



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
République Algérienne Démocratique et Populaire  
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي



Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

جامعة غرداية

N° d'enregistrement

/...../...../...../.....

Université de Ghardaïa

كلية العلوم والتكنولوجيا

Faculté des Sciences et de la Technologie

قسم الآلية والكهرو ميكانيك

Département d'Automatique et Electromécanique

## Mémoire

Pour l'obtention du diplôme de Master

Domaine: Sciences et Technologies

Filière: Électromécanique

Spécialité: Energies Renouvelables

# Adaptation des machines frigorifiques aux régions Chaudes. Proposition d'un aéro-refroidisseur géothermal

Soutenue publiquement le 17/06/2021

Par :

**TEGGAR Abdelkarim & BELLAOUAR Abderraouf**

Devant le jury composé de :

<b>CHENINI Keltoum</b>	Univ. Ghardaïa	Maitre de conférences A	<b>Examineur</b>
<b>BENSEDDIK Abdelouahab</b>	Univ. Ghardaïa	Maître de Recherche B	<b>Examineur</b>
<b>AISSAOUI Faris</b>	Univ. Ghardaïa	Maître de conférences B	<b>Encadreur</b>

Année universitaire 2020/2021

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

## REMERCIEMENTS

*En premier, je remercie le Tout Puissant ALLAH, notre créateur qui m'a donné la force d'accomplir ce travail.*

*Travail, Je tiens à remercier vivement, le chargé du suivi de ce Mr fares Aissaoui pour ses encouragements, ses conseils précieux et sa disponibilité.*

*Mes vifs remerciements vont également aux membres du jury pour l'intérêt qu'ils ont porté à*

*Ma recherche en acceptant d'examiner mon travail et de l'enrichir par leurs propositions a*

*L'occurrence.*

*Dr.CHENINI Keltoum*

*Dr.BENSEDDIK Abdelouahab*

*Je présente mes chaleureux remerciements aux enseignants du département d'Automatique et Electromécanique pour leurs aides et orientations durant ma formation en particulier.*

*Et à tous ceux qui ont participé de près ou de loin à la réalisation de ce travail.*

# Dédicace

*Je suis très heureux de dédier ce travail humble, comme un geste  
de gratitude:*

*À la personne qui a donné naissance à la douleur et à la joie, le  
symbole de l'amour:*

*Chères Mères*

*Pour ceux qui aiment et apprécient son soutien continu tout au  
long de notre étude:*

*Chers Pères*

*Pour nos frères, sœurs et tous les membres de notre famille.*

*TEGGAR & BELLAOUAR*

*Pour nos amis.*

**Sommaire**

Dédicace .....I

Remerciements.....II

Sommaire.....III

Liste des figures.....VI

Liste des tableaux.....IX

Nomenclature.....X

Résumé.....XIII

ملخص .....XIV

Abstract.....XV

Introduction Générale.....1

**Chapitre I: Généralités sur l'énergie géothermique et les échangeurs de chaleur.**

**I.1. Introduction .....3**

**I.2. L'énergie géothermique .....3**

    I.2.1 Les avantages de la géothermie .....3

    I. 2.2 Les inconvénients de la géothermie .....3

    I. 2.3.La géothermie dans l'Algérie .....4

        I. 2.3.1. La géothermie en Algérie: .....4

        I. 2.3.2 Les zones géothermiques En Algérie: .....4

    I .2.4 Classification des ressources géothermiques .....5

        II.2.4.1 La géothermie a haute énergie : (haute enthalpie, haute température, profonde)...5

        I .2.4.2 La géothermie à basse énergie : .....6

        I .2.4.3 La géothermie à très basse énergie : .....6

        I .2.4.4 Selon la nature du sol : .....7

        I. 2.4.5 Conductivité thermique: .....7

        I .2.4.6 Capacité calorifique du sol: .....7

**I .3 Pompe à chaleur géothermique.....8**

    I .3.1 Définition .....9

    I .3.2 Fonctionnement .....9

    I .3.3 Principe thermodynamique .....9

**I .4 La forme d'échangeur de chaleur ..... 11**

I .4.1 Echangeur Vertical .....	11
I .4.2 Echangeur Horizontal .....	11
I .4.3 Echangeur Serpentins .....	12
I .4.4 Echangeur Spiral.....	12
<b>I .5 Principaux paramètres de dimensionnement .....</b>	<b>13</b>
I .5.1 Le Débit D'air Total.....	13
I.5.2 Le Nombre Et Le Diamètre Des Tubes.....	14
I .5.3 La Vitesse De L'air Dans Les Tubes.....	14
I .5.4 La Longueur Des Tubes .....	14
I .5.5 La Distance Entre Tubes .....	14
I .5.6 La Profondeur D'enfouissement Des Tubes.....	15
I .5.7 Pente Du Conduit.....	15
I .5.8 Matériau Constitutif Des Tubes .....	15
I .5.9 Zone à risque radon.....	16
I .5.10 La nature du sol et son taux d'humidité .....	16
<b>I .6 puits canadien (provençal).....</b>	<b>16</b>
I .6.1 Définition .....	16
I .6.2 Principe de fonctionnement .....	17
I .6.3 Emplacement du puits canadien .....	17
I .6.4 Eléments pour la conception d'un puits canadien/provençal .....	18
<b>I .7. Conclusion.....</b>	<b>19</b>
<b>I .8. Références bibliographiques .....</b>	<b>20</b>

## **Chapitre II: Etude Bibliographique**

<b>II .1. Introduction.....</b>	<b>21</b>
<b>II .2. Revue Bibliographique.....</b>	<b>21</b>
<b>II.3. Analyse des travaux effectués .....</b>	<b>31</b>
<b>II .3. Conclusion .....</b>	<b>33</b>
<b>II .4. Références bibliographiques.....</b>	<b>34</b>

**Chapitre III : Exploitation de l'échangeur air-sol comme solution à l'aéro-refroidisseur**

<b>III.1 Introduction.....</b>	<b>35</b>
<b>III.2. Position du problème .....</b>	<b>35</b>
<b>III .4. Présentation de la formulation mathématique .....</b>	<b>37</b>
<b>III.3 Mesures de l'échangeur.....</b>	<b>37</b>
III. 4.1. Modèle thermique du sol.....	37
III.4.3. Exemple d'un schéma d'installation de l'échangeur " puits canadien " .....	39
III.4.4. Établissement des modèles semi- analytiques.....	39
<b>III. 5.Hypothèses considérées.....</b>	<b>40</b>
<b>III.6.Méthode de calcule.....</b>	<b>40</b>
III.6.1. Estimation de la température de l'air.....	40
III.6.2 Estimation de la résistance thermique du sol .....	51
<b>III.7. Organigramme du modèle GRBM .....</b>	<b>46</b>
<b>III.8.conclusion.....</b>	<b>48</b>
<b>III.9 Références bibliographiques .....</b>	<b>49</b>

**Chapitre IV : Résultats et discussions**

<b>IV.1. Introduction.....</b>	<b>50</b>
<b>IV.2 Validation des résultats.....</b>	<b>51</b>
IV.2.1 Propriétés physiques et thermiques (de l'air, des tuyaux et du sol) utilisées dans validation des tuyaux.....	51
<b>IV.3. Etude paramétrique.....</b>	<b>53</b>
IV .3.1. Effet de la durée de fonctionnement sur la température de l'air (3D) .....	55
IV .3.2. Effet de la durée de fonctionnement sur la température du sol (3D) .....	57
IV .3.4. Effet de la température ambiante sur la longueur de l'échangeur air-sol .....	60
IV.3.5. Effet du diamètre des tubes sur la longueur de l'échangeur air-sol.....	62

IV .3.6.Effet de vitesses d'air sur la longueur de l'échangeur air-sol (T=f(L) pour différents vitesses).....	63
IV .3.7. Effet de la conductivité thermique du sol sur la longueur de l'échangeur.....	64
<b>IV.4. Conclusion .....</b>	<b>66</b>
<b>IV.5. Références bibliographiques .....</b>	<b>67</b>
<b>Conclusion générale.....</b>	<b>68</b>

## Liste des figures

### Chapitre I: Généralités sur l'énergie géothermique et les échangeurs de chaleur

- Figure.I.1 géothermie à haute énergie
- Figure.I.2 géothermie à basse énergie.
- Figure.I.3 géothermie à très basse énergie
- Figure.I.4 Fonctionnement d'une pompe à chaleur.
- Figure.I.5 Principe de fonctionnement d'une PAC.
- Figure.I.6 Schéma de principe d'une machine thermodynamique.
- Figure.I.7 Exemple de dimensionnement en mode chauffage.
- Figure.I.8 Exemple de dimensionnement en mode rafraîchissement.
- Figure.I.9 Echangeur vertical.
- Figure.I.10 échangeur horizontal.
- Figure.I.11 échangeur Serpentins.
- Figure.I.12 échangeur spiral.
- Figure.I.13. Description d'un puits canadien.
- Figure.I.14. Schéma de fonctionnement été-hiver.
- Figure.I.15. Emplacement du puits.

### Chapitre II: Etude Bibliographique

- Figure. II. 1. Schéma de l'échangeur air/ sol intégré à un local.



- Figure. II. 2.** Schéma d'installation expérimentale de l'échangeur.
- Figure. II. 3.** Tranche du tube de l'échangeur tubulaire eau/sol placé dans le sol.
- Figure. II.4.** Géométrie de l'échangeur eau-sol modélisé.
- Figure. II.5.** Situation géographique de la région d'étude.
- Figure. II.6.** Vue externe du banc des essais expérimentaux (Site Université Biskra).
- Figure. II.7.** Situation géographique de la région d'étude.
- Figure. II.8.** Comparaison avec N. Moummi et al.
- Figure. II.9.** Diagramme schématique du système EAHE installé dans une centrale à turbine à gaz.
- Figure. II.10.** Discrétisation du domaine EAHE.
- Figure. II.11.** Schéma descriptif de l'EAHE: **a)** partie verticale I, **b)** partie horizontale II  
**c)** partie verticale III
- Figure. II. 12.** Photos de l'installation expérimentale d'EAHE à l'Université de Biskra, **a)** trou de forme serpentine; **b)** PVC horizontal enterré tuyau avec thermocouples
- Figure II.13.** Évolution de la température de l'air le long de l'échangeur air/sol.

### Chapitre III : Exploitation de l'échangeur air-sol comme solution à l'aéro-refroidisseur

- Figure III.1.** Schéma descriptif de l'échangeur air/sol.
- Figure. III.2.** Schéma simplifié d'un échangeur air/sol en forme serpentin.
- Figure III.3.** Schéma montre la subdivision du tuyau EAHE et du sol en plusieurs couches.
- Figure. III.4.** Schéma d'installation de l'échangeur étudié.
- Figure. III.5.** Schéma du cylindre creux semi-infini étudié.
- Figure. III.6.** Transfert de chaleur entre l'échangeur et le tube coupe longitudinale et radiale.
- Figure. III.7.** Schéma montre l'épaisseur du sol perturbé,  $\delta$ , et le rayon du sol,  $r_\delta$ .
- Figure .III.8.** Organigramme détaillé du modèle GRBM.

### Chapitre IV : Résultats et discussions

- Figure IV.1.** Validation du modèle GRBM avec des résultats expérimentaux de Mehdid et al

- Figure IV.2.** Variations de température de l'air en fonction de la longueur de l'échangeur à partir des données de Mehdid pour 6 heures de fonctionnement.
- Figure IV.3.** Variation de la température de l'air le long de l'échangeur pendant 24 heures de fonctionnement.
- Figure IV.4.** Variation de la température de l'air le long de l'échangeur pendant 12 heures de fonctionnement.
- Figure IV.5.** Variation de la température de l'air le long de l'échangeur pendant 6 heures de fonctionnement.
- Figure IV.6.** Variation de la température de l'air le long de l'échangeur pendant 3 heures de fonctionnement.
- Figure IV.7.** Variation de la température de sol le long de l'échangeur pendant 24 heures de fonctionnement.
- Figure. IV.8.** variation de la température de sol le long de l'échangeur pendant 12 heures de fonctionnement.
- Figure. IV.9 .**Variation de la température de sol le long de l'échangeur pendant 6 heures de fonctionnement.
- Figure. IV.10.** Variation de la température de sol le long de l'échangeur pendant 3 heures de fonctionnement.
- Figure. IV.11.** Variation de  $r_{\sigma}$  pour chaque heure pendant 24 h de fonctionnent.
- Figure. IV.12.** Effet des différentes températures ambiantes sur la longueur de l'échangeur.
- Figure. IV.13.** Effet du diamètre des tubes pour 6h de fonctionnement.
- Figure. IV.14.** Effet du diamètre des tubes Pour 12h de fonctionnement.
- Figure. IV.15.** Effet de vitesses d'air Pour 6h de fonctionnement.
- Figure. IV.16.** Effet de vitesses d'air Pour 12h de fonctionnement.
- Figure. IV.17.** Effet de la conductivité thermique du sol après 6h de fonctionnement.
- Figure. IV.18.** Effet de la conductivité thermique du sol après 12h de fonctionnement.



**Liste des tableaux**

**Chapitre I: Généralités sur l'énergie géothermique et les échangeurs de chaleur**

**Tableau I.1:** Caractéristiques de quelques sources thermiques du Nord de l'Algérie.

**Tableau I.2 :** Propriétés thermiques des principaux constituants d'un sol.

**Chapitre II: Etude Bibliographique**

**Tableau.II.1** Résumé des travaux effectués rencontrés.

**Chapitre III : Exploitation de l'échangeur air-sol comme solution à l'aéro-refroidisseur**

**Chapitre IV : Résultats et discussions**

**Tableau IV.1.** Caractéristiques spécifiques de l'échangeur air-sol de Mehdid et al [1].

**Tableau IV.2 .**Validation des températures de l'air du présent modèle et modèle GRBM de (MEHDID)[1] pendant 6 h de fonctionnement.

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

**Tableau IV.4 .**Températures de l'air ambiant injecté par chaque heure [2].

### Nomenclature

Les différentes abréviations et notations utilisées tout au long de ce mémoire sont expliquées ci-dessous :

Symboles	Désignation	Unités
<b>T</b>	Température	[°C ]
<b>R</b>	Résistance thermique	[m <sup>2</sup> K / W]
<b>r</b>	Rayon	[m]
<b>L</b>	Longueur	[m]
<b>Q</b>	Flux thermique par unité de longueur	[W / m]
<b>J<sub>0</sub></b>	Fonction de Bessel de première espèce d'ordre zéro	-
<b>J<sub>1</sub></b>	Fonctions de Bessel de première espèce d'ordre un	-
<b>β<sub>n</sub></b>	Racine de la fonction J <sub>0</sub> (x)	-
<b>t</b>	Temps	[s]
<b>v</b>	Vitesse	[m/s]
<b>S</b>	Section de tuyau	[m <sup>2</sup> ]
<b>ṁ</b>	Débit massique	[kg/s]
<b>q<sub>v</sub></b>	Débit volumique	[
<b>h</b>	Coefficient de transfert de chaleur par convection	[W/m <sup>2</sup> K]
<b>d</b>	Diamètre du tube	[m]
<b>C<sub>p</sub></b>	Chaleur spécifique	[J / (kg. K)]
<b>ΔX</b>	Longueur de couche	[m]

lettres grecques	Définitions	Unité
<b>α</b>	Diffusivité thermique du sol, tel que : $a = \lambda / (\rho.C_p)$	[m <sup>2</sup> /s]
<b>λ</b>	Conductivité thermique du sol	[w/ (m.K)]
<b>δ</b>	Épaisseur du sol	[m]
<b>ρ</b>	Masse volumique	[Kg/m <sup>3</sup> ]
<b>μ</b>	Viscosité dynamique	[kg / (m. s)]
<b>ν</b>	Viscosité cinématique	[m <sup>2</sup> / s]

Indices	Définitions
<b>0</b>	Initiale
<b>1</b>	Intérieur
<b>s</b>	Sol
<b>a</b>	Air
<b>amb</b>	Ambiant
<b>tub</b>	Tube
<b>f</b>	Fluide
<b>int</b>	Interne
<b>ext</b>	Externe
<b>th</b>	thermique
<b>H</b>	Hydraulique
<b>tot</b>	Total
<b>m</b>	Index du temps
<b>i</b>	Index du temps
<b>j</b>	Index de la couche
<b>k</b>	Index de rayon
<b>n</b>	Indice
$\infty$	Rayon loin de l'échangeur

Nombres adimensionnels	Définitions
<b>Nu</b>	Nombre de Nusselt
<b>Pr</b>	Nombre de Prandlt
<b>Re</b>	Nombre de Reynolds
<b>Gr</b>	Nombre de Gras Hof

Acronyme des termes utilisés	Définitions
<b>EAHE</b>	Échangeur geothermal air-sol (Earth-Air-Heat-Exchanger)
<b>EWHE</b>	Échangeur geothermal eau-sol(Earth-Water-Heat-Exchanger)
<b>EATHE</b>	Échangeur de chaleur Earth Air Tunnel (Earth Air Tunnel Heat Exchanger)
<b>PAC</b>	Pompe à chaleur

<b>GAC</b>	Aéro-Refroidisseur Geothermal (Geothermal Aero-Cooler)
<b>COP</b>	Coefficient de performance (Coefficient of performance)
<b>DCT</b>	Tour de refroidissement à (Dry Cooling Tower)

---

## ملخص: تكيف آلات التبريد في المناطق الحارة . اقتراح مبرد الهواء الأرضي

إن الاختلاف في درجات حرارة الغلاف الجوي ودرجات أعماق الأرض يجعلنا نفكر في استخدام هذا الاختلاف إما للتدفئة في الشتاء أو التبريد في الصيف وذلك باستخدام المبادلات الحرارية الأرضية حسب الحاجة.

تتعلق الدراسة التي نقدمها في هذه المذكرة بتبريد الهواء و تهوية المنازل عن طريق تشغيل مبادل جيوحراري تربة / هواء.

الهدف الرئيسي هو تحديد درجة الحرارة أحادية الاتجاه في التربة، ثم تحديد وتقييم درجة حرارة الهواء على طول المبادل الأفقي المدفون داخل التربة، باستخدام معادلة الحرارة، نموذج شبه تحليل تم تطويره سابقاً يتكون من نموذجين فرعيين. النموذج الأول يسمى RBM والثاني يسمى GRBM للتنبؤ بالأداء الحراري وتقييم درجة حرارة الهواء على طول المبادل أثناء التشغيل في ظل ظروف عابرة في وضع التبريد. استخدمنا برنامج « MATLAB » لمحاكاة السلوك الحراري للمبادل رقمياً وكذلك لإظهار تأثير معلمات معينة على الأداء الحراري للنظام.

أظهرت النتائج التي تم الحصول عليها أن التباين في درجة حرارة السطح الخارجي، وكذلك خصائص التربة لهما تأثير كبير على الاختلاف في درجة حرارة الهواء عند مخرج المبادل و زمن التشغيل.

**الكلمات المفتاحية:** مبادل حراري ، برج تبريد ، طاقة حرارية أرضية ، مبادل هوائي / أرضي ، مبرد الهواء الجيوحراري.



**Résumé : Adaptation des machines frigorifique aux régions chaudes.**

**Proposition d'un aéro refroidisseur géothermal**

*La* différence de degrés de température de l'atmosphère et celle des profondeurs du sol nous fait penser à l'utilisation de cette différence ou que ce soit pour le réchauffement en hiver ou bien le rafraichissement en été et cela par l'utilisation des échangeurs géothermique selon les besoins. *L'*étude que nous présentons dans cette mémoire concerne le refroidissement ou le réchauffement de l'air par l'exploitation d'un échangeur géothermique air/sol en forme de serpent. *L'*objectif principal réside en la détermination du profil de température unidirectionnel dans le sol, ensuite on a déterminé et évalué la température de l'air le long de l'échangeur horizontal enterré, en utilisant l'équation de la chaleur. *Un* modèle semi-analytique a été précédemment développé composé de deux sous-modèles. Le premier modèle s'appelle RBM et le second s'appelle GRBM Pour prédire les performances thermiques et évaluer la température de l'air le long d'un échangeur en fonctionnant dans des conditions transitoires en mode refroidissement. *Nous* avons utilisé le logiciel « MATLAB », pour simuler numériquement le comportement thermique de l'échangeur ainsi que pour montrer l'effet de certains paramètres sur les performances thermiques du système. *Les* résultats obtenus montrant que la variation de la température du surface extérieure, ainsi que les caractéristiques du sol ont une grande influence sur l'écart de température d'air à la sortie de l'échangeur et son état du fonctionnement.

**Mot clés :** échangeur de chaleur, tour de refroidissement, géothermie peu profonde, échangeur air/sol, refroidisseur d'air géothermique

**Abstract: Adaptation of refrigerating machines to hot regions. Proposition of Geothermal Air Cooler**

The difference in atmospheric temperature degrees and that of the soil depths makes us think of the use of this difference or whether it is for warming in winter or cooling in summer and this by using geothermal interchanges as needed. The study we present in this note concerns the cooling or warming of the air by operating a geothermal air/ground coil-shaped interchange. The main objective lies in determining the one-way temperature profile in the soil, then determining and assessing the air temperature along the buried horizontal exchanger, using the heat equation. A transient semi-analytic model was previously developed consisting of two sub-models. The first model is called **RBM** and the second is called **GRBM** to predict thermal performance and assess air temperature along an exchanger by operating in transient conditions in cooling mode. We used the "**MATLAB**" software to digitally simulate the thermal behavior of the interchange and to show the effect of certain parameters on the thermal performance of the system. The results obtained showing that the variation in the temperature of the outside surface, as well as the characteristics of the soil, have a great influence on the difference in air temperature at the exit of the interchange and its state of operation.

**Keywords:** heat exchanger, cooling tower, shallow geothermal energy, air / ground exchanger, geothermal air cooler.

# Chapitre I

Généralités sur

l'énergie

géothermique et les

échangeurs de

chaleur

### **I.1. Introduction**

Ce chapitre fournit quelques concepts généraux et définitions de la chaleur géothermique d'un côté.

D'autre part, nous montrons des généralités sur l'échangeur air-sol, certains types d'échangeurs de chaleur, leur principe de fonctionnement et leurs propriétés.

### **I.2. L'énergie géothermique**

L'énergie géothermique désigne l'énergie provenant de la chaleur contenue dans la croûte terrestre et dans les couches superficielles de la terre.

On distingue habituellement deux formes d'énergie géothermique avec la géothermie de surface et la géothermie profonde. La géothermie de surface consistée en la récupération de la chaleur pendant la période de l'hiver et de la fraîcheur pendant l'été à partir de la couche superficielle du sol. La géothermie profonde consiste quant à elle à capter la chaleur contenue par la croûte terrestre en vue de produire du chauffage lorsque la température est inférieure à 90°, ou même de l'électricité dès lors que la température est comprise entre 90 et 150. [2]

#### **I.2.1 Les avantages de la géothermie**

- Ressource énergétique locale qui ne nécessite pas de transport
- Ressource énergétique renouvelable préservant l'environnement
- Capacités de production importantes comparées aux autres énergies renouvelées
- Énergie de base, généralement, indépendant des conditions climatiques. [10]

#### **I. 2.2 Les inconvénients de la géothermie**

- Coûts d'investissement et de maintenance très élevés
- L'utilisation de la géothermie reste particulière, proche notamment des zones volcaniques

- Risque de glissement de terrain. [10]

### **I. 2.3. La géothermie dans l'Algérie**

#### **I. 2.3.1. La géothermie en Algérie:**

L'Algérie, est considérée parmi les pays riches en eaux thermo-minérales. Et dispose des nappes et de sources d'eau chaude dont les températures s'échelonnent entre (20°C et 98°C). Au Nord il existe environ 200 sources thermales, dont la température varie de (22°C à 90°C), et au bassin sédimentaire du bas Sahara compte d'énormes réserves d'eau chaudes varie de (50°C à 56°C). Il convient de signaler l'existence de source à hautes températures pouvant atteindre 118 °C à Ain Ouelmen et 119 °C à Biskra .On voit donc que le potentiel géothermique existant dans notre pays est très fort, on se propose donc de l'exploiter et de le valoriser. Au sud algérien, il existe plusieurs sources à des profondeurs variant de 80 mètres dans la région d'El Meni'a. [11]

#### **I .2.3.2 Les zones géothermiques En Algérie:**

En Algérie, les études en géothermie ont été menées principalement sur le Nord algérien, 'Carte Géothermique Préliminaire du Nord de l'Algérie. Ces études montrent que le Nord de l'Algérie compte un nombre important de sources thermales.

Près de 200 sources ont été inventoriées et elles sont réparties à travers tout le territoire Nord algérien, majoritaires au Nord-est (Tableau 1). Parmi les plus importantes, nous pouvons citer Hammam Maskoutaine (98 °C) à Guelma, Hammam Bou Taleb (52 °C) à Sétif et Hammam Bouhanifia (66°C) à Mascara. Trois zones à fort gradient géothermique sont mises en évidence ; au Nord-Ouest, au Nord-Est et au Centre Nord de l'Algérie, plus particulièrement dans les régions de l'Omanie, de la Kabylie et du Constantinois. [2]

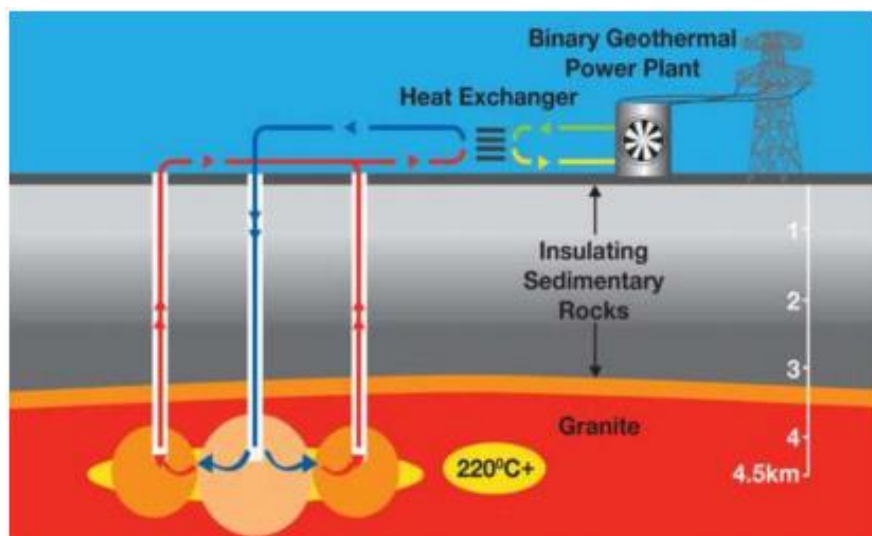
**Tableau I.1:** Caractéristiques de quelques sources thermique du Nord de l'Algérie.

Sources Thermique	Région	Faciés Chimique	Résidus Secs(mg/l)	Température e(°C)	Dedit (l/s)
H.chellala	Guelma	Sulfaté magnésien	1600	98	100
H.Bouhadjar	Ain-Timouchent	Chloruré sodique	3210	66.5	-
H.Bouhanifia	Mascara	Bicarbonaté sodique	1400	66	-
H.Boutaleb	Setif	Chloruré sodique	3416	52	-
H.Essalihine	Khenchela	Chloruré sodique	2082	70	-
H.Salhine	Skikda	Sulfaté magnésien	2046	55	-
H.SudiBou Abdellah	Relizane	Chloruré sodique	1194	51	-
H.Della	M'sila	Sulfaté sodique	1980	42	-
H.Rabi	Saida	Chloruré sodique	1524	47	-
H.Sillal	Bejaia	Chloruré sodique	2221	46	-
H.Ben Haroun	constantine	Chloruré sodique	3762	42	10

**I .2.4 Classification des ressources géothermiques**

**II.2.4.1 La géothermie a haute énergie :** (haute enthalpie, haute température, profonde)

- La profondeur : plus de 1500 mètres.
- La température : entre 80 °C et 300 °C
- L'objectif : Production d'électricité et de chaleur à la fois.
- Le moyen : une turbine à vapeur pour l'électricité et de récupération des condensats de vapeur pour la chaleur. [12]



**Figure I.1.**Géothermie à haute énergie. [10]

### I.2.4.2 La géothermie à basse énergie :

- La profondeur : 1500 et 2500 mètres.
  - La température : entre 30 °C et 100 °C.
  - L'objectif : le chauffage urbain collectif par réseau de chaleur et certaines applications industrielles.
  - Le moyen : Pompe à chaleur sur une nappe phréatique, afin de prélever et transférer de l'énergie contenue dans l'eau souterraine vers les locaux à chauffer ou à climatiser.
- [12]

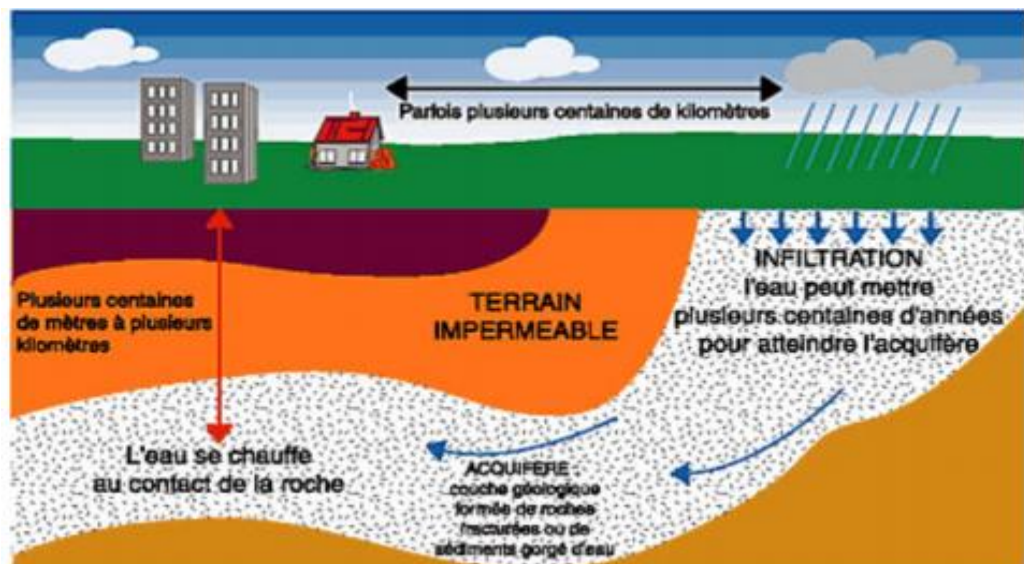


Figure I. 2 Géothermie à basse énergie. [10]

### I.2.4.3 La géothermie à très basse énergie :

- La profondeur : centaines mètres.
- La température : entre 10 et 30°C.
- L'objectif : la climatisation passive avec par exemple le système du puits provençal et le chauffage et la climatisation.

- Le moyen : pompe à chaleur géothermique prélevant la chaleur provient non pas des profondeurs de la croûte terrestre, mais du soleil et du ruissellement de l'eau de pluie, le sol du terrain jouant un rôle d'inertie thermique. [12]

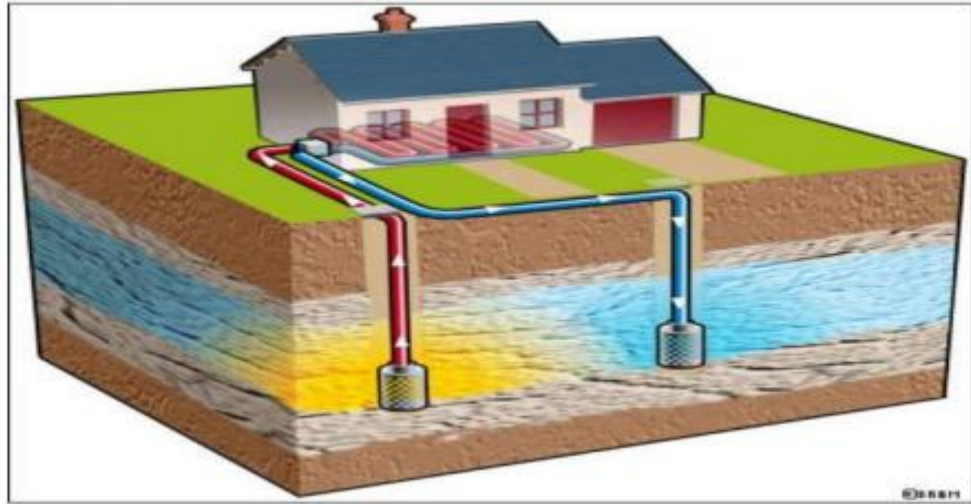


Figure I. 3 géothermies à très basse énergie. [10]

### I .2.4.4 Selon la nature du sol :

Des principaux éléments à prendre en compte lors de la conception d'un puits canadien/provençal. Les performances du puits sont directement liées à la capacité calorifique et à la conductivité thermique du sol. [10]

### I. 2.4.5 Conductivité thermique:

La conductivité thermique d'un sol dépend non seulement de sa composition mais également de la disposition et de la forme de ses particules constitutives, des liaisons entre ces particules ainsi que de sa teneur en eau. Le sol sera d'autant plus conducteur de chaleur qu'il sera humide. [10]

### I .2.4.6 Capacité calorifique du sol:

La capacité calorifique d'un sol s'exprime par la moyenne pondérée des capacités calorifiques de ses constituants : minéraux, matière organique, eau, air. [10]



Tableau I.2 : Propriétés thermiques des principaux constituants d'un sol.

Matière	$\rho(kg/m^3)$	$C(kj/k.kg)$	$\lambda(w/k.m)$
Minéraux (moy)	2650	0.80	2.90
Sable et Gravier	1700 à 2200	0.91 à 1.18	2.00
Argile et Limon	1200 à 1880	1.67 à 2.50	1.50
Matière organique	1300	1.90	0.25

### I.3 Pompe à chaleur géothermique

Le rayonnement du soleil et les conditions climatiques ont une influence sur la température terrestre des premiers mètres du sous-sol. Le sol et l'eau dont il est gorgé sont donc chauffés. Ce n'est pas très chaud, mais c'est suffisant pour pouvoir chauffer une maison... à condition d'installer une pompe à chaleur géothermique. Il s'agit d'un équipement qui fonctionne exactement comme le réfrigérateur qui trône dans ta cuisine, mais à l'envers. La pompe à chaleur géothermique, elle, capte la chaleur du sol pour la ramener à l'intérieur des bâtiments. Cependant, pour bien fonctionner tout au long de l'année, il faut qu'elle soit installée dans une zone où la température du sous-sol est stable (c'est-à-dire qu'elle reste la même tout au long de l'année).

Au final, le bilan reste intéressant car même si elle nécessite un peu d'électricité pour fonctionner, la pompe à chaleur géothermique peut fournir jusqu'à 60 % des besoins en énergie pour chauffer une maison. [14]

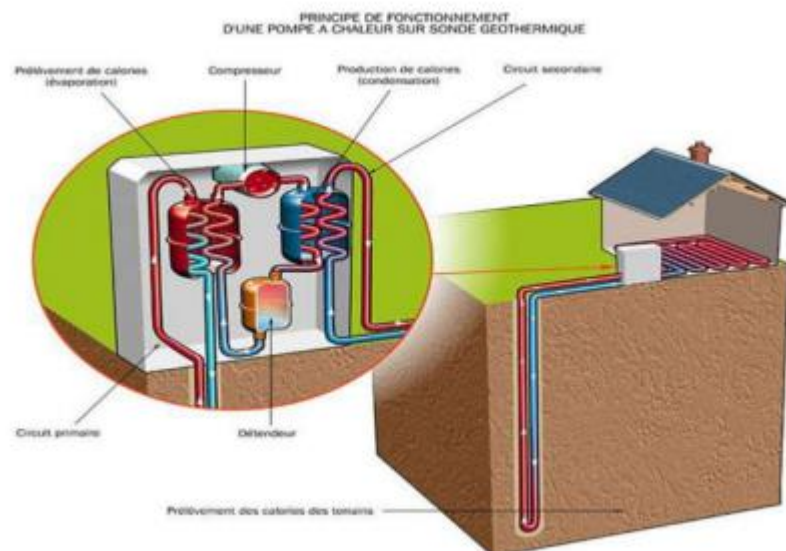


Figure I. 4.Fonctionnement d'une pompe à chaleur. [14]

### I.3.1 Définition

La pompe à chaleur est un appareil capable de transférer de l'énergie d'un milieu « froid » vers un milieu « chaud ». Concrètement, cela consiste à prélever des calories du milieu naturel (air, sol ou eau) pour les injecter à l'intérieur du bâtiment que l'on souhaite chauffer. Même « froids », l'air, le sol et l'eau renferment de la chaleur qu'il est possible d'extraire moyennant une dépense énergétique initiale. [16]

### I.3.2 Fonctionnement

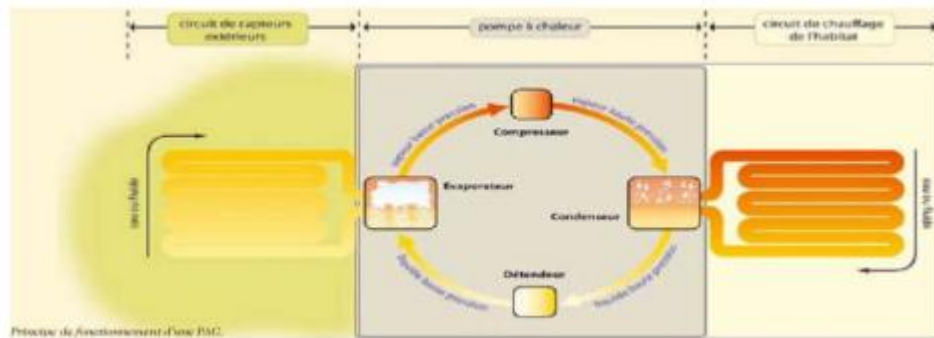


Figure I. 5.Principe de fonctionnement d'une PAC. [16]

De gauche à droite sur le schéma :

- La chaleur prélevée dans le milieu naturel est captée par le fluide caloporteur au niveau de l'évaporateur.
- Le fluide change d'état et se transforme en vapeur.
- Le compresseur comprime cette vapeur, augmentant ainsi sa température.
- Au niveau du condenseur, la vapeur, en se condensant, transmet sa chaleur au milieu à chauffer. La température du fluide s'abaisse alors dans le détendeur, le rendant prêt pour un nouveau cycle.

Le principe est similaire à celui du réfrigérateur : la chaleur est extraite du compartiment interne du réfrigérateur, d'où l'apparition de froid. La chaleur produite est évacuée par la grille derrière l'appareil et chauffe... la cuisine. [16]

### I.3.3 Principe thermodynamique

Le principe de la pompe à chaleur (PAC) est connu depuis longtemps, si l'on prend pour origine l'énoncé des principes de la thermodynamique par Carnot(1824), qui a établi

## Chapitre I: Généralités sur l'énergie géothermique et les échangeurs de chaleur

l'équivalence du travail et de la chaleur. Une pompe à chaleur est un système thermodynamique qui fonctionne entre deux sources : une source froide et une source chaude. Le principe consiste à transférer des calories de la source froide vers la source chaude, donc à un niveau de température supérieur. Ce transfert se fait via un fluide caloporteur (fluide frigorigène) et ne peut se réaliser que s'il y a apport d'énergie sous forme de travail (dans le cas de PAC à compression). [15]

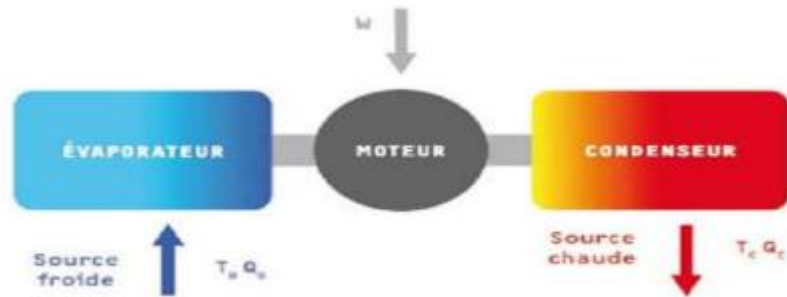


Figure. I.6 Schéma de principe d'une machine thermodynamique. [15]

### I.3.4 Mode de fonctionnement Hivernal (Chauffage)

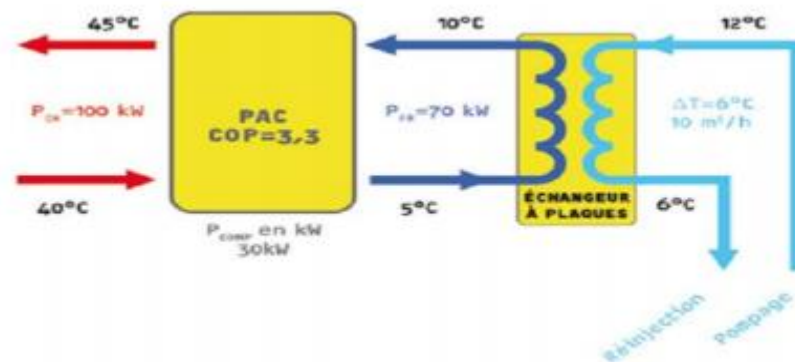


Figure. I.7 Exemple de dimensionnement en mode chauffage. [16]

### I.3.5 Mode de fonctionnement Estival (Rafraîchissement)

Pour ce mode de fonctionnement, la PAC prélève de la chaleur dans le local et la réinjecte dans la nappe. Il est nécessaire de prendre en compte les exigences réglementaires

relatives à la limitation de la température de rejet et de l'écart de température prélèvement / rejet. [16]

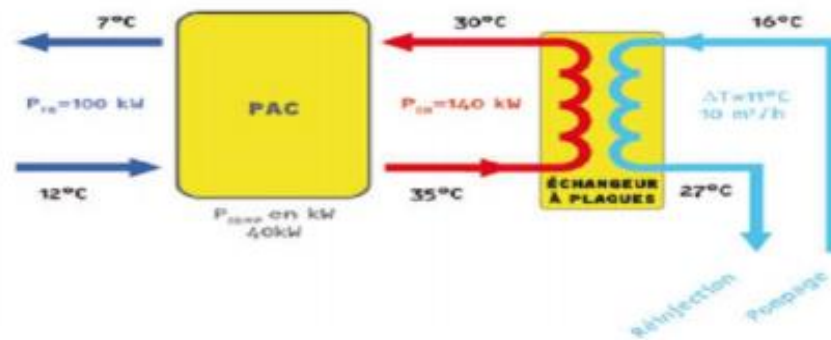


Figure .I.8.Exemple de dimensionnement en mode rafraîchissement. [16]

## I .4 La forme d'échangeur de chaleur

### I. 4.1 Echangeur Vertical

Les sondes verticales sont installées dans un forage et scellées par du ciment. La profondeur peut atteindre plusieurs centaines de mètres, là où la température du sol est stable tout au long de l'année. On y fait circuler en circuit fermé de l'eau glycolée. L'emprise au sol est minimale par rapport aux capteurs horizontaux. [13]

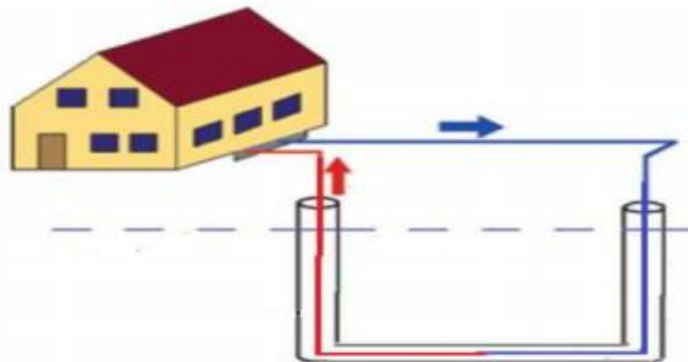
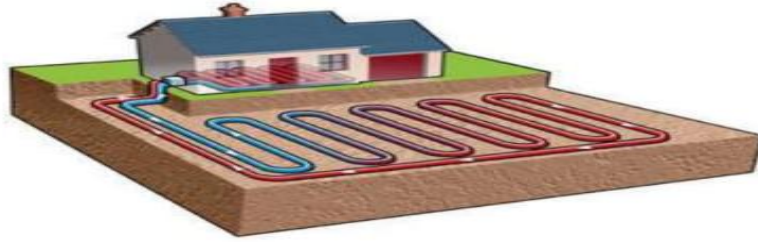


Figure.I.9.Echangeur vertical. [13]

### I .4.2 Echangeur Horizontal

Il n'existe actuellement pas de réglementation ou de normes concernant la mise en œuvre des capteurs horizontaux utilisés dans des installations géothermiques. Seules des recommandations et des conseils pratiques sont accessibles. [13]



**Figure. I.10.**échangeur horizontal. [13]

### I .4.3 Echangeur Serpentins

Les nappes de tubes (serpentins) sont enterrées sur un plan horizontal jusqu'à une profondeur maximale de 3 m dans le sol et en soutirent ou ajoutent de la chaleur. Comme les nappes de tubes ne sont normalement disposées qu'à une profondeur de 0,5 à 3 m, le climat joue un rôle pour ce genre d'exploitation de la chaleur. Dans ce cas précis, le sol sert d'accumulateur d'énergie solaire, l'énergie géothermique proprement dite ne revêt alors qu'un rôle secondaire. Selon l'altitude topographique, les nappes de tubes permettent de retirer 20 à 30 W.m<sup>-2</sup> d'énergie thermique. [13]



**Figure. I .11.**Echangeur Serpentins. [13]

### I .4.4 Echangeur Spiral

L'échangeur de chaleur à spirale est constitué de 2 canaux concentriques formés par deux plaques de métal enroulées de manière hélicoïdale. La distance entre les deux canaux est obtenue à l'aide de taquets soudés sur les plaques et tient compte des débits, de la taille des particules pour les fluides chargés et des pertes de charge. Ces taquets ont également pour effet de favoriser un écoulement turbulent dans chaque canal et d'améliorer ainsi le coefficient d'échange. L'échangeur peut être utilisé pour des transferts monophasiques (essentiellement liquide/liquide) ou avec changement de phase dans l'écoulement. Pour des applications monophasiques les fluides circulent généralement à contre-courant. Utilisé en mode bi phasique (condenseur ou évaporateur), la vapeur (ou le fluide à évaporer) s'écoule

dans un canal complètement ouvert et le fluide réfrigérant dans un canal en spirale fermée. Ce type de système est utilisé dans des applications de chauffage/refroidissement. La conception de ces échangeurs leur donne la particularité intéressante d'être « autonettoyant ». En effet contrairement à des échangeurs qui distribuent le fluide dans des multiples canaux, la totalité du fluide s'écoule ici dans le canal de l'échangeur spiralé, sans zone morte. Si celui-ci s'encrasse, le fluide n'a pas d'autre chemin possible. Sa vitesse du fluide augmente alors sous l'effet de la pression et le fluide entre en turbulence, ce qui aide à éliminer les dépôts et à garder les surfaces propres sous l'effet des frottements. Outre les gains liés à une maintenance réduite, ce phénomène permet également de limiter la dégradation du coefficient d'échange liée à la résistance de la couche de dépôt. [13]

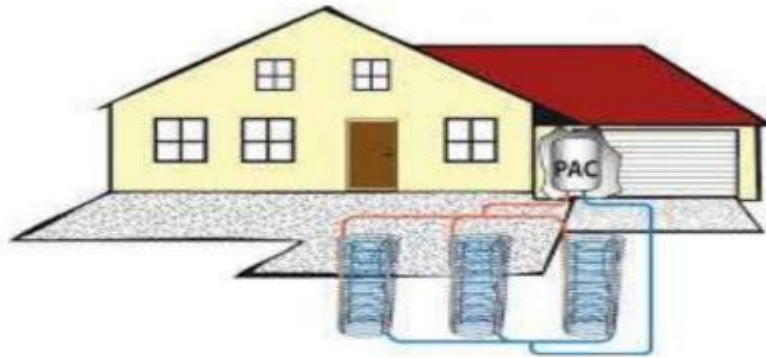


Figure. I.12.Echangeur spiral. [13]

### I .5 Principaux paramètres de dimensionnement

L'analyse de la littérature consultée a permis d'identifier les paramètres influant sur le comportement thermique de l'échangeur air-sol et de distinguer les plus prépondérants. Ces paramètres sont considérés pour le dimensionnement d'un échangeur air-sol. [17]

#### I .5.1 Le Débit D'air Total

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

La détermination du débit d'air total maximal constitue le premier paramètre de dimensionnement de l'échangeur. [17]

### **I.5.2 Le Nombre Et Le Diamètre Des Tubes**

Le nombre et le diamètre des tubes définissent la section totale de tubes par laquelle va circuler l'air. Ils influent à la fois sur la vitesse d'écoulement de l'air et sur la surface de contact entre l'air et le sol. Ces paramètres sont ajustés en fonction du débit nominal de ventilation. En pratique, pour les installations domestiques, le diamètre utilisé se situe entre 16 cm et 20 cm, mais il peut être bien supérieur sur des installations de grande taille. Le nombre de tubes est conditionné par l'espace disponible pour l'installation de l'échangeur. [17]

### **I.5.3 La Vitesse De L'air Dans Les Tubes**

La vitesse de l'air ne constitue pas un paramètre indépendant, puisqu'elle découle directement du choix des trois paramètres précédents. Néanmoins, elle impose le type d'écoulement (laminaire, turbulent) et influe donc non seulement sur la valeur du coefficient d'échange convectif entre l'air et les tubes, mais aussi sur les pertes de charges mécaniques qui doivent être compensées par le ventilateur. Afin de limiter les pertes de charge, cette vitesse est le plus souvent maintenue en deçà de 3 à 4 m/s. [17]

### **I.5.4 La Longueur Des Tubes**

La longueur des tubes détermine la surface d'échange et le temps de séjour de l'air dans les tubes. Il existe donc une longueur optimale de l'échangeur, liée à la longueur caractéristique de l'échange thermique  $L$ , qui peut être obtenue en confrontant le surcoût économique de l'échangeur (constant avec la longueur) à l'économie d'énergie apportée par l'allongement des tubes. Par conséquent, il est préférable d'employer plusieurs tubes de longueur raisonnable (20 m à 40 m) plutôt qu'un ou deux tubes beaucoup plus longs. [17]

### **I.5.5 La Distance Entre Tubes**

Les fonctions de stockage et d'amortisseur thermique du sol sont assurées par le volume de sol situé tout autour de chaque canalisation. L'épaisseur de sol concernée est proportionnelle à la profondeur de pénétration du signal thermique, qui dépend de la période de variation des phénomènes mis en jeu. Ainsi, si la distance entre deux tubes est du même ordre de grandeur ou inférieure à la profondeur de pénétration, la température de la portion de sol située entre ces tubes est influencée simultanément par ces deux tubes, ce qui réduit localement la capacité de stockage du sol.

L'influence de la distance entre les tubes sur les performances de l'échangeur est peu abordée dans la littérature. Pourtant, il semble important d'assurer une distance minimale afin de limiter l'interaction entre deux tubes adjacents et d'optimiser ainsi l'exploitation de l'inertie du sol. Donc, une distance de 40 cm sera suffisante pour maintenir l'effet de stockage thermique pour des variations journalières. Par contre, un stockage thermique saisonnier nécessiterait un espacement de l'ordre de 3 m, qui n'est généralement pas envisageable en pratique. [17]

### **I .5.6 La Profondeur D'enfouissement Des Tubes**

Pour un échangeur air-sol, le sol joue le rôle d'isolant et de tampon thermique entre l'atmosphère et les canalisations enterrées. La profondeur d'enfouissement influe sur la qualité de cette isolation. Les variations de température de l'air extérieur sont d'autant plus amorties et déphasées par le sol que la profondeur est grande. Au-delà d'une dizaine de mètres sous la surface du sol, la température du sol ne dépend quasiment plus des conditions atmosphériques. [17]

### **I .5.7 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 plus froides du puits. [16]

### **I .5.8 Matériau Constitutif Des Tubes**

Le choix du matériau est important car il impacte directement sur les échanges thermiques sol/puits. L'utilisation de parois compactes à conductivité thermique élevée doit être favorisée car elle permet d'augmenter les échanges et ainsi de réduire la longueur du puits. Les matériaux utilisés doivent également avoir une bonne tenue à l'enfouissement (une classe de rigidité minimale de 8 kN/m<sup>2</sup> est conseillée). Les tubes entrant dans la composition des puits canadiens/provençaux actuellement en fonctionnement sont généralement en PVC, en polyéthylène ou en polypropylène souple ou rigide. Certains tubes sont constitués de matières plastiques (PVC structurés ou gaines type TPC) emprisonnant des bulles d'air, ce qui diminue l'échange thermique sol/conduit. Le recours à ce type de tube est donc déconseillé. [16]



### I .5.9 Zone à risque radon

Le radon peut être introduit dans la maison par l'intermédiaire du puits si le conduit apportant l'air extérieur n'est pas étanche. Dans les zones à risque radon, il convient donc de veiller à l'étanchéité du puits et de porter une attention particulière à l'enrobage du conduit avec de la terre afin d'éviter la formation de cavités où le radon pourrait se loger. [16]

### I .5.10 La nature du sol et son taux d'humidité

La capacité calorifique et la conductivité du sol ont une influence importante sur l'efficacité du système. Elles dépendent de la composition du sol mais aussi de son taux d'humidité et des migrations d'eau en son sein. La capacité thermique du sol correspond à la moyenne des capacités calorifiques de ses différents constituants :

Minéraux, matières organiques, air et eau. L'eau possède une capacité et une conductivité thermiques supérieures à celles des autres constituants du sol. Ainsi, un sol humide emmagasine mieux la chaleur qu'un sol sec et la transmet plus facilement à l'air dans les canalisations de l'échangeur. Cet effet est mis à profit pour augmenter temporairement la performance des échangeurs thermiques air-sol en humidifiant le sol par arrosage. [17]

## I .6 puits canadien (provençal)

### I .6.1 Définition

Le puits canadien, appelé aussi puits provençal, est un système géothermique qui utilise l'inertie thermique du sous-sol à une profondeur limitée de 2 à 3 m. Ce système sert pour le préchauffage de l'air en hiver et pour le rafraîchissement en été. Il est basé sur le simple constat que la température à 2 mètres de profondeur est à peu près constante, environ 12°C en été et 7°C en hiver.[16]

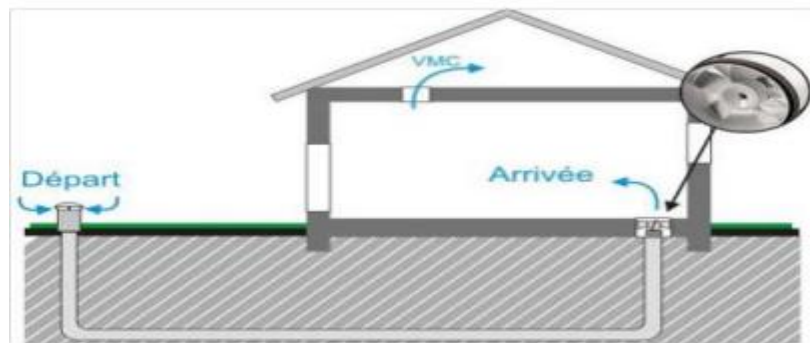


Figure. I .13. Description d'un puits canadien.

### I.6.2 Principe de fonctionnement

Le principe est simple : l'air extérieur circule, grâce à un ventilateur, dans des canalisations enterrées avant d'être insufflé dans le bâtiment. En saison froide l'air extérieur se réchauffe au contact du sol pour atteindre une température de 2 à 5 °C limitant ainsi les besoins de chauffage du bâtiment, tandis qu'en été l'air extérieur profite de la fraîcheur du sol pour baisser en température et arriver dans le bâtiment entre 15 et 20°C. Cette technique est notamment intéressante dans des régions où le climat présente des températures estivales supérieures à 30 °C. Consommant très peu d'énergie car seul le système de ventilation consomme de l'électricité. Il demande très peu d'entretien. Son prix, peu élevé, dépend essentiellement du coût de terrassement, c'est pourquoi cette installation est peu conseillée en rénovation. [8]

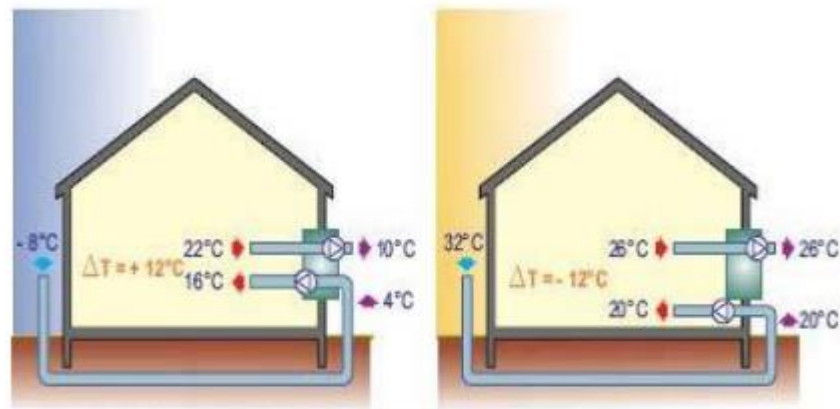


Figure. I .14. Schéma de fonctionnement été-hiver. [16]

### I.6.3 Emplacement du puits canadien

Trois manières d'installation de l'échangeur air-sol sont possibles :

- 1- Sous le bâtiment.
- 2- Dans les fouilles du bâtiment.
- 3- Dans le terrain.

Techniquement, ces variantes sont équivalentes, la différence se situe au niveau des coûts de terrassement, la deuxième variante étant la plus intéressante financièrement, aucun terrassement supplémentaire n'étant à réaliser. Lors de la mise en place des tuyaux, il faut éviter au maximum les coudes et angles créant des pertes de charge. De plus un écart entre les tuyaux parallèles d'au moins 0,8m doit être conservé. [17]

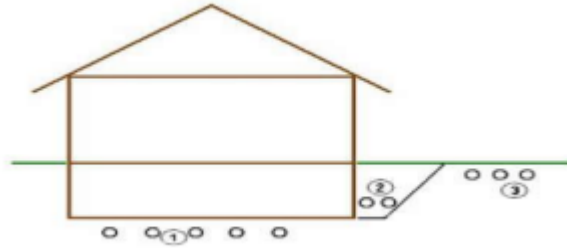


Figure. I .15. Emplacement du puits. [17]

### I .6.4 Eléments pour la conception d'un puits canadien/provençal

- **Nature du sol** : c'est un des principaux éléments à prendre en compte lors de la conception d'un puits canadien/provençal. Les performances du puits sont directement liées à la capacité calorifique et à la conductivité thermique du sol.
- **Localisation géographique** : le recours à un puits canadien/provençal est particulièrement intéressant dans les régions ayant un différentiel de température important entre l'été et l'hiver ( $>20$  °C). (Régions continentales par exemple).
- **Place disponible** pour l'enfouissement du conduit et coût : lors de la conception d'un puits canadien/provençal, il est préférable pour l'enfouissement du conduit de disposer d'une surface importante et dégagée. De plus, le coût d'installation d'un puits canadien/provençal dépend fortement du coût de terrassement. Ces deux éléments font qu'il est plus judicieux d'installer le puits pendant les travaux de fondation d'un bâtiment que pour équiper un bâtiment existant.
- **Type de bâtiment et ventilation hygiénique** : le puits canadien/provençal doit permettre au système de ventilation de l'habitation d'assurer un débit d'air respectant l'arrêté du 24 mars 1982 pour les bâtiments résidentiels et le règlement sanitaire départemental et/ou le code du travail pour les locaux tertiaires. Ce débit dépend de la configuration de chaque bâtiment.
- **Besoins en chauffage et refroidissement** : une étude thermique permet, en fonction des conditions climatiques et des besoins de chauffage et de refroidissement d'un bâtiment, de déterminer les principales caractéristiques que doit avoir le puits. Certains logiciels de simulation tels que GAEA1 ou "PLEAIDE + COMFIE"2 permettent d'intégrer cette étude thermique dans le dimensionnement global d'un puits canadien/provençal. Certains industriels acteurs du marché disposent également d'outils de calculs intégrant ces données. [10]

### **I.7. Conclusion**

Dans ce chapitre, nous proposons une définition complète et générale de l'énergie géothermique.

Montrer ses différents types et formes Nous avons également fourni une définition générale des caractéristiques liées à l'échangeur de chaleur, en particulier l'échangeur de chaleur sol-air dont nous avons besoin dans le sujet que nous traitons.

Nous avons également fourni une définition générale des caractéristiques liées à l'échangeur de chaleur, en particulier l'échangeur de chaleur sol-air dont nous avons besoin dans le sujet que nous traitons.

### **I .8. Références bibliographiques**

- [01] Mémoire de S. Ouali, 'Etude Géothermique du Sud de l'Algérie', Mémoire de Magister en géophysique, Université Boumerdès, Mars 2006\*
- [02] Article de Julien HEINTZ (CETIAT). Michaël BLAZY (ANJOS VENTILATION). Ivan BORDAS (VIM). " Les puits canadiens/ provençaux (Guide d'informations) "janvier 2008.
- [03] Sung Lok Do. Jeff S.Haberl. À review of ground coupled heat pump models used in whole building computer simulation programs. 2010
- [04] Mémoire de riss BENGHEZALA, "Contribution à l'étude des Performances Dynamiques et Thermiques d'un Echangeur Enterré", Mémoire de magistère, 2014
- [05] Mémoire de Loubna Benyahya. Modélisation statistique de la température de l'eau en rivière et en régime non-hivernal.2007
- [06] Article de conférence Belloufi Yousef .Modélisation D'un Echangeur Air/Sol Dont Le But De Rafrachissement Des Locaux. 2012
- [07] Jean Lemale. La géothermie. Le moniteur. © Dunod, Paris 2009. ISBN 978-2- 10-052879-0.
- [08] Article de Mouloud AISSANI.et ALL Simulation des Flux Thermiques lors du soudage TIG et prédiction de la taille des zones du cordon dans les tôles d'Acier 304L.
- [09] Mémoire de Master Satara Elbouti, Mabrouki Abdelhakim, Etude D'un Echangeur De Chaleur Air/Sol. 2016 (Université Kasdi Merbah).
- [10] M. A. Kethiri, Exploitation de la géothermie pour refroidir l'eau d'irrigation des palmiers dattiers dans la région de Biskra. (Mémoire de master, Université Mohamed Khider de Biskra) 2019.
- [11] Article de Centre Technique des Industries Aérauliques et Thermiques, " Les puits canadiens/provençaux ", Guide d'information Villeurbanne France 2008.

# *Chapitre II*

## *Etude*

## *Bibliographique*

## **II. 1. Introduction**

Plusieurs types d'échangeurs d'eau et de sol ont été produits et testés par de nombreux chercheurs dans le monde, l'objectif principal est de libérer et / ou de récupérer le maximum d'énergie Thermique.

Pour une utilisation dans plusieurs domaines tels que le chauffage et le refroidissement à faible coût financier et l'évaluation des performances thermiques.

L'échangeur. Pour atteindre ces objectifs, des travaux majeurs ont été récemment explorés.

Dans ce chapitre, introduisons quelques-uns des ouvrages disponibles dans la littérature sur Phénomènes thermiques des échangeurs d'eau et de sol.

## **II. 2. Revue Bibliographique**

**1. Bansal et al.** 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 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. [1]

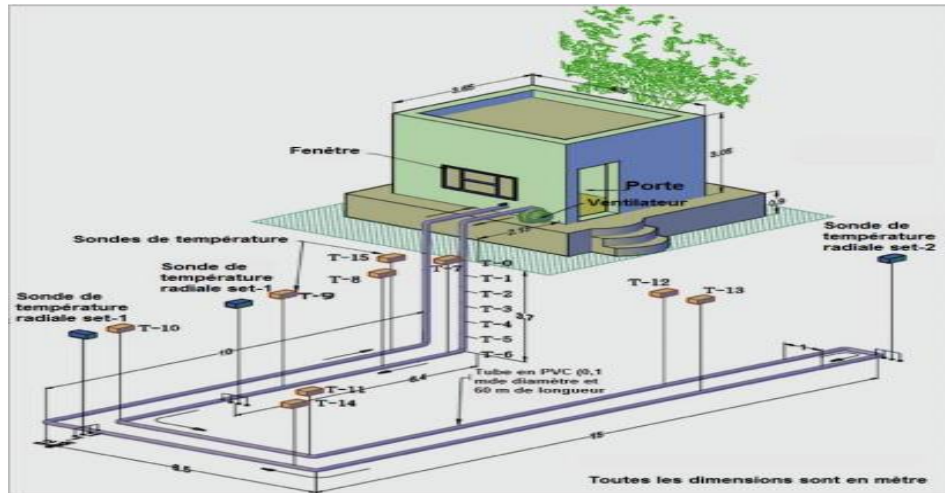


Figure. II. 1. Schéma de l'échangeur air/ sol intégré à un local. [1]

2. **Bisoniya et al.** 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 raccordements, 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. [2]

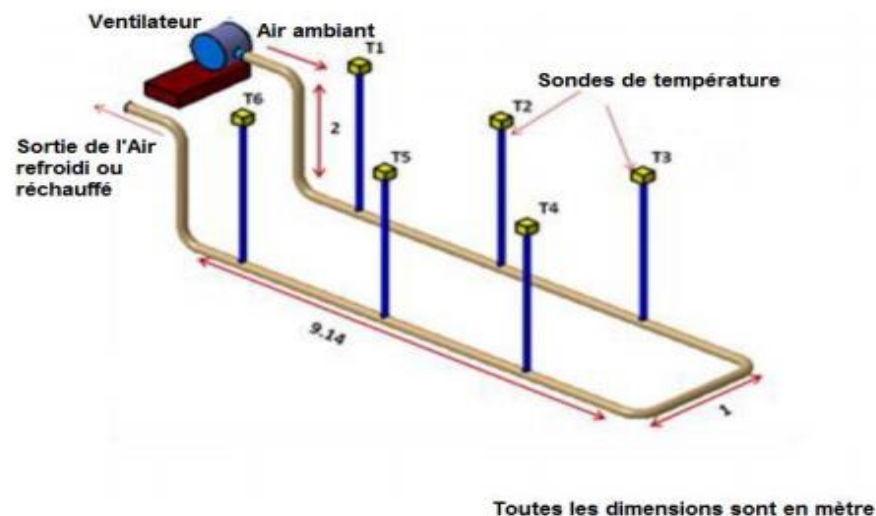


Figure. II. 2. Schéma d'installation expérimentale de l'échangeur. [2]



3. En 2010 N. Naili, S. et al. ont fait une optimisation analytique par une validation expérimentale d'un échangeur enterré, ont proposé une étude de l'opportunité d'exploiter l'inertie thermique du sol pour le chauffage. Elle consiste à évaluer les performances thermiques et ont optimisé les paramètres de fonctionnement de l'échangeur de chaleur eau/sol utilisé dans la récupération de l'énergie thermique du sol.

Les résultats de validation ont montré qu'il y a une bonne concordance, de l'ordre de 7 %, entre les résultats du modèle analytique et les points expérimentaux. Cet écart est probablement dû à la complexité de l'échange thermique au niveau du sol notamment. [3]

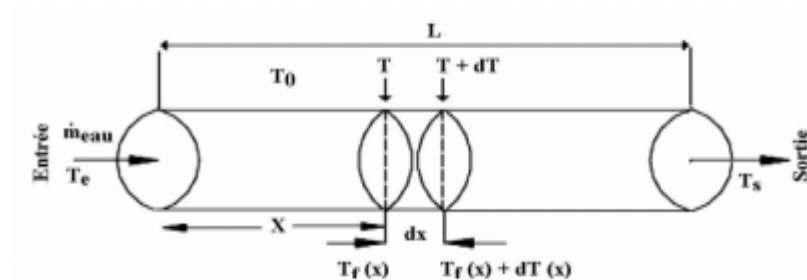


Figure. II. 3. Tranche du tube de l'échangeur tubulaire eau/sol placé dans le sol. [3]

4. En 2014 Yacine AHMOUDA fait une étude intéressée au rafraîchissement par la géothermie. Cette technique très simple et moins chère n'est pas pratiquée chez nous. Elle réduit la consommation des hydrocarbures en limitant la pollution ; Cette technique renouvelable exploite l'énergie thermique du sol dans un échangeur enterré dit puits canadien ou puits provençal utilisé pour chauffer ou rafraîchir l'eau qui circule dans des tubes enterrés à quelques mètres de profondeur. [4]

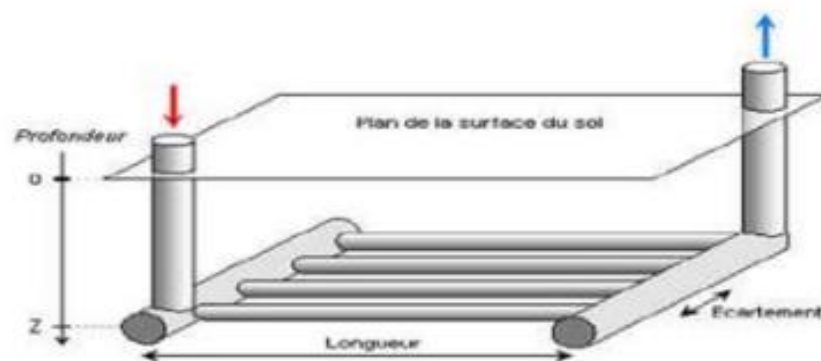


Figure. II.4. Géométrie de l'échangeur eau-sol modélisé. [4]

**5. Claesson and Dunand** 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. [5]

**6. Nilsson** 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. [6]

**7. Certains auteurs** 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 : **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  $\lambda_{sol}$  et sa chaleur spécifique  $C_p$ . [7]

**8. En 2006, S. Awali et al** ont présenté une étude sur l'énergie géothermique qui se réfère à l'exploitation des sources chaudes en profondeur. C'est l'une des principales sources d'énergie renouvelable au monde. Il existe deux principaux types d'énergie géothermique dans le monde

♣ L'énergie géothermique à haute énergie.

♣ L'énergie géothermique à basse énergie.

Le sud de l'Algérie est une vaste zone présentant un potentiel géothermique dans des bassins sédimentaires dans des zones continentales stables. Les ressources géothermiques sont essentiellement à faible énergie. Afin d'identifier les zones d'importance géothermique, des cartes de températures géothermiques ont été développées. Deux zones géothermiques distinctes ont été mises en évidence à travers ces cartes, l'une dans la partie orientale et l'autre dans la partie occidentale du Sahara algérien. [8]

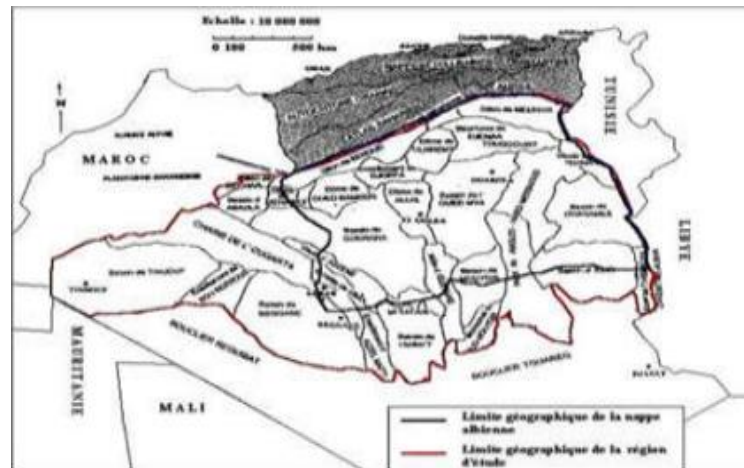


Figure. II.5.Situation géographique de la région d'étude. [8]

**9. Kumar et al.** 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. [9]

**10. Ozgener et al.** 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. [10]

**11. Thanu et al.** 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. [11]

**12. A.Chebana** en (2016/2015).On présente une Contribution à l'étude de la convection forcée à l'intérieur d'un échangeur en «u» à usage géothermique". Ils ont étudié numérique et théorique d'un échangeur de chaleur géothermique en U a été menée, en plus d'une étude expérimentale à l'Université de Biskra. Le programme fortran et **MATLAB** été utilisé pour étudier la distribution de la température du sol au cours de l'année et le champ de température dans l'échangeur géothermique. Des mesures ont été prises pour les vitesses de 3,5 m/s et 4,5 m/s. Parmi les résultats atteints on conclut que :

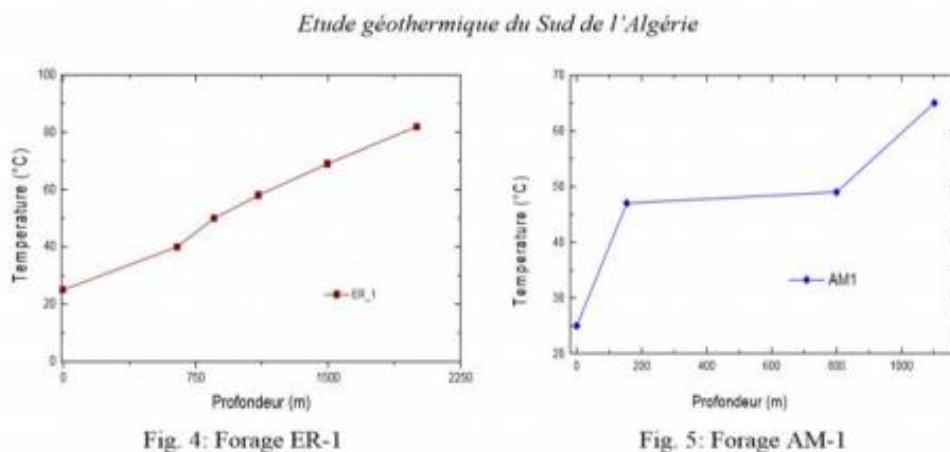
Pour éliminer l'augmentation de la température à l'intérieur de tronçon vertical sortie (acquérir une quantité de chaleur), il propose comme de solution d'ajouter une isolation thermique sur le tronçon vertical ou on pose le tronçon sous la structure. [12]



**Figure.II.6.** Vue externe du banc des essais expérimentaux (Site Université Biskra). [12]

**13. S. OUALI et al en(2006).** Ont présenté une étude sur "l'énergie géothermique du sud de l'Algérie" .Qui se réfère à l'exploitation des sources chaudes en profondeur. Découvrez qu'il existe deux principaux types d'énergie géothermique dans le monde : L'énergie géothermique à haute énergie et L'énergie géothermique à basse énergie.

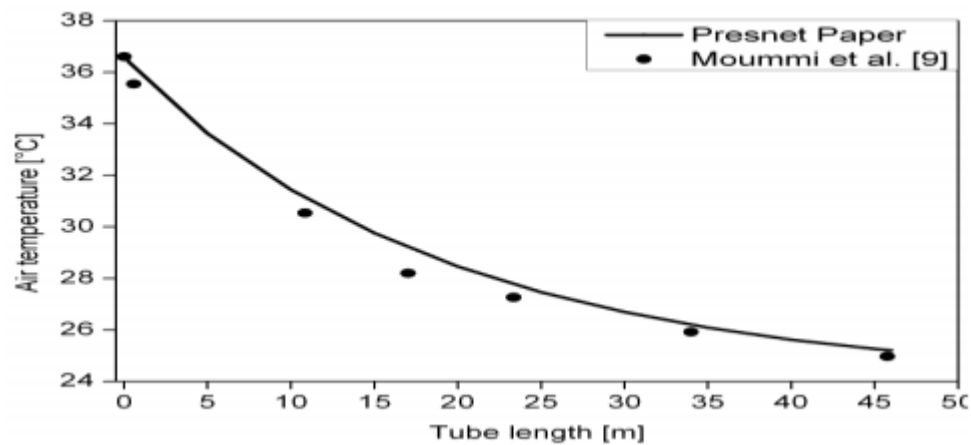
- Afin d'identifier les zones d'importance géothermique, des cartes de températures terrestres ont été développées. Deux régions distinctes de l'énergie géothermique ont été mises en évidence par ces cartes, l'une dans la partie orientale et l'autre Dans la partie ouest du désert algérien. Il a également conclu que les conditions climatiques ont un impact majeur sur le travail des échangeurs de chaleur. [8]



**Figure. II.7.** Situation géographique de la région d'étude. [8]

**14. A. Rouag et al** en (2016). On présente: "Applicabilité d'une machine de refroidissement à adsorption solaire dans les régions semi-arides: proposition d'un refroidisseur supplémentaire utilisant un échangeur de chaleur Terre-Eau". Cette étude s'appuie sur le remplacement de la tour de refroidissement à sec (dct) utilisée dans le système principal par un système de refroidissement à eau supplémentaire basé sur une énergie thermique peu profonde utilisant un échangeur de chaleur géothermique (ewhe). Ce dernier fonctionne lorsque la température ambiante dépasse les limites de fonctionnement (dct) de 34°C. Pour cela, il a conçu un modèle pour EWHE en utilisant le logiciel Fortran. Où il a atteint:

- 1). La possibilité de spécifier le nombre d'échanges à utiliser
- 2). Déterminer la distance entre les tuyaux et également entre les échangeurs géothermiques en cas d'annulation du DCT. [13]

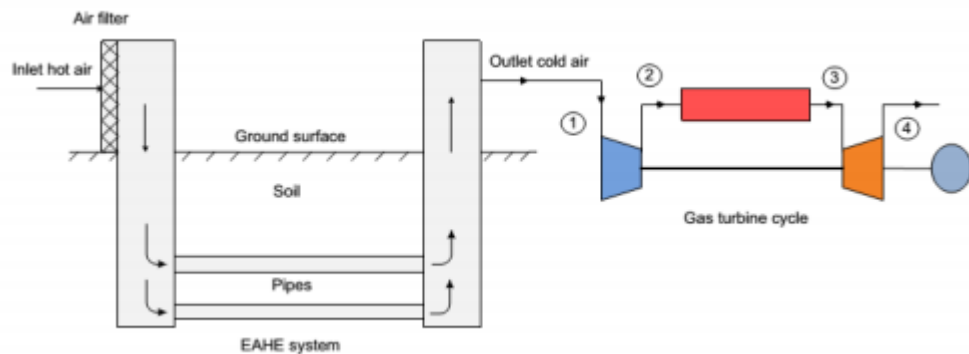


**Figure. II.8.** Comparaison avec N. Moummi et al. [13]

**15.** A travers une étude de **Barakat et al** en (2016). Sur "Amélioration de la puissance de sortie des turbines à gaz utilisant la chaleur de la terre à l'air échangeur (EAHE) système de refroidissement". Le système de refroidissement de l'air d'admission a été étudié sur les performances des turbines à gaz afin de développer un modèle transitoire unidimensionnel pour prédire les performances thermiques d'EAHE et son impact sur la capacité de production, l'efficacité et la consommation de carburant spécifiées pour les turbines à gaz et évalué avec l'application d'EAHE en étudiant les principaux impacts techniques et les paramètres dynamiques, y compris la chambre à air La vitesse d'admission d'air sur les performances du système EAHE a été développée en développant un programme Matlab pour résoudre des équations numériques discrètes. L'usine DIMAT a été choisie comme étude de cas.

Les résultats obtenus grâce à cette étude sont les suivants :

- 1). Tube de terre plus long et profondément placé avec un diamètre plus petit et une vitesse d'air d'entrée plus faible conduit à réduire l'air de sortie Température.
- 2). L'augmentation de la puissance de sortie de 9/100 en plus de l'efficacité thermique de 4,8 %.
- 3). Pour la zone étudiée, la production nette d'électricité a atteint 12991 MW/h avec une expulsion payée de 1,2 an. [14]



**Figure. II.9.** Diagramme schématisé du système EAHE installé dans une centrale à turbine à gaz. [14]

16. A travers une étude expérimentale et numérique, **Y. Belloufi et al** (2017) .Présente un travail sur le comportement transitoire d'un échangeur de chaleur air / terre en mode de fonctionnement continu", dans la région de Biskra". Ce travail vise à étudier les performances thermiques de l'échangeur de chaleur air/sol en mode refroidissement. Ils ont utilisé un tube PVC de 53,16 m de long et un diamètre de 110 mm à une profondeur de 3 m. Des tests ont été menés en mode de fonctionnement continu pendant 71 heures. De plus, un modèle mathématique a été présenté à EAHE en utilisant la méthode des différences limitées pour déterminer la distribution de température le long du tube. Après avoir étudié les résultats, il a été conclu que le mode de fonctionnement continu n'avait aucun effet sur la température de l'air extérieur et donc sur les performances de l'échangeur EAHE. Les résultats sont satisfaisants avec une erreur relative de 7,46%. [15]

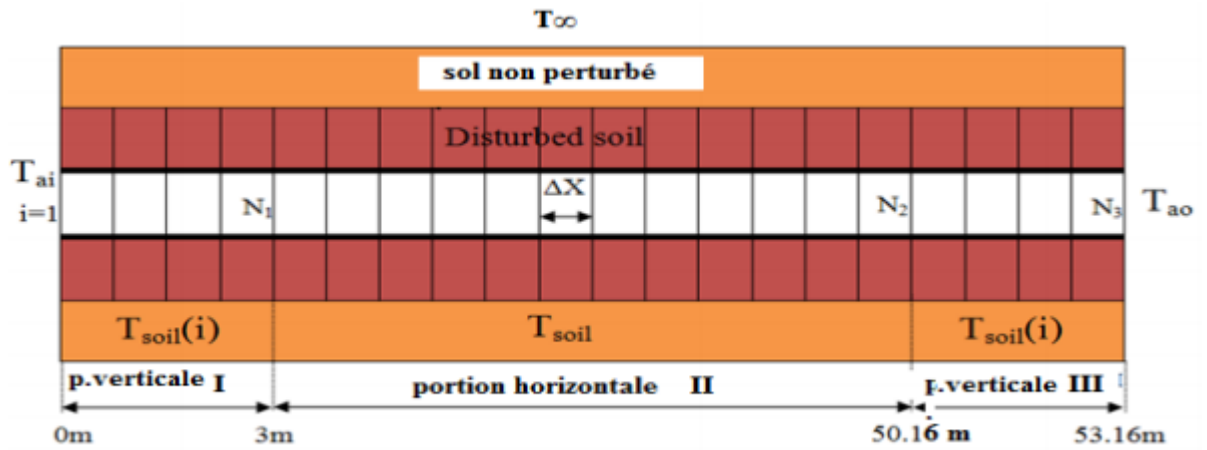


Figure. II.10. Discretisation du domaine EAHE. [15]

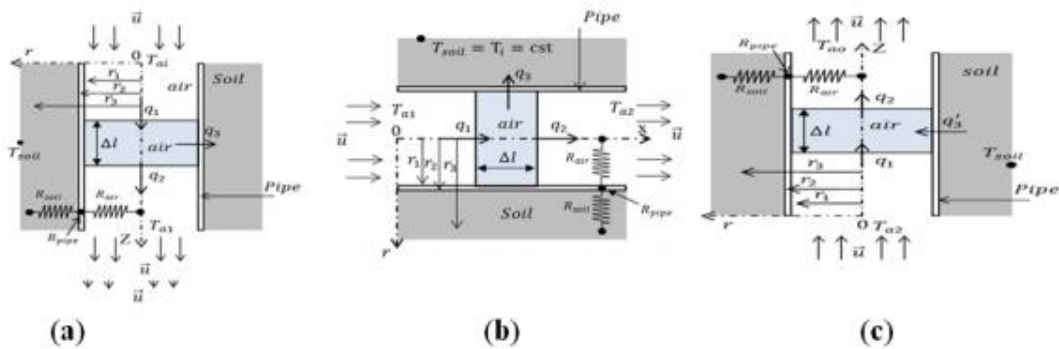


Figure. II.11. Schéma descriptif de l'EAHE: a) partie verticale I, b) partie horizontale II c) partie verticale III. [15]

17. Afin d'améliorer les performances de l'échangeur géothermique dans la première partie du modèle RBM, un deuxième modèle nommé GRBM proposé par Charaf-Eddine MEHDID en 2018. De sous-titre "Conception thermique de l'échangeur de chaleur Terre-air. Partie II un nouveau transitoire modèle semi-analytique et validation expérimentale pour l'estimation de l'air Température". Le modèle GRBM a été développé pour prédire les performances thermiques de l'échangeur EAHE. Fonctionnement dans des conditions transitoires pour le mode refroidissement. Ce développement dépend de la division du sol et du tube en plusieurs couches et de l'utilisation de la méthode de gestion basée sur les résultats présentée dans la première partie RBM. Pour estimer la température du sol perturbé. Entourant l'échangeur horizontal enterré.

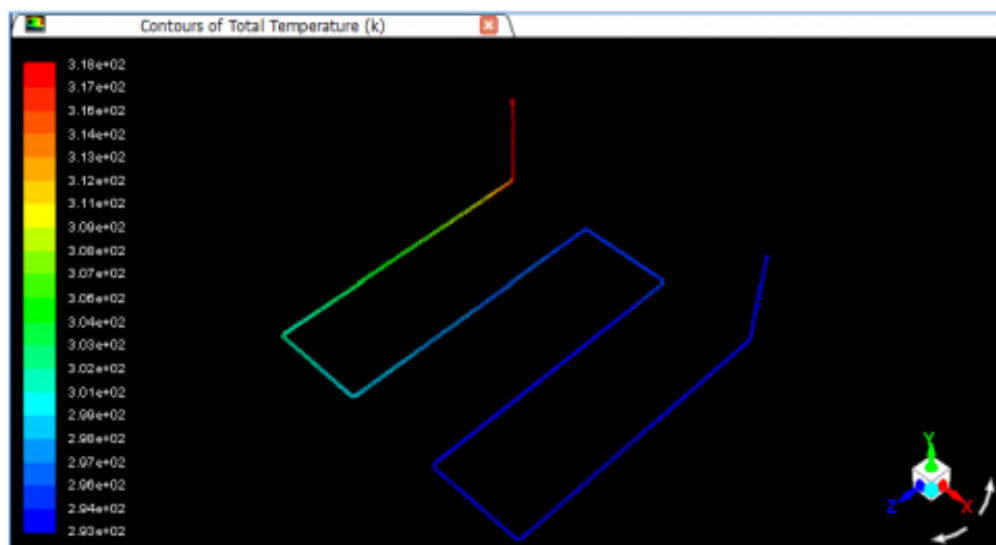
Le test a été réalisé pendant 6 heures de fonctionnement continu dans la région de Biskra Les résultats expérimentaux et numériques obtenus donnent un bon accord avec la température mesurée avec une erreur relative moyenne de 2,8 %. Le modèle GRBM peut être

considéré comme le premier model pour la conception d'EAHE horizontale d'une manière simple et précise avec moins de temps de calcul, ce qui rend la conception des échangeurs de chaleur géothermique plus fiable. [16]



**Figure. II. 12.** Photos de l'installation expérimentale d'EAHE à l'Université de Biskra, **a)** trou de forme serpentine; **b)** PVC horizontal enterré tuyau avec thermocouples. [16]

**18. H. Tarcha** en (2019). Présente une "Etude numérique d'un échangeur géothermique "se concentre sur une étude thermique du phénomène de flux d'air chaud dans un échangeur de chaleur air/sol. Ils ont simulé l'échangeur de chaleur géothermique à l'aide d'un programme d'établi et calculé le changement de température le long de l'échangeur à l'aide de deux modèles thermiques, le premier étant une valeur intermédiaire et la seconde une fonction linéaire du changement de chaleur. Enfin, il a atteint des résultats numériques en ligne avec les précédents résultats des chercheurs de l'Université de Biskra, qui ont permis de visualiser le flux d'air chaud dans un échangeur de chaleur air/sol. [17]



**Figure II.13.** Évolution de la température de l'air le long de l'échangeur air/sol. [17]



**II.3. Analyse des travaux effectués**

Les travaux menés rencontrés dans la littérature en relation avec notre travail sont résumés dans le tableau suivant :

**Tableau.II.1** Résumé des travaux effectués rencontrés.

<b>N</b>	<b>Année</b>	<b>Chercheurs</b>	<b>TITRES</b>	<b>Les paramètres étudiés</b>
1	2013	Bansal et al	Effet transitoire de la thermique du sol conductivité et durée de fonctionnement sur les performances de l'échangeur de chaleur Earth Air Tunnel	- préparé une installation expérimentale à Ajmer en Inde
2	2014	Bisoniya et al	Évaluation du potentiel de refroidissement de la chaleur sol-air système d'échangeur pour la saison d'été	- Ont testé l'échangeur air sol dans les conditions chaudes et sèches à Bhopal en Inde.
3	2010	N. Naili	une étude analytique de l'échangeur eau / sol	-le flux thermique fourni par l'échangeur enterré- Le débit optimal -Les pertes des charges
4	2014	Yacine AHMOUDA	Etude numérique des phénomènes d'écoulement et d'échanges thermiques dans un échangeur eau/sol enterré de forme	-une étude intéresse au rafraichissement par la géothermie
5	1983	Claesson and Dunand	Extraction de chaleur du sol par des tuyaux horizontaux : a) analyse mathématique	-analysé l'extraction de l'énergie du sol en utilisant des solutions analytiques pour résoudre l'équation de la chaleur dans le sol
6	1991	Nilsson et al	Préchauffage de l'air ambiant par un système de tubes de terre comme source de chaleur pour bâtiments	- traité les caractéristiques thermiques qui influent sur la conception d'un échangeur air sol pour le réchauffement de l'air dans les climats froids.
7	2016	Certains auteurs	Applicabilité d'un solaire Machine de refroidissement par adsorption dans les régions semi-arides : proposition de refroidisseur supplémentaire utilisant Échangeur de chaleur Terre-Eau	- développé une étude théorique à l'aide de différents modèles analytiques des échangeurs horizontaux à la surface du sol
8	2006	S. Ouali et al	l'énergie géothermique du sud de l'Algérie	-Les Cartes de gradient géothermique et de flux de chaleur.
9	2003	Kumar et al	Évaluation des performances et conservation de l'énergie potentiel du système terre-air-tunnel couplé à un bâtiment	- Ont développé un modèle numérique utilisant la méthode des différences finies et le langage MATLAB pour prédire le potentiel

			non climatisé, Bâtiment et Environnement	de conservation d'énergie de l'échangeur air sol.
10	2011	Ozgener et al	Une revue sur l'analyse expérimentale et analytique de la chaleur de la terre à l'air systèmes d'échangeurs (EAHE)	- conçu et installé un échangeur air sol en Turquie pour déterminer et évaluer les propriétés thermiques de l'échangeur.
11	2001	Thanu et al	Une étude expérimentale des performances thermiques d'un système terre-air en mode monophasé	- présenté une étude expérimentale sur les échangeurs air/sol pour le confort thermique d'un bâtiment.
12	2015/2016	A.Chebana	présente une Contribution à l'étude de la convection forcée à l'intérieur d'un échangeur en «u» à usage géothermique".	--la distribution de la température dans le sol -la convection à l'intérieur de tronçons de l'échangeur -l'efficacité
13	2006	S. OUALI et al	l'énergie géothermique du sud de l'Algérie	-Situation géographique de la région d'étude
14	2016	A. Rouag et al	Applicabilité d'une machine de refroidissement à adsorption solaire dans les régions semi-arides: proposition d'un refroidisseur	-la température de l'air ambiant -la température du sol -de transfert de chaleur
15	2016	Barakat et al	Amélioration de la puissance de sortie des turbines à gaz utilisant la chaleur de la terre à l'air échangeur (EAHE) système de refroidissement	-Conduction de chaleur à travers le sol souterrain - Le changement de température à l'intérieur du sol
16	2017	Y. Belloufi et al	'Étude numérique et expérimentale sur le comportement transitoire d'un échangeur de chaleur air / terre en mode de fonctionnement continu''	-la vitesse de l'écoulement de l'aire - Les températures de l'air Le long de l'échangeur
17	2018	Charaf-Eddine MEHDID	Conception thermique de l'échangeur de chaleur Terre-air. Partie II un nouveau transitoire modèle semi analytique et validation expérimentale pour l'estimation de l'air Température.	-Température du sol perturbée -Le rayon du sol - Température de l'air
18	2019	H. Tarcha	Etude numérique d'un échangeur géothermique'	- déterminer la distribution de la température à l'entrée et à la sortie de l'échangeur - le flux d'air chaud

### II .3. Conclusion

Grâce à cette étude bibliographique, nous concluons qu'il existe plusieurs facteurs et situations qui affectent les performances thermique dans un système transitoire principalement lié aux paramètres suivants:

Conductivité thermique du sol, vitesse d'écoulement de l'eau, et 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 systèmes stationnaire et transitoire permettant respectivement d'approcher comportement thermique de l'échangeur eau et sol et évaluation de ses performances thermiques.

**II .4. Références bibliographiques**

- [01] 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.
- [02] 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.
- [03] N. Naili\*, S. Kooli et A. Ferhat, Optimisation analytique et validation expérimentale d’un échangeur enterré, *Revue des Energies Renouvelables* Vol. 13 N°3 (2010) 525 – 535
- [04] Mémoire de Master Yacine AHMOUDA. Etude numérique des phénomènes d’écoulement et d’échanges thermiques dans un échangeur eau/sol enterré de forme 2014.
- [05] J. Claesson and A. Dunand, Heat extraction from the ground by horizontal pipes: a mathematical analysis, *BFR Swedish Council for Building Research.*, 1983.
- [06] C.-E. Nilsson, preheating of ambient air by a system of earth tubes as a heat source for buildings, *Chalmers University of Technology*, 1991
- [07] A. Rouag, A. Benchabane, A. Labeled, 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.
- [08] S. Ouali, A. Khellaf and K. Baddari, Etude géothermique du Sud de l’Algérie. *Revue des énergies renouvelables*, vol. 9 4, pp. 297-306, 2006
- [09] 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
- [10] 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.

- [11] 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.
- [12] A. Chebana, Contribution à l'étude de la convection forcée à l'intérieur d'un Échangeur en « U » à usage géothermique , Mémoire de magister, Université ELHAD LAKHDAR, BATNA, 2015.
- [13] 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*, vol. 34 2, pp.281-286,2016.
- [14] S. Barakat, A. Ramzy, A.M. Hamed and S.H. El Emma, 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.
- [15] Y. Belloufi, A. Brima, S. Zerouali, R. Atmani, F. Aissaoui, A. Rouag and N. Moummi, 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.
- [16] C.E. Mehdid, A. Benchabane, A. Rouag, N. Moummi, M.A. Melhegueg ,A. Moummi, M.L. Benabdi and A. Brima , Thermal design of Earth-to-air heat exchanger. Part II a new transient semi-analytical model and experimental validation for estimating air temperature, *Journal of Cleaner Production*, vol. 198, pp. 1536- 1544, 2018.
- [17] H. Tarcha, Etude Numérique d'un Échangeur géothermique, Mémoire de master. Université Mohamed Khider, Biskra, 2019

# Chapitre III

## Exploitation de l'échangeur air-sol comme solution à l'aéro-refroidisseur

### **III.1.Introduction**

Dans ce chapitre, Nous voulons exploiter l'échangeur de chaleur air-sol modifié comme solution alternative au aéro-refroidisseur géothermal **GAC** afin d'atteindre les meilleures performances du système de refroidissement.

Et en évitant tous les problèmes techniques, notamment dans les régions chaudes où il y a plusieurs problèmes pour les systèmes de refroidissement géothermique

Nous présenterons un modèle mathématique semi-analytique permettant d'étudier la distribution de température autour de l'échangeur horizontal enterré et déterminer le rayon de diffusion  $r_{sol}$ , en plus d'évaluer la température de l'air (comme fluide de travail) à l'intérieur du tube avec une forme serpentin. Le modèle se compose de deux parties:

La première partie permet d'étudier le sol perturbé entourant le tube horizontal et s'appelle le modèle **RBM** développé par A. Rouag [1].

Le second a été développé par C. Mehdid [2]. À l'aide du premier modèle appelé **GRBM**, qui travaille à déterminer et évaluer la température de l'air à l'intérieur de l'échangeur horizontal. En créant des équations décrivant ce phénomène, afin de trouver le dimensionnement approprié de l'échangeur de chaleur.

Dans ce chapitre nous avons présenté les équations du modèle mathématique de l'air (comme un fluide de travail) et de sol, ainsi que les diverses propriétés thermiques et physiques de l'ensemble air-sol.

### **III.2. Position du problème**

- Le modèle de l'échangeur proposé à étudier en forme « U », se compose de cinq tronçons comme le montre la figure (III-1)
- L'échangeur étudié est enfouis sous-sol.
- L'utilisation d'échangeurs géothermiques pour refroidir et ventilations les habitations dans les zones désertiques.
- Le sol supposé comme un mur semi infini.

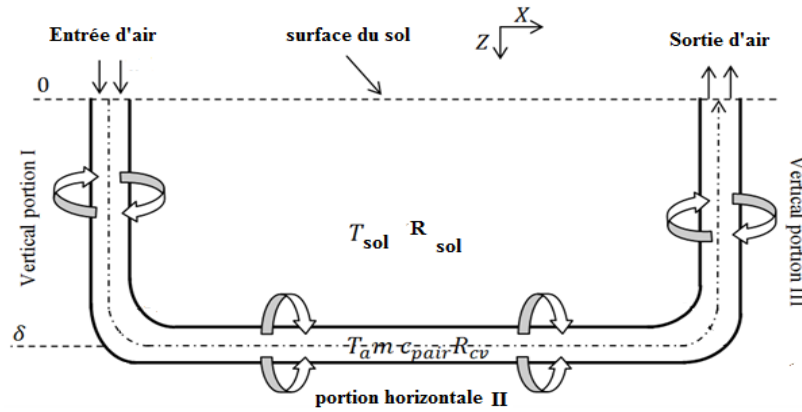


Figure III.1. Schéma descriptif de l'échangeur air/sol [3].

### III.3. Mesures de l'échangeur

L'échangeur se compose de cinq traçons d'une longueur totale d'environ 47 m. Le diamètre interne du tube est de 110 mm l'épaisseur de tube égale 0.0025 m. L'ensemble est placé à une profondeur de 3 m sous une pente de 2 %. Pour le site de Biskra, cette profondeur (3 m a été déterminée préalablement grâce à une étude effectuée en fonction des données locales du site). Les tubes sont disposés et espacés les uns des autres d'une distance entre axes de 2 m [4].

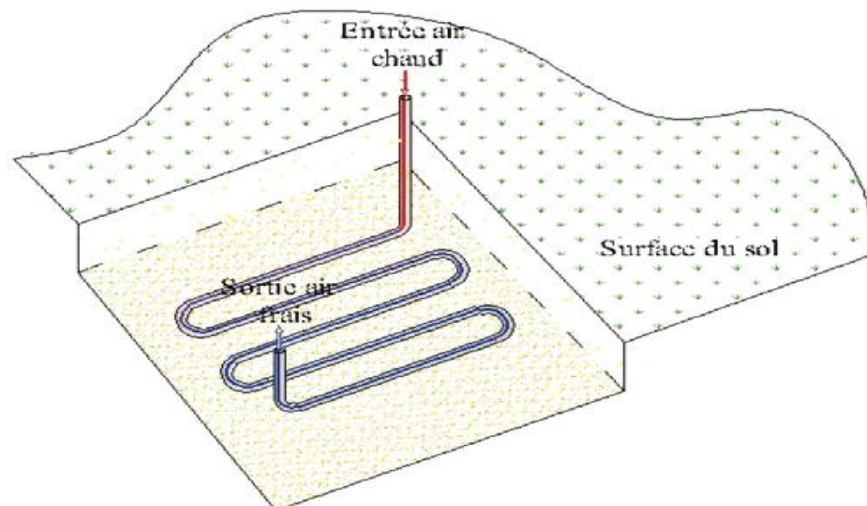


Figure. III.2. Schéma simplifié d'un échangeur air/sol en forme serpentin [4].



On pose comme objectif dans cette étude, de simuler un champ de température dans des sols perturbés Et dans l'échangeur géothermique. Pour évaluer la température de l'air pour la ventilation du bâtiment.

### **III .4. Présentation de la formulation mathématique**

#### **○ III. 4.1. Modèle thermique du sol**

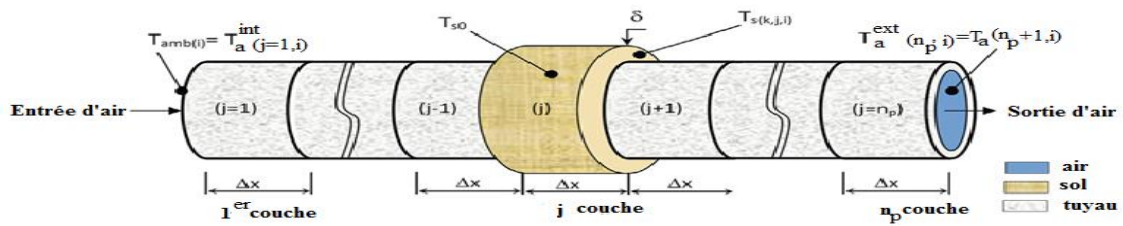
L'échangeur air-sol est un système de rafraîchissement du bâtiment très peu consommateur d'énergie qui exploite d'inertie thermique du sol [5]. Pour Extraire l'énergie du froid extrême présente dans les premiers mètres de profondeur de la terre Avec un coût financier fiable, il faut étudier l'effet de la température perturbée du sol sur le fonctionnement de l'échangeur enterré en dessous d'une profondeur étudiée.

Par conséquent, afin d'assurer un refroidissement par air continu, il est nécessaire de connaître la distance optimale entre les tubes Ainsi qu'entre les échanges lors de l'utilisation de plusieurs d'EAHE [6].

#### **III. 4.2. Description du modèle étudié**

Ce modèle vise à étudier les changements radiaux de température du sol transitoire et son effet sur le fonctionnement de l'échangeur horizontal en plus d'évaluer et de déterminer la température de l'air le long de tube en fonction des conditions aux limites variable de l'air et du sol au cours du temps afin d'obtenir une conception idéale.

L'idée de ce modèle est illustrée dans la (figure.III.3) qui construit les étapes suivantes :



**Figure III.3.** Schéma montre la subdivision du tuyau EAHE et du sol en plusieurs couches [2].

Tout d'abord, le sol et le tuyau EAHE sont divisés en plusieurs sections Couches. Chaque couche a l'épaisseur du sol perturbé et La température radiale du sol près du tube a été déterminée Selon le modèle **RBM**, précédemment développé par A. Rouag et al [1].

Ensuite, la résistance thermique totale est calculée Enfin, les paramètres spécifiés, Les quelles qui sont des constantes pour le pas de temps courant complet, sont utilisées Température de sortie d'air nominale de la couche actuelle (J).

Pour déterminer la température de l'air, un modèle généralisée appelé **GRBM** développé par C.E Mehdid [2].A été utilisé , qui est lié au modèle précédent , où la température de l'air sortant de la couche (J) est celle entrant dans la couche suivante ( J + 1) . Ce processus est répété jusqu'à la fin du tube (j = np).

De plus, afin de rendre le modèle plus précis, la température ambiante et le flux de chaleur de chaque couche ont été rendus variables, ce qui signifie que le rayon du sol Cela varie d'une couche à l'autre.

### III.4.3. Exemple d'un schéma d'installation de l'échangeur " puits canadien "

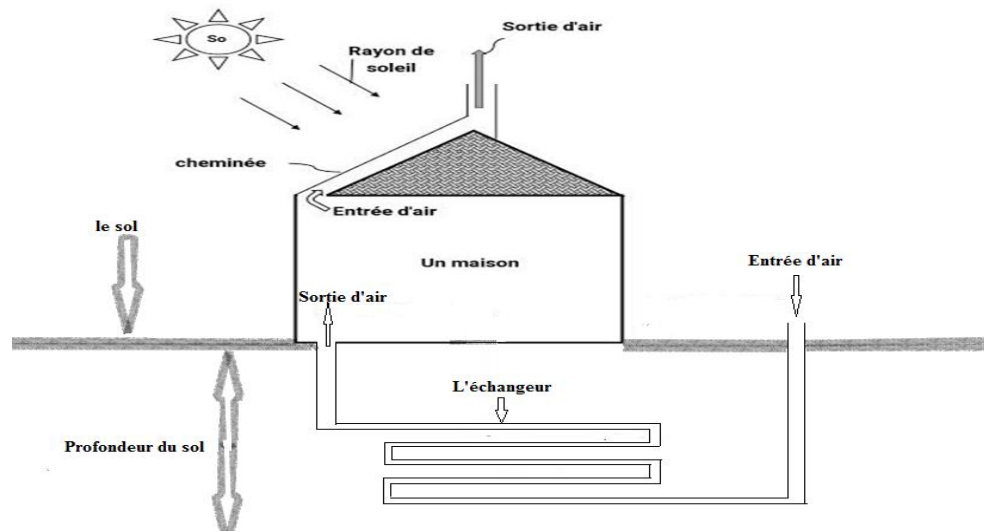


Figure. III.4. Schéma d'installation de l'échangeur étudié.

### III.4.4. Établissement des modèles semi- analytiques

Dans cette étude, nous essayons de trouver des expressions semi-analytiques reliant les changements de température du sol entourant l'échangeur en termes de rayon de sol  $r_{sol}$  et la durée de l'opération afin de prédire les performances de l'échangeur de chaleur et de trouver la conception appropriée pour l'échangeur.

Pour cela, nous recherchons la relation qui explique ce phénomène, et qui se rapporte aux données suivantes :

- la température du sol.
- rayon de sol ( $r_s$ ).
- Le flux thermique (Q).
- La résistance du sol ( $R_s$ ).

Ceci est fait pour Afin de déterminer :

- la température de l'air à la sortie de l'échangeur utilisé pour le refroidissement
- déterminer la distance optimale entre les tubes ou entre les échangeurs, si plusieurs échangeurs sont utilisés.

Tout cela afin de trouver un dimensionnement idéal utilisé pour le refroidissement et ventilation des bâtiments, en particulier dans les zones à forte augmentation de température.

#### III. 5.Hypothèses considérées

Pour formuler mathématiquement le problème, on doit avant tout poser les hypothèses suivantes :

- 1) Sol autour de la chaleur l'échangeur est homogène.
- 2) Les propriétés du sol sont isotropes et il y a un contact parfait entre le sol et le tuyau.
- 3) Air l'écoulement est uniforme sur toute la longueur des tuyaux enterrés.
- 4) Thermo physique les propriétés de l'air sont des constantes.
- 5) Nous supposons que le tuyau et le sol sont subdivisés en plusieurs couches ( $\Delta x = 1m$ ).
- 6) Le débit d'air est considéré comme unidimensionnel.
- 7) Dans chaque couche, le flux de chaleur entre l'air et le sol est supposé constant pour le pas de temps courant complet.
- 8) La température ambiante varie avec le temps.

On pose comme objectif dans cette étude de simuler le champ de température dans le sol et dans l'échangeur à usage géothermique.

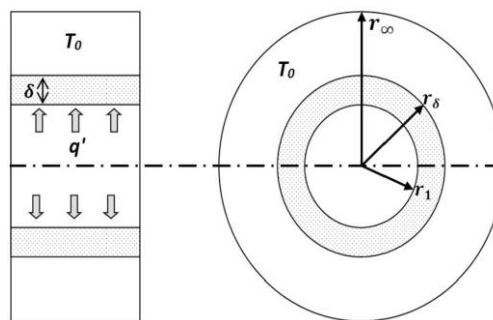


Figure.III.5. Schéma du cylindre creux semi-infini étudié [1].

### III.6.Méthode de calcul

#### III.6.1. Estimation de la température de l'air

D'après le bilan énergétique développé par **Y. Belloufi** et al [6]. Pour une couche<sup>th</sup>, le bilan énergétique d'un échangeur horizontal à la surface du sol s'écrit comme suit:

$$\dot{m}_a C p_a \frac{dT_a}{dx} = - \frac{(T_a - T_s)}{R_{tot}} \quad (III.1)$$

$$\text{Avec } \dot{m}_a = \rho \pi r_1^2 v_a \quad (III.1.a)$$

Où

$T_a$  : La température de l'air

$C p_a$  : La capacité thermique de l'air

$\dot{m}_a$  : Le débit massique de l'air

$R_{tot}$  : Résistance thermique totale

$R_{tot}$ , est la somme des résistances thermiques de l'air,  $R_{air}$ , tuyau  $R_{tub}$  et  $R_s$  du sol perturbé entourant la j<sup>th</sup> couche

En résolvant analytiquement l'Equation différentiel (III.1), la sortie d'air la température de la j<sup>th</sup> couche est donnée comme suit:

$$T_a^{ext} = (T_a^{int} - T_{0s}) \exp\left(-\frac{\Delta x}{R_{tot} \dot{m}_a C p_a}\right) + T_{0s} \quad (III.2)$$

Pour un temps donné  $t_i$ , en prenant la longueur de la couche  $\Delta x = 1m$ . Et en considérant la température de l'air d'entrée de la (j) couche actuelle comme la température de l'air de sortie de la (j-1) couche précédente, l'Equation. (III.2) peut s'écrire:

$$T_{a(j+1,i)} = (T_{a(j,i)} - T_{0s}) \exp\left(-\frac{1}{R_{tot(j,i)} \dot{m}_a C p_a}\right) + T_{0s} \quad (III.3)$$

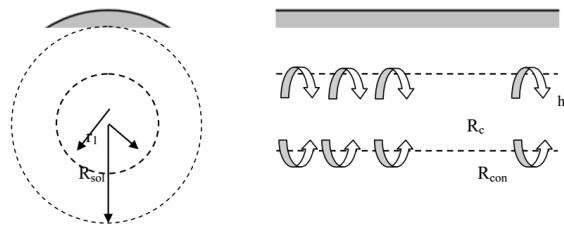
Comme mentionné ci-dessus, (Eq.III.2) s'exprime à l'état stationnaire par en supposant des propriétés thermiques du sol constantes pendant toute la durée de la courante étape. Le calcul de la température de l'air est répété pour l'étape suivante de temps avec neuf (température du

sol, résistance thermique du sol) en utilisant le modèle **RBM** [1].

### III.6.2. Estimation de la résistance thermique du sol

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

$$R_{tot} = R_s + R_{tub} + R_{air} \quad (III.4)$$



**Figure.III.6.** Transfert de chaleur entre l'échangeur et le tube  
Coupe longitudinale et radiale [12].

Où la résistance du tube ( $R_{tub}$ ), s'écrit comme suit :

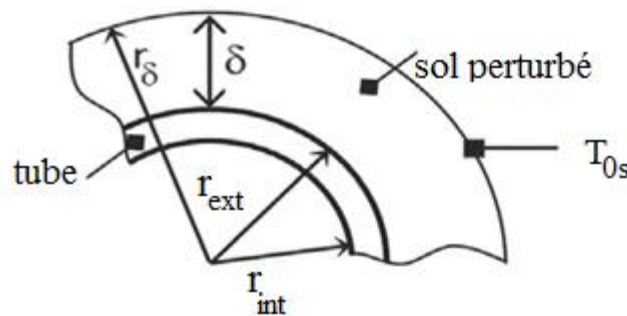
$$R_{tub} = \frac{1}{\lambda_{tub} 2\pi \Delta x} \log\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right) \quad (III.4.1)$$

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

$$R_s = \frac{1}{2\pi\lambda_s L} \ln\left(\frac{r_\delta}{r_{ext}}\right) \quad (III.4.2)$$

Avec  $r_\delta = r_{ext} + \delta$  (III.4.2.1)

Où  $r_\delta$  et  $\delta$  sont respectivement le rayon du sol et l'épaisseur du sol perturbé (voir Figure.III.7)



**Figure.III.7.** Schéma montre l'épaisseur du sol perturbé,  $\delta$ , et le rayon du sol,  $r_\delta$  [2].

Généralement, la résistance thermique du tuyau, ( $R_{tub}$ ), et la résistance de la convection de l'air dans le tuyau, ( $R_{air}$ ) sont constantes.

Où

la résistance thermique de la transfert de chaleur par convection entre l'air et la surface intérieure du tuyau, ( $R_{air}$ ), sont calculés comme suit:

$$R_{air} = \frac{1}{(h_a 2\pi r_{int})} \quad (III.4.3)$$

Le coefficient d'échange convectif ( $h_a$ ) a été déterminé en utilisant la corrélation suivante :

$$R_{air} = \frac{1}{(h_a 2\pi r_{int})} \quad (III.4.3.1)$$

Où

$d_{int}$  : le diamètre intérieur du tuyau.

**Nu** : Le nombre Nusselt pour le débit d'air à l'intérieur du tuyau est donné par l'équation suivante :

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.3} \quad (III.4.3.2)$$

Où (**Re**) et (**Pr**) sont respectivement des nombres de Reynolds et de Prandtl sont défini comme:

$$Re = V_a \cdot d_H / \nu \quad (III.4.3.3)$$

$$Pr = \quad (III.4.3.4)$$

Cependant, il n'y a pas d'accord dans la littérature pour calculer la résistance thermique du sol ( $R_s$ ) car certains auteurs suggéraient que le rayon de sol ( $r_s$ ) est égal à trois fois le rayon du tuyau **V. Bansal** et al 2013[7]. Ou égal au diamètre du tuyau **F.El-Ajmi** [8].

Dans ce travail nous avons considéré que la distance ( $r_{sol}$ ) n'est pas constante mais est variable pour chaque couche selon le modèle RBM développé à partir de **A. Rouag** [1].

Avec assistance du modèle GRBM développé par **C.E.Mehdid** [2]. Qui calcule et évalue la température de l'air dans l'échangeur, nous avons considéré dans ce cas que la température ambiante n'est pas constante pendant le temps de fonctionnement. Elle est variable, car nous avons introduit une température par heure pour 24 heures de fonctionnement .afin d'obtenir une conception plus précise.

Pour cela, le Solution analytique de l'équation de conductivité thermique (III.5) dans Le sol est illustré ci-dessous. Cette équation est exprimée sous forme cylindrique. Il coordonne dans

la couche (j) de tube et le sol environnant. Il est considéré comme un cylindre creux semi-infini comme indiqué précédemment à la figure (III.5).

$$\frac{1}{\alpha_s} \frac{\partial u}{\partial t} = \frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial r} \text{ pour } r > r_{ext} \quad (III.5)$$

Où

$u_{(k,j,i)} = T_{s(k,j,i)} - T_{0s}$ . Avec i, j et k sont les indices du temps, couche et rayon respectivement.  $T_{0s}$  C'est la Température initiale du sol.

Pour résoudre l'équation de la conduction dans le sol équation (III.5), on doit poser les conditions aux limites suivantes : (13.a), (13.b) et (13.c). Nous obtenons l'équation (III.6) ci-dessous :

$$\bullet \quad t=0 \Rightarrow u(r, 0) = 0 \quad \Leftrightarrow \quad T(r, 0) = T_{0s} \quad (III.5.a)$$

$$\bullet \quad r=\infty \Rightarrow u(r \rightarrow \infty, t) = 0 \Leftrightarrow T(\infty, t) = T_{0s} \quad (III.5.b)$$

$$\bullet \quad r=r_{ext} \Rightarrow \left[ -\lambda \frac{\partial u}{\partial r} \cdot 2\pi r \right] = Q \quad (III.5.c)$$

$Q$ , est le flux thermique par unité de longueur de la couche(j) pour l'étape de temps (i) (Al-Khoury, 2011) [9].

$$u_{(k,j,i)} = \frac{1}{\pi r_{\infty}^2} \sum_{n=1}^{\infty} e^{-\alpha_s \beta_n^2 t} \frac{j_0(\beta_n r_k) j_0(\beta_n r_{ext})}{j_1^2(\beta_n r_{\infty})} \int_0^t e^{-\alpha \beta_n^2 T} Q(T) dT \quad (III.6)$$

Où,  $\beta_n$ , sont définis par les racines positives de  $j_0(\beta_n r_{\infty}) = 0$ , avec  $\beta_n = z_n / r_{\infty}$  et  $z_n$  sont les racines positives des fonctions de Bessel  $j_0(z) = 0$ . (Voir annexe).

Dans cette note, Seules quarante racines ( $z_n$ ) ont été récupérées (Ozisik, 1993) [10].

Il y a deux façons de calculer le flux thermique par unité de longueur,  $Q(t)$ , dans l'équation. (III.6):

- a) Nous considérons que le flux de chaleur est constant  $Q$  pendant tout le pas de temps  $dt$ . Dans ce cas, Le flux de chaleur, ( $Q$ ) peut être pris directement à partir de l'intégrale de l'équation (III.6) et ainsi la température du sol à la couche (j) peut s'écrire comme suit :

$$T_{s(k,j,i)} - T_{0s} = \frac{Q_{(j,i)}}{\pi \lambda_s r_{\infty}^2} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1 - e^{-\alpha_s \beta_n^2 t}}{\beta_n^2} \frac{j_0(\beta_n r_k) j_0(\beta_n r_{ext})}{j_1^2(\beta_n r_{\infty})} \quad (III.7)$$



Où

- Le flux thermique ( $\mathbf{Q}$ ), à travers la paroi du tube est proportionnel à la différence entre la température du fluide dans le tube ( $T_a$ ), et la température initiale du sol  $T_{0s}$ , et à l'inverse de la résistance thermique total séparant les deux domaines.

Pour le (i) pas de temps actuel, le flux de chaleur par unité de longueur,  $\mathbf{Q}_{(j,i)}$  est calculé par la résistance thermique totale,  $\mathbf{R}_{tot(j,i-1)}$  comme suit:

$$\mathbf{Q}_{(j,i)} = \frac{(T_{a(j,i)} - T_{0s})}{\mathbf{R}_{tot(j,i-1)}} \quad (\text{III.7.1})$$

Ou

$T_a$ : Température du fluide en *degré* [°C].

$T_{0s}$ : Température initiale du sol en *degré* [°C].

$\mathbf{R}_{tot}$ : Résistance thermique totale en [m<sup>2</sup> K / W].

Avec

$$\begin{aligned} T_{a(j,i)} &= T_{a(j-1,i)}^{ext} \\ \mathbf{R}_{s(j,i-1)} &= \frac{1}{2\pi\lambda_s L} \log\left(\frac{r_{\delta(j,i-1)}}{r_{ext}}\right) \end{aligned} \quad (\text{III.7.2})$$

Afin de faire l'Equation. (III.7) plus applicable, les auteurs proposent la substitution des équations (III.7.1) et (III.7.2) dans l'équation (III.7). Ainsi, le distribution de température transitoire dans le sol entourant la EAHE peut s'écrire:

$$T_{s(k,j,i)} = \frac{2(T_{a(j,i)} - T_{0s})}{r_{\infty}^2 \log\left(\frac{r_{\delta(j,i-1)}}{r_{ext}}\right)} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1 - e^{-\alpha_s \beta_n^2 t_i}}{\beta_n^2} \frac{j_0(\beta_n r_k) j_0(\beta_n r_{ext})}{j_1^2(\beta_n r_{\infty})} + T_{0s} \quad (\text{III.8})$$

**b)** Les propriétés intégrales habituelles de la relation de Chasles (Fiche et al, en 2010) [11] ont été employés dans le développement. Dans ce cas, l'équation. (III.6) devient pour la couche  $\mathbf{j}$ :

$$\begin{aligned} u_{(k,j,m)} &= \frac{1}{\pi r_{\infty}^2} \sum_{n=1}^{\infty} \left( e^{-\alpha_s \beta_n^2 t_m} \frac{j_0(\beta_n r_k) j_0(\beta_n r_{ext})}{j_1^2(\beta_n r_{\infty})} \left( \int_0^{t_1} e^{\alpha_s \beta_n^2 T} \mathbf{Q}_{(j)}(T) dT + \right. \right. \\ &\left. \int_{t_1}^{t_2} e^{\alpha_s \beta_n^2 T} \mathbf{Q}_{(j)}(T) dT + \dots + \int_{t_{m-1}}^{t_m} e^{\alpha_s \beta_n^2 T} \mathbf{Q}_{(j)}(T) dT \right) \end{aligned} \quad (\text{III.9})$$

Où

$u_{(k,j,i)} = T_{s(k,j,i)} - T_{0s}$  avec  $i, j$  et  $k$  sont les indices du temps, couche et rayon respectivement.

Ou bien

$$u_{(k,j,m)} = \frac{1}{\pi r_{\infty}^2} \sum_{n=1}^{\infty} \left( e^{-\alpha_s \beta_n^2 t_m} \frac{j_0(\beta_n r_k) j_0(\beta_n r_{ext})}{j_1^2(\beta_n r_{\infty})} \sum_{i=1}^m \left( Q_{(i,j)} \int_{t_{i-1}}^{t_i} e^{\alpha_s \beta_n^2 T} (T) dT \right) \right) \quad (III.10)$$

Où  $(Q_{(j,i)}, i = 0, 1 \dots m)$  est le flux thermique constant par unité de longueur de chaque  $(i)$  intervalle de temps  $[t_{i-1} - t_i]$  (hypothèse 7), qui est calculé par la résistance thermique du sol,  $R_{s(j,i-1)}$  comme:

$$Q_{(i,j)} \Big|_{t_{i-1}}^{t_i} = \frac{(T_{a(j,i)} - T_{0s})}{R_{tot(j,i-1)}} \quad (III.11)$$

$$R_{s(j,i-1)} = \frac{1}{2\pi \lambda_s L} \log \left( \frac{r_{\delta(j,i-1)}}{r_{ext}} \right) \quad (III.12)$$

Avec

$$T_{a(j,i)} = T_{a(j-1,i)}^{ext}$$

En conséquence, la température du sol de la couche  $(j)$  étudiée avec la température de l'air d'admission variable peut être exprimée en équations. (III.13) et (III.14):

$$u_{(k,j,m)} = \frac{1}{\pi r_{\infty}^2 \lambda_s} \sum_{n=1}^{\infty} \left( e^{-\alpha_s \beta_n^2 t_m} \frac{j_0(\beta_n r_k) j_0(\beta_n r_{ext})}{j_1^2(\beta_n r_{\infty})} \sum_{i=1}^m \left( \frac{Q_{(j,i)}}{\beta_n^2} \Big|_{t_{i-1}}^{t_i} e^{\alpha_s \beta_n^2 T} \right) \right) \quad (III.13)$$

$$T_{s(k,j,m)} = \frac{2}{r_{\infty}^2} \sum_{n=1}^{\infty} \left( \frac{e^{-\alpha_s \beta_n^2 t_m} j_0(\beta_n r_k) j_0(\beta_n r_{ext})}{\beta_n^2 j_1^2(\beta_n r_{\infty})} \sum_{i=1}^m \left( \frac{(T_{a(j,i)} - T_{0s})}{\log \left( \frac{r_{\delta(j,i-1)}}{r_{ext}} \right)} \Big|_{t_{i-1}}^{t_i} e^{\alpha_s \beta_n^2 T} \right) \right) + T_{0s} \quad (III.14)$$

Afin d'évaluer la température transitoire du sol entourant le tube et estimez le rayon en fonction de la température de l'air entrant L'équation (III.16) est constante pendant le fonctionnement, et dans le cas où la température de l'air entrant est variable, nous utilisons la relation. (III.13).

### III.7. Organigramme du modèle GRBM

Pour mieux comprendre la méthode de calcul basée sur Modèle **GRBM**. [2], l'organigramme présenté à la Figure. (III.8) résume les différentes étapes décrites ci-dessus. Il

### **Chapitre III : Exploitation de l'échangeur air-sol comme solution à l'aéro-refroidisseur**

---

faut noter que la résistance thermique du sol et la température du sol ont été estimées, pour chaque couche, en utilisant le modèle **RBM** de sous-programme **A. Rouag** et al en 2018 [1]. De plus, ce sous-programme dépend de l'entrée condition aux limites (température du fluide d'entrée) qui implique l'utilisation de: (i) l'Équation. (III.16) dans le cas d'un flux de chaleur constant, (ii) ou l'Equation. (III.13) en cas de flux thermique variable.

Pour le côté air, le modèle **GRBM** [2]. Sera utilisé pour donner le profil de température de l'air À l'intérieur de l'échangeur prenant en compte la variation du température du sol, rayon de sol, Température ambiante. Et la résistance thermique.

Toutes les étapes suivies lors de la simulation pour étudier ce phénomène sont illustrées dans organigrammes suivant :

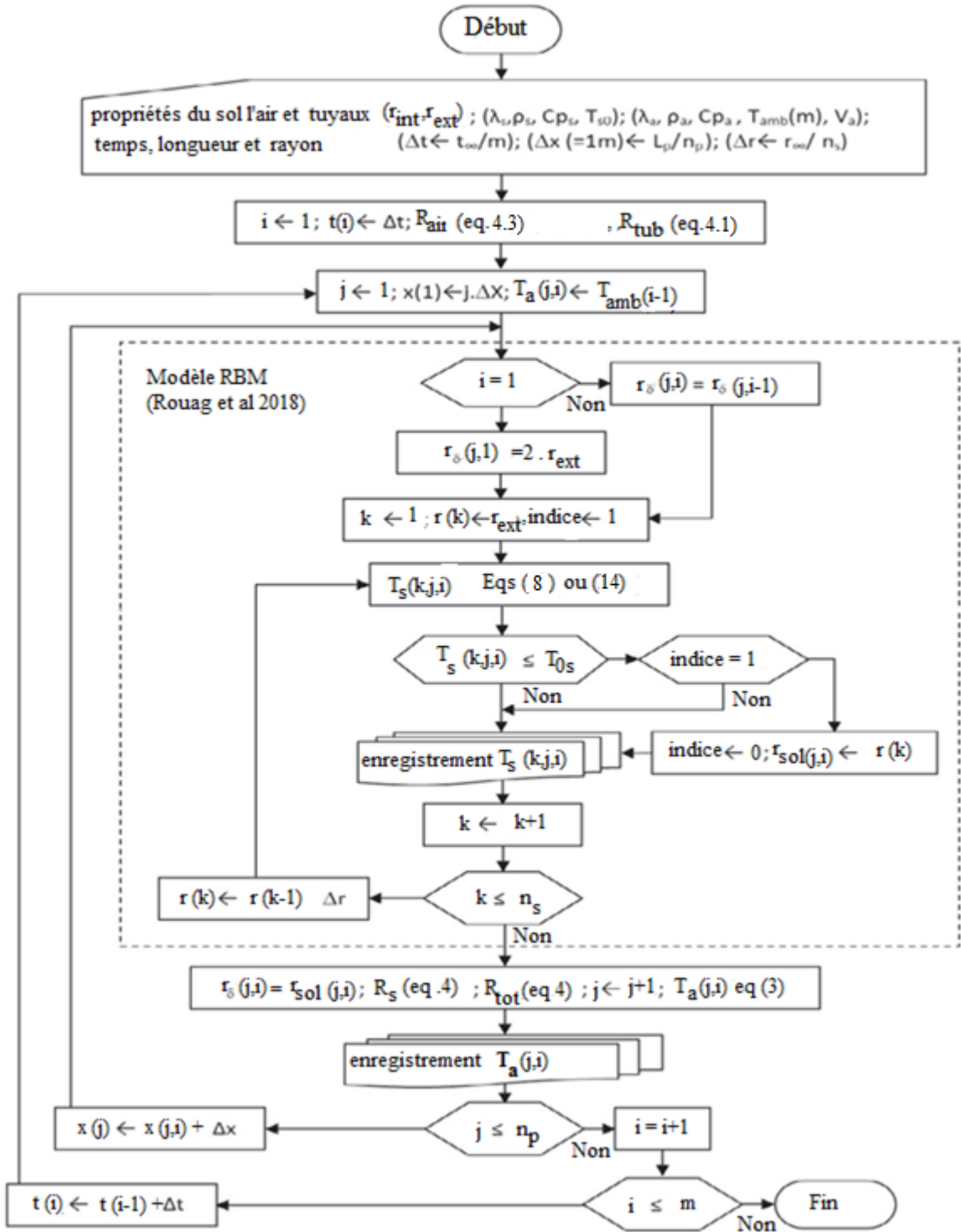


Figure III.8. Organigramme détaillé du modèle GRBM [2].

### **III.8.conclusion**

Dans ce chapitre, nous présentons un modèle semi-analytique pour calculer le transfert de chaleur dans le sol près de l'**EAHE** horizontal et déterminer le rayon du sol, en plus d'estimer la température de l'air pour assurer un refroidissement continu de l'air, il est nécessaire de connaître la distance optimale entre les tubes, ainsi qu'entre les échangeurs lors de l'utilisation de plusieurs **EAHE**.

Dans notre étude, nous avons utilisé un logiciel **MATLAB** basé sur des équations de distribution de la chaleur du sol et l'air. Les procédures et étapes impliquées sont expliquées dans le chapitre suivant avec tous les détails de la simulation.

### **III.9 Références bibliographiques**

- [1] A. Rouag, A. Benchabane, and C. E. Mehdid, Thermal design of Earth-to-Air Heat Exchanger. Part I a new transient semi-analytical model for determining soil temperature, *Journal of Cleaner Production*, vol. 182, p p. 538-544, 2018.
- [2] C.E. Mehdid, A. Benchabane, A. Rouag, N. Moummi, M.A. Melhegueg, A. Moummi, M.L. Benabdi and A. Brima, Thermal design of Earth-to-air heat exchanger. Part II a new transient semi-analytical model and experimental validation for estimating air temperature, *Journal of Cleaner Production*, vol. 198, pp. 1536-1544, 2018.
- [3] Y. Belloufi, A. Brima, S. Zerouali, R. Atmani , F. Aissaoui , A. Rouag and N. Moummi, 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.
- [4] Y. Belloufi, A. Brima, S. Zerouali, R. Atmani , F. Aissaoui , A. Rouag and N. Moummi, 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.
- [5] H. Benfateh. Etude du Rafrâchissement par la Géothermie, Application à l'Habitat, Mémoire de Magistère. Université Mohamed Khider, BISKRA, 2009.
- [6] Y. Belloufi, 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, Doctoral dissertation, Université Mohamed Khider-Biskra, 2017.
- [7] V. Bansal, R. Misra, G.D. Agarwal, 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.
- [8] F. Al-Ajmi, D.L. Love day 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.

- [9] R. Al-Khoury, Computational Modeling of Shallow Geothermal Systems. CRC Press, 2011.
- [10] M.N. Ozisik. Heat Conduction. John Wiley & Sons.1993.
- [11] A. Fiche, A. Martin, J.C. Cexus, A. Khenchaf, Continuous belief functions and  $\alpha$ -stable distributions. International Conference on Information Fusion, pp. 1-7. IEEE.2010.
- [12] Mémoire de Y. Belloufi, Modélisation D'un Echangeur Air/Sol Dont Le But De Rafrachissement Des Locaux. Université Mohamed Khider-Biskra, 2012.

# **Chapitre IV**

## **Résultats**

**Et**

## **Discussions**



### IV.1. Introduction

Comme mentionné dans le chapitre précédent, un nouveau model semi-analytique a été développé et un programme en langage **Matlab** est élaboré pour dimensionner un échangeur de chaleur air-sol en appliquant des conditions climatiques extrêmes de la région de BISKRA. Après la validation du model, les résultats sont donnés sous forme des courbes. Puis, nous tacherons de faire ici une étude paramétrique qui montre l'influence de la durée de fonctionnement, le débit d'air, la température ambiante, la géométrie et la conductivité thermique du sol sur la température de sortie de l'air et la température du sol.

Comme mentionné dans le chapitre précédent, un nouveau modèle semi-analytique a été développé et un programme en langage **Matlab** a été développé pour le volume d'échangeur air-sol en appliquant les conditions climatiques difficiles de la région de Biskra. Après validation du modèle, les résultats sont présentés sous forme de courbes.

Afin de mener une étude paramétrique montrant l'effet du temps de fonctionnement, du débit d'air, de la température ambiante, de l'ingénierie et de la conductivité thermique du sol sur la température de sortie d'air et la température du sol.

Et tout cela afin de connaître l'impact de ces paramètres sur le bon fonctionnement et les performances ultérieures de l'échangeur afin d'assurer un bon fonctionnement le plus longtemps possible afin d'éviter tous problèmes liés aux performances thermiques.

### IV.2 Validation des résultats

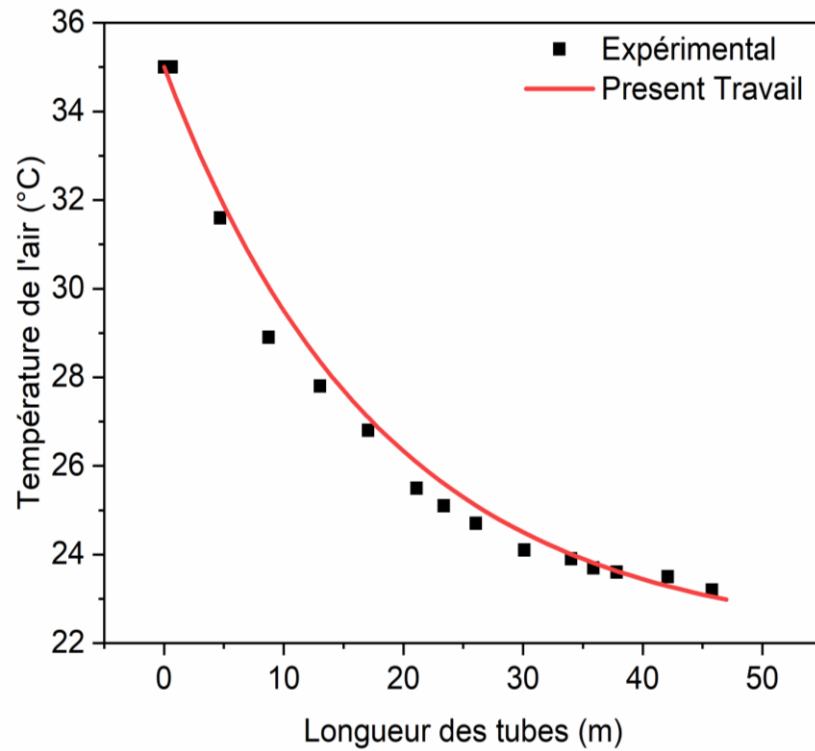
Pour valider notre model semi-analytique, nous avons comparé les résultats obtenus par notre code avec ceux de Mehdid et al. 2018 [1]. En utilisant les mêmes paramètres géométriques et thermo-physiques pour une durée de fonctionnement continu de six heures. Les paramètres et les caractéristiques spécifiques de l'échangeur air-sol testé par Mehdid et al [1]. Sont regroupés dans le tableau IV.1.

#### IV.2.1 Propriétés physiques et thermiques (de l'air, des tuyaux et du sol) utilisées dans validation des tuyaux. .

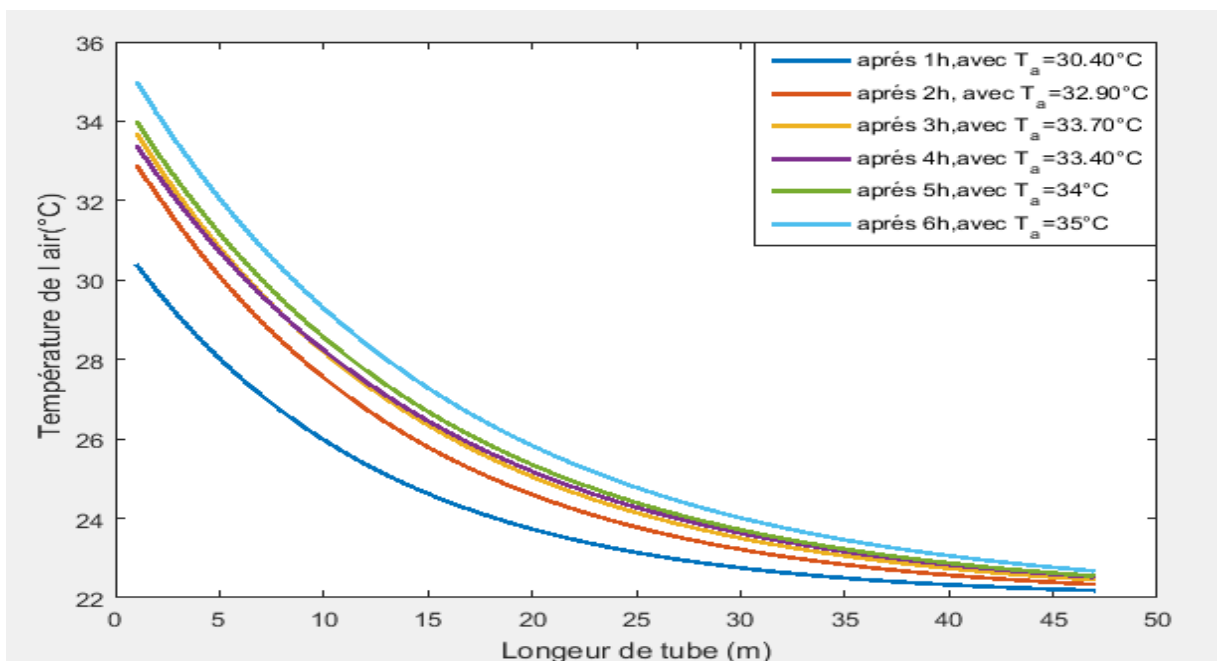
**Tableau IV.1.** Caractéristiques spécifiques de l'échangeur air-sol de Mehdid et al [1].

Paramètres	Valeurs
Longueur de PVC horizontal	47 m
Diamètre intérieur de PVC	0.11m
Epaisseur de PVC	0.005m
Profondeur de PVC	3m
Vitesse de l'air	3.5m/s
La masse volumique de l'air	1.225kg/m <sup>3</sup>
La masse volumique de sol	1800kg/m <sup>3</sup>
La masse volumique de PVC	1380kg/m <sup>3</sup>
La capacité thermique de l'air	1005J/kg. K
La capacité thermique de sol	1340J/kg. K
La capacité thermique de PVC	900J/kg. K
Conductivité thermique de l'air	0.0242W/m. K
Conductivité thermique de sol	1.5W/m. K
Conductivité thermique de PVC	0.16W/m. K

**La figure IV.1** montre la comparaison entre notre modèle et l'étude expérimentale de l'échangeur air-sol réalisée par **Mehdid et al** [1]. Les températures de l'air calculées à l'intérieur de l'échangeur air-sol montrent un bon accord avec les résultats expérimentaux. Par conséquent, notre code de dimensionnement des échangeurs air-sol reflète le phénomène de transfert de chaleur réel avec une erreur maximale de 3%.



**Figure IV.1.** Validation du modèle GRBM avec des résultats expérimentaux de Mehdid et al [1].



**Figure IV.2.** Variations de température de l'air en fonction de la longueur de l'échangeur à partir des données de Mehdid pour 6 heures de fonctionnement.

Pour garantir l'exactitude du modèle, nous avons introduit les mêmes caractéristiques que Mehdid [1]. (Tableau. IV.1), utilisées pour la comparaison et rendre les résultats plus fiables. Pendant 6 heures de fonctionnement continu, nous avons introduit une température ambiante comme indiqué dans le tableau toutes les heures. Comme on remarque à partir de la figure IV.2 l'augmentation de la température de l'air à la sortie de tube lorsque la température de l'air ambiant augmente. Là où pendant la première heure il a diminué de 8.22°C ,tandis qu'à la sixième heure, il a diminué de 12.33°C .Par rapport aux résultats, on remarque la température élevée de l'air à la sortie avec l'augmentation du temps de fonctionnement et cela est dû à la saturation du sol environnant et donc l'échange entre eux diminue.

. Les résultats obtenus montré dans le tableau (IV.2) sont très satisfaisants par rapport aux résultats de Mehdidi (GRBM) [1]. Avec une erreur relative de 2.75%.

**Tableau IV.2 .**Validation des températures de l'air du présent modèle et modèle GRBM de . (MEHDID)[1] pendant 6 h de fonctionnement. .

<b>Le temps (h)</b>	<b>Température de l'entrer( °C)</b>	<b>Température de sortie (Mehdid) GRBM(°C)</b>	<b>Température de sortie (present travail) (°C)</b>	<b>Erreur relative (%)</b>
1	30.4	23.05	22.18	3.76
2	32.9	23.11	22.34	3.34
3	33.7	23.17	22.45	3.10
4	33.4	23.21	22.52	2.98
5	34	23.24	22.55	2.98
6	35	22.75	22.67	0.34
<b>Erreur total</b>				<b>= 2.75</b>

### IV.3. 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 (IV.3).

La température de l'air ambiant est imposée variable à l'entrée du tube comme un nouvel ajout par rapport aux travaux précédents pour mieux illustrer l'impact des différents paramètres sur les performances thermiques et rendre le modèle plus logique que ses prédécesseurs.

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

<b>Paramètres</b>	<b>Valeurs</b>
Matériau du tube	PVC
Longueur des tubes horizontaux	47 (m)
Profondeur	3 (m)
Rayon intérieur du tube $r_1$	0,055 (m)
Epaisseur du tube	0.0025 (m)
Vitesse de l'air	3.5 (m/s)
Température d'entrée	Variable (°C)
Température de sol	25 (°C)
Conductivité thermique du tube $\lambda_{tub}$	0.16 (W /m K)
Conductivité thermique du sol $\lambda_{soil}$	1.5 (W/m K)
Diffusivité thermique du sol	$0.62 \times 10^{-6}$ (m <sup>2</sup> /s)
Masse volumique de l'air $\rho_{air}$	1.225 (kg/m <sup>3</sup> )
Chaleur spécifique de l'air $C_{p\ air}$	1005 (j/kg °C)
Chaleur spécifique du sol $C_{p\ sol}$	1340 (j/kg °C)
Masse volumique du sol $\rho_{sol}$	1800 (kg/m <sup>3</sup> )

La Températures ambiantes injectées dans ce code dans chaque heure de fonctionnement

A partir des données météorologiques de la température [2].Sont indiquées dans le tableau ci-dessous.

**Tableau IV.4 .**Températures de l'air ambiant injecté par chaque heure [2].

<b>Le temps (h)</b>	<b>La température ambient (°C)</b>
1	37.4
2	35
3	33
4	32.8
5	32
6	31
7	32.9
8	36
9	40
10	42.5

11	45
12	48
13	48.5
14	48
15	50
16	49.9
17	49
18	48
19	47.3
20	45
21	41
22	39
23	38
24	37

### IV .3.1. Effet de la durée de fonctionnement sur la température de l'air (3D)

Les résultats obtenus représentent l'effet de différentes durées de fonctionnement (24h, 12h, 6h, 3h) sur la température de l'air le long de l'échangeur (**Figures 3, 4, 5,6**). Où l'on constate que la température de l'air est liée au temps de fonctionnement et à la température de l'air ambiant.

On constate une dégradation de la température qui augmente avec l'augmentation du temps de fonctionnement, et ceci est dû à la saturation du sol entourant l'échangeur horizontal. Ainsi l'échange devient faible entre eux. Lorsque la température de l'air ambiant est très élevée, il faut plus de temps et de longueur pour devenir égale à la température initiale du sol environ  $T_{0s} = 25^{\circ}\text{C}$ . Là où on remarque pendant la première heure du temps de fonctionnement, la température de l'air ambiant à l'entrée était égale à  $37.4^{\circ}\text{C}$  après 1 m de la longueur du tube, pour être abaissée à  $25.37^{\circ}\text{C}$  à la sortie du tube 47 m.

Après **24 heures** de fonctionnement (**Figure .3**), la température de l'air à l'entrée passe à  $37^{\circ}\text{C}$  après 1 m de la longueur du tube, pour commencer à baisser à  $25.90^{\circ}\text{C}$  à la sortie de l'échangeur. Par rapport aux résultats, on constate qu'à **24 heures** la température de l'air augmente à la sortie de  $0.55^{\circ}\text{C}$  par rapport à 1 heure de fonctionnement. Ceci est dû à la saturation du sol entourant l'échangeur et donc la température de l'air à la sortie augmente.

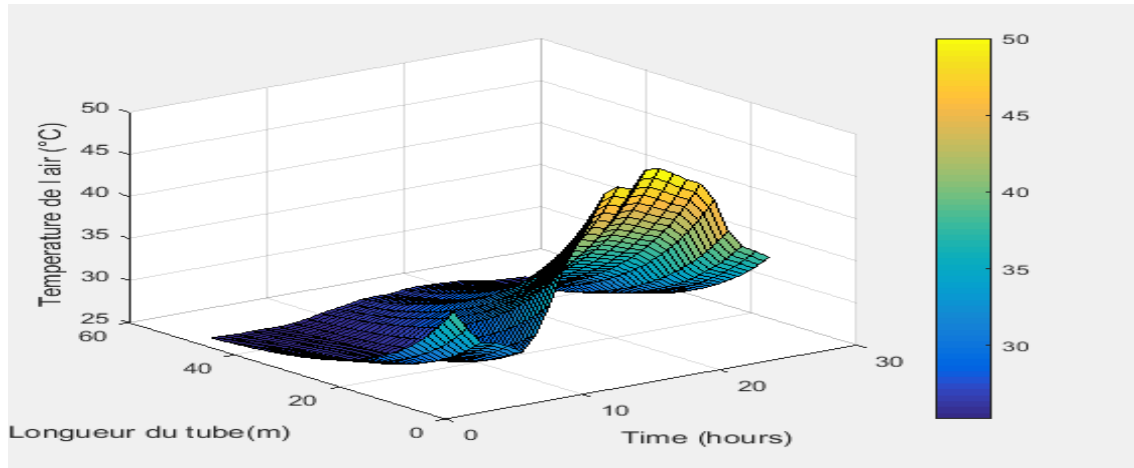


Figure IV.3. Variation de la température de l'air le long de l'échangeur pendant 24 heures de fonctionnement.

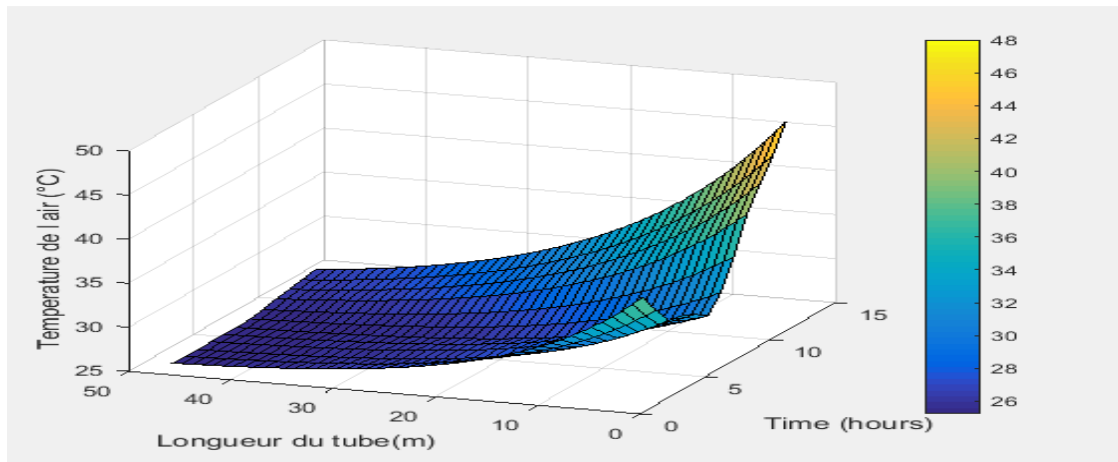


Figure IV.4. Variation de la température de l'air le long de l'échangeur pendant 12 heures de fonctionnement.

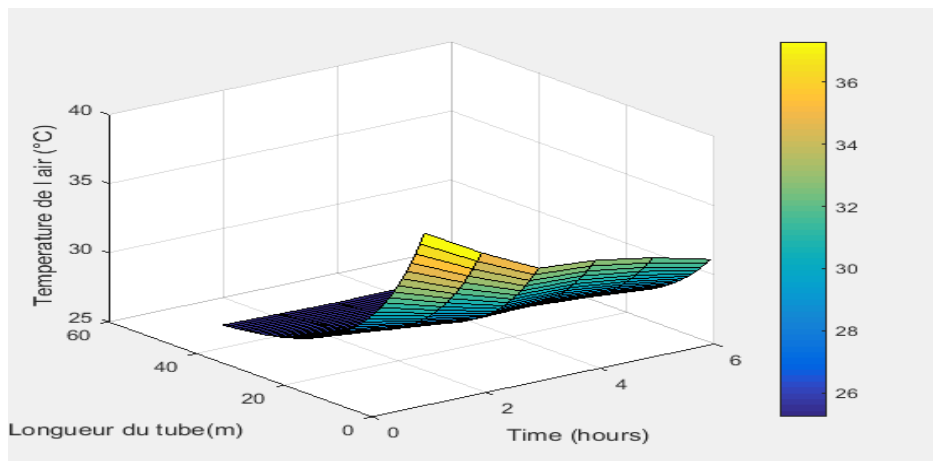
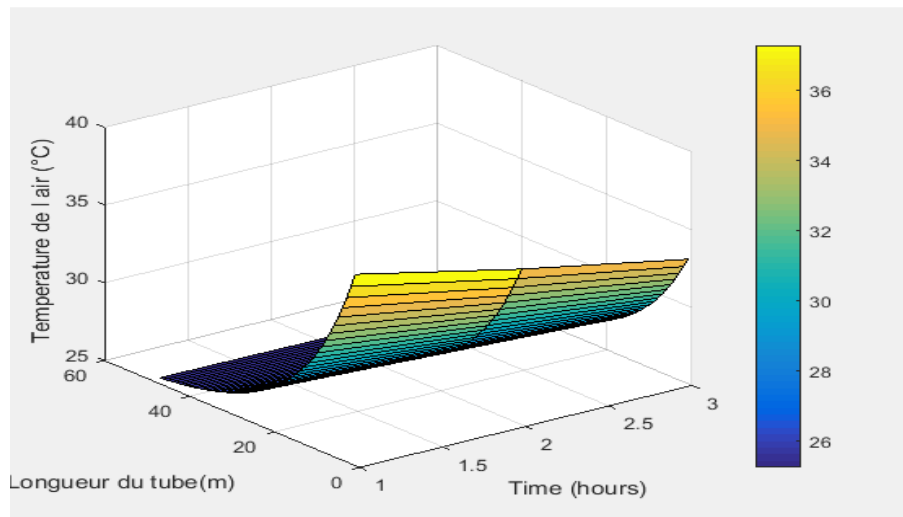


Figure IV.5. Variation de la température de l'air le long de l'échangeur pendant 6 heures de fonctionnement.



**Figure IV.6.** Variation de la température de l'air le long de l'échangeur pendant 3 heures de fonctionnement.

### IV .3.2. Effet de la durée de fonctionnement sur la température du sol (3D)

Les résultats obtenus représentent les changements de température du sol autour de l'échangeur en termes de rayon du sol et de différents temps de fonctionnement. (24h, 12h, 6h, 3h) chaque mètre de longueur de tube étant mesuré. Où l'on constate que la température du sol entourant l'échangeur est liée à la fois à la température de l'air ambiant et à la durée de fonctionnement, il y a une dégradation de la température du sol, c'est-à-dire qu'elle monte et descend en fonction de la température de l'air injecté.

De plus, la période de fonctionnement est longue, plus le sol est saturé de chaleur, ce qui signifie que l'échange thermique diminue, et par conséquent, pour que la température du sol atteigne sa température initiale  $T_{0s}=25^{\circ}\text{C}$ , il a besoin d'un rayon de sol plus grand, ce qui signifie qu'il faut une distance plus longue.

Dans **les 6 heures** de fonctionnement continu (**figure 9**), la température de l'air d'admission était de  $31^{\circ}\text{C}$ . À ce stade, la température du sol entourant l'échangeur était égale à  $27.13^{\circ}\text{C}$  degrés. Ensuite, elle a progressivement commencé à diminuer pour devenir égale à la température initiale lorsque le rayon du sol à partir de la surface du tube est égal à  $0.505\text{ m}$  ( $r_1+i*dr$ ).

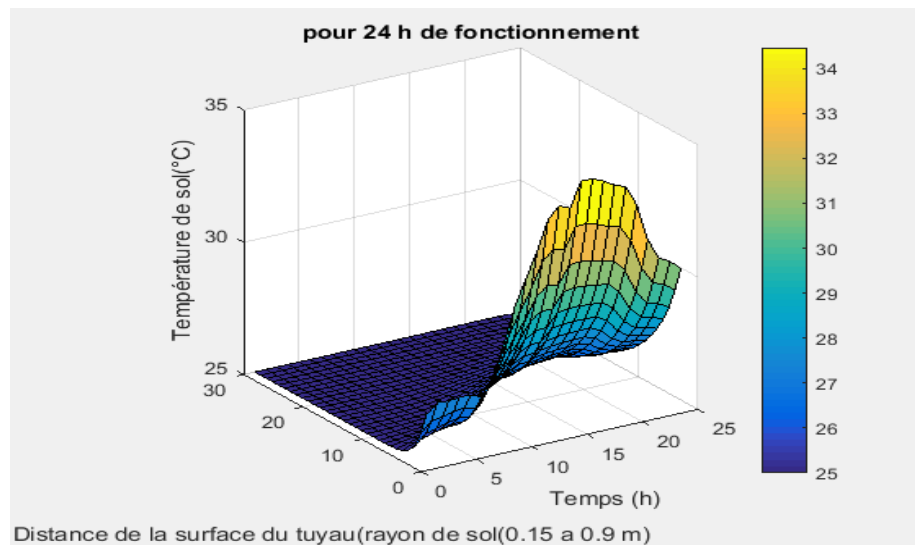
Dans **les 12 heures** suivant le temps de fonctionnement (**figure 8**), la température de l'air injecté est de  $48^{\circ}\text{C}$  et la température du sol en contact avec la surface du tube est de  $33.21^{\circ}\text{C}$ . Il diminue progressivement pour égaler la température initiale du sol à  $T_{0s} = 25^{\circ}\text{C}$  lorsque le



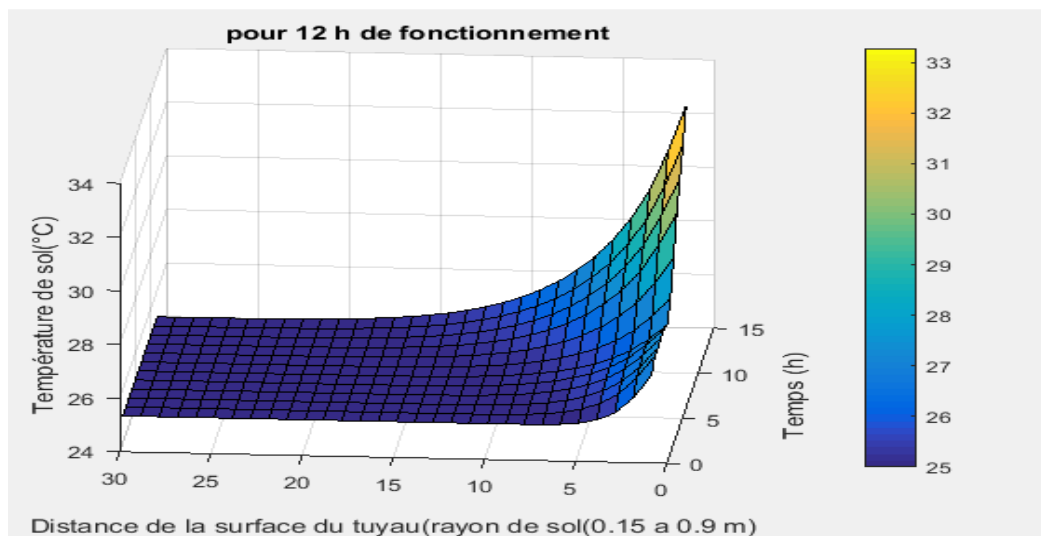
rayon du sol est de 0,755 m. ( $r_1+28*0.025=r_{sol}$ ).

Pendant **24 heures** de fonctionnement continu (**figure 7**), la température du sol était égale à 30.25°C, revenant à son état initial approximativement  $T_{0s} = 25.10$  après un rayon de sol égal à 0.655 m. ( $r_1+24*0.025=r_s$ ).

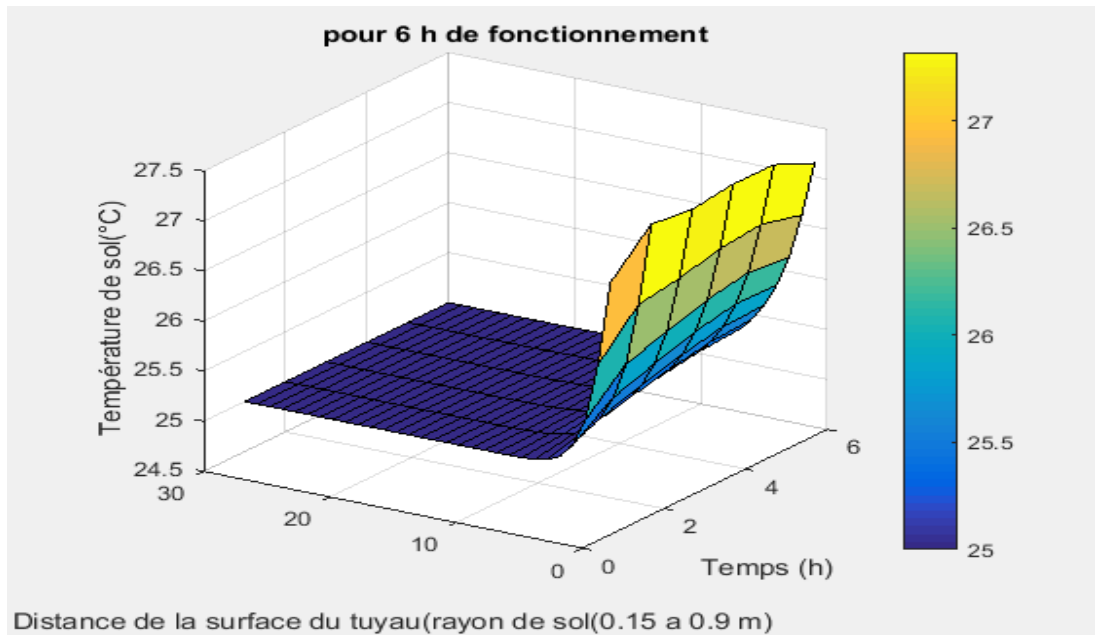
En comparant tous les résultats obtenus, nous concluons que la température de l'air ambiant et le temps de fonctionnement affectent le rayon de la Terre, ce qui entraîne des perturbations et une diminution des performances de l'échangeur de chaleur.



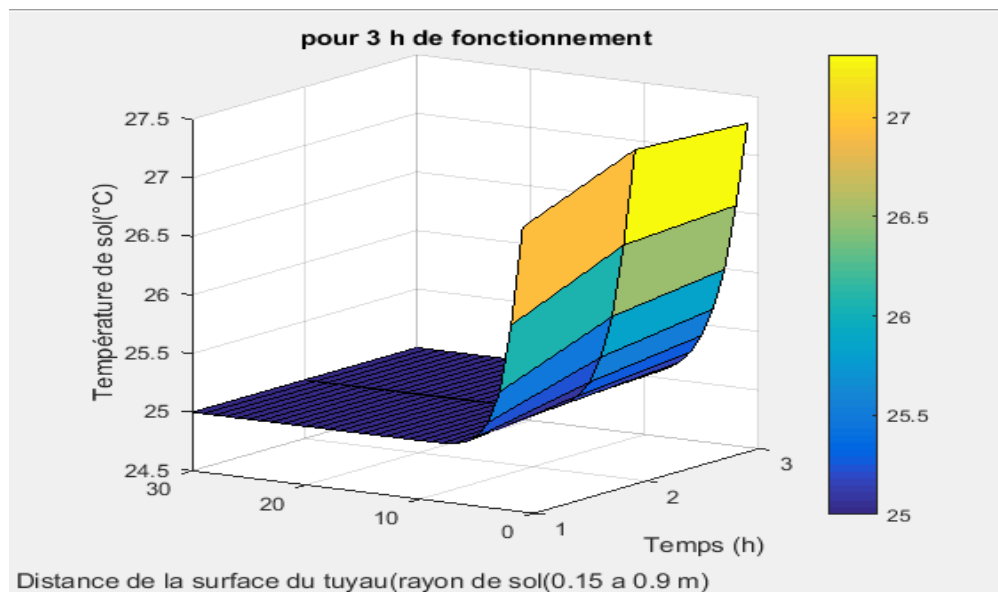
**Figure IV.7.** Variation de la température de sol le long de l'échangeur pendant 24 heures de fonctionnement.



**Figure. IV.8.** variation de la température de sol le long de l'échangeur pendant 12 heures de fonctionnement.



**Figure. IV.9** .Variation de la température de sol le long de l'échangeur pendant 6 heures de fonctionnement.

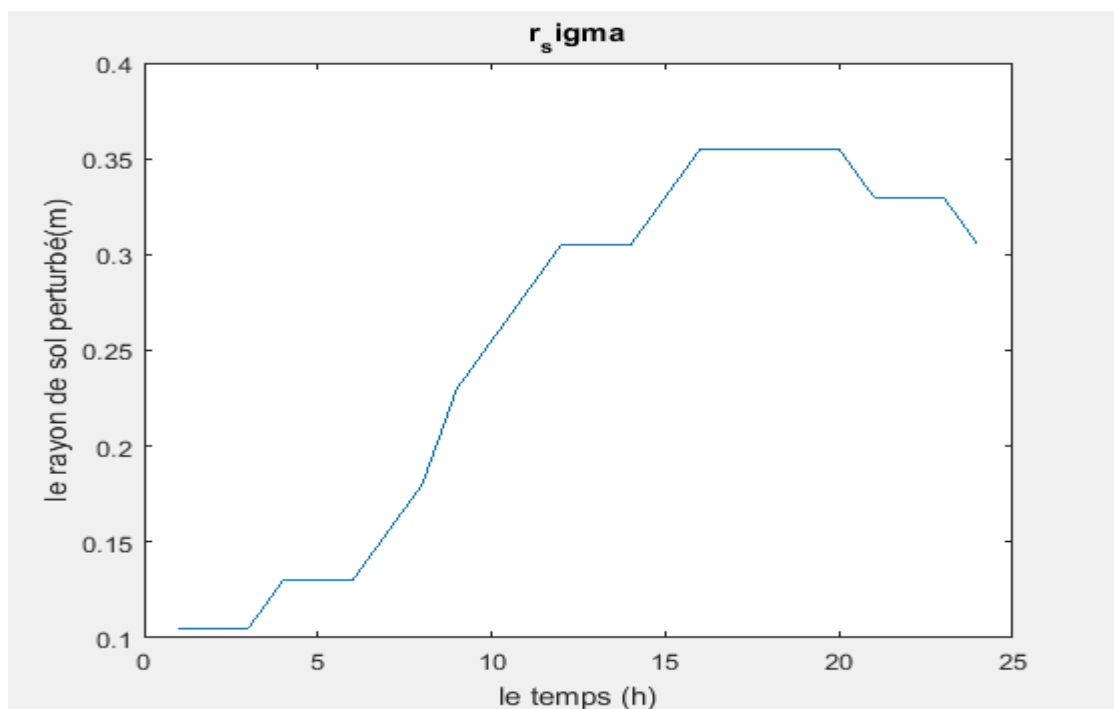


**Figure. IV.10** .Variation de la température de sol le long de l'échangeur pendant 3 heures de fonctionnement.

### IV .3.3. Effet de la durée de fonctionnement sur le rayon du sol $r_\delta$

Le résultat obtenu représente l'effet du temps de fonctionnement sur le rayon du sol. Comme on remarque une élévation du rayon du sol. Lorsque le temps de fonctionnement augmente, cela est dû à la saturation du sol environnant, donc le rayon change en fonction de la température de l'air entrant et de la durée de fonctionnement.

Au cours de la première heure (**Figure.11**), le rayon du sol est de 0.105 m, et il augmente progressivement jusqu'à atteindre 0.355 m à la fois à 16 heures, puis se stabilise, puis revient à 0.305 m à 24 heures. Ce changement est dû au changement de la température de l'air ambiant, où plus il est élevé, plus le rayon du sol est grand.



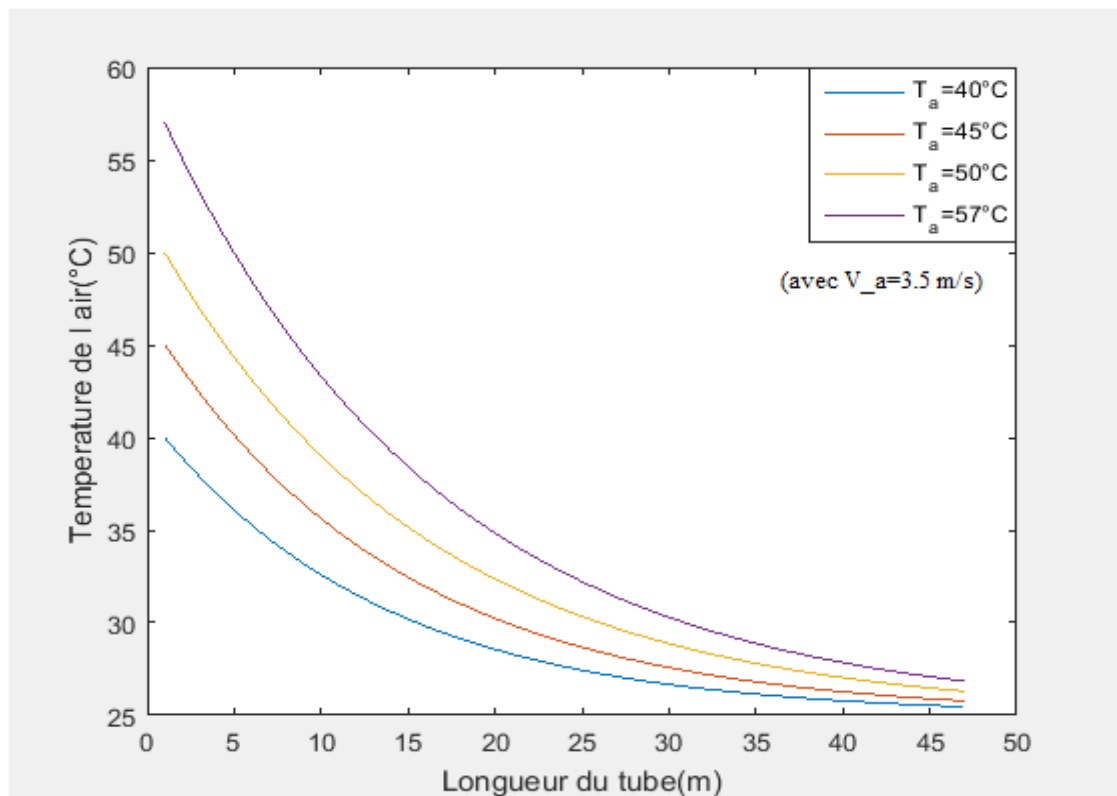
**Figure. IV.11.** Variation de  $r_\sigma$  pour chaque heure pendant 24 h de fonctionnement.

### IV .3.4. Effet de la température ambiante sur la longueur de l'échangeur air-sol

Les résultats représentent l'effet de la température de l'air injecté (40°C, 45°C, 50°C, 57°C) sur la longueur de l'échangeur, où chaque heure nous injectons une température et la mesure a été faite tous les 1 m de la longueur du tube. Où l'on constate que la température de l'air injecté est petite, le refroidissement est rapide, car on atteint la température initiale à une distance inférieure à la longueur du tube et en moins de temps. Comme le montre la **figure.12** suivante.

Là où on remarque pendant la première heure la température de l'air était de  $40^{\circ}\text{C}$  pour commencer à diminuer progressivement jusqu'à ce que la température initiale se rapproche de  $T_{0s} = 25.90^{\circ}\text{C}$  après une longueur de 38 m jusqu'à ce qu'elle atteigne au bout du tube à  $T_{0s} = 25.45^{\circ}\text{C}$ . Au cours de la deuxième heure, la température de l'air était de  $45^{\circ}\text{C}$  pour commencer à diminuer progressivement jusqu'à approcher la température initiale  $T_{0s} = 25.97^{\circ}\text{C}$  Après une longueur de 44 m, il atteint l'extrémité du tube à  $T_{0s} = 25.78^{\circ}\text{C}$ .

Au final, la température de l'air passe de  $57^{\circ}\text{C}$  jusqu'à ce qu'elle s'approche de la température initiale de  $T_{0s}=26.85^{\circ}\text{C}$  pendant la quatrième heure. Par rapport aux résultats, on constate que la température de l'air à la sortie de l'échangeur augmente avec l'augmentation de la température de l'air injecté à l'entrée de l'échangeur, elle a augmenté d'environ  $1.40^{\circ}\text{C}$  par rapport aux première et quatrième heures.



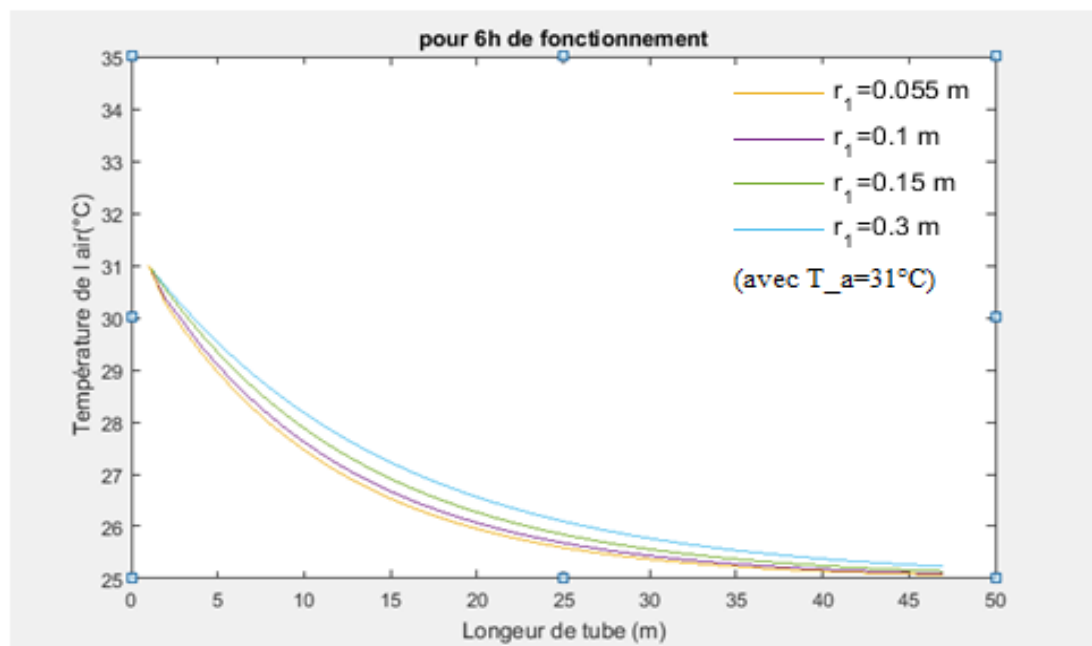
**Figure. IV.12.** Effet des différentes températures ambiantes sur la longueur de l'échangeur.

### IV.3.5. Effet du diamètre des tubes sur la longueur de l'échangeur air-sol

Quatre différents rayons du tube (0.055 m, 0.1 m, 0.15m et 0.3m) sont pris en compte pour examiner la performance thermique. Une vitesse de l'air de 3.5 m/s a été maintenue constante Pour les quatre rayons du tube.

L'influence du diamètre du tube sur la température de l'air pour différentes durées de fonctionnement (6h, 12h) est représentée sur les figures (13 et 14). On observe a travers les figures pour différents temps de fonctionnement (6h, 12h) et différence de température ambiante (31°C, 48°C) dans cet ordre, La température de l'air augmente progressivement à la sortie du tube. Quand on augmente le rayon du tube. Par conséquent, il convient de noter que les performances thermiques se détériorent avec la diminution du rayon du tuyau.

Par conséquent, la longueur du rayon joue un rôle central dans l'augmentation ou la diminution du volume d'échange thermique.



**Figure. IV.13.** Effet du diamètre des tubes pour 6h de fonctionnement.

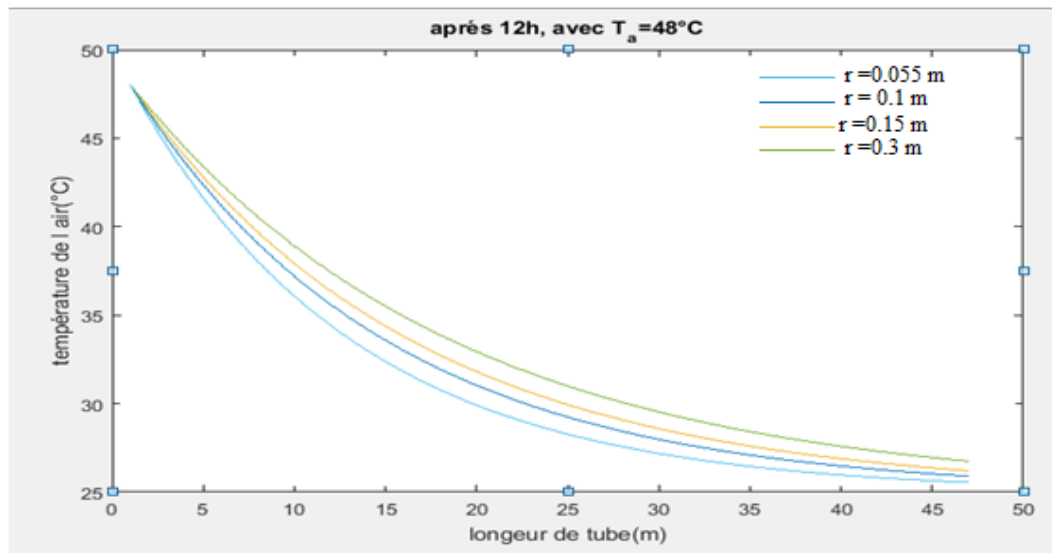


Figure. IV.14. Effet du diamètre des tubes Pour 12h de fonctionnement.

#### IV .3.6.Effet de vitesses d'air sur la longueur de l'échangeur air-sol ( $T=f(L)$ pour différents vitesses)

Trois vitesses d'écoulement de l'air (1 m/s ,3.5 m/s et 4.5 m/s) sont considérées pour l'analyse de l'effet de la vitesse d'air sur la longueur de l'échangeur air/sol pour mode de fonctionnement continu (6h et 12h) sur la performance thermique.

Les figures (15 et 16) illustre la variation horaire de la température de l'air le long de l'échangeur pour différentes vitesse d'écoulement de l'air. Les températures de l'air s'élèvent avec l'augmentation de la vitesse d'écoulement de l'air, et la température de l'air ambiant injecté. Où, dans **les 6 heures** de fonctionnement, (**Figure 15**), la température de l'air était de 31°C. À mesure que la vitesse augmente, la température de l'air augmente à la sortie de (25.04 °C, 26.12 °C et 26.84 °C) à des vitesses de 1(m / s), 3.5 (m / s) et 5(m / s) respectivement. Alors que pendant **les 12 heures** de fonctionnement(**figure 16**), la température de l'air ambiant était de 48°C, car nous avons remarqué une augmentation de la température de l'air à la sortie de (25.13°C, 30.42°C et 33.36 °C ) pour les vitesses précédentes.

Par rapport aux résultats obtenus, nous concluons que plus la vitesse de l'air est faible, meilleur est l'échange de chaleur entre l'air et le sol, et vice versa, mais lorsque les vitesses sont très élevées, il n'y a pas assez de temps pour que le processus d'échange de chaleur se se produire.

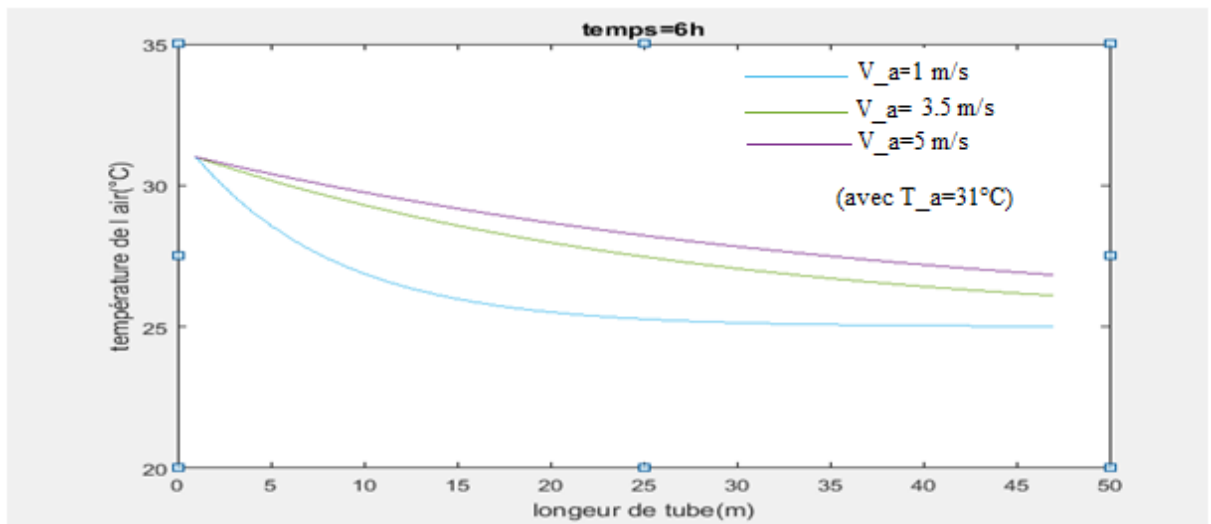


Figure. IV.15. Effet de vitesses d'air Pour 6h de fonctionnement.

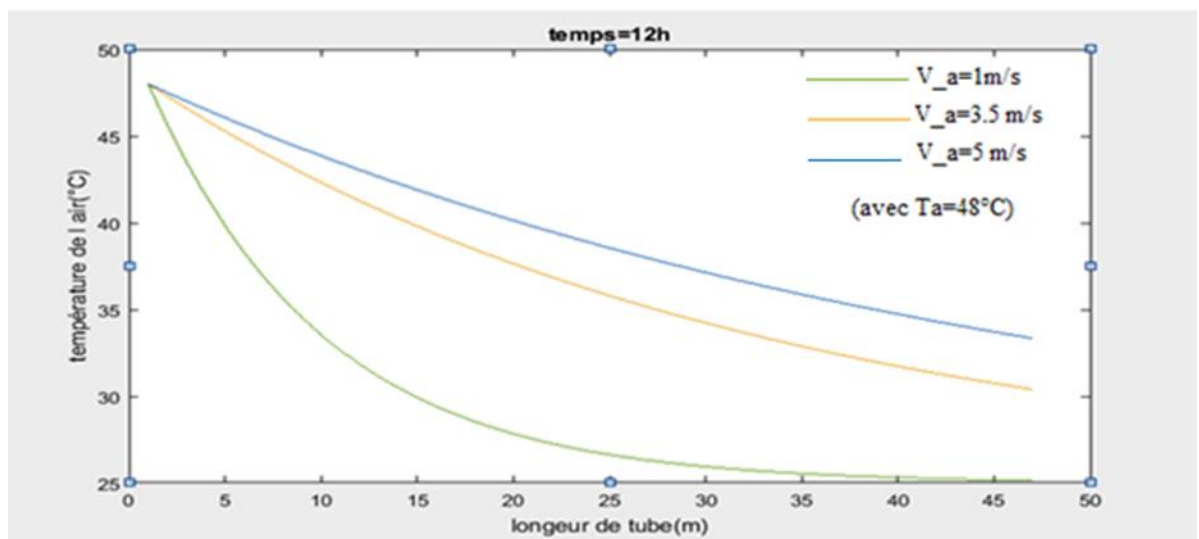


Figure. IV.16. Effet de vitesses d'air Pour 12h de fonctionnement.

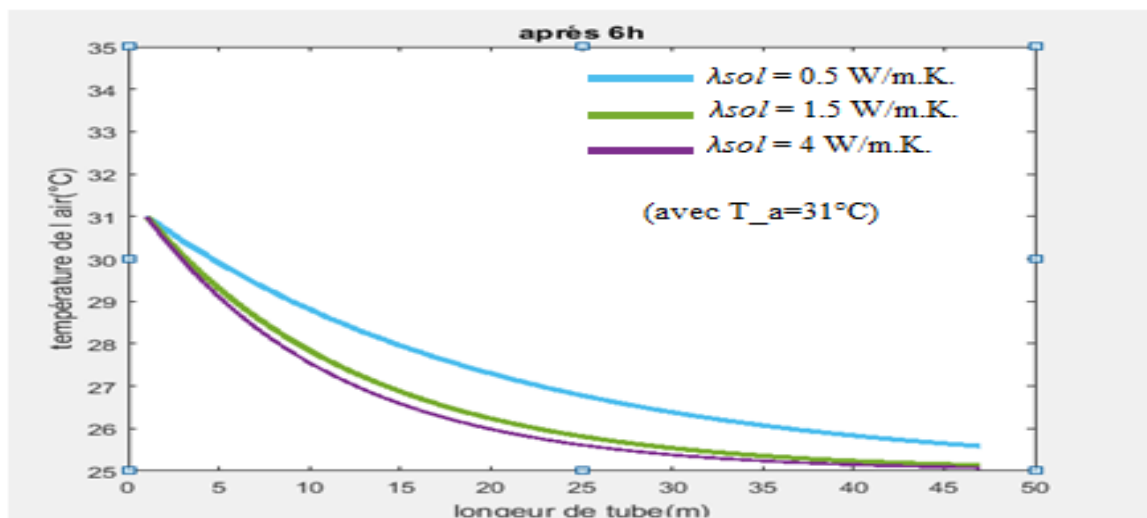
### IV .3.7. Effet de la conductivité thermique du sol sur la longueur de l'échangeur

Trois différentes conductivités thermiques (0.5 W/m.K, 1.5 W/m.K et 4 W/m.K) sont prises en compte pour évaluer la performance thermique de l'échangeur et déterminer la conductivité optimale du sol pour l'enfouissement de l'échangeur. De la figure (17 et 18) et pour une durée de 6h jusqu'à 12h, on constate un accroissement de 0.60°C, 0.14°C et 0.09 °C dans la température à la sortie de tube dans les **6 heures** de fonctionnement. Pour des conductivités thermiques de (0.5 W/m.K, 1.5 W/m.K et 4 W/m.K) respectivement. et dans les

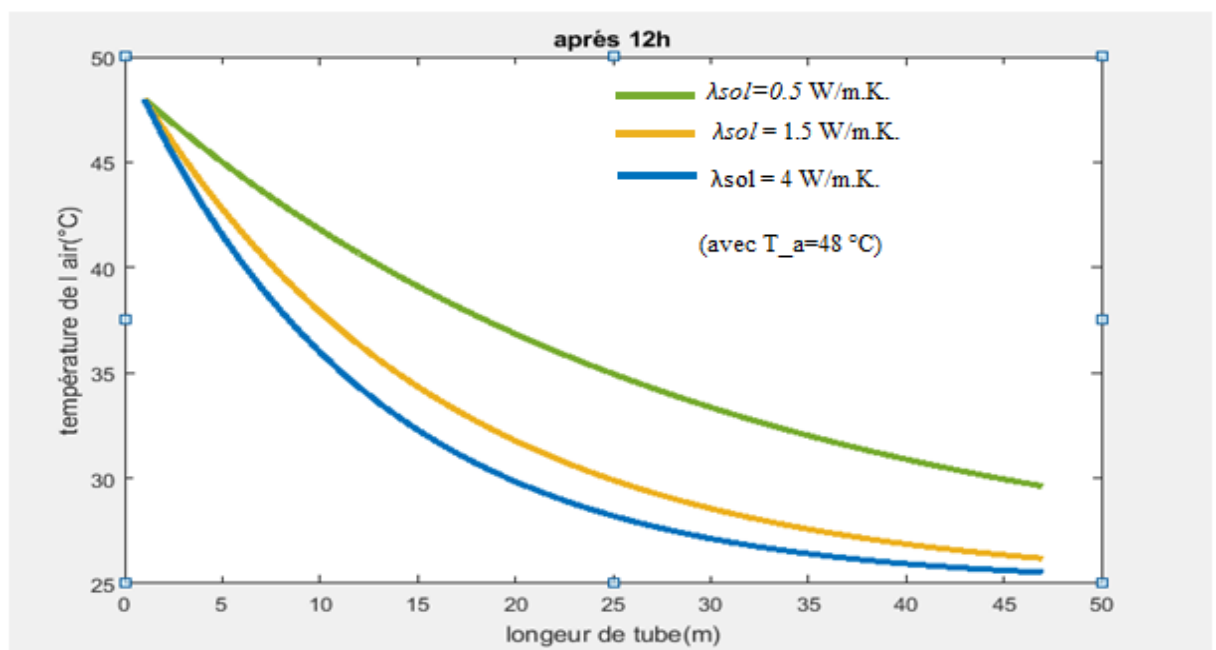
**12 heures** fonctionnement La température de sortie est de 4.64°C, 1.18°C et 0.55°C avec Le même ordre de conductivité thermique.

Ainsi, les performances thermiques sont fortement affectées par le sol à faible conductivité thermique. La conductivité thermique élevée du sol facilite l'évacuation de la chaleur accumulée vers les couches du sol à l'écart de l'échangeur.

Par conséquent, il est considéré comme l'un des facteurs affectant les performances ultérieures de l'échangeur de chaleur



**Figure. IV.17.** Effet de la conductivité thermique du sol après 6h de fonctionnement.



**Figure. IV.18.** Effet de la conductivité thermique du sol après 12h de fonctionnement.



### IV.4. Conclusion

Dans ce chapitre, nous présentons et analysons les différents résultats numériques obtenus, et nous validons également notre modèle par rapport aux résultats de travaux antérieurs dans la littérature.

En conclusion, sur la base des résultats obtenus en termes d'erreur relative, les modèles ont une vision performante et cohérente avec la littérature, qui concerne l'amélioration des performances des échangeurs géothermiques.

Il explique les différentes poussières qui affectent l'échangeur de chaleur air-sol, où les changements de température ambiante et les propriétés physiques de l'air affectent directement la température à la sortie de l'échangeur.

Grâce à cette simulation, nous concluons qu'il est plus précis que ses prédécesseurs en termes de changement de température ambiante, car ce changement affecte la température de l'air extérieur, en plus du fait que le rayon turbulent du sol n'est pas constant le long du chemin d'échange thermique.

Comme prévu dans les études précédentes, cela est dû au fait que le flux de chaleur de l'air n'est pas constant, mais est lié à l'air injecté.

### IV.5. Références bibliographiques

[1] C.E. Mehdid, A. Benchabane, A. Rouag, N. Moummi, M.A. Melhegueg, A. Moummi, M.L. Benabdi and A. Brima, Thermal design of Earth-to-air heat exchanger. Part II a new transient semi-analytical model and experimental validation for estimating air temperature, Journal of Cleaner Production, vol. 198, pp. 1536-1544, 2018.

[2] Site de web : <https://www.infoclimat.fr/>.

# Conclusion générale

### Conclusion générale

L'objectif de cette Mémoire est de trouver des solutions aux problèmes et obstacles auxquels sont confrontés les systèmes de refroidissement, et nous nous sommes concentrés en particulier sur les zones de chaleur extrême.

Par conséquent, nous avons proposé l'échangeur de chaleur air-sol modifié comme solution alternative au aéro-refroidisseur géothermal **GAC**, afin d'augmenter l'efficacité et les performances de l'échange de chaleur et d'obtenir des systèmes de refroidissement à longue durée de vie.

Cette Mémoire a également été étudiée à travers l'étude numérique et théorique du modèle Transitoire semi-analytique pour échangeur air/sol, sous forme de « serpentín » en Afin de contribuer à l'amélioration des performances des échangeurs géothermiques.

Chauffage ou refroidissement du fluide caloporteur (air) utilisé pour le confort Température de la maison.

Afin de contribuer à l'étude des phénomènes et du mécanisme de transfert de chaleur En échangeurs géothermiques « air/sol ».

L'échangeur étudié enfouie sous-sol à profondeur de 3m avec des différentes températures ambiante et la résistance thermique du sol variable en fonction de la durée de fonctionnement

A travers cette étude nous avons présenté :

Dans un premier temps, nous avons étudié et recherché la géothermie en général en identifiant ses différents types et domaines d'exploitation, afin d'aborder le sujet

Nous avons également expliqué une explication détaillée de l'échangeur de chaleur en général et nous nous sommes concentrés sur l'échangeur de chaleur air-sol que nous utilisons dans notre sujet.

**Ensuite**, nous avons eu une brève revue bibliographique des travaux disponibles dans Littérature relative aux échangeurs géothermiques/air Observation des connaissances générales.

Différentes technologies pour le refroidissement ou le chauffage des bâtiments. Dans ce

L'étude a accordé plus d'attention aux apports théoriques, notamment au niveau de l'Université de Biskra, qui contient de nombreuses recherches dans le domaine de la géothermie.

Ces perspectives ont ouvert certains paramètres physiques et thermiques pour concevoir un échangeur de chaleur idéal.

Notre principale contribution à la mémoire de travail est une simulation avec le logiciel **Matlab**

Il s'agit de prédire les performances de l'échangeur air/sol. Pour cela, nous avons pris en compte la troisième étape

Déjà mentionné dans le code variable **GRBM**. C'est-à-dire que la température et

Le rayon du sol change d'une couche à l'autre pendant le temps d'exécution.

De plus, la température de l'air ambiant à l'entrée de l'échangeur est variable pendant Temps d'exécution continu Cela a du sens car en fait, il ne peut pas être considéré Fixé. Cela rend le design plus raffiné que ses prédécesseurs.

**Enfin**, les nouveaux résultats ont été comparés aux résultats précédents

Les résultats obtenus ont également été interprétés et commentés. Avant de lancer la simulation numérique. Les résultats sont validés numériquement, avec ces autres résultats d'essai sur essai trouvés dans la littérature. Il s'est avéré être en bon accord avec la validation ultérieure du modèle développé par le **GRBM**.