15 show the results for two other

values of  $G$  (Figs. 13 for  $G=700 \text{ W/m}^2$  and Fig. 15 for  $G=900 \text{ W/m}^2$ ). It is clear from these figures that there is a good agreement between the calculated and experimental values of the temperature along air flow direction. This confirms the fiability of our predated local transfer coefficients and the consolidates the validity of our numerical model

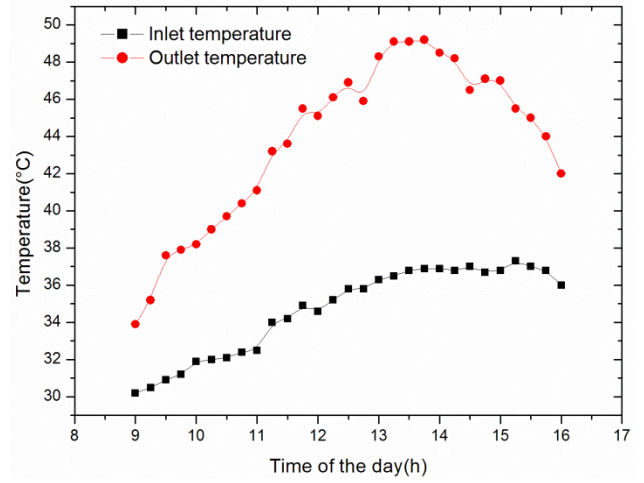
It is seen from Figs. (8-15) that, for all studied cases, air and plates temperatures increase along the panel up to about 1.5 m length, beyond this zones these temperatures remain relatively constant. We noticed as well that the experimental temperatures decrease at the end of the panel. This can be due to the geometrical shape of the collector output which disturbs the flow and creates flow recirculation in this area. This effect contributes to lower the temperature within the downstream area of the collector



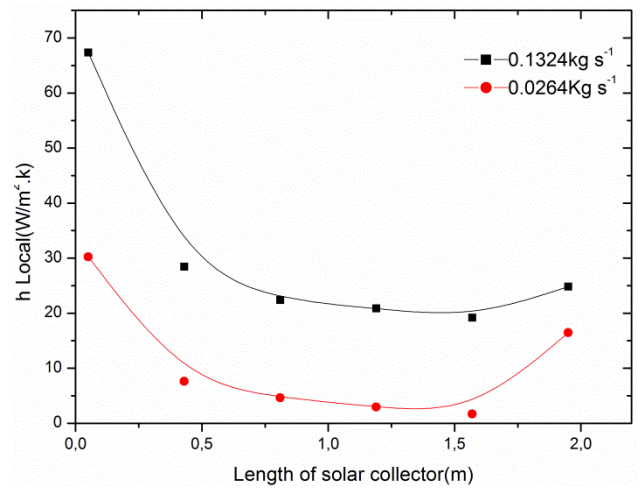
**Figure 4.** Solar intensity versus time of day, with  $Re=38381.6$  (26/06/2014)



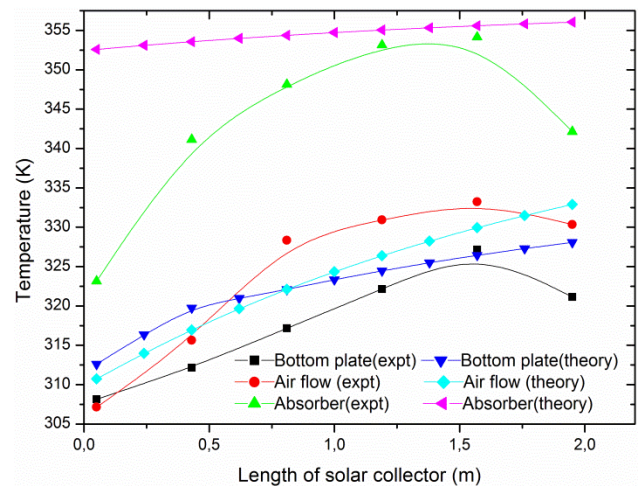
**Figure 5.** Variation of efficiency versus time of day, with  $Re=38381.6$  (26/06/2014)



**Figure 6.** Variation of the outlet and inlet temperatures deponing on the time at  $Re=38381.6$ , (26/06/2014)

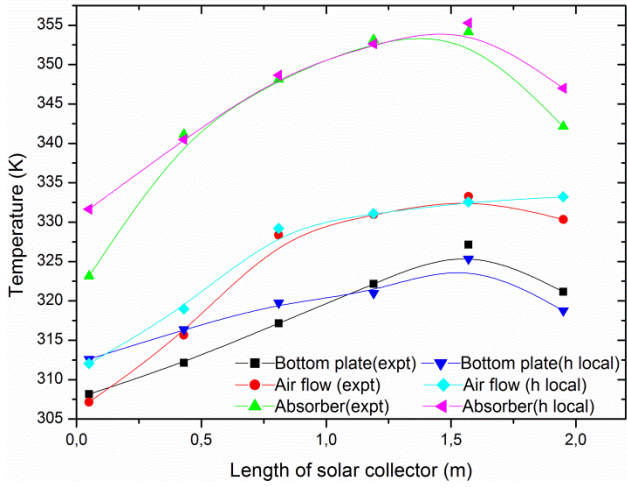


**Figure 7.** Variation of the local convective heat transfer coefficient according to the solar air collector length for  $G=680 \text{ W/m}^2$

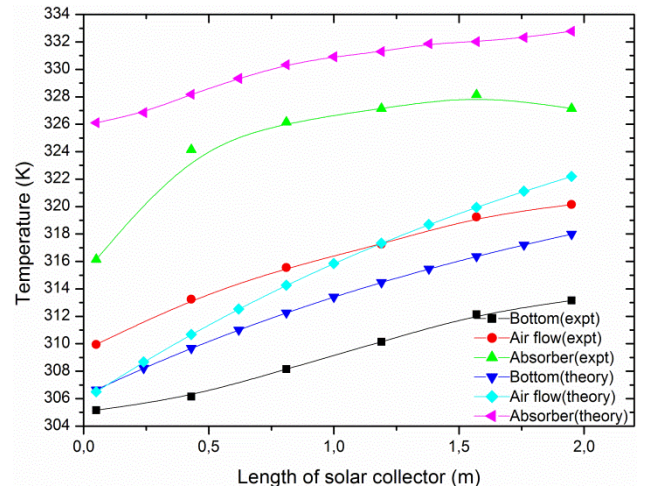


**Figure 8.** Numerical and experimental temperatures variations along solar collector, with  $Re=3839.1$ ,  $G=750 \text{ W/m}^2$

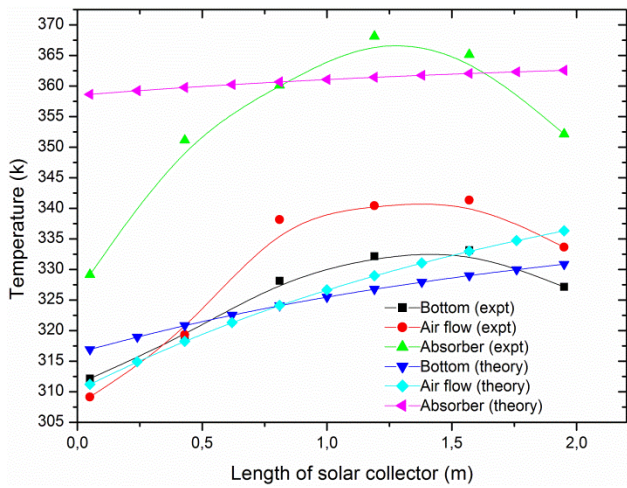




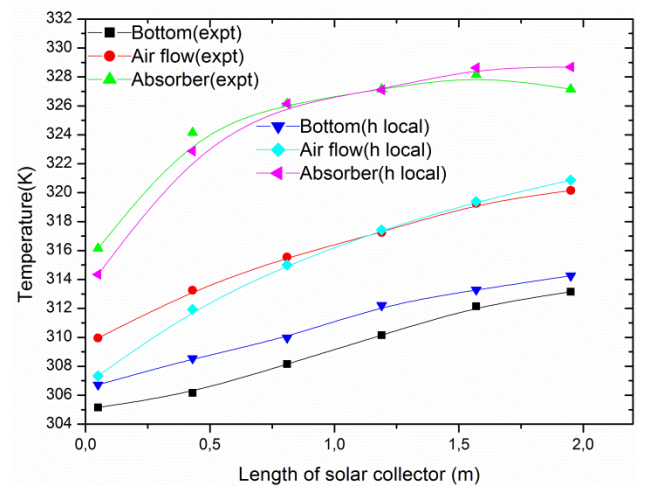
**Figure 9.** Numerical (using local heat transfer coefficient) and experimental temperatures variations along solar collector, with  $Re=3839.1$ ,  $G=750W/m^2$



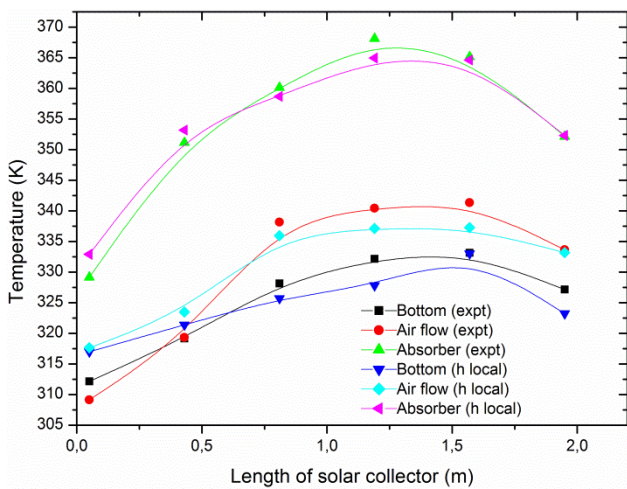
**Figure 12.** Numerical and experimental temperatures variations along solar collector, with  $Re=38381.6$ ,  $G=700W/m^2$



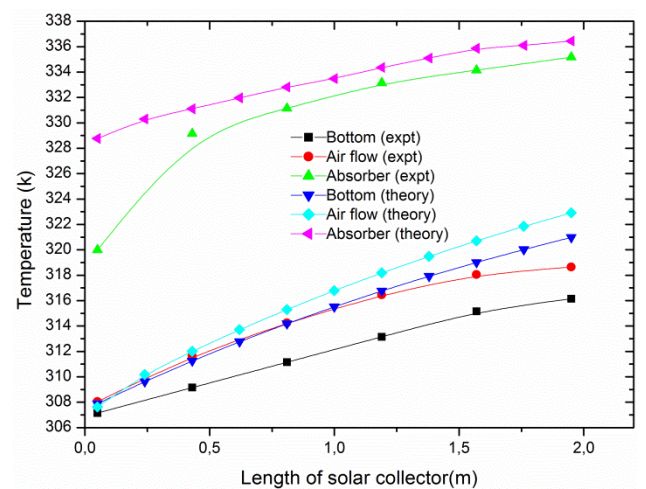
**Figure 10.** Numerical and experimental temperatures variations along solar collector, with  $Re=3839.1$ ,  $G=750W/m^2$



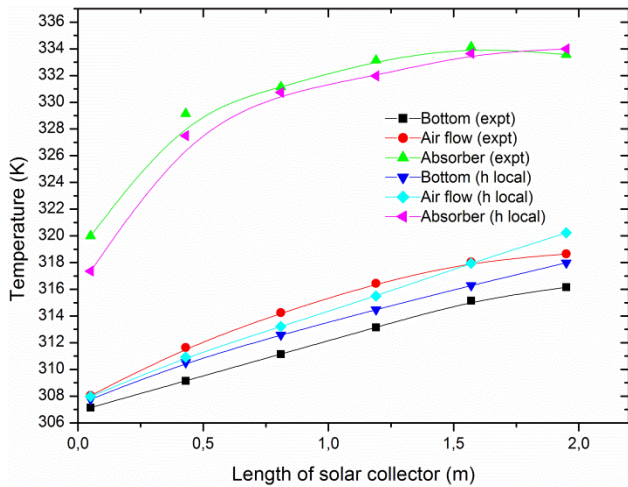
**Figure 13.** Numerical (using local heat transfer coefficient) and experimental temperatures variations along solar collector, with  $Re=38381.6$ ,  $G=700W/m^2$



**Figure 11.** Numerical (using local heat transfer coefficient) and experimental temperatures variations along solar collector, with  $Re=3839.1$ ,  $G=850W/m^2$



**Figure 14.** Numerical and experimental temperatures variations along solar collector, with  $Re=38381.6$ ,  $G=900W/m^2$



**Figure 15.** Numerical (using local heat transfer coefficient) and experimental temperatures variations along solar collector, with  $Re=38381.6$ ,  $G=900W/m^2$ .

## 5. CONCLUSION

In this work, we have proposed a theoretical model which consists of dividing the collector into several differential elements along the collector. Thermal balance is then applied over each element in conjunction with the measured temperatures in order to predict the local heat transfer coefficients in the air flow channel. From the FORTRAN numerical code that we have developed and using these coefficients, we have computed the temperatures profiles of the absorber plate, air flow and bottom plate. The numerical calculation of temperature distributions is done for several values of the solar radiation intensity. The results of the proposed approach agree closely with values measured experimentally.

## REFERENCES

- [1] J. Duffe and W. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes*, New York: Wiley, 1991.
- [2] T. Koyuncu, "Performance of various design of solar air heaters for crop drying applications," *Renewable Energy*, vol. 31 no. 7, pp. 1073-1088, 2006. DOI: [10.1016/j.renene.2005.05.017](https://doi.org/10.1016/j.renene.2005.05.017).
- [3] S. Chemkhi, F. Zagrouba and A. Bellagi, "Drying of agricultural crops by solar energy," *Desalination*, vol. 168, pp. 101-109, 2004. DOI: [10.1016/j.desal.2004.06.174](https://doi.org/10.1016/j.desal.2004.06.174).
- [4] F. K. Forson, M. A. Nazha, F. O. Akuffo and H. Rajakaruna, "Design of mixed-mode natural convection solar crop dryers: application of principles and rules of thumb," *Renewable Energy*, vol. 32, pp. 2306-2319, 2007. DOI: [10.1016/j.renene.2006.12.003](https://doi.org/10.1016/j.renene.2006.12.003).
- [5] D. R. Pangavhane, R. L. Sawhney and P. N. Sarsavadia, "Design, development and performance testing of a new natural convection solar dryer," *Energy*, vol. 27, pp. 579-590, 2002. DOI: [10.1016/S0360-5442\(02\)00005-1](https://doi.org/10.1016/S0360-5442(02)00005-1).
- [6] M. Coppi, A. Quintino and F. Salata, "Fluid dynamic feasibility study of solar chimney in residential buildings," *International Journal of Heat and Technology*, vol. 29, pp. 1-6, 2011.
- [7] Bernardo Buonomo, Orazio Manca, Sergio Nardini and Paolo Romano, "Thermal and fluid dynamic analysis of solar chimney building systems," *International Journal of Heat and Technology*, vol. 31, pp. 19-126, 2013.
- [8] R. Ben Slama, "The air solar collectors: Comparative study, introduction of baffles to favor the heat transfer," *Solar Energy*, vol. 81, pp. 139-149, 2007. DOI: [10.1016/j.solener.2006.05.002](https://doi.org/10.1016/j.solener.2006.05.002).
- [9] K. Ong, "Thermal performance of solar air heaters: mathematical model and solution procedure," *Solar Energy*, vol. 55, pp. 93-109, 1995a. DOI: [10.1016/0038-092X\(95\)00021-I](https://doi.org/10.1016/0038-092X(95)00021-I).
- [10] K. Sopian, M. A. Alghoul, Ebrahim M. Alfegi, M. Y. Sulaiman and E. A. Musa, "Evaluation of thermal efficiency of double-pass solar collector with porous-nonporous media," *Renewable Energy*, vol. 34, pp. 640-645, 2009. DOI: [10.1016/j.renene.2008.05.027](https://doi.org/10.1016/j.renene.2008.05.027).
- [11] D. Bahrehmand and M. Ameri, "Energy and exergy analysis of different solar air collector systems with natural convection," *Renewable Energy*, vol. 74, pp. 357-368, 2015. DOI: [10.1016/j.renene.2014.08.028](https://doi.org/10.1016/j.renene.2014.08.028).
- [12] Kays W. M., *Convective Heat and Mass Transfer*. New York: McGraw-Hill, 1980.
- [13] K. Ong, "Thermal performance of solar air heaters: experimental correlation," *Solar Energy*, vol. 55, pp. 209-220, 1995b. DOI: [10.1016/0038-092X\(95\)00027-O](https://doi.org/10.1016/0038-092X(95)00027-O).
- [14] F. Mokhtari and D. Semmar, "L'influence de la configuration de l'absorbeur sur les performances thermiques d'un capteur solaire à air," *Revue des Energies Renouvelables: Days Thermal*, pp. 159-162, 2001.
- [15] T. Koyuncu, "Performance of various designs of solar air heaters for crop drying applications," *Renewable Energy*, vol. 31, pp. 1073-1088, 2006. DOI: [10.1016/j.renene.2005.05.017](https://doi.org/10.1016/j.renene.2005.05.017).
- [16] F. E. M. Saboya and E. M. Sparrow, "Experiments on a three row fin and tube heat exchanger," *J. Heat Transfer*, vol. 19, pp. 26-34, 1976.
- [17] S. Yoo, H. Kwon and J. Kim, "A study on heat transfer characteristics for staggered tube banks in cross-flow," *J. of Mechanical Science and Technology*, vol. 21, pp. 505-512, 2007. DOI: [10.1007/BF02916312](https://doi.org/10.1007/BF02916312).
- [18] C. H. Huang, I. C. Yuan and H. Ay, "A three-dimensional inverse problem in imaging the local heat transfer coefficients for plate finned-tube heat exchangers," *Int J Heat and Mass Transfer*, vol. 46, pp. 3629-3638, 2003. DOI: [10.1016/S0017-9310\(03\)00157-1](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(03)00157-1).

[19] A. H. Benmachiche, C. Bougriou and S. Abboudi, "Inverse determination of the heat transfer characteristics on a circular plane fin in a finned-tube bundle," *Heat and Mass Transfer*, vol. 46, pp. 1367-1377, 2010. DOI: [10.1007/s00231-010-0664-9](https://doi.org/10.1007/s00231-010-0664-9).

[20] H. Ay, J. Y. Jang and J. N. Yeh, "Local heat transfer measurements of plate finned-tube heat exchangers by infrared thermography," *Heat and Mass Transfer*, vol.45, pp. 4069-4078, 2002.

[21] N. Moummi, S. Youcef-Ali, A. Moummi and J. Y. Desmons, "Energy analysis of a solar air collector with rows of fins," *Renewable Energy*, vol. 29, pp. 2053–2064, 2004. DOI: [10.1016/j.renene.2003.11.006](https://doi.org/10.1016/j.renene.2003.11.006).

[22] N. Hatami and M. Bahadorinejad, "Experimental determination of natural convection heat transfer coefficient in a vertical flat-plate solar air heater," *Solar Energy*, vol. 82, pp. 903-910, 2008. DOI: [10.1016/j.solener.2008.03.008](https://doi.org/10.1016/j.solener.2008.03.008).

[23] W. Gao, W. Lin and E. Lu, "Numerical study on natural convection inside the channel between the flat-plate cover and sine-wave absorber of a cross-corrugated solar air heater," *Energy Conversion & Management*, vol. 41, pp. 145-151, 2000. DOI: [10.1016/S0196-8904\(99\)00098-9](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(99)00098-9).

[24] W. H. McAdams, *Heat Transmission*, third ed. New York: McGraw-Hill, 1954.

[25] W. C. Swinbank, "Long-wave radiation from clear skies," *Q. J. R. Meteorol.* vol. 89, 1963.

$T_s$	Sky temperature, (K)
$G$	Incident solar radiation, (W/m <sup>2</sup> )
$h_1$	Convective heat transfer coefficient between the absorber and the air flow, (W/m <sup>2</sup> K)
$h_2$	Convective heat transfer coefficient between the bottom plate and the air flow, (W/m <sup>2</sup> K)
$h_{r21}$	radiation heat transfer coefficients,(W/m <sup>2</sup> K)
$h_{rs}$	radiation heat transfer coefficient, (W/m <sup>2</sup> K)
$h_w$	wind convection heat transfer coefficient, (W/m <sup>2</sup> K)
$C_p$	Isobaric specific heat of air, (J/kg K)
$K_f$	thermal conductivity of air flow, (W/m K)
$k_{bi}$	thermal conductivity of insulation, (W/m K)
$U_L$	Top loss heat coefficient, (W/m <sup>2</sup> K)
$U_b$	Bottom heat loss coefficient, (W/m <sup>2</sup> K)
$\dot{m}$	mass flow rate, (Kg/s)
$V$	Wind velocity, (m/s)
$Nu$	Nusselt number
$Re$	Reynolds number
$W$	width of collector, (m)
$L$	length of collector, (m)
$X_{bi}$	insulation thickness, (m)
$d$	spacing between absorber and bottom surfaces, (m)
$D_h$	equivalent diameter, (m)
$A$	cross section of flow area, (m <sup>2</sup> )
$P$	wetted perimeter, (m)
$Q$	heat transferred to air streams

## NOMENCLATURE

### Symbols

$T_1$	absorber plate temperature, (K)
$T_2$	Bottom plate temperature, (K)
$T_f$	Air flow temperature, (K)
$T_a$	Ambient temperature, (K)

### Greek symbols

$\varepsilon_1$	emissivity of black absorber upper surface
$\varepsilon_2$	emissivity of unpainted absorber lower surface
$\alpha$	Absorptivity of absorber plate
$\rho$	density of air, (Kg/m <sup>3</sup> )
$\Sigma$	Stefan–Boltzmann constant
$\mu$	dynamic viscosity of air, (kg m <sup>-1</sup> s <sup>-1</sup> )

## Numerical study on thermal performance of a solar air collector with fins and baffles attached over the absorber plate

Faris Aissaoui<sup>1\*</sup>, Abdelmoumene H. Benmachiche<sup>2</sup>, Abdelhafid Brima<sup>1</sup>, Yousef Belloufi<sup>1</sup>, Moussa Belkhir<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Laboratoire de Génie Mécanique, Université de Biskra, B.P.145 R.P. Biskra 07000, Algeria

<sup>2</sup>Department of Mechanics, University of Biskra, B.P.145 R.P. Biskra 07000, Algeria

Email: techno\_fares@yahoo.fr

### ABSTRACT

In this study, a mathematical model is developed for simulating the influence of fins and baffles on the thermal performance behavior of single pass solar air collector system working in forced convection. Due to the lack of theoretical work in the case of single pass solar air heaters having artificial roughness, we have proposed a theoretical model which consists of dividing the collector into several differential elements along the panel. This model is based on a numerical solution of energy equations in each component of collector. The results obtained from the present work and results of others researches are in good agreement. Using energy analysis, influence of parameters such as width of baffles, distance between baffles, length of air heater and number of fins are presented. The obtained results would be useful to select the most efficient and design parameters.

**Keywords:** Baffles, Efficiency, Fins, Solar Air Collector.

### 1. INTRODUCTION

Since the petrol crisis, attention is drawn to the various sources of alternative energy, including: renewable energy geothermal energy [1], solar energy, wind energy etc. Solar system is the energy which the sun provides by its radiation directly or diffusely through the atmosphere. Solar energy transformed into heat is usually reorganized as one of the most effective ways to exploit solar energy. It has found many applications in the field of heating, drying, cold production, etc. [2-5]. Several types of air collectors were constructed and tested throughout the world. The main objective is to collect the maximum amount of solar energy at minimum use materials and cost [6, 7].

To increase the efficiency of solar air collectors, the heat transfer coefficient between the absorber plate and air stream should be improved, one of the most common methods to increase the heat transfer coefficient using the turbulence promoters in the form of artificial roughness on the absorber plate. In order to improve the performance of solar air heaters, different methods have been suggested to increase the rate of heat transfer between air stream and absorber plate. According to many researches, the performance of solar air collectors can be improved by utilizing corrugated surfaces [8, 9], employed artificial roughness in the air duct [10-12], attaching fins [13-18] and fins and baffles [19-22]. These ways mentioned are usually introduced as some of most

promising kinds of the performance enhancement techniques. They play double aspect role in promoting heat transfer to the air flow: i) they make the turbulent flow near the hot plate [23, 24]; ii) they extend the path of the air flow [25, 26].

A number of studies have investigated theoretically for different air heaters designs by applying the heat balance equations in order to compute the temperature distributions in each of their components [27-31]. Mohammadi and Sobzpooshani[29] investigated the influence of fins and baffles attached over the absorber plate on the performance of the upward type single pass solar air collector the problem was treated and solved theoretically under steady state conditions. Yeh [32] investigated theoretically the effect of internal re cycle on the collector efficiency in upward-type flat-plate solar air collectors with fins attached. The results of their work illustrated that the improvement in solar air collector efficiency increase with increasing reflux ratio, especially for operating at lower flow rate of air with higher inlet air temperature. Moreover, the performance in the device operated with internal recycle overcomes that in the same-size device operated with external recycle. However, the study did not take into consideration the effect on fins number height and fin arrangement. Bahrehmand et al.[33]developed a mathematical model for simulating the thermal behavior of single and two glass cover solar air heater systems worked in forced convection flow. Results of their work showed that, the systems with fin and thin metal sheet are more efficient than other studied systems from the

energy and exergy efficiency standpoints. Another work was presented by Bahrehmand and Amri[28] which studied single and two-glass cover solar air collectors with natural convection flow. Their goal was to show the effect of longitudinal fins, as well as the depth and length variations of the channel on energy and exergy performances of the air heaters. They noticed that the devices with two-glass are more efficient than a single glass solar air collector. Mohammadi and Sabzpooshani[34] appraising the possibility of enhancing thermal performance of an upward-type single pass solar air collector by utilizing fins and baffles over the absorber plate as well as applying external recycle device simultaneously under various parametric conditions. Their results discouraged the utilization fins and baffles over the absorber plate under applying external recycling operation at high mass flow rates and recycle ratios. Sabzpooshani et al. [35]studied the exergetic performance of a baffled type solar air collector has been evaluated theoretically. A detailed parametric study was done to investigate the effect of variation of fin and baffle parameters, number of glass covers, bottom insulation thickness and inlet air temperature at different mass flow rates on the exergy efficiency. The results indicated that attaching fins and baffles at low mass flow rates can lead to noticeable enhancement of the exergy efficiency. The results revealed that the trend of variation of the energy and exergy efficiencies are not the same and the exergy efficiency is the chief criterion for performance evaluation. Ho et al.[36]examined the performance of a double pass solar air heater with fins and baffles attached under influence of external recycling operation. They made a comparison between the performances of several designs such as the single-pass, double pass with recycle, fined double-pass with recycle, and fined plus baffled double-pass with recycle. The results disclosed that the increment of recycle ratio leads to enhance the efficiency. Moreover, the lowest amount of efficiency improvement and highest amount of power consumption is attained for the fined plus baffled double-pass design under external recycle. They also introduced the recycle ratio of 0.5 as optimum value for the fined plus baffled double-pass solar air heater.

Experimental and theoretical investigation are presented by Aissaoui et al. [27] to simulate the local heat transfer coefficient in flat plate single pass solar air collector working in forced convection. A comparison results between a theoretical prediction and the measured temperatures were conducted through different solar radiation intensity.

The review of bibliographic studies indicates that the previous studies used complicated model. On this account, the prime aim of this study is to propose an approach model which consists of dividing the air solar collector into several differential elements along the collector. Then, to the second aim of this research work is to investigate the effect of pertinent geometric and thermo-physics parameters on solar air collectors with fins and baffles attached. In other words, the performance of different solar air collectors' systems using the first and second laws of thermodynamics is investigated.

## 2. MATHIMATICAL MODEL

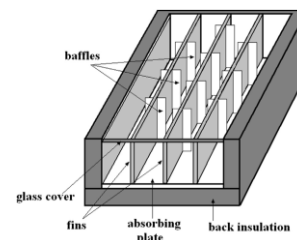
In this study, solar air collectors are investigated, single pass solar air collector with and without fins and baffles attached over the absorber plate.

The mathematical model is developed according to an energy balance equations performed on each component of the solar air collector systems. Figures 1 and 2 show schematic diagram of single pass upward type solar air heater with fins and baffles attached over the absorber plate.

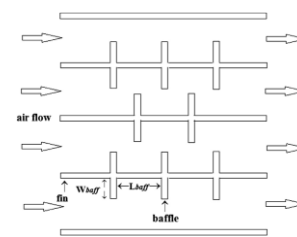
In order to simplify the mathematical model, the following assumptions are made:

- The system operates under steady state conditions.
- The air temperature changes only in the direction of the air flow.
- Heat transfer through the glass covers and absorber plate is 1-D and in the direction of perpendicular to the air flow.
- The lateral walls heat losses are neglected due to their small amount.
- The fins thickness is negligible compared to their length.

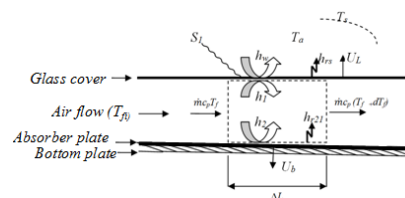
In order to determine temperature distribution in each collector component, including air flow, energy flux balance equations are applied to a differential length control volume, parallel to flow direction,lying on top side on the glass cover, and in the bottom side onthe absorberplate, as shown in Fig. 3.



**Figure 1.** Schematic diagram of the studied model, solar air heater with fins and baffles attached over the absorber plate[29].



**Figure 2.** Top viewof the solar air collector studied[29].



**Figure 3.** Schematic representation of heat transfer in the different collector components

### 2.1 Energy balance equations

The following energy balance equations are written for various air heater components in each control volume:

For the glass cover

$$S_1 + h_{r21}(T_2 - T_1) + h_1(T_f - T_1) = U_L (T_1 - T_a) \quad (1)$$

For the air flow

$$\dot{m}C_p \frac{dT_f}{Wdx} = \phi h_2(T_2 - T_f) - h_1(T_f - T_1) \quad (2)$$

For the absorber plate

$$\phi h_2(T_2 - T_f) + h_{r21}(T_2 - T_1) + U_b (T_2 - T_a) = S_2 \quad (3)$$

where  $\phi$  is dimensionless coefficient defined as follows:

$$\phi = 1 + \frac{A_{fin}}{A_p - A_{finb}} \eta_{fin} + \frac{A_{baff}}{A_p - A_{finb}} \eta_{baff} \quad (4)$$

$\eta_{aillet}$  is the fin efficiency and can be obtained as

$$\eta_{fin} = \frac{\tanh(mH_{fin})}{mH_{fin}} \quad (5)$$

where

$$m = \left( \frac{2h_3(L + t_{fin})}{K_{fin}L t_{fin}} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (6)$$

$\eta_{baff}$  is the efficiency which may be obtained from the following empirical equation[19]:

$$\eta_{baff} = \left( \frac{W_{baff}}{D_h} \right)^{0.0518} \left( \frac{L}{L_{baff}} \right)^{-0.2247} \quad (7)$$

It should be mentioned that when there are no fins and baffles attached to the absorber plate,  $\phi$  is equal to 1.

## 2.2 Estimation of heat transfer coefficients

Effect of wind. In order to identify the external convection coefficient, the relationship is used[37]:

$$h_w = 5.7 + 3.8V \quad (8)$$

Convective heat transfer coefficient between the absorber and the air flow. In order to determine the convective heat transfer coefficient inside in the case of rectangular channels for laminar ( $Re \leq 2300$ ) and turbulent ( $Re \geq 2300$ ) forced convection flow is estimated by using the Eqs.(9) and (10), respectively[38, 39].

$$Nu = \frac{h_3 D_h}{k_f} = 4.4 + \frac{0.00398(0.7ReD_h/L)^{1.66}}{1 + 0.0114(0.7ReD_h/L)^{1.12}} \quad (9)$$

$$Nu = \frac{hD_h}{K} = 0.0158 Re^{0.8} \quad (10)$$

$$D_h = \frac{4A}{P} = \frac{2(Wd - nH_{fin}t_{fin})}{(W+d) + n(H_{fin} + t_{fin})} \quad (11)$$

Heat transfer by radiation. The absorbed solar radiation absorber is:

$$S_1 = \tau \cdot \alpha_1 \cdot I \quad (12)$$

Radiative transfer coefficient between the absorber plate and the sky. The radiative transfer coefficient between the glass cover and the sky can be given by the formula:

$$h_{rs} = \frac{\sigma \varepsilon_1 (T_1 + T_s)(T_1^2 + T_s^2)(T_1 - T_s)}{(T_1 - T_a)} \quad (13)$$

The temperature of the sky is given by the formula[40]:

$$T_s = 0.0552 Ta^{1.5} \quad (14)$$

Radiative transfer coefficient between the cover glass and the absorber plate. The radiation heat transfer coefficient from the absorber plate to glass cover is estimated as follow:

$$h_{r21} = \frac{\sigma(T_1^2 + T_2^2)(T_1 + T_2)}{\frac{1}{\varepsilon_2} + \frac{1}{\varepsilon_1} - 1} \quad (15)$$

Coefficient of thermal losses toward the rear of the solar air collector. The coefficient of thermal losses toward the rear of the air solar collector is given by:

$$U_b = \frac{1}{i = \sum_1^n \frac{X_{bi}}{k_{bi}} + \frac{1}{h_w}} \quad (16)$$

Coefficient of thermal losses to the front of the collector. The coefficient of thermal losses to the front of the solar collector air is given by:

$$U_L = h_w + h_{rs} \quad (17)$$

## 2.3 Properties of air flow

Thermal properties of air flow are considered to be variables according the flow expressions[41], where :

$$C_p = 999.2 + 0.143 T_f + 1.61 \times 10^{-4} T_f^2 - 6.7581 \times 10^{-8} T_f^3 \quad (18)$$

$$K = 0.0244 + 0.6773 \times 10^{-4} T_f \quad (19)$$

$$\nu = 0.1284 \times 10^{-4} + 0.00105 \times 10^{-4} T_f \quad (19)$$

$$\rho = \frac{353.44}{T_f + 273} \quad (20)$$

where  $T_f$  is the fluid temperature evaluated in Celsius.

## 2.4 Numerical calculations and solution method

**Table 1.** Detailed specifications of the solar air heaters.

I=700 and 900 W/m <sup>2</sup>	t <sub>fin</sub> =0.001m	T <sub>fi</sub> =T <sub>a</sub>	T <sub>a</sub> =290K
ε <sub>1</sub> =0.9	ε <sub>2</sub> =0.94	α <sub>1</sub> =0.05	α <sub>2</sub> =0.94
τ=09	σ= 5.67×10 <sup>-8</sup>	V=1m/s	

Numerical calculations have been carried out to calculate the energy efficiency for different solar air collector systems with given operating conditions. In order to obtain the results numerically, proper codes are developed in FORTRAN using the fixed parameters tabulated in Table 1.

In each control volume, the finite difference method is applied to approximate the air temperature gradient as follows:

$$\frac{dT_f}{dx} \approx \frac{T_{f,i} - T_{f,i-1}}{\Delta x} \quad (21)$$

The 3×3 system of equations is written in matrix form for unknown  $T_1$ ,  $T_2$  and  $T_f$  and a linear system is solved, because the coefficient matrix is the unknown function of temperature, an iterative scheme is performed. The procedure of the solution in each section is repeated throughout the length of the manifold.

And in the present program, the coefficients for the both upper and lower surfaces of channel were assumed equal;  $h_1 = h_2$ .

The useful heat transferred to air can be written in terms of the mean fluid and inlet temperatures as follows:

$$Q = \Gamma (T_f - T_{f,-1}) \quad (22)$$

$$\Gamma = \dot{m} C_p / (W \Delta x) \quad (23)$$

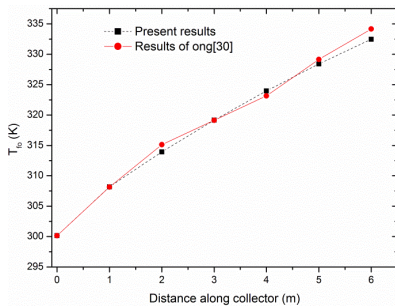
$$[A] = \begin{bmatrix} (h_1 + h_{r21} + U_l) & -h_1 & -h_{r21} \\ h_1 & -(\phi h_2 + h_1 + \Gamma) & \phi h_2 \\ -h_{r21} & -\phi h_2 & (\phi h_2 + h_{r21} + U_b) \end{bmatrix}$$

$$[T] = \begin{bmatrix} T_1 \\ T_f \\ T_2 \end{bmatrix} \text{ And } [B] = \begin{bmatrix} S_1 + U_l T_a \\ -\Gamma T_{f,i-1} \\ S_2 + U_b T_a \end{bmatrix}$$

Gauss elimination is used to calculate the unknown temperatures  $T_1$ ,  $T_2$  and  $T_f$ .

The elements of the matrix [A] contain radiation heat transfer coefficients which depend on the unknown temperatures; an iterative process based on substitution technique was the carried out in each control volume.

### 3. VALIDATION WITH LITERATURE



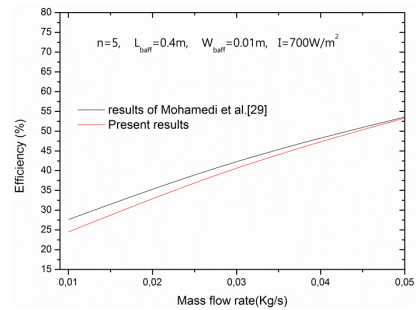
**Figure 4.** Outlet temperature as a function of distance along the solar air heater without fins

To confirm the reliability of our theoretical study, we compared the results of our code with previous results. The results obtained and published by Ong [30] are used to examine the validity of the proposed model from the single pass solar air collector without fins. Figure 4 shows the outlet air temperature as a function of distance along collector, the results reflect good consistency with those of Ong [30].

To approve the stability and robustness of our mathematical and numerical approach to both, we conducted another validation for the solar air collector plane with fins and baffles attached on the absorber plate with the numerical results of Mohamedi et al. [29] in terms of thermal efficiency different procedures. Due to the absence of the experimental

study for single pass solar air collector with fins and baffles attached over the absorber plate that is why we compared the obtained results in terms of efficiency with the previous study [29] for the same configuration, system properties and operating conditions and  $I = 700 \text{ W/m}^2$ . The comparison results are shown in figure 5. It is clear that the present results are in favorable agreement with the results obtained by Mohamedi et al.

We have performed a second validation with the results of Mohamedi et al. [29] in thermal efficiency and outlet air temperature at different procedures to approve the stability and robustness of our numerical approach. Table 2. Shows the effect of changing of fins and baffles (distance between baffles and baffles depth) for mass flow rate  $\dot{m} = 0.03 \text{ Kg/s}$ ,  $\dot{m} = 0.05 \text{ Kg/s}$  on the outlet air temperature and thermal efficiency. The results obtained were compared with the results of Mohamedi et al. [29] for the same configurations, system properties and operating conditions for  $I = 700 \text{ W/m}^2$ . The comparison results are presented in the table 2. It is clear that the present results are in favorable agreement with the results of previous work.



**Figure 5.** Comparisons of the thermal efficiency of present air collector with fins and baffles attached over the absorber plate with theoretical studied by Mohamedi et al. [29].

### 4. RESULTS AND DISCUSSIONS

The energy gain ( $Q_u$ ), thermal efficiency ( $\eta$ ) and outlet temperature ( $T_{fo}$ ) for mass flow rates of  $\dot{m} = 0.01 \text{ Kg/s}$ ,  $\dot{m} = 0.03 \text{ Kg/s}$  and  $\dot{m} = 0.05 \text{ Kg/s}$ ; various number of fins and baffles parameters and for  $I = 900 \text{ W/m}^2$  are tabulated in table 3. It is noted that  $Q_u$  and  $\eta$  increase with increasing the mass flow rate, number of fins and baffles parameters. At constant number of fins and baffles parameters, the outlet temperature also increases with increasing the number of fins and baffles parameters and decrease with increasing the mass flow rate. The same result is obtained with increasing the number of fins at constant baffles parameters. Furthermore, raising the number of fins at constant baffles parameters and increasing the width of baffles at constant number of fins, the outlet air temperature, energy gain and efficiency increases, and this influence reduces with increasing the parameters. On the other hand, the distance between baffles at constant number of fins results in enhancing the energy gain and efficiency and this effect increases with reducing the distances between baffles.

Absorber plate, glass cover and air flow temperatures are plotted in figures (6, 7) with and without fins and baffles attached over the absorber plate at  $I = 700 \text{ W/m}^2$ ,  $\dot{m} = 0.02 \text{ Kg/s}$ . In all results, it was observed that the absorber plate

exhibited the highest temperature. It was seen also that small temperature differences between air flow and the cover glass of the order of 2K, it could be obtained if the solar air collector contains fins and baffles.

Figures (8, 9) include variations of the outlet temperature for different width of baffles and distances between baffles with mass flow rate for  $I=900W/m^2$ . In all results, it can be noted that the increase in mass flow rate lead to decrease in the outlet temperature. It is evident that the outlet temperature increases with increasing parameters  $W_{baff}$  and  $L_{baff}$ , in comparison with the solar air collector without fins due to increase in the rate heat transfer from the absorber plate to air stream.

Figure 10 illustrates variations of the outlet temperature of solar air collector as a function of mass flow rate by changing

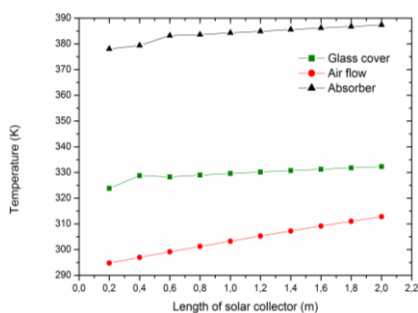
number of fins for  $I=900W/m^2$ , it is found that the effect of increasing the number of fins more than 7 is not remarkable, the obtained results from figure. 9 reveals that with increasing the number of fins, the outlet temperature increases.

According the figures, it can be noted that the increasing in the mass flow rate leads to decrease in the outlet temperature.

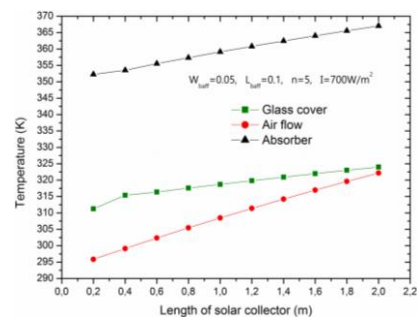
Figure 11 shows the effect of Nusselt number on outlet temperature of single pass solar air collector without fins for various length of collector at solar intensity  $I=900W/m^2$ , the curves indicate for  $L=2, L=3$  and  $L=5, L=7$  and  $L=9$ , at Nusselt number ranging from 5 to 15 with solar intensity of  $I=900W/m^2$ , the outlet air temperature dropped from 339.62K to 305.36, 340.78K to 310.76K, 361.42K to 320.56K, 370.68K to 328.97K, 375.68K to 335.81 K respectively.

**Table 2.** Comparison of the present results for single pass solar air without and with fins and baffles attached over the absorber plate with the results of Mohamedi et al.[29]for  $I=700W/m^2$ .

n	$L_{baff}$	$W_{baff}$	$\dot{m} = 0.03$ (Kg/s)					$\dot{m} = 0.05$ (Kg/s)				
			$T_{fo}(k)$		$\eta\%$		Error%	$T_{fo}$		$\eta\%$		Error%
			Present results	$T_{fo}(k)$ Ref [7]	Present results	$\eta\%$ Ref[7]		Present results	$T_{fo}(k)$ Ref [7]	Present results	$\eta\%$ Ref[7]	
0			306.07	306.03	34.67	34.62	0.14	302.59	303.15	45.28	47.31	4.29
5	0.40	0.01	309.97	309.20	43.09	41.47	3.92	304.90	304.82	53.58	53.30	0.52
		0.03	312.03	310.66	47.53	44.62	6.52	306.08	306.20	57.84	58.27	0.74
		0.05	313.64	311.94	51.01	47.39	7.64	306.96	306.96	60.99	60.99	0.01
	0.20	0.01	310.71	309.70	44.68	42.56	4.99	305.33	305.62	55.14	56.18	1.85
		0.03	313.63	311.94	51.00	47.39	7.62	306.96	306.96	60.98	60.99	0.01
		0.05	315.60	313.71	55.24	51.21	7.87	307.96	307.95	64.61	64.56	0.08
	0.10	0.01	311.81	310.50	47.07	44.29	6.28	305.96	306.11	57.42	57.94	0.90
		0.03	315.59	313.71	55.23	51.21	7.85	307.96	307.95	64.60	64.56	0.07
		0.05	317.68	315.89	59.73	55.92	6.81	308.97	309.10	68.22	68.70	0.70
0.05	0.01	313.35	311.72	50.39	46.91	7.43	306.81	306.83	60.45	60.52	0.12	
	0.03	317.68	315.89	59.72	55.92	6.79	308.96	309.10	68.21	68.70	0.72	
	0.05	319.58	318.22	63.83	60.96	4.71	309.83	310.26	71.32	72.85	2.10	
7	0.40	0.01	311.18	309.64	45.69	42.43	7.69	305.57	305.59	56.00	56.11	0.19
		0.03	313.56	311.57	50.84	46.59	9.13	306.90	306.74	60.78	60.28	0.83
		0.05	315.28	313.15	54.55	50.01	9.07	307.79	307.65	63.99	63.53	0.73
	0.20	0.01	312.06	310.32	47.60	43.90	8.43	306.07	306.00	57.81	57.61	0.34
		0.03	315.28	313.15	54.54	50.01	9.05	307.79	307.65	63.98	63.53	0.71
		0.05	317.22	315.19	58.73	54.42	7.93	308.74	308.75	67.41	67.48	0.11
	0.10	0.01	313.33	311.37	50.33	46.17	9.02	306.77	306.63	60.32	59.87	0.76
		0.03	317.21	315.19	58.72	54.42	7.91	308.74	308.75	67.40	67.48	0.12
		0.05	319.10	317.49	62.79	59.37	5.76	309.61	309.90	70.54	71.65	1.55
0.05	0.01	314.99	312.88	53.92	49.43	9.08	307.64	307.50	63.45	62.99	0.73	
	0.03	319.09	317.49	62.78	59.37	5.74	309.61	309.90	70.53	71.65	1.56	



**Figure 6.** Outlet temperature distribution along the solar air collector without fins attached

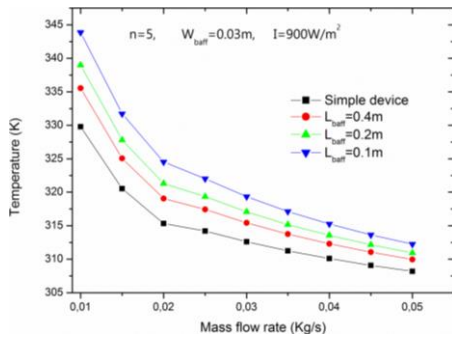


**Figure 7.** Outlet temperature distribution along solar collector with fins and baffles attached

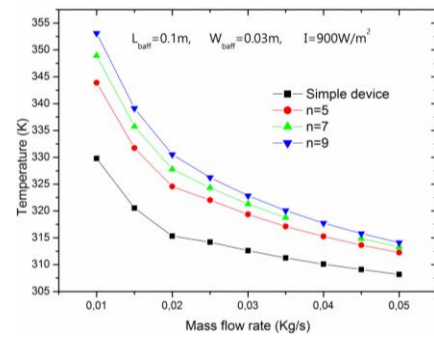


**Table 3.** Energy gain ( $Q_u$ ), thermal efficiency ( $\eta$ ) and outlet air temperature ( $T_{fo}$ ) for  $I=900W/m^2$

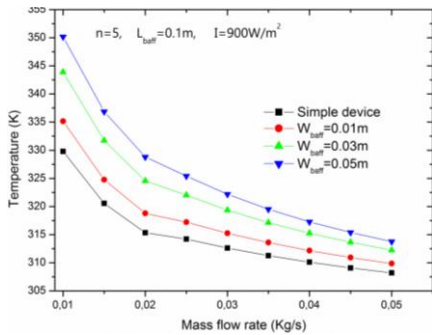
n	$L_{baff}$	$W_{baff}$	$\dot{m} = 0.01(Kg/s)$			$\dot{m}=0.03Kg/s$			$\dot{m} = 0.05 Kg/s$		
			$T_{fo}(k)$	$Q_u$	$\eta\%$	$T_{fo}(k)$	$Q_u$	$\eta\%$	$T_{fo}(k)$	$Q_u$	$\eta\%$
0			329.86	401.82	22.32	312.57	0682.55	37.92	308.17	0915.78	50.88
5	0.40	0.01	331.83	421.66	23.43	313.54	0711.96	39.55	308.80	0947.49	52.64
		0.03	335.69	460.57	25.59	315.42	0768.64	42.70	309.97	1006.58	55.92
		0.05	339.18	495.70	27.54	317.07	0818.71	45.48	310.96	1056.60	58.70
	0.20	0.01	333.15	434.99	24.17	314.19	0731.53	40.64	309.21	0968.18	53.79
		0.03	339.18	495.71	27.54	317.07	0818.71	45.48	310.96	1056.62	58.70
		0.05	344.16	545.90	30.33	319.38	0888.40	49.36	312.28	1122.93	62.39
	0.10	0.01	335.28	456.43	25.36	315.22	0762.68	42.37	309.85	1000.48	55.58
		0.03	344.16	545.91	30.33	319.38	0888.42	49.36	312.28	1122.95	62.39
		0.05	350.58	610.65	33.93	322.25	0975.16	54.18	313.82	1200.42	66.69
0.05	0.01	338.56	489.52	27.20	316.78	0809.97	45.00	310.79	1048.02	58.22	
	0.03	350.58	610.67	33.93	322.25	0975.18	54.18	313.82	1200.44	66.69	
	0.05	357.82	683.59	37.98	325.34	1068.77	59.38	315.36	1278.19	71.01	
7	0.40	0.01	333.90	442.52	24.58	314.12	0729.29	40.52	309.17	0965.93	53.66
		0.03	339.07	494.57	27.48	316.60	0804.26	44.68	310.68	1042.50	57.92
		0.05	343.46	538.87	29.94	318.66	0866.55	48.14	311.88	1102.67	61.26
	0.20	0.01	335.71	460.72	25.60	314.99	0755.72	41.98	309.71	0993.45	55.19
		0.03	343.46	538.88	29.94	318.66	0866.56	48.14	311.88	1102.69	61.26
		0.05	349.32	597.92	33.22	321.33	0947.42	52.63	313.34	1176.37	65.35
	0.10	0.01	338.53	489.19	27.18	316.34	0796.60	44.26	310.53	1034.88	57.49
		0.03	349.32	597.94	33.22	321.33	0947.44	52.64	313.34	1176.38	65.35
		0.05	356.20	667.29	37.07	324.37	1039.30	57.74	314.89	1254.44	69.69
0.05	0.01	342.70	531.26	29.51	318.30	0855.94	47.55	311.68	1092.65	60.70	
	0.03	356.20	667.31	37.07	324.37	1039.32	57.74	314.89	1254.45	69.69	
	0.05	363.14	737.28	40.96	327.32	1128.67	62.70	316.29	1325.17	73.62	



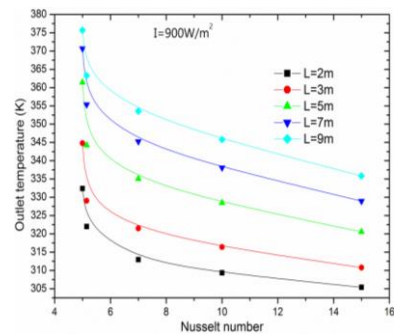
**Figure 8.** Variations of outlet air temperatures as a function of mass flow rate for various lengths of baffles



**Figure 10.** Variations of outlet air temperatures as a function of mass flow rate for various numbers of fins and baffles



**Figure 9.** Variations of outlet air temperatures as a function of mass flow rate for various widths of baffles



**Figure 11.** Outlet temperature of single pass solar air collector without fins for different Nusselt number and collector length at  $I= 900W/m^2$

## 5. CONCLUSIONS

In this research work, the thermal performance of single pass solar air collector with and without fins and baffles attached over the absorber plate has been carried out theoretically. We have proposed a mathematical model which consists of dividing the collector into several differential elements along the solar air collector. Thermal balance equations are then applied over each element in conjunction. From the FORTRAN numerical code, we have computed the temperature profiles of the glass cover, air flow and absorber plate. On the basis of the energy analysis, with attaching fins and baffles and increasing the number of fins as well as baffles density (increasing baffle width and decreasing distance between baffles), the energy efficiency continuously enhances with the increasing mass flow rate. The results of the proposed approach agree closely with values of previous work researches.

## REFERENCES

- [1] Belloufi Y., Brima A., Atmani R., Moumni N., Aissaoui F. (2016). Theoretical and experimental study of air refresh by a geothermal heat exchanger air/ground, *LARHYSS Journal ISSN 1112-3680*, Vol. 25, pp. 121-137.
- [2] Buonomo B., Manca O., Nardini S., Romano P. (2013). Thermal and fluid dynamic analysis of solar chimney building systems, *International Journal of Heat & Technology*, Vol. 31, No. 2, pp. 119-126.
- [3] Coppi M., Quintino A., Salata F. (2011). Fluid dynamic feasibility study of solar chimney in residential buildings, *Int. J. Heat Technol.*, Vol. 29, pp. 1-5.
- [4] Rouag A., Benchabane A., Labed A., Belhadj K., Boulouf N. (2016). Applicability of a solar adsorption cooling machine in semiarid regions: proposal of supplementary cooler using earth-water heat exchanger, *International Journal of Heat and Technology*, Vol. 34, No. 2, pp. 281-286. DOI: [10.18280/ijht.340218](https://doi.org/10.18280/ijht.340218)
- [5] Rouag A., Benchabane A., Labed A., Boulouf N. (2016). Thermal design of air cooled condenser of a solar adsorption refrigerator, *Journal of Applied Engineering Science & Technology*, Vol. 2, No. 1, pp. 23-29.
- [6] Varun G., Saini R.P., Singal S.K. (2007). A review on roughness geometry used in solar air heaters, *Solar Energy*, Vol. 81, No. 11, pp. 1340-1350. DOI: [10.1016/j.solener.2007.01.017](https://doi.org/10.1016/j.solener.2007.01.017)
- [7] Wazed M.A., Nukman Y., Islam M.T. (2010). Design and fabrication of a cost effective solar air heater for Bangladesh, *Applied Energy*, Vol. 87, No. 10, pp. 3030-3036. DOI: [10.1016/j.apenergy.2010.02.014](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2010.02.014)
- [8] Karim M.A., Hawlader M.N.A. (2006). Performance investigation of flat plate, v-corrugated and finned air collectors, *Energy*, Vol. 31, No. 4, pp. 452-470. DOI: [10.1016/j.energy.2005.03.007](https://doi.org/10.1016/j.energy.2005.03.007)
- [9] Lin W., Gao W., Liu T. (2006). A parametric study on the thermal performance of cross-corrugated solar air collectors, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 26, No. 10, pp. 1043-105. DOI: [10.1016/j.applthermaleng.2005.10.005](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2005.10.005)
- [10] Karwa R., Chitoshiya G. (2013). Performance study of solar air heater having v-down discrete ribs on a absorber plate, *Energy*, Vol. 55, pp. 939-955. DOI: [10.1016/j.energy.2013.03.068](https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.03.068)
- [11] Saini R.P., Verma J. (2008). Heat transfer and friction factor correlations for a duct having dimple-shape artificial roughness for solar air heaters, *Energy*, Vol. 33, No. 8, pp. 1277-1287. DOI: [10.1016/j.energy.2008.02.017](https://doi.org/10.1016/j.energy.2008.02.017)
- [12] Tanda G. (2011). Performance of solar air heater ducts with different types of ribs on the absorber plate, *Energy*, Vol. 36, pp. 6651-6660. DOI: [10.1016/j.energy.2011.08.043](https://doi.org/10.1016/j.energy.2011.08.043)
- [13] El-Sebaei A.A., Aboul-Enein S.M., Ramadan R.I., Shalaby S.M., Moharram B.M. (2011). Thermal performance investigation of double pass-finned plate solar air heater, *Applied Energy*, Vol. 88, No. 5, pp. 1727-1739. DOI: [10.1016/j.apenergy.2010.11.017](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2010.11.017)
- [14] Lertsatitthanakorn C., Khasee N., Atthajariyakul S., Soponronnarit S., Therdyothin A., Suzuki R.O. (2008). Performance analysis of a double-pass thermoelectric solar air collector, *Solar Energy Materials and Solar Cells*, Vol. 92, No. 9, pp. 1105-1109. DOI: [10.1016/j.solmat.2008.03.018](https://doi.org/10.1016/j.solmat.2008.03.018)
- [15] Naphon P. (2005). On the performance and entropy generation of the double-pass solar air heater with longitudinal fins, *Renewable Energy*, Vol. 30, No. 9, pp. 1345-1357. DOI: [10.1016/j.renene.2004.10.014](https://doi.org/10.1016/j.renene.2004.10.014)
- [16] Ozgen F., Esen M., Esen H. (2009). Experimental investigation of thermal performance of a double-flow solar air heater having aluminium cans, *Renewable Energy*, Vol. 34, No. 11, pp. 2391-2398. DOI: [10.1016/j.renene.2009.03.029](https://doi.org/10.1016/j.renene.2009.03.029)
- [17] Yeh H.M., Ho C.D. (2009). Effect of external recycle on the performances of flat-plate solar air heaters with internal fins attached, *Renewable Energy*, Vol. 34, No. 5, pp. 1340-1347. DOI: [10.1016/j.renene.2008.09.005](https://doi.org/10.1016/j.renene.2008.09.005)
- [18] Yeh H.M., Ho C.D., Hou J.Z. (2002). Collector efficiency of double-flow solar air heaters with fins attached, *Energy*, Vol. 27, No. 8, pp. 715-727. DOI: [10.1016/S0360-5442\(02\)00010-5](https://doi.org/10.1016/S0360-5442(02)00010-5)
- [19] Ho C.D., Yeh H.M., Cheng T.W., Chen T.C., Wang R.C. (2009). The influences of recycle on performance of baffled double-pass flat-plate solar air heaters with internal fins attached, *Applied Energy*, Vol. 86, No. 9, pp. 1470-1478. DOI: [10.1016/j.apenergy.2008.12.013](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2008.12.013)
- [20] Ho-Ming Y. (1992). Theory of baffled solar air heaters, *Energy*, Vol. 17, No. 7, pp. 697-702. DOI: [10.1016/0360-5442\(92\)90077-D](https://doi.org/10.1016/0360-5442(92)90077-D)
- [21] Yeh H.M. (1994). Energy balances for upward-type baffled solar air heaters, *Energy*, Vol. 19, No. 9, pp. 919-924. DOI: [10.1016/0360-5442\(94\)90076-0](https://doi.org/10.1016/0360-5442(94)90076-0)
- [22] Yeh H.M., Ho C.D., Lin C.Y. (2000). Effect of collector aspect ratio on the collector efficiency of upward type baffled solar air heaters, *Energy Conversion and Management*, Vol. 41, No. 9, pp. 971-981. DOI: [10.1016/S0196-8904\(99\)00148-X](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(99)00148-X)
- [23] Gao W., Lin W., Liu T., Xia C. (2007). Analytical and experimental studies on the thermal performance of cross-corrugated and flat-plate solar air heaters, *Applied Energy*, Vol. 84, No. 4, pp. 425-441. DOI: [10.1016/j.apenergy.2010.11.017](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2010.11.017)
- [24] Tonui J.K., Tripanagnostopoulos Y. (2007). Improved PV/T solar collectors with heat extraction by forced or

- natural air circulation, *Renewable Energy*, Vol. 32, No. 4, pp. 623-637. DOI: [10.1016/j.renene.2006.03.006](https://doi.org/10.1016/j.renene.2006.03.006)
- [25] Mohamad A.A. (1997). High efficiency solar air heater, *Solar Energy*, Vol. 60, No. 2, pp. 71-76. DOI: [10.1016/S0038-092X\(96\)00163-6](https://doi.org/10.1016/S0038-092X(96)00163-6)
- [26] Verma S.K., Prasad B.N. (2000). Investigation for the optimal thermohydraulic performance of artificially roughened solar air heaters, *Renewable Energy*, Vol. 20, No. 1, pp. 19-36. DOI: [10.1016/S0960-1481\(99\)00081-6](https://doi.org/10.1016/S0960-1481(99)00081-6)
- [27] Aissaoui F., Benmachiche A.H., Brima A., Bahloul D., Belloufi Y. (2016). Experimental and theoretical analysis on thermal performance of the flat plate solar air collector, *International Journal of Heat and Technology*, Vol. 34, No. 2, pp. 213-220. DOI: [10.18280/ijht.340209](https://doi.org/10.18280/ijht.340209)
- [28] Bahrehmand D., Ameri M. (2015). Energy and exergy analysis of different solar air collector systems with natural convection, *Renewable Energy*, Vol. 74, pp. 357-368. DOI: [10.1016/j.renene.2014.08.028](https://doi.org/10.1016/j.renene.2014.08.028)
- [29] Mohammadi K., Sabzpooshani M. (2013). Comprehensive performance evaluation and parametric studies of single pass solar air heater with fins and baffles attached over the absorber plate, *Energy*, Vol. 57, pp. 741-750. DOI: [10.1016/j.energy.2013.05.016](https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.05.016)
- [30] Ong K.S. (1995). Thermal performance of solar air heaters: mathematical model and solution procedure, *Solar Energy*, Vol. 55, No. 2, pp. 93-109. DOI: [10.1016/0038-092X\(95\)00021-I](https://doi.org/10.1016/0038-092X(95)00021-I)
- [31] Sopian K., Alghoul M.A., Alfegi E.M., Sulaiman M.Y., Musa E.A. (2009). Evaluation of thermal efficiency of double-pass solar collector with porous nonporous media, *Renewable Energy*, Vol. 34, pp. 640-645. DOI: [10.1016/j.renene.2008.05.027](https://doi.org/10.1016/j.renene.2008.05.027)
- [32] Yeh H.M. (2012). Upward-type flat-plate solar air heaters attached with fins and operated by an internal recycling for improved performance, *Journal of the Taiwan Institute of Chemical Engineers*, Vol. 43, No. 2, pp. 235-240.
- [33] Bahrehmand D., Ameri M., Gholampour M. (2015). Energy and exergy analysis of different solar air collector systems with forced convection, *Renewable Energy*, Vol. 83, pp. 1119-1130.
- [34] Mohammadi K., Sabzpooshani M. (2014). Appraising the performance of a baffled solar air heater with external recycle, *Energy Conversion and Management*, Vol. 88, pp. 239-250.
- [35] Sabzpooshani M., Mohammadi K., Khorasanizadeh H. (2014). Exergetic performance evaluation of a single pass baffled solar air heater, *Energy*, Vol. 64, pp. 697-706.
- [36] Ho C.D., Chang H., Wang R.C., Lin C.S. (2012). Performance improvement of a double-pass solar air heater with fins and baffles under recycling operation, *Applied Energy*, Vol. 100, pp. 155-163.
- [37] McAdams W.H. (1954). Heat transmission.
- [38] Bazilian M.D., Prasad D. (2002). Modelling of a photovoltaic heat recovery system and its role in a design decision support tool for building professionals, *Renewable Energy*, Vol. 27, No. 1, pp. 57-68. DOI: [10.1016/S0960-1481\(01\)00165-3](https://doi.org/10.1016/S0960-1481(01)00165-3)
- [39] Duffie J.A., Beckman W.A. (1980). *Solar Engineering of Thermal Processes*, John Wiley & Sons, New York.
- [40] Swinbank W.C. (1963). Long-wave radiation from clear skies, *Quarterly Journal of the Royal Meteorological Society*, Vol. 89, No. 381, pp. 339-348. DOI: [10.1002/qj.49708938105](https://doi.org/10.1002/qj.49708938105)
- [41] Tiwari G.N. (2002). *Solar energy: fundamentals, design, modelling and applications*, Alpha Science Int'l Ltd., 2002.

## NOMENCLATURE

$T_1$	Glass temperature. (K)
$T_2$	Absorber plate temperature. (K)
$T_f$	Air flow temperature. (K)
$T_a$	Ambient air temperature. (K)
$T_s$	Sky temperature. (K)
$I$	Incident solar radiations. ( $W/m^2$ )
$h_1$	Convective heat transfer coefficients between glass cover and air stream. ( $W/m^2K$ )
$h_2$	Convective heat transfer coefficient between the absorber plate and air flow. ( $W/m^2K$ )
$h_{r21}$	Radiation heat transfer coefficient. ( $W/m^2K$ )
$h_{rs}$	Radiation heat transfer coefficient. ( $W/m^2K$ )
$h_w$	Wind convection heat transfer coefficient. ( $W/m^2K$ )
$C_p$	Heatcapacity of air. (J/Kg K)
$K_f$	Thermal conductivity of air stream. (W/m K)
$k_{bi}$	Thermal conductivity of insulation. (W/m K)
$U_L$	Top heat loss coefficient. ( $W/m^2K$ )
$U_b$	Bottom heat loss coefficient. ( $W/m^2K$ )
$\dot{m}$	Mass flow rate. (Kg/s)
$V$	Wind velocity. (m/s)
$Nu$	Nusselt number
$Re$	Reynolds number
$W$	Width collector. (m)
$L$	Length of collector. (m)
$X_{bi}$	Insulation thickness. (m)
$d$	Spacing between absorber plate and glass cover. (m)
$D_h$	Equivalent hydraulic diameter. (m)
$A$	Cross section of flow area. ( $m^2$ )
$P$	Wetted perimeter. (m)
$Q$	The useful heat transferred to air
$H_{fm}$	Height of fins. (m)
$t_{fin}$	Thickness of fins. (m)

## Greeks symbols

$\epsilon_1$	Emissivity of glass cover
$\epsilon_2$	Emissivity of absorber surface
$\alpha_1$	Absorptivity of absorber plate
$\alpha_2$	Absorptivity of cover glass
$\tau$	Transmissivity
$\rho$	Density of air stream ( $Kg/m^3$ )
$\sigma$	Stefan –Boltzmann constant
$\mu$	Dynamic viscosity of air stream ( $Kgm^{-1}S^{-1}$ )