

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université de Biskra

Faculté des Sciences et de la Technologie

Département de Génie Mécanique

Filière : Génie Mécanique

Option: Systèmes énergétique et développement durable

Réf:.....

**Mémoire de Fin d'Etudes**

**En vue de l'obtention du diplôme de :**

**MASTER**

*Thème*

**Etude des transferts de chaleur dans un  
échangeur enterré air/sol**

**Présenté par:**

**Mahdi SEMMACHE**

**Proposé et dirigé par:**

**Pr. Adel BENCHABANE**

**Promotion : Juin 2017**

# Dédicace

À mes parents qui me sont les plus nobles et les plus chers du monde, pour leur soutien moral et encouragement dans toute ma vie. Que dieu me les garde (inchallah).

À mes frères et sœurs.

À tous mes amis et mes collègues.

À toute la famille du département de génie mécanique de l'Université de Biskra.

À tous ceux qui m'ont aimé et me souhaitent le bonheur et la réussite.

# Sommaire

Sommaire .....	ii
Remerciements .....	v
Liste des figures .....	vi
Nomenclatures.....	ix
Introduction .....	1
Chapitre 1. Technique de la géothermie.....	3
1    Importance de la géothermie .....	3
2    Définitions .....	3
3    Principe de la géothermie .....	3
4    Différents types de gisements géothermiques .....	4
5    Différentes techniques.....	5
5.1    Puits Canadiens ou puits provençal .....	5
5.1.1    Principes de fonctionnement .....	5
5.1.2    Eléments composants. Mise en œuvre d'un puits canadien .....	7
5.2    Pompes à chaleur géothermiques (PAC) .....	8
5.2.1    Principe de fonctionnement .....	8
5.2.2    Principe thermodynamique.....	9
5.3    Différentes sources froides .....	10
5.3.1    Les différents types des PAC géothermique.....	11
5.3.2    Mode de fonctionnement hivernal (chauffage) .....	13
5.3.3    Mode de fonctionnement estival (rafraîchissement) .....	13
5.3.4    Mode de fonctionnement réversible .....	14
5.4    Avantages et inconvénients de rafraîchissement géothermique air/sol .....	14
5.4.1    Avantages .....	14

5.4.2	Inconvénients.....	15
6	Conclusion.....	15
Chapitre 2. Synthèse bibliographique sur les échangeurs de chaleur air/sol .....		16
1	Quelques installations expérimentales géothermales air/sol .....	16
1.1	Banc d'essais de Romillé (France) .....	16
1.2	Banc d'essais d'Ajmer (Inde) .....	19
1.3	Banc d'essais de Biskra .....	22
1.3.1	Dispositif expérimental.....	22
2	Modélisation de la température de l'air et du sol dans les échangeurs air/sol .....	24
2.1	Solutions analytiques .....	24
2.2	Solutions numériques.....	28
3	Modélisation de la température du sol autour de l'échangeur air/sol .....	31
4	Conclusion.....	35
Chapitre 3. Modélisation des températures de l'air et du sol pour les échangeurs air/sol .....		36
1	Modèle thermique de l'échangeur horizontal (air/sol).....	36
2	Efficacité de l'échangeur.....	41
3	Modélisation de la température du sol .....	41
3.1	Variation de la température dans le sol.....	41
3.2	Méthode des différences finies .....	42
3.3	Discrétisation de l'équation de la chaleur 1D .....	42
4	Organigramme de calcul .....	45
5	Conclusion.....	46
Chapitre 4. Résultats et discussion.....		47
1	Validation du modèle de la température de l'air .....	47
2	Validation de la température du sol.....	48
3	Etude paramétrique .....	51

## Sommaire

3.1	Données de l'échangeur .....	51
3.2	Analyse des paramètres intervenant dans le dimensionnement d'un échangeur (air/sol). .....	52
3.2.1	Influence de température du sol sur la température de l'air .....	54
3.2.2	Effet de la matière de construction du tube de l'échangeur air/sol : .....	55
3.2.3	Effet de la conductivité du sol sur l'échangeur air/sol .....	56
3.2.4	Effet du débit d'air et le diamètre sur l'échangeur air/sol .....	57
3.2.5	Influence de rayon du sol (rayon adiabatique) sur la température de l'air .....	58
4	Conclusion.....	60
	Références bibliographiques .....	62

# Remerciements

D'abord je remercie Dieu de nous avoir venu en aide pour que nous puissions aboutir à la réussite.

Tout le respect et les mots de remerciements à mes encadreurs Messieurs Pr. Adel Benchabane et Dr. Amar Rouag pour l'aide, les conseils directifs et leur suivi durant la réalisation de la présente étude.

Je remercie vivement Mr. Chawki Mahboub, le président de jury et l'examineur Mr. Miloud Zellouf, qui ont accepté de juger ce travail.

Je remercie aussi tous les responsables et les personnels du département de génie mécanique et du laboratoire de génie énergétique et matériaux (LGEM), ainsi que tous les participants à notre formation.

Je remercie également les doctorants Y. Belloufi, C.E Mehdid, F. Aissaoui, M.A. Melhegueg, M.A. Kheireddine et C.E Bensaci qui ont toujours été là pour moi.

Je remercie mes très chers parents, qui ont toujours été là pour moi

Enfin je tiens à exprimer ma reconnaissance à tous mes amis et collègues, et tous ceux qui m'ont aidé de près ou de loin durant la réalisation de ce travail.

Merci ....

# Liste des figures

<b>Figure 1.1.</b> Disposition de l'échangeur air/sol .....	4
<b>Figure 1.2.</b> Description d'un puits canadien.....	6
<b>Figure 1.3.</b> Schéma de fonctionnement été-hiver.....	6
<b>Figure 1.4.</b> Emplacement du regard de récupération des condensas.....	8
<b>Figure 1.5.</b> Les trois principales composantes d'un système PCG .....	9
<b>Figure 1.6.</b> Principe de fonctionnement d'une PAC .....	9
<b>Figure 1.7.</b> Schéma de principe d'une machine thermodynamique .....	10
<b>Figure 1.8.</b> Exemple de système géothermique à boucle ouverte .....	12
<b>Figure 1.9.</b> Exemple de système géothermique à boucle fermée .....	12
<b>Figure 1.10.</b> Exemple de dimensionnement en mode chauffage .....	13
<b>Figure 1.11.</b> Exemple de dimensionnement en mode rafraîchissement .....	13
<b>Figure 1.12.</b> Exemple de dimensionnement en mode réversible .....	14
<b>Figure 2.1.</b> Echangeur thermique de Romillé .....	17
<b>Figure 2.2.</b> Evolution des températures au cours des campagnes d'enregistrement .....	17
<b>Figure 2.3.</b> Évolution des températures les plus chaudes d'été et les plus froides .....	18
<b>Figure 2.4.</b> Configuration expérimentale du système EARTH . .....	20
<b>Figure 2.5.</b> Validation des résultats CFD avec résultats expérimentaux.....	20
<b>Figure 2.6.</b> Contour de température de l'air et du sol à une section de 30 m . .....	21
<b>Figure 2.7.</b> Disposition des sondes le long de l'échangeur (1 à 7).....	22
<b>Figure 2.8.</b> Variation de la température de l'air le long de l'échangeur pour différents .....	23
<b>Figure 2.9.</b> Variation de la température de l'air en fonction de la longueur de.....	23
<b>Figure 2.10.</b> Variation de la température de l'air en fonction de la longueur. ....	24
<b>Figure 2.11.</b> Fonction erf ( $\eta$ ) .....	25

<b>Figure 2.12.</b> Variation de la température à l'intérieur du sol dont la température constante à la surface. ....	25
<b>Figure 2.13.</b> Evolution de la température ambiante (°C) sur une année et son lissage en fonction cosinus (exemple de la ville de Sfax). ....	26
<b>Figure 2.14.</b> Profondeur de pénétration Thermique en fonction de la nature du sol. ....	27
<b>Figure 2.15.</b> Température moyenne à la surface du sol suivant la nature de sol. ....	27
<b>Figure 2.16.</b> Variation du déphasage en fonction de la profondeur dans le sol ....	27
<b>Figure 2.17.</b> Variation de Température en fonction de la profondeur dans le sol. ....	27
<b>Figure 2.18.</b> Flux thermique d'un échangeur air/sol en fonction de la longueur de gaine, du débit volumique et du diamètre de la gaine ....	28
<b>Figure 2.19.</b> Flux thermique récupérable en fonction de la différence de température air/sol et du débit volumique ....	29
<b>Figure 2.20.</b> Amplitude relative des variations de température en fonction de la profondeur pour un cycle annuel et journalier ....	30
<b>Figure 2.21.</b> Evolution annuelle de la température en surface et en profondeur, pour un cycle de moyenne de 11°C et d'amplitude crête à crête de 25°C ....	30
<b>Figure 2.22.</b> Evolution annuelle de la différence de température entre la surface et la profondeur pour un cycle annuel ....	30
<b>Figure 2.23.</b> Comparaison de la température de sortie de l'air entre les solutions ....	32
<b>Figure 2.24.</b> Variation de la température de sortie d'air en mode de fonctionnement continu. ....	33
<b>Figure 2.25.</b> Géométrie physique de l'échangeur linéaire air/sol. ....	33
<b>Figure 2.26.</b> Variation de la température de l'air à l'entrée jusqu'à sortie et du système COP avec les jours de fonctionnement en mode de fonctionnement en été. ....	34
<b>Figure 2.27.</b> Variation de la température de l'air à l'entrée jusqu'à sortie et de la COP avec les jours opérationnels en mode de purge de la nuit d'été. ....	34
<b>Figure 2.28.</b> Variation de la température de l'air à l'entrée jusqu'à sortie et de la COP avec les jours de fonctionnement en hiver. ....	34

<b>Figure 2.29.</b> Variation de la température de l'air à l'entrée jusqu'à sortie et de la COP avec les jours de fonctionnement en mode de fonctionnement de nuit d'hiver. ....	35
<b>Figure 3.1.</b> Schéma descriptif de l'échangeur horizontal .....	40
<b>Figure 3.2.</b> Schémas de domaine étudié .....	43
<b>Figure 3.3.</b> Maillage des différences finie .....	43
<b>Figure 4.1.</b> Comparaison entre le profil de température théorique et expérimentale .....	48
<b>Figure 4.2.</b> Comparaison entre les résultats de température du sol théorique et expérimentale .....	50
<b>Figure 4.3.</b> Comparaison entre les résultats de température du sol numérique.....	50
<b>Figure 4.4.</b> l'évolution de la température ambiante (mois de juillet Biskra 2016) .....	51
<b>Figure 4.5.</b> Variation de la température du sol entourant l'entrée de l'échangeur en fonction du temps. ....	53
<b>Figure 4.6.</b> Variation de la température du sol entourant de l'échangeur en fonction du temps, a) au milieu de l'échangeur (25 mètre) ; b) à la sortie de l'échangeur (50 mètres) .....	54
<b>Figure 4.7.</b> Variation de la température de sortie en fonction de la longueur du tube pour différentes température du sol. ....	54
<b>Figure 4.8.</b> Variation de la température de sortie en fonction de la longueur du tube pour différentes conductivités thermiques de tube. ....	56
<b>Figure 4.9.</b> Variation de la température de sortie en fonction de la longueur du tube pour différentes conductivités thermiques du sol. ....	56
<b>Figure 4.10.</b> Variation de la température de sortie en fonction de la longueur du tube pour différent débits.....	57
<b>Figure 4.11.</b> Variation de la température de sortie en fonction de la longueur du tube pour différents diamètre. ....	58
<b>Figure 4.12.</b> Variation de la température de sortie en fonction de la longueur du tube pour différents rayons du sol. ....	59

# Nomenclatures

<b>Symbole</b>	<b>Désignation</b>	<b>Unité</b>
$A_{sol}$	Amplitude des oscillations de la température du sol	$K$
$a_{sol}$	Diffusivité thermique du sol	$m^2 \cdot s^{-1}$
$C_{sol}$	Capacité calorifique du sol	$J \cdot kg^{-1} K^{-1}$
$C_{pair}$	Capacité Calorifique de l'air	$J \cdot kg^{-1} K^{-1}$
$D$	Diamètre du tube	$m$
$h_{eq}$	Coefficient d'échange équivalent global avec l'atmosphère	$w \cdot m^{-2} K^{-1}$
$h_{sur}$	Coefficient d'échange par convection du sol avec l'air	$w \cdot m^{-2} K^{-1}$
$h_{cv}$	Coefficients de transfert en convection forcée	$w \cdot m^{-2} K^{-1}$
$L$	Longueur	$m$
$m$	Masse d'air	$kg$
$\dot{m}$	Débit massique	$kg \cdot s^{-1}$
$Nu$	Nombre de Nusselt	$(-)$
$N$	Nombre des nœuds	$(-)$
$Q$	Quantité de chaleur échangée de l'air dans le tube vers le sol	$w$
$Q_v$	Débit volumique	$m^3 \cdot s^{-1}$
$r_a$	Humidité relative de l'air	$(-)$
$R_{tot}$	La résistance thermique totale par unité de longueur	$m \cdot K \cdot w^{-1}$
$R$	Résistance thermique	$m \cdot K \cdot w^{-1}$
$r$	Rayon	$m$
$Re$	Nombre de Reynolds	$(-)$
$\bar{T}_{Sol}(Z)$	Température moyenne annuelle du sol à la profondeur $z$	$K$

## Nomenclatures

$T_s$	Température de la surface du sol	K
$T_e$	Température de l'air extérieur	K
$T_{air}$	Température de l'air	K
$T_{entr\ée}$	Température d'entrée	K
$T_{Sol}$	<i>Température du sol</i>	K
$t$	Temps	s
$u$	Vitesse de l'air	$m \cdot s^{-1}$
$v$	Vitesse du vent au niveau du sol	$m \cdot s^{-1}$
$\omega$	<i>Pulsation des oscillations</i>	$rad \cdot s^{-1}$
$Z$	Profondeur	m
$\delta$	Profondeur de pénétration du signal	m
$\lambda_{sol}$	Conductivité thermique du sol	$w \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
$\rho_{sol}$	Masse volumique du sol	$kg \cdot m^{-3}$
$\rho$	Masse volumique	$kg/m^3$
$\varepsilon$	Efficacité	(-)
$\eta$	Rendement de l'échangeur thermique	(-)
$\Delta T_{profondeur}$	L'amplitude des variations de température en profondeur	K
$\Delta T_{surface}$	L'amplitude en surface	K
$U$	Coefficient d'échange global	$w \cdot m^{-2} K^{-1}$
$\Delta t$	Pas de temps	S
$\Delta s$	Pas de espace	m

# Introduction

Les études démographiques indiquent que la population des pays en développement va croître très vite et leurs besoins d'énergie seront très importants. Le recours à des énergies propres pour les besoins énergétiques et le développement économique et social devient incontournable. Ces énergies dites renouvelables désignent des sources d'énergies inépuisables (énergie solaire, énergie éolienne, énergie hydraulique et énergie géothermique). L'énergie géothermique est l'une des énergies alternatives les plus propres, les plus accessibles et parmi les moins chères.[1]

La géothermie est d'abord la science qui étudie les phénomènes thermiques internes du globe terrestre. Par extension, ce terme désigne aussi l'ensemble des applications techniques qui permettent d'exploiter les sources d'énergie géothermique.

Nous nous intéressons dans cette étude à l'échangeur de chaleur air/sol qui est l'une des techniques efficaces d'énergie verte pour le chauffage et le refroidissement des locaux. Ce type d'échangeur utilise la température du sous-sol non perturbée à une profondeur de trois à quatre mètres [2]. Lorsque l'air circule à travers les tubes enterrés, la chaleur est échangée entre le sol et l'air et peut être directement utilisée pour le chauffage ou le refroidissement d'un espace donné. Par conséquent, l'échangeur air/sol permet d'améliorer le confort thermique dans les bâtiments. Récemment, de nombreux chercheurs ont effectué un certain nombre d'analyses (expérimentales et/ou numériques) de performance des systèmes EATHE (Earth-Air Tunnel Heat Exchanger) pour améliorer leur performance thermique [3-11]. Il a été établi que l'EATHE est une option faisable pour profiter la température non perturbée du sol. Ainsi, ce type d'échangeur peut être utilisé directement ou indirectement pour refroidir / chauffer les locaux.

L'objectif du présent travail est l'étude des performances thermiques d'un échangeur air / sol à travers : (i) une étude analytique de l'écoulement de l'air à l'intérieur d'un échangeur air / sol destiné au rafraîchissement, (ii) et une étude numérique de la variation de la température du sol pour un fonctionnement continu de l'échangeur.

Le présent mémoire est articulé sur quatre chapitres :

Le premier chapitre traite la géothermie comme techniques de production de la chaleur en hiver et comme source du rafraîchissement en été. Les types de gisements géothermiques, les

différentes techniques de la géothermie et les applications hivernales et estivales, sont également exposés.

Nous présentons dans le deuxième chapitre une analyse bibliographique dans laquelle nous exposons quelques travaux rencontrés dans la littérature. Nous exposons pour chaque travail le but, et quelques résultats obtenus à travers des courbes et des tableaux.

Le troisième chapitre est consacré à la modélisation de la température de l'air dans l'échangeur air/sol et la discrétisation de l'équation de chaleur unidirectionnelle dans le sol en régime instationnaire par la méthode des différences finies.

Les résultats obtenus et leur validation sont exposés dans le quatrième chapitre. Ainsi, une étude paramétrique est présentée en étudiant quelques paramètres intervenant dans le dimensionnement d'un échangeur (air/sol). Enfin, nous présentons à la fin du document une conclusion générale.

# Chapitre 1. Technique de la géothermie

Dans ce chapitre nous montrons à travers les différentes techniques l'importance de la géothermie. Par la suite nous donnons les types de gisements géothermiques. Enfin les applications hivernale et estivale (rafraîchissement géothermique) sont exposées avec les avantages et inconvénients du rafraîchissement par un échangeur air/sol.

## 1 Importance de la géothermie

Son importance est issue de l'augmentation des prix de l'énergie et le besoin d'émettre moins de gaz à effet de serre. Tout Ceci la rend plus attrayante, une énergie d'avenir, renouvelable, constante et non-polluante [12].

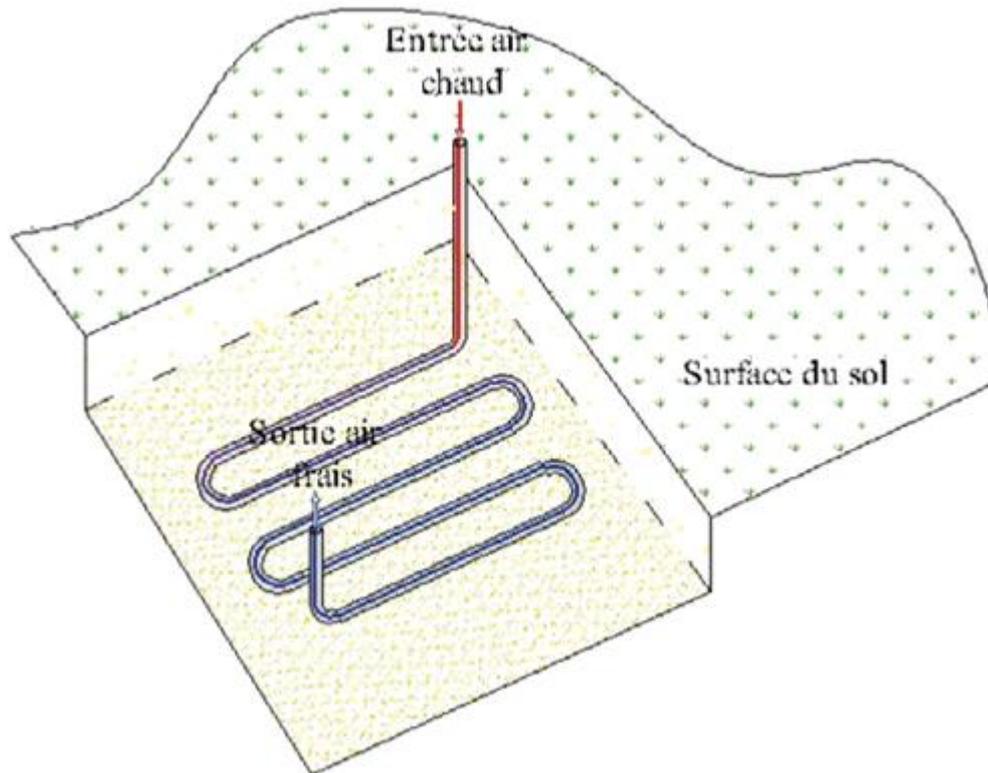
## 2 Définitions

La Géothermie, du grec **Géo** (La terre) et **thermie** (la chaleur), est la science qui étudie les phénomènes thermiques internes du globe terrestre et la technique qui vise à l'exploiter. Par extension, la géothermie désigne aussi l'énergie géothermique issue de l'énergie de la terre qui est convertie en chaleur d'une part, et de utilisé l'énergie géothermique pour chauffe ou rafraîchit des maisons et produit de l'électricité sans faire du mal à l'environnement [12].

## 3 Principe de la géothermie

Le principe de fonctionnement de la géothermie se caractérise par l'exploitation de la chaleur contenue dans la croûte et les couches superficielles de la terre. Ainsi pour comprendre, il faut distinguer ses deux principes : la géothermie de surface et la géothermie profonde.

- ❖ D'une part, le principe de fonctionnement de la géothermie de surface exploite la récupération de la chaleur en hiver et de la fraîcheur en été dans la couche superficielle du sol. Cette énergie est exploitée facilement pour des besoins thermiques en utilisant l'inertie thermique du sol comme énergie renouvelable.
- ❖ D'autre part, le principe de fonctionnement de la géothermie profonde consiste à capter la chaleur de la croûte terrestre pour produire du chauffage en récupérant l'eau circulant dans des couches géologiques jusqu'à plusieurs milliers de mètres de profondeur. [13]



**Figure 1.1.** Disposition de l'échangeur air/sol [2].

#### **4 Différents types de gisements géothermiques**

Les gisements peuvent être classés selon plusieurs critères: Le contexte géologique, le niveau de température, le mode d'exploitation, le type d'utilisation.

On retrouve la classification en fonction de la température :

- Géothermie haute énergie ( $T > 150^{\circ}\text{C}$ ) :

A cette température, on peut transformer directement la vapeur en électricité.

- Géothermie moyenne énergie ( $90^{\circ}\text{C} < T < 150^{\circ}\text{C}$ ) :

Elle permet de produire de l'électricité avec un fluide intermédiaire.

- Géothermie basse énergie ( $30^{\circ}\text{C} < T < 90^{\circ}\text{C}$ ) :

Elle est utilisée pour fournir de la chaleur de manière directe aux bâtiments, serres...

- Géothermie très basse énergie ( $T < 30^{\circ}\text{C}$ ) :

Elle est utilisée pour rafraîchir les bâtiments soit par puits Canadiens (ou puits provençal) ou par PAC géothermique [12].

## 5 Différentes techniques

Ils existent différentes techniques qui sont utilisées pour prélever l'énergie contenue dans le sous sol.

### 5.1 Puits Canadiens ou puits provençal

Le puits canadien est une solution géothermique de chauffage et rafraîchissement de l'air introduit dans le bâtiment basé sur l'échange d'énergie stockée dans le sol [12].

#### 5.1.1 Principes de fonctionnement

A partir d'une certaine profondeur, la température du sol est relativement stable (cas de la cave ou de la grotte). Le principe du puits canadien consiste donc à faire cheminer l'air neuf du bâtiment dans un réseau de tubes enterrés dans le sol : un échange thermique entre le sol et l'air s'opère permettant ainsi un préchauffage de l'air l'hiver et un rafraîchissement l'été. Une filtration placée dans la prise d'air neuf permet de garantir la qualité de l'air dans le réseau enterré [12].

- **L'hiver :**

A 2 mètres de profondeur, la température du sol se situe entre 4 et 7°C. Dans le cas d'une température extérieure de -10°C, l'air neuf, par exemple, sera introduit dans le bâtiment à +2°C permettant ainsi une économie de chauffage pouvant aller jusqu'à 15% suivant les régions. Le puits canadien permet également de maintenir hors gel un bâtiment. Lorsque le puits canadien est couplé à un système de ventilation double flux avec échangeur, il est alors inutile de prévoir une batterie antigel.

- **L'été :**

A 2 mètres de profondeur, la température du sol est d'environ 15°C. Dans le cas d'une température extérieure de +30°C, l'air neuf, par exemple, sera introduit dans le bâtiment à +24°C permettant un rafraîchissement de l'air ambiant sans avoir recours à un système de climatisation. (On parle alors également de puits provençal).

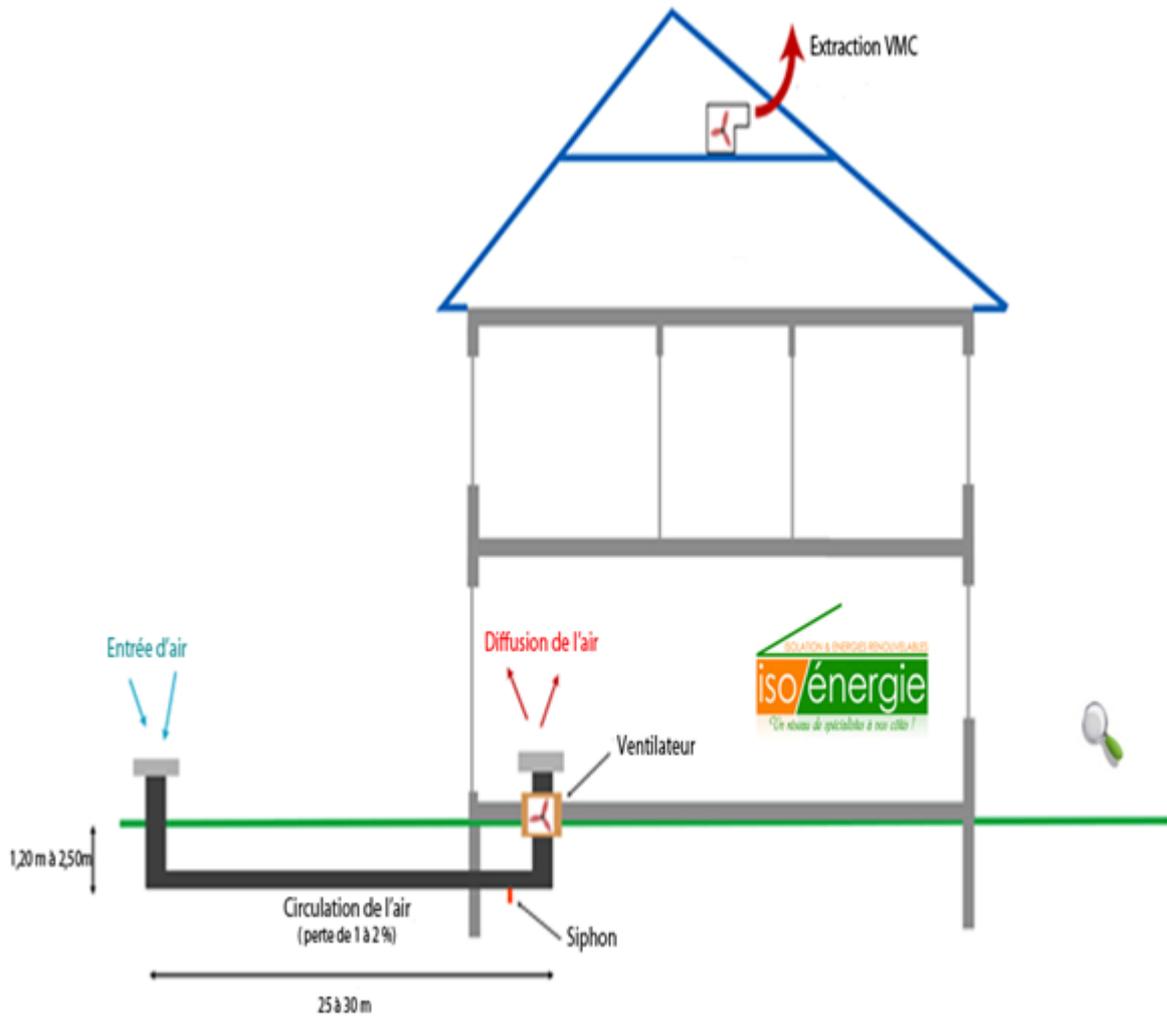


Figure 1.2. Description d'un puits canadien.

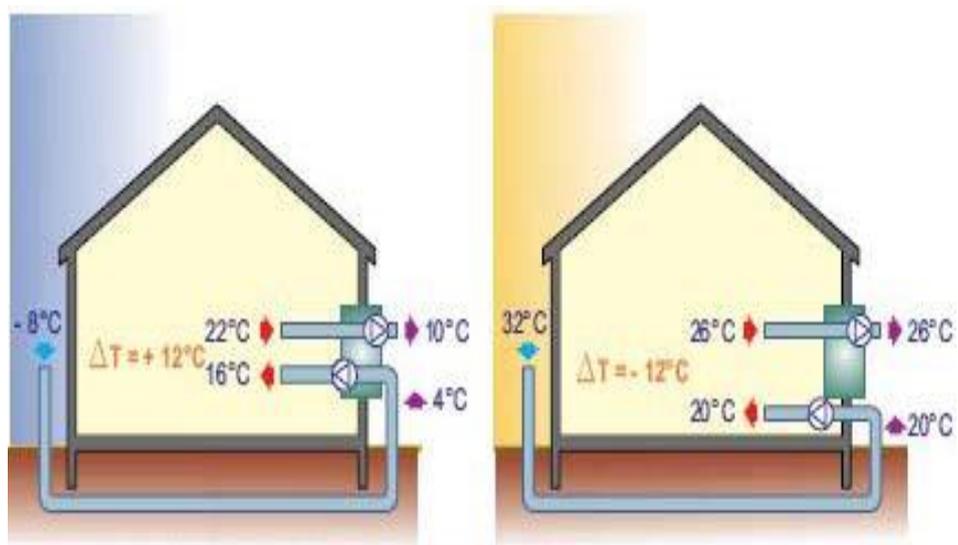


Figure 1.3. Schéma de fonctionnement été-hiver.

### 5.1.2 Eléments composants. Mise en œuvre d'un puits canadien

- ✓ En périodes intermédiaires : L'amenée d'air neuf passe soit par le collecteur enterré soit par la prise d'air directe en fonction de la température extérieure. La commande est automatique par thermostat ou manuelle. En été, lorsqu'il fait chaud et humide à l'extérieur, l'air chaud saturé en humidité condensera dans la gaine pour venir ensuite rafraîchir la maison [12].
- ✓ La vitesse de l'air dans le conduit ne dépassera pas 3 m/s (conseillé 2 m/s, voire moins).
- ✓ Le dimensionnement du conduit tiendra compte de la nature du sol.
- ✓ Le conduit comprendra une pente d'environ 2% et une évacuation des condensats produits en été.
- ✓ Les conduites doivent être en pente, l'eau éventuelle coule vers le point d'aspiration.
- ✓ Le conduit sera lisse et étanche, de manière à éviter l'infiltration d'eau et les développements bactériens.
- ✓ L'entrée d'air sera équipée d'un filtre et protégée contre l'intrusion des rongeurs.
- ✓ L'entrée d'air sera située à une hauteur de 120 cm minimum ou dans un mur de soutènement.
- ✓ L'installation sera équipée d'un by-pass thermostats de manière à court-circuiter le conduit enterré lorsque la température extérieure est supérieure à la température du sol et en absence de besoin de rafraîchissement.
- ✓ Toutes les garanties devront être prises pour assurer la qualité hygiénique du puits canadien. Il s'agit de permettre le nettoyage du système et éviter le développement bactérien consécutif aux condensations estivales.
- ✓ Il est important de pouvoir accéder à la conduite pour un entretien, et un nettoyage fréquent (à prévoir dans l'entretien du bâtiment).
- ✓ Une pompe peut être prévue au point d'aspiration pour évacuer l'eau éventuelle.

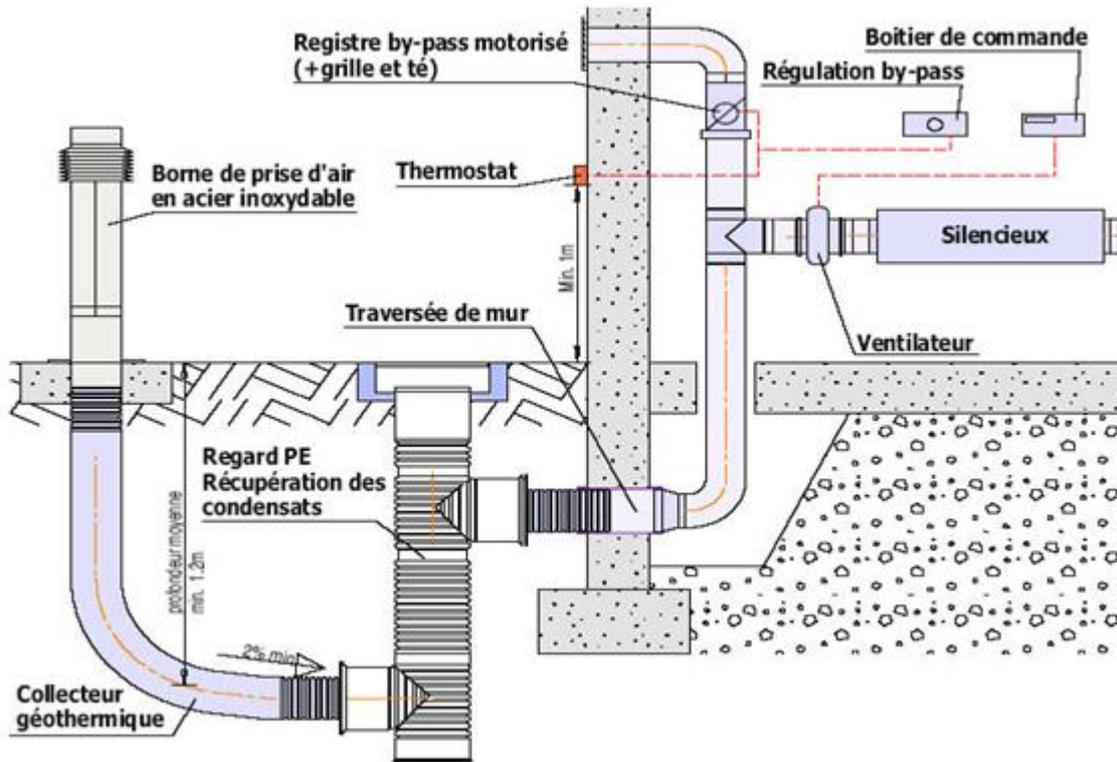


Figure 1.4. Emplacement du regard de récupération des condensats [12].

## 5.2 Pompes à chaleur géothermiques (PAC)

La pompe à chaleur géothermique, elle, puise la chaleur contenue dans le sous-sol. Une pompe à chaleur capte les calories présentes naturellement dans l'environnement et grâce à un compresseur produit une température plus élevée. La chaleur est ensuite diffusée dans la maison. La pompe fonctionne à l'électricité, mais elle consomme peu : vous économisez jusqu'à 60 % sur votre facture de chauffage [14].

### 5.2.1 Principe de fonctionnement

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 [15].

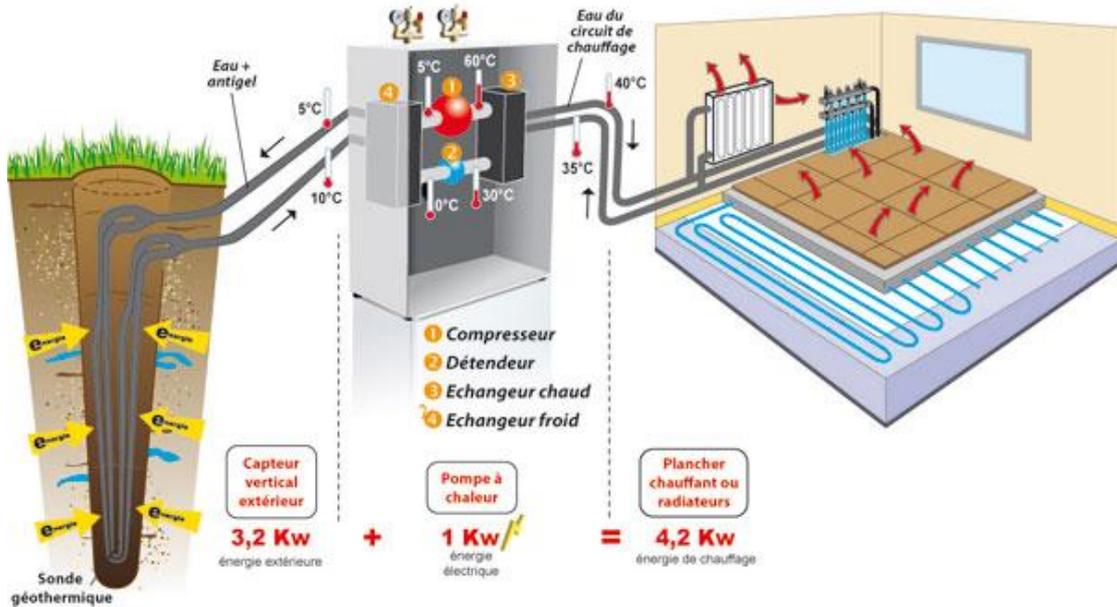


Figure 1.5. Les trois principales composantes d'un système PCG.

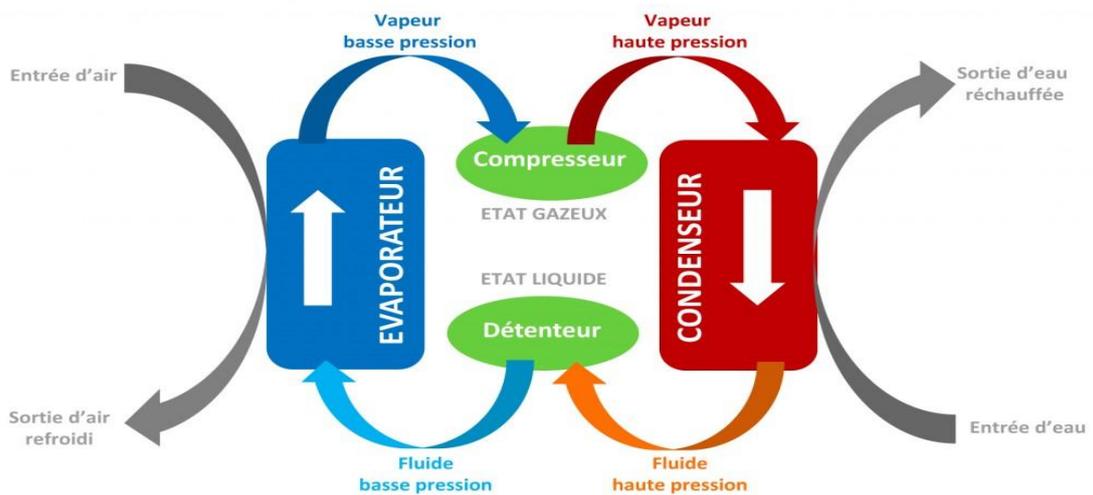


Figure 1.6. Principe de fonctionnement d'une PAC.

### 5.2.2 Principe thermodynamique

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].

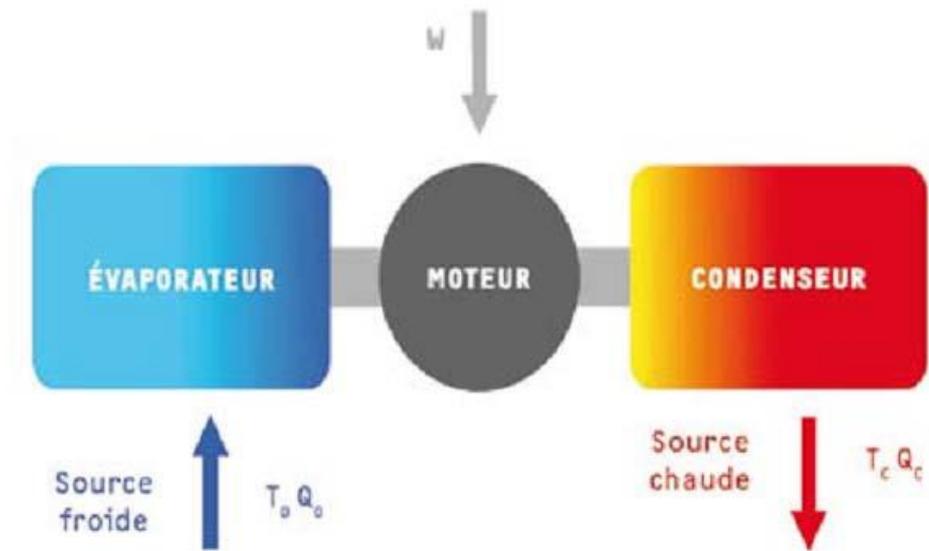


Figure 1.7. Schéma de principe d'une machine thermodynamique [15].

### 5.3 Différentes sources froides

#### a. L'air extérieur

C'est la source froide la plus utilisée dans la mesure où elle est disponible partout.

L'inconvénient réside dans la variabilité de son niveau de température, et donc de sa baisse de performance pour les températures extérieures basses, au moment où l'on a besoin de plus d'énergie thermique. Il est nécessaire également d'apporter une attention particulière aux problèmes de bruit ainsi qu'au givrage de l'évaporateur [14].

#### b. L'air intérieur

Cette solution est envisageable lorsqu'il y a un renouvellement d'air important.

L'inconvénient de cette source est sa limitation en volume et donc en puissance récupérable.

#### c. Le sol

Le sol présente l'avantage de constituer un volant thermique intéressant. Les pompes à chaleur utilisant le sol sont souvent désignées sous le vocable de «géothermiques».

Cette filière est en plein développement ; elle s'appuie sur trois systèmes :

- Le captage horizontal au sol qui est la solution la plus utilisée en France car elle ne nécessite pas d'importants travaux. Les capteurs sont enterrés à une profondeur allant de 0,6 à 1 m 20 et recouvrent une grande surface de terrain. Le réseau doit au moins être égal à 1,5 fois la surface à chauffer.

- Le captage vertical au sol qui est conseillé pour les petits terrains. Les capteurs sont enfouis à une profondeur allant jusqu'à 100 m. Ce type d'installation est très efficace car les sondes sont moins sensibles aux changements de température du fait de la profondeur. Le coût d'une pompe à chaleur équipée de capteurs verticaux est plus important car les travaux sont plus conséquents.
- Le captage vertical sur nappe phréatique qui est conseillé si votre maison est située au-dessus d'une nappe. Ce système de captage est très performant car la température de l'eau d'une nappe phréatique est toujours comprise entre 8 et 12°C. Les pompes à chaleur eau-eau ont ainsi un COP de 5 [14].

#### **d. L'eau**

Elle peut être prélevée dans des aquifères (objet de la présente étude), mais elle peut aussi être pompée dans une rivière, dans un lac ou dans la mer. On peut également installer des pompes à chaleur sur des rejets d'eaux usées ou industrielles.

Contrairement aux sources précédemment évoquées, l'eau n'est pas disponible partout. Cependant, la Lorraine a quand même la chance de disposer dans son sous-sol de nombreux aquifères à faible profondeur pouvant servir de source froide aux systèmes thermodynamiques réversibles [15].

#### **5.3.1 Les différents types des PAC géothermique**

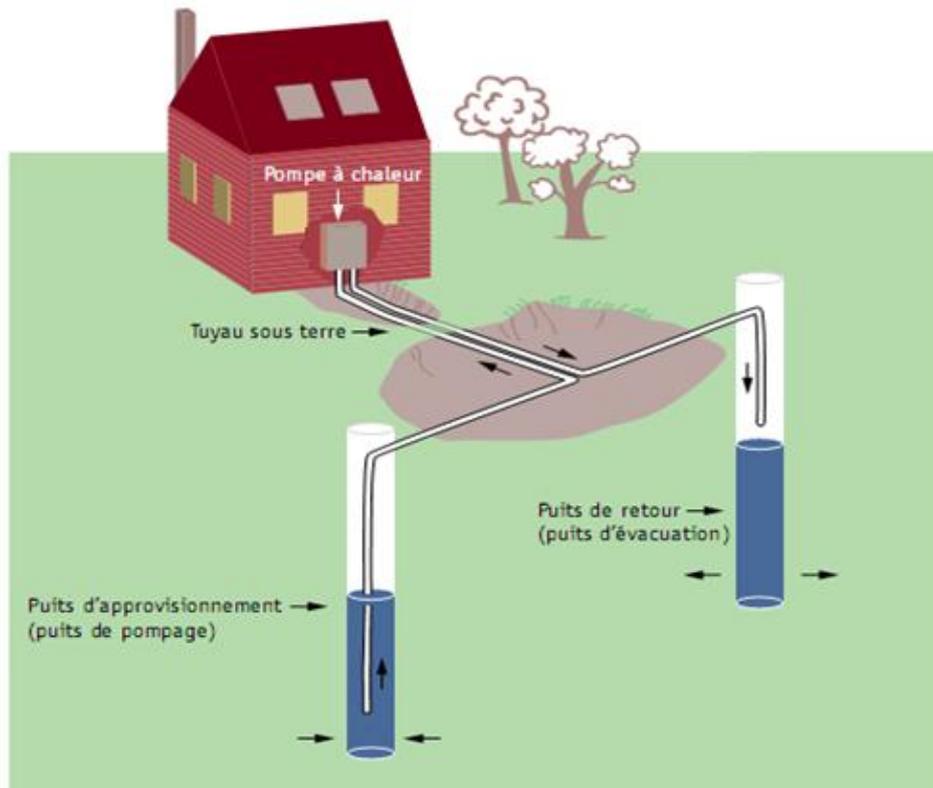
Bien qu'il existe plusieurs conceptions et technologies, ces pompes peuvent être regroupées dans deux principales catégories : les systèmes à boucle ouverte et ceux à boucle fermée.

Les systèmes à boucle ouverte pompent l'eau d'un puits, font passer cette eau à travers une pompe à chaleur pour faire un transfert de chaleur, puis la rejette dans un puits de retour.

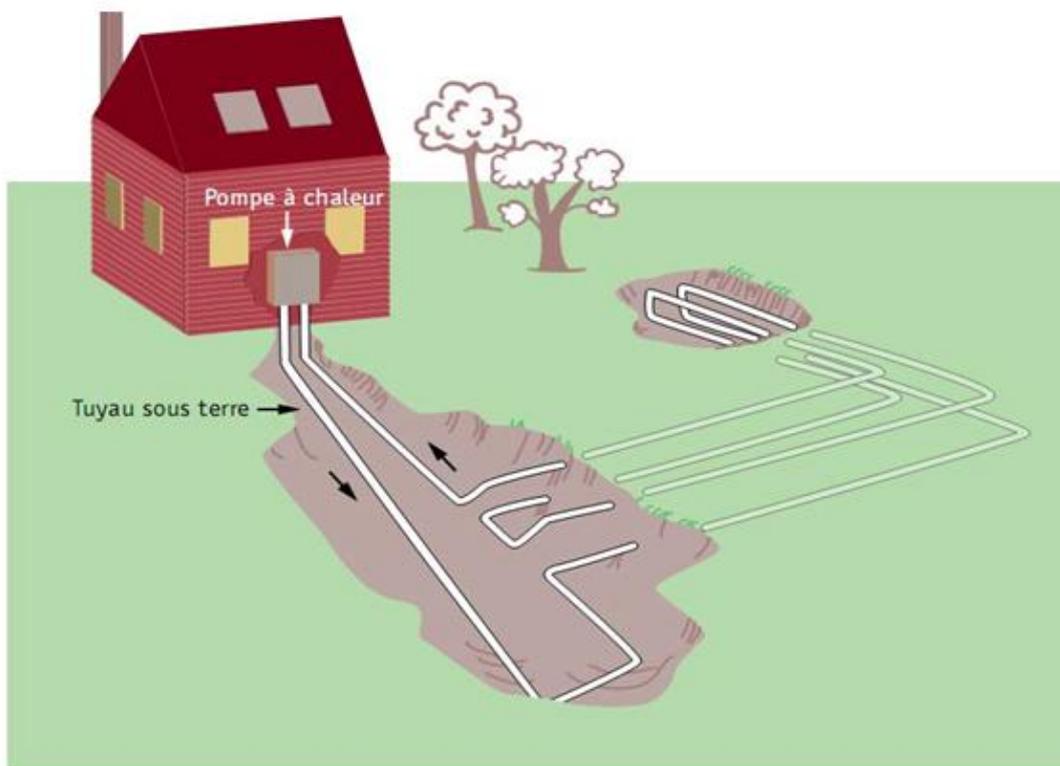
Ce type de système nécessite en général deux puits, le premier pour l'approvisionnement en eau, et le second pour le rejet de l'eau.

Dans un système à boucle fermée, des tuyaux en serpentins sont placés sous terre ou installés dans un puits. Un liquide antigel circule dans ces tuyaux; celui-ci est enfermé hermétiquement et ne peut donc pas entrer en contact direct avec le sol. Dans ce type de système, aucun pompage d'eau n'est effectué.

Les systèmes à boucle fermée installés dans une tranchée peu profonde sont dits horizontaux, et les systèmes installés dans un puits sont dits verticaux [15].



**Figure 1.8.** Exemple de système géothermique à boucle ouvert [15].



**Figure 1.9.** Exemple de système géothermique à boucle fermée [15].

### 5.3.2 Mode de fonctionnement hivernal (chauffage)

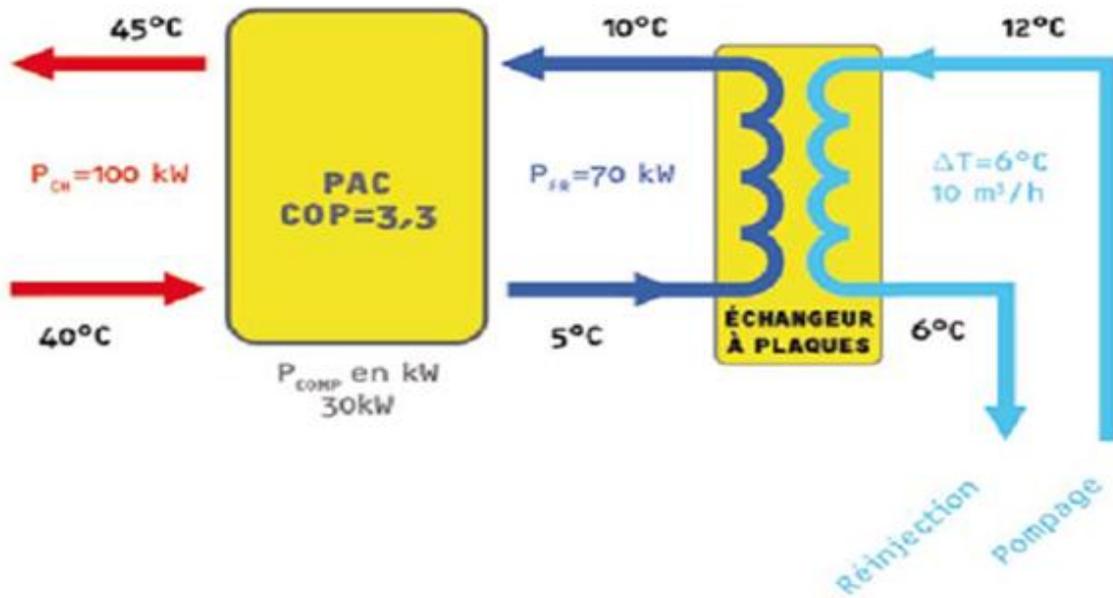


Figure 1.10. Exemple de dimensionnement en mode chauffage [15].

### 5.3.3 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 [15].

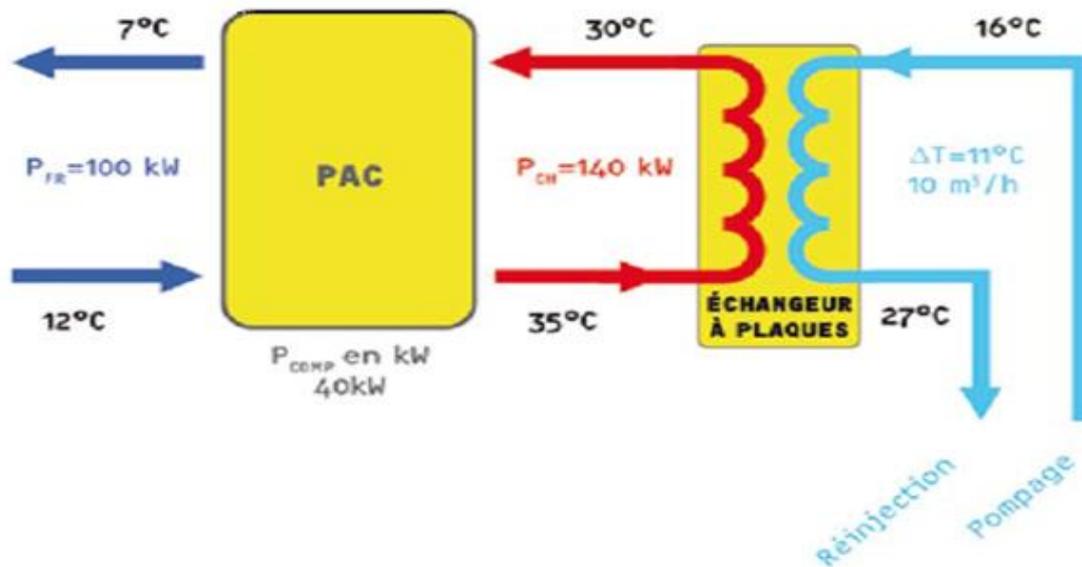
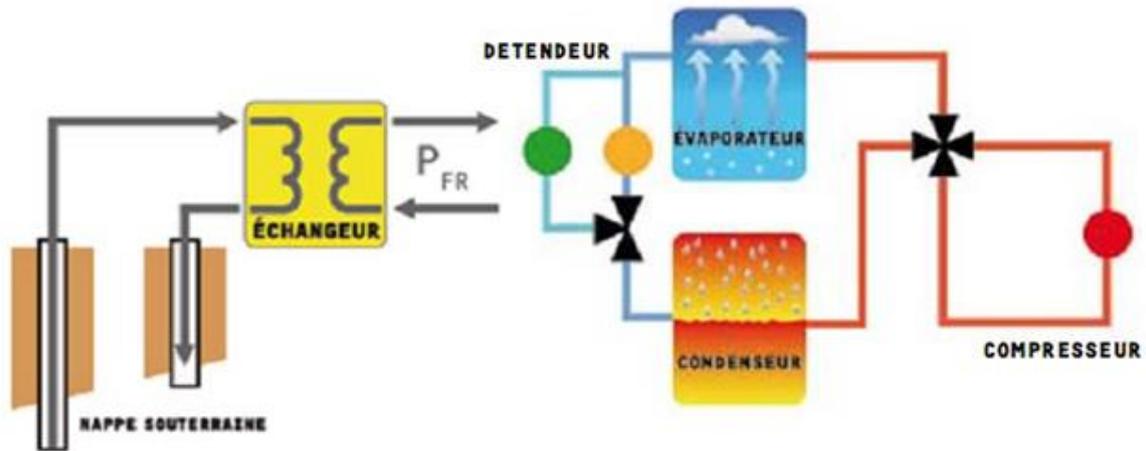


Figure 1.11. Exemple de dimensionnement en mode rafraîchissement [15].

### 5.3.4 Mode de fonctionnement réversible



**Figure 1.12.** Exemple de dimensionnement en mode réversible [15].

Il existe deux configurations :

- Même puits de production été et hiver, seul le puits producteur est équipé d'une pompe d'exhaure.
- Les deux puits du doublet sont équipés d'une pompe d'exhaure. C'est le principe du puits chaud – puits froid. L'hiver, l'eau refroidie est réinjectée dans le puits froid. L'été, l'eau de rafraîchissement est prélevée au puits froid et réinjectée dans le puits chaud, après prélèvement de chaleur dans le bâtiment à rafraîchir [15].

## 5.4 Avantages et inconvénients de rafraîchissement géothermique air/sol

### 5.4.1 Avantages

- C'est un système économique, le coût d'exploitation est plus faible.
- Le coût de la consommation d'énergie est fortement réduit.
- L'énergie n'est payée qu'après avoir été consommée.
- Entretien réduit.
- Coût d'utilisation réduit -Utilise de l'énergie 100% gratuite.
- Facile d'utilisation.
- L'énergie géothermique n'est pas liée à la politique pétrolière.
- À dimension humaine, l'énergie géothermique est inépuisable.

- Durabilité: inépuisable à l'échelle humaine, sa gestion est de type renouvelable.
- Plus autonome vis-à-vis des énergies traditionnelles.
- C'est un système confortable et écologique -Pas de combustion
- Pas d'odeur - -Pas de cheminée -Pas de pollution de l'environnement.
- Pas de stockage (citernes, cuves...) -Faible niveau sonore
- Elles n'utilisent pas de combustion pour chauffer, -Pas de fumée.

#### **5.4.2 Inconvénients**

- L'investissement de départ est plus élevé.
- C'est une énergie qui se transporte difficilement, elle doit donc être utilisée sur place. - Assèchements estivaux [12].

## **6 Conclusion**

L'étude théorique réalisée sur la géothermie, qui présente une énergie nouvelle et renouvelable, a montré qu'il y a plusieurs manières de l'utiliser : rafraîchissement en été et chauffage en hiver. Nous avons exposé les différentes techniques utilisées pour l'exploitation de cette énergie telle que les pompes à chaleur et les puits canadiens. Il a été montré également que cette technique n'est pas encore adoptée dans notre pays notamment à l'échelle commerciale.

# Chapitre 2. Synthèse bibliographique sur les échangeurs de chaleur air/sol

Dans ce chapitre nous nous intéressons à l'étude du rafraîchissement de l'air par la géothermie. Le but est de réaliser une revue bibliographique synthétisant les études théoriques, analytiques, numériques et expérimentales traitant la géothermie. Ainsi, nous présentons dans ce chapitre les principaux travaux de recherches rencontrés dans la littérature qui sont menés dans le domaine des échangeurs de chaleur air/sol.

## 1 Quelques installations expérimentales géothermales air/sol

### 1.1 Banc d'essais de Romillé (France)

Le travail de recherche présenté par **David BARTOLOMEU** en 2005 [16], une étude expérimentale a été entamé dans la région de Romillé en France sur le rafraichissement de l'air par procédés géothermie, l'auteur a acquis des résultats permettant de monter l'efficacité de cette technique. Il a créé une station de mesure à Romillé, les expérimentations ont débuté depuis l'été 2003, ce qui a permis d'obtenir un total de 70 000 relevés au cours de 112 jours d'enregistrement. Le principe de la station expérimentale est basé sur les échanges de températures entre le sol et l'air circulant dans le réseau de tubes enterrés. Un bon dimensionnement de ce système est nécessaire pour optimiser ses performances qui sont analysées tout au long de l'année en distinguant les saisons hivernale et estivale.

L'échangeur thermique de cette station est constitué d'un réseau de 36 tubes de 16 cm de diamètre, d'une longueur de 25 m, situé à 3 niveaux de profondeurs respectivement de 2 m, 2.5 m et 3 m.

Les tubes sont disposés en quinconce et espacés les uns des autres d'une distance entre axe de 50cm. Les tubes sont scellés sur des murets transversaux en béton espacés 2 m les uns des autres.

D'autre part un caniveau est prévu en sortie de l'échangeur avec une pente de 2% permettant de recueillir les eaux de condensation et de les évacuer en cas de besoin à l'aide d'une pompe. Deux fosses de réception en béton sont construites à l'entrée et en sortie d'échangeur, et un

ventilateur est ajouté à l'entrée du bâtiment afin de compenser les pertes de charge générées par le système.

Le sol est constitué d'un sable fin compacté qui entoure l'ensemble des 36 tuyaux. Au-dessus le couvert végétal est présent sur environ 50 cm.

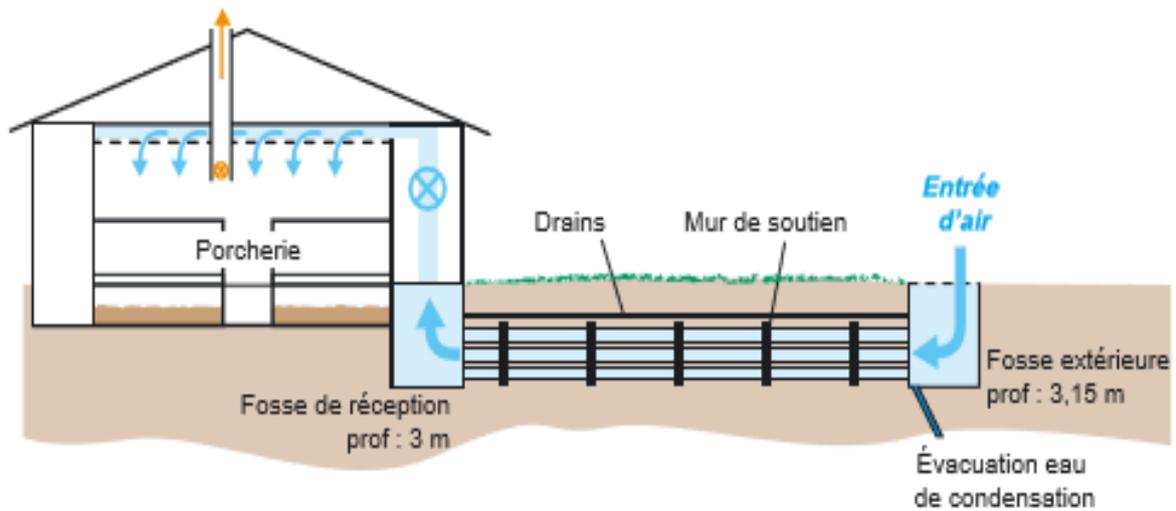


Figure 2.1. Echangeur thermique de Romillé [16].

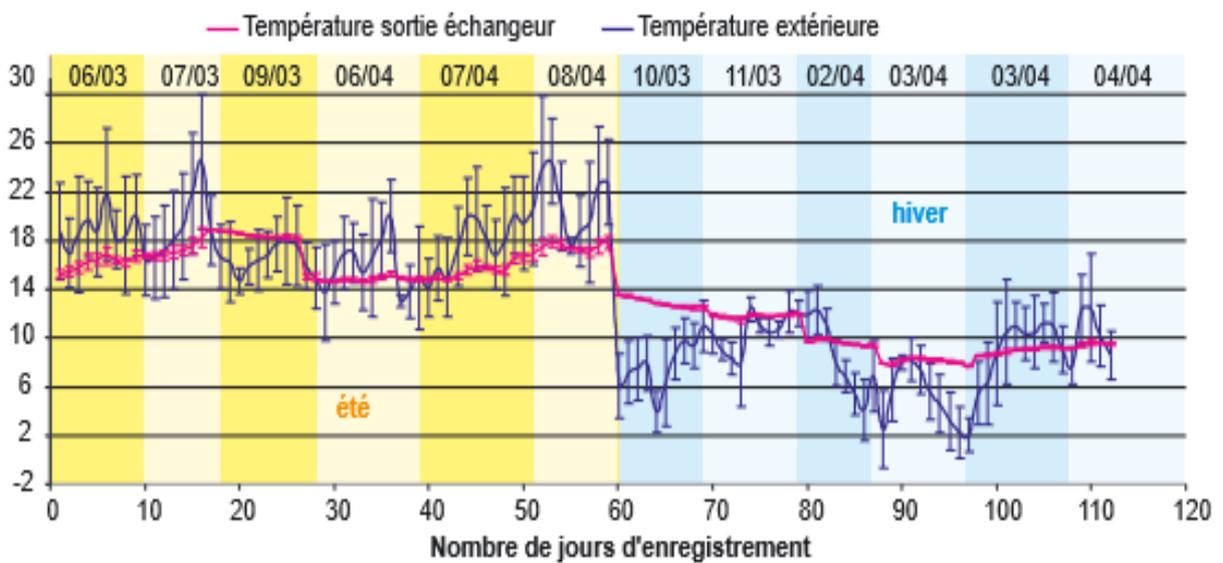
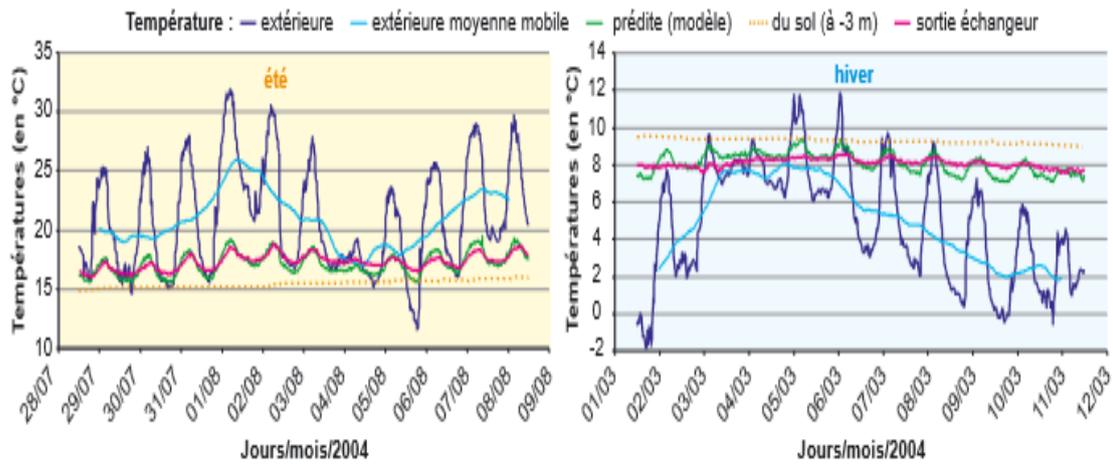


Figure 2.2. Evolution des températures au cours des campagnes d'enregistrement [16].

**Tableau 2.1 :** Gains thermiques de l'échangeur [16].

	Nombre de jours d'enregistrement	Température extérieure moyenne (en °C ±Ecart Type)	Température sortie échangeur (en °C ±Ecart Type)	Température du sol à -3m (en °C ±Ecart Type)	Débit de ventilation (m <sup>3</sup> /h/porc ±ET)
Saison estivale	59	18,0 ±4,4	16,2 ±1,3	15,1 ±1,3	42,0 ±11,3
	12	22,0 ±4,5	17,2 ±1,0	15,3 ±0,6	53,0 ±9,1
	Le jour le plus chaud	24,0 ±5,9 T.max = 32,0	17,4 ±0,7 T.max = 18,6	15,3 ±0,0 T.max = 15,3	55,6 ±8,8 D.max = 68,6
Saison hivernale	43	8,4 ±3,7	10,2 ±1,8	11,5 ±2,6	24,0 ±5,7
	7	3,2 ±2,5	8,9 ±1,7	10,3 ±2,3	20,0 ±2,8
	Le jour le plus froid	2,5 ±3,1 T.min = -1,8	7,9 ±0,0 T.min = 7,8	9,5 ±0,0 T.min = 9,4	20,3 ±2,8 D.min = 20,3



**Figure 2.3.** Évolution des températures les plus chaudes d'été et les plus froides hivernales [16].

Le décalage dans le temps est indispensable pour le bon fonctionnement du dispositif échangeur enterré, il se manifeste d'autant plus que le sol est profond et de nature plus inerte. Le rendement thermique de l'échangeur augmente avec la longueur des tuyaux. Sur l'ensemble de l'année, il est d'environ 55% à 12.5 m et de 80% à la sortie de l'échangeur à 25 m.

**Tableau 2.2 :** Rendement de l'échangeur à 25 m et à mi- longueur en fonction de la saison.

Saison	ETE	HIVER
Débit (m <sup>3</sup> /h/place)	42,0 ± 11,3	24,0 ± 5,7
Rendement $\eta$ (x=25m)	79 %	77 %
Rendement $\eta$ (x=12,5m)	50 %	59 %

Le rendement  $\eta$  de l'échangeur thermique peut se calculer à différentes longueurs Parcourues (x) depuis l'entrée de l'air dans le conduit échangeur enterré, à différentes profondeurs (z) et à différentes débits ( $Q_v$ ), il caractérise l'efficacité du système est défini, comme étant le pourcentage d'utilisation de la différence de température entre l'air et celle du sol à une profondeur donnée :

$$\eta(x, z, Q_v) = \frac{T_{(x,p)} - T_e}{T_{sol(p)} - T_e} 100 \quad (1)$$

L'efficacité d'un échangeur géothermique repose en partie sur la qualité des échanges entre le sol et l'air transitant dans le réseau souterrain, un sol plus inerte est beaucoup plus performant en termes d'échange thermique. La capacité d'accumulation de chaleur et la conductivité thermique étant plus élevées dans les sols humides. Les tubes doivent être choisis avec un diamètre de 14 cm à 20 cm. Lorsque le diamètre d'un tuyau est doublé on aura une perte de rendement de l'échange, les tubes doivent être : rigides, longue de 25m et positionnés à une seule profondeur. La vitesse de l'air dans les tuyaux ne devrait pas dépasser 3m/s pour favoriser une durée suffisante d'échange avec le sol.

## 1.2 Banc d'essais d'Ajmer (Inde)

Bansal et al. 2013 (Bansal et al., 2013) [9] ont étudié expérimentalement l'effet de la conductivité thermique du sol et la période de fonctionnement continu de l'EATHE pour différentes longueurs de tubes. Les auteurs ont constaté que les performances de l'échangeur dépendent principalement de la conductivité thermique et aussi sur le temps de fonctionnement. Ils ont conclu que l'épaisseur du sol était égale au diamètre de la conduite pendant 24 heures de fonctionnement.

**Tableau 2.3 :** Paramètres physiques et thermiques utilisés dans la simulation.

Material	Density (kg m <sup>-3</sup> )	Specific heat capacity (J kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> )	Thermal conductivity (W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> )
Air	1.225	1006	0.0242
Soil (S1)	2050	1840	0.52
Soil (S2)	2050	1840	2.0
Soil (S3)	2050	1840	4.0
PVC	1380	900	1.16

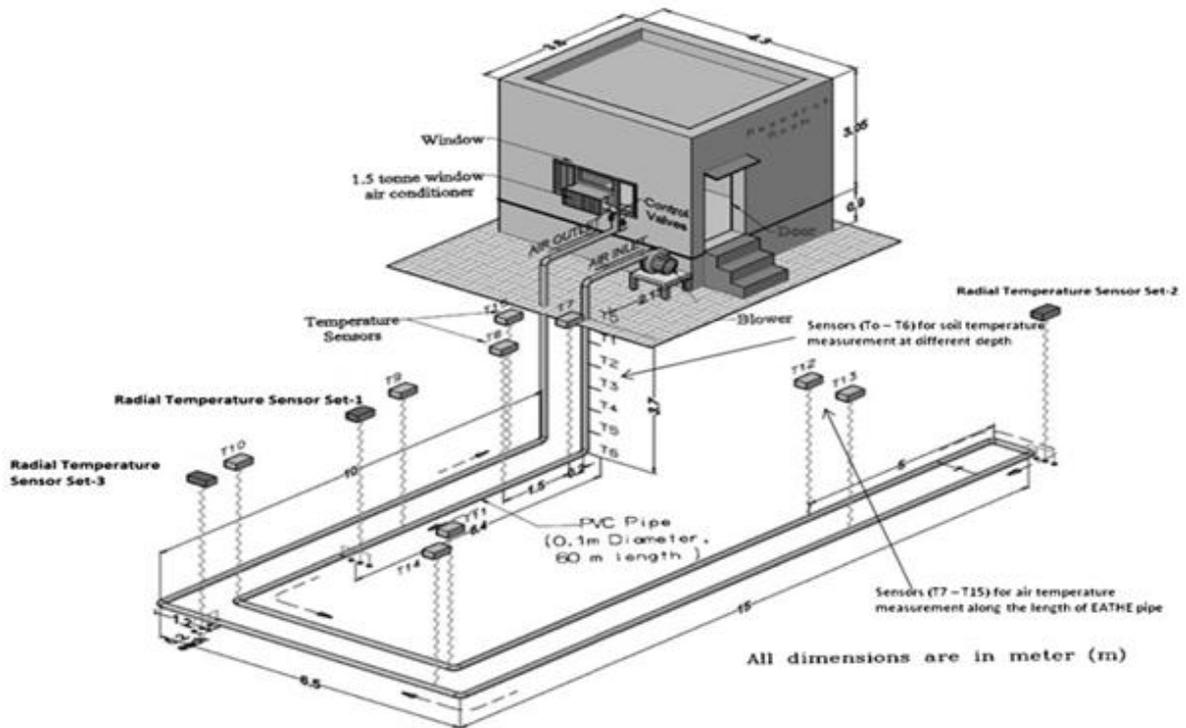


Figure 2.4. Configuration expérimentale du système EATHE [9].

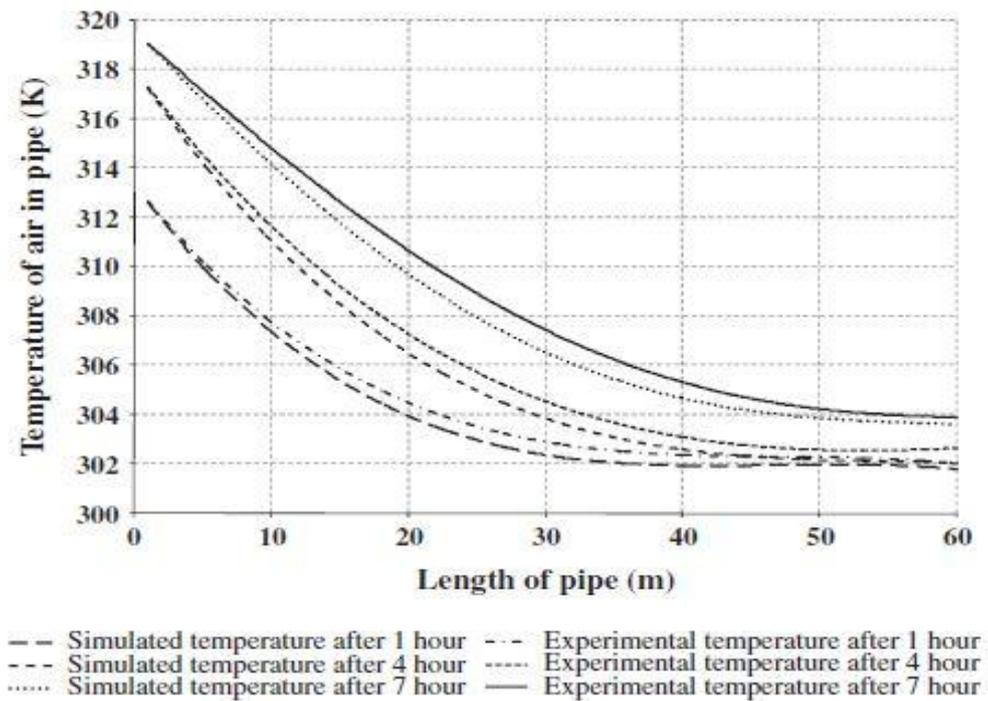
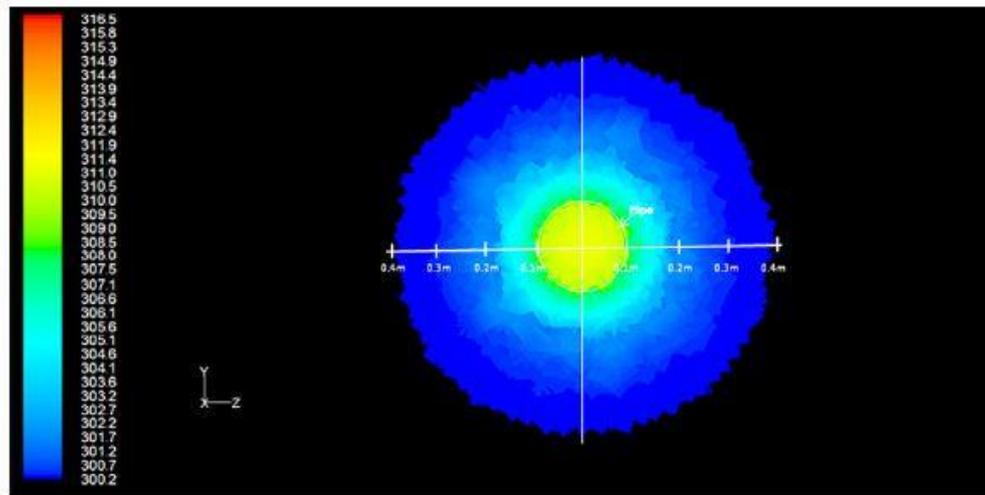
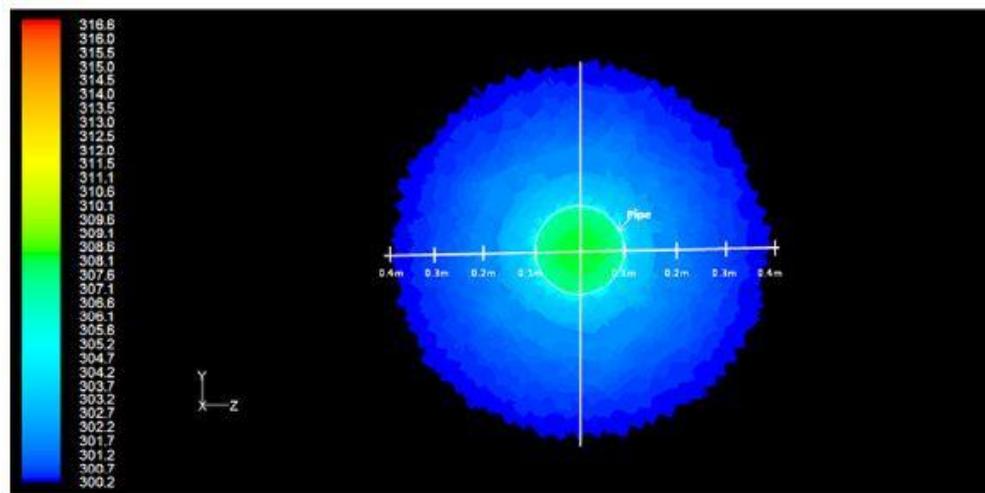


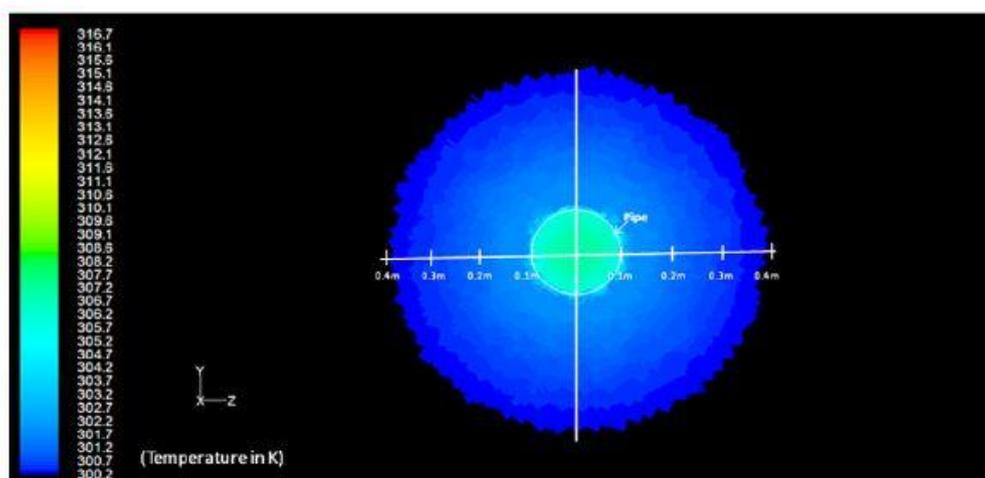
Figure 2.5. Validation des résultats CFD avec résultats expérimentaux [9].



(a)



(b)



(c)

**Figure 2.6.** Contour de température de l'air et du sol à une section de 30 m pour l'entrée du tube après 1 h pour trois sol (a)  $0,52 \text{ W m}^{-1}\text{K}^{-1}$ , (b)  $2,00 \text{ W m}^{-1}\text{K}^{-1}$  et (c)  $4,00 \text{ W m}^{-1}\text{K}^{-1}$  [9].

### 1.3 Banc d'essais de Biskra

En 2010 N.Moumimi et al [2], ont menés une étude théorique et expérimentale sur le procédé du rafraîchissement de l'air par la géothermie dans le site de Biskra. L'étude entreprise, concernant le rafraîchissement par la géothermie, constitue un projet pilote de démonstration d'une technique qui est jusqu'à présent non exploitée dans notre pays. Cette technique a pour support technique un échangeur air/sol enterré dit 'puits canadien'. La température du sol influe principalement sur les performances d'un tel échangeur du fait que le sol, à une certaine profondeur devient le facteur essentiel pour les échanges thermiques entre l'air qui circule à l'intérieur de l'échangeur et le milieu qui l'entoure.

#### 1.3.1 Dispositif expérimental

Le banc des essais expérimentaux est monté sur site à l'université de Biskra. Il s'agit d'un réseau de quatre traçons d'une longueur totale d'environ 60 m. Le diamètre interne du tube est de 110 mm. L'ensemble est placé à une profondeur de 3 m sous une pente de 2 %.

Pour le site de Biskra, cette profondeur (3 m) a été déterminée préalablement grâce à une étude effectuée en fonction des données locales du site) [2]. Les tubes sont disposés et espacés les uns des autres d'une distance entre axes de 2 m.

Une fosse de réception en béton est construite à la sortie de l'échangeur. Un extracteur d'air de débit variable est placé à l'entrée de l'échangeur. Une série de sondes thermiques a été placées le long de l'échangeur de l'entrée jusqu'à la sortie. Les sondes sont reliées à une centrale d'acquisition [2].

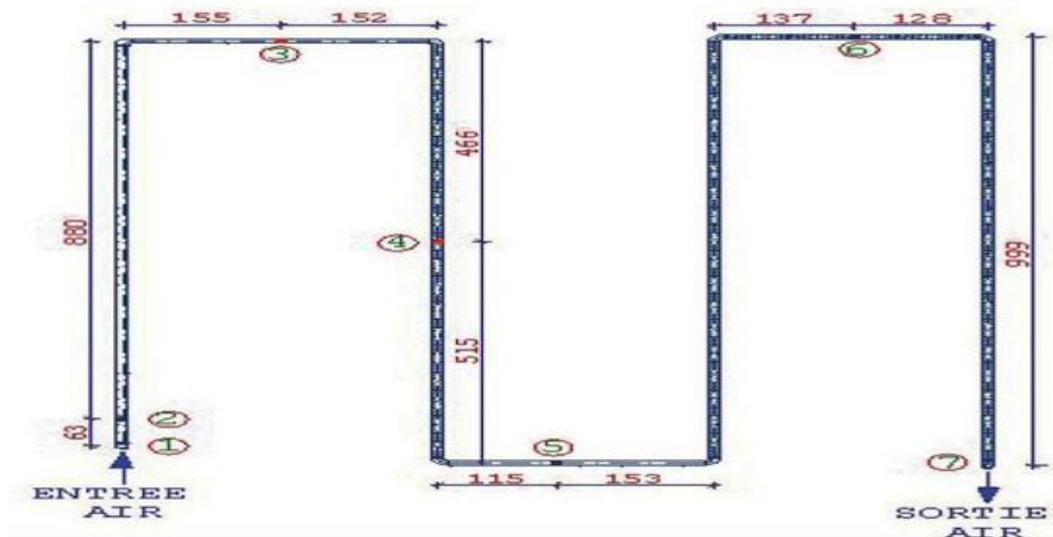
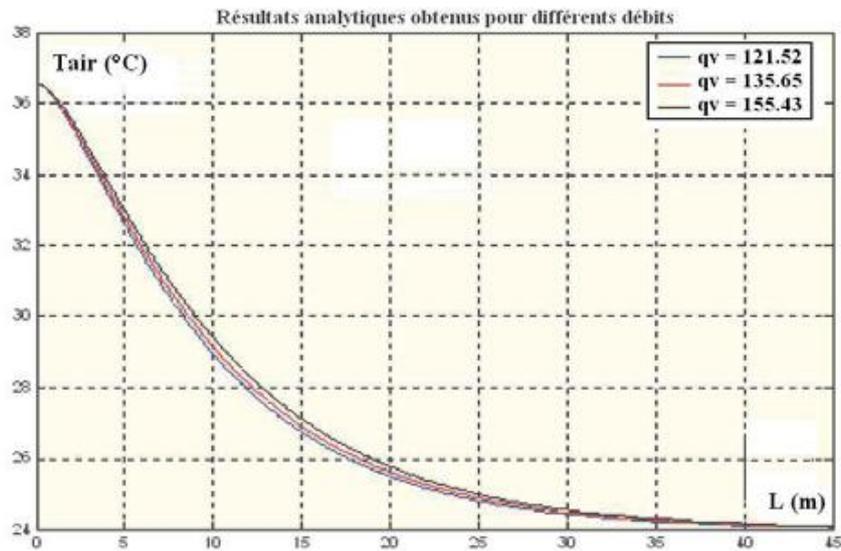
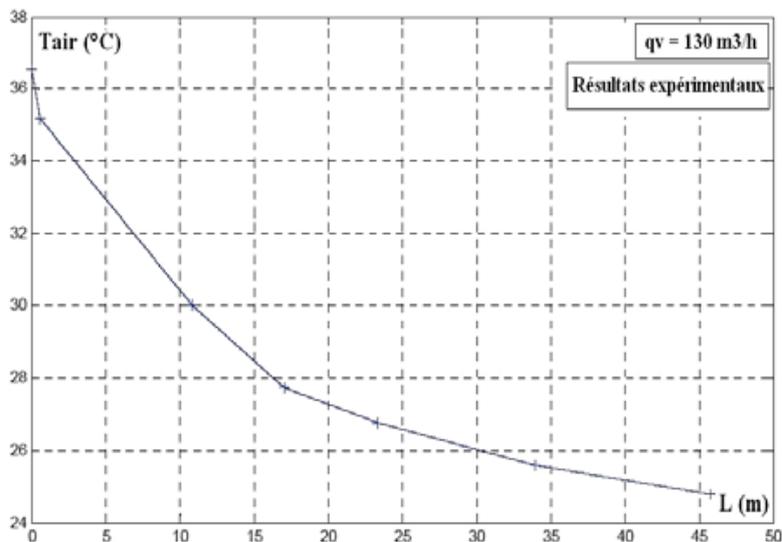


Figure 2.7. Disposition des sondes le long de l'échangeur (1 à 7) [2].

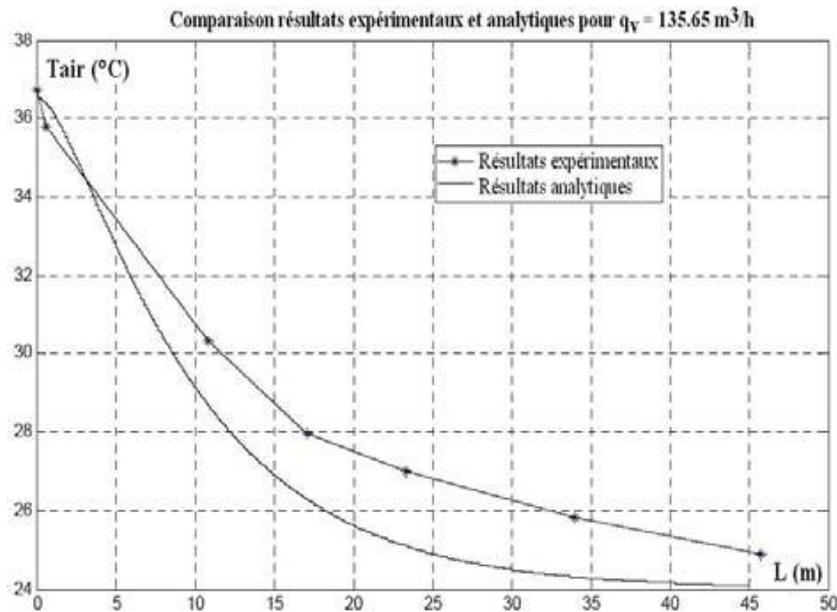
Dans ce travail, on va examiner et vérifier expérimentalement en premier lieu les modèles théoriques qui ont été établit jusqu'à présent, qui traduisent le mieux l'évolution de la température de l'air dans l'échangeur en fonction des différents paramètres structurels conceptuels et d'utilisation qui ont été prises en considération, en deuxième étape, une étude de synthèse et de comparaison sera entamé entre les résultats théoriques développés avec ceux obtenus expérimentalement.



**Figure 2.8.** Variation de la température de l'air le long de l'échangeur pour différents débits d'air [2].



**Figure 2.9.** Variation de la température de l'air en fonction de la longueur de l'échangeur.



**Figure 2.10.** Variation de la température de l'air en fonction de la longueur de l'échangeur.

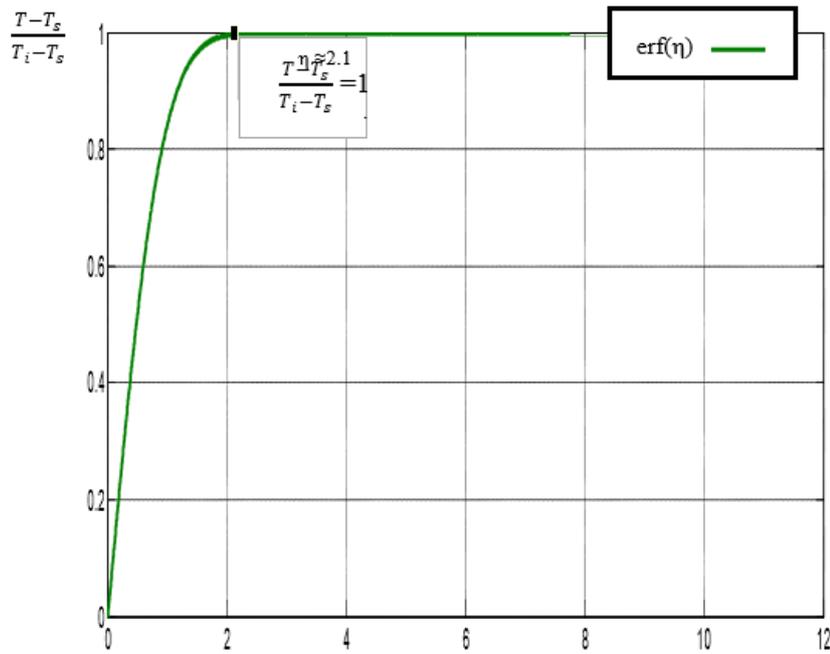
Cependant les résultats expérimentaux par comparaison à ceux analytiques nous ont permis de conclure que le modèle présenté pourra être amélioré. En effet, expérimentalement la température du fluide continue à chuter avec la longueur de l'échangeur alors que le régime thermique est loin d'être établi.

## 2 Modélisation de la température de l'air et du sol dans les échangeurs air/sol

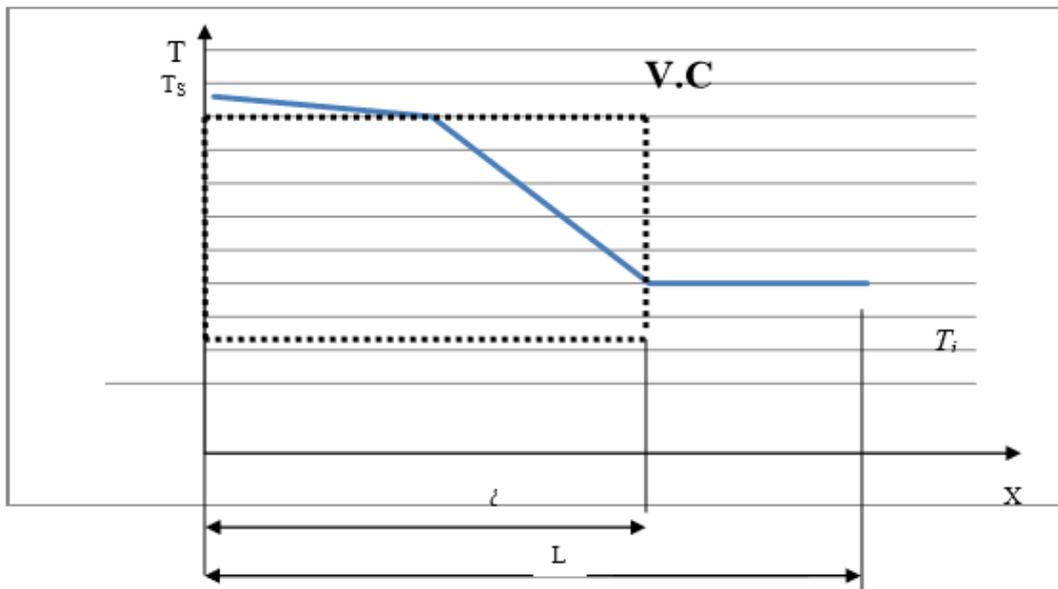
### 2.1 Solutions analytiques

Dans une étude de modélisation d'un échangeur air/sol destiné pour le rafraîchissement des locaux en 2012, **Y.BELLOUFI** [15], a montré que le sol est considéré comme un milieu homogène et invariant, caractérisé par une conductivité thermique  $\lambda_{sol}$ , une masse volumique  $\rho_{sol}$  et une capacité calorifique massique  $C_{sol}$ . La variation temporelle du taux d'humidité du sol due à l'infiltration d'eau est négligeable, et aucune nappe phréatique n'est prise en compte sous la zone d'implantation de l'échangeur. Le sol s'apparente donc à un massif semi-fini.

Pour extraire la fraîcheur maximale contenue dans les premiers mètres du sous-sol à un coût financier faible, on devrait étudier la profondeur de pénétration dans le sol pour l'emplacement de l'échangeur air-sol et cela signifie que là où la température reste invariante en fonction du temps et de la profondeur.



**Figure 2.11.** Fonction erf ( $\eta$ ) [15].



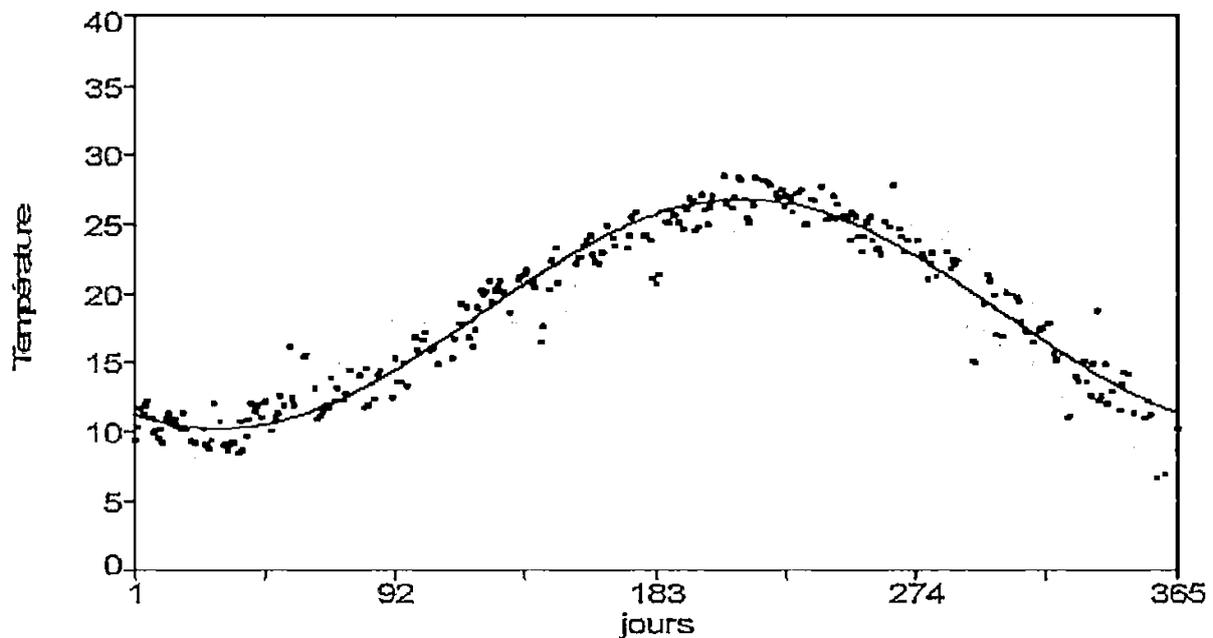
**Figure 2.12.** variation de la température à l'intérieur du sol dont la température constante à la surface [15].

**M.S. Guellouz et al** [18], ont fait une étude de faisabilité de la climatisation et du chauffage par géothermie de surface en Tunisie. Elle consiste en la modélisation de la température du sol à différentes profondeurs pour différents types de sols et différentes localités tunisiennes. Le modèle employé est développé à partir de l'équation instationnaire de la chaleur pour un milieu homogène et utilise les températures ambiantes journalières durant une année représentative pour les localités considérées. Ils ont trouvé la température du sol en fonction de  $t$  et de  $z$  ( $^{\circ}\text{C}$ )

$$T(z, t) = T_{moy} + A \exp(-z/d) \cos(w(t - t_0) - z/d) \quad (2)$$

Les résultats de l'étude ont montré la faisabilité de la climatisation par géothermie de surface pour les localités tunisiennes et les types de sol considérés.

Cependant, le chauffage par géothermie de surface n'est possible que dans les villes de Nafta et Medenine. Pour le reste des localités, la géothermie peut fournir un préchauffage important représentant entre 70 et 90 % de l'énergie de chauffage. Les localités étudiées peuvent être divisées en deux groupes selon leur potentiel pour la climatisation et le chauffage par géothermie de surface : le groupe du littoral comprenant Bizerte, Tunis, Sfax, et Gabés; et le groupe de l'intérieur, offrant un meilleur potentiel que le précédent et incluant Siliana, Jendouba, Kairouan, Gafsa, Nafta et Medenine.

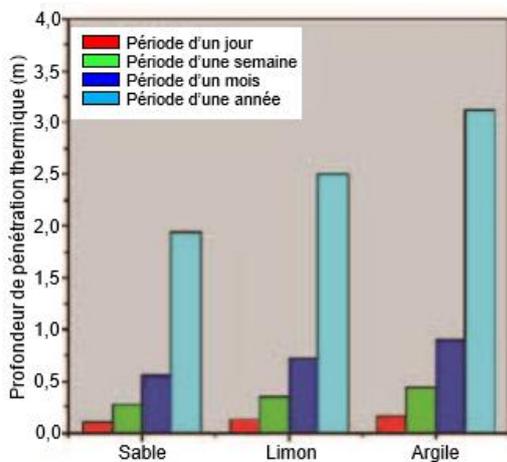


**Figure 2.13.** Evolution de la température ambiante (°C) sur une année et son lissage en fonction cosinus (exemple de la ville de Sfax).

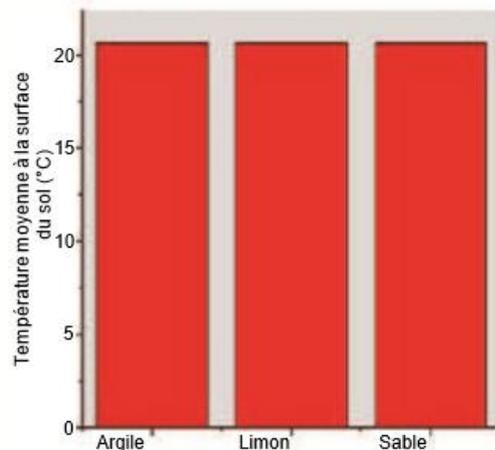
**M. Benhammou et al** [19], ont étudié l'influence de la nature du sol sur la température en profondeur du sol pour la ville d'Adrar. Afin d'étudier l'influence de la nature du sol et de la période du signal de température et de rayonnement sur la profondeur de pénétration, ils ont pris comme période de signal: un jour, une semaine, un mois et une année. Ils ont choisi trois natures de sol, comme il est indiqué sur le Tableau:

**Tableau 2.4 :** Nature des sols et propriétés physiques [19].

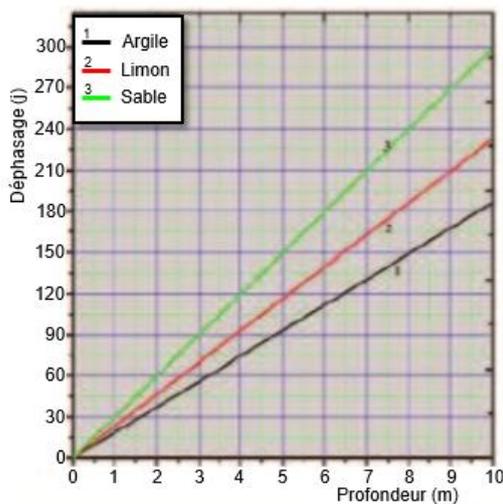
Nature du sol	Masse volumique (kg/m <sup>3</sup> )	Diffusivité thermique (m <sup>2</sup> /s)	Capacité calorifique (J.kg/°C)
Argile	1500	$9.69 \times 10^{-7}$	880
Limon argilo – sableux	1800	$6.22 \times 10^{-7}$	1340
Sable	1780	$3.76 \times 10^{-7}$	1390



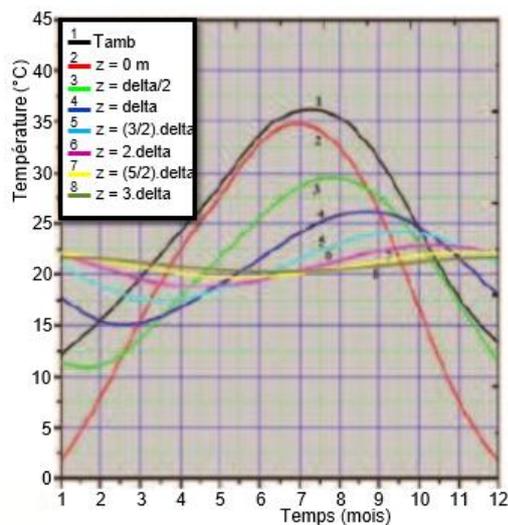
**Figure 2.14.** Profondeur de pénétration à la surface du sol suivant la nature de sol.



**Figure 2.15.** Température moyenne Thermique en fonction de la nature du sol.



**Figure 2.16.** Variation du déphasage en fonction de la profondeur dans le sol [19].



**Figure 2.17.** Variation de Température en fonction de la profondeur dans le sol [19].

Les résultats ont montré que ce paramètre qui est souvent pris par défaut influe beaucoup sur la profondeur de pénétration annuelle et sur le déphasage.

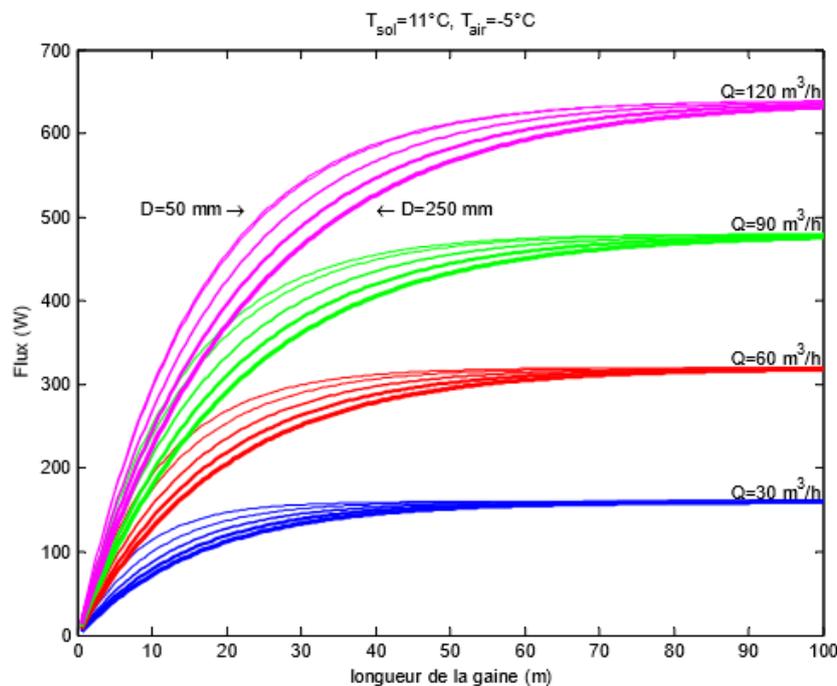
Pour l'argile, ils ont trouvé que la profondeur de pénétration annuelle dépasse les trois mètres (3 m), tandis qu'elle est égale à peine deux mètres (2 m) pour le sable.

De plus, pour une profondeur de 3 m, le déphasage est de trois mois pour le sable, alors qu'il est moins de deux mois pour l'argile. Ils ont constaté également qu'une température du sol comprise entre 17 °C et 24 °C est obtenue pour une profondeur  $z = (3/2) \times \delta$

Une telle profondeur correspond à une distance de 4,60 m dans le sol sableux et à 2,90 m dans le sol argileux, soit une différence de 1.7 m.

## 2.2 Solutions numériques

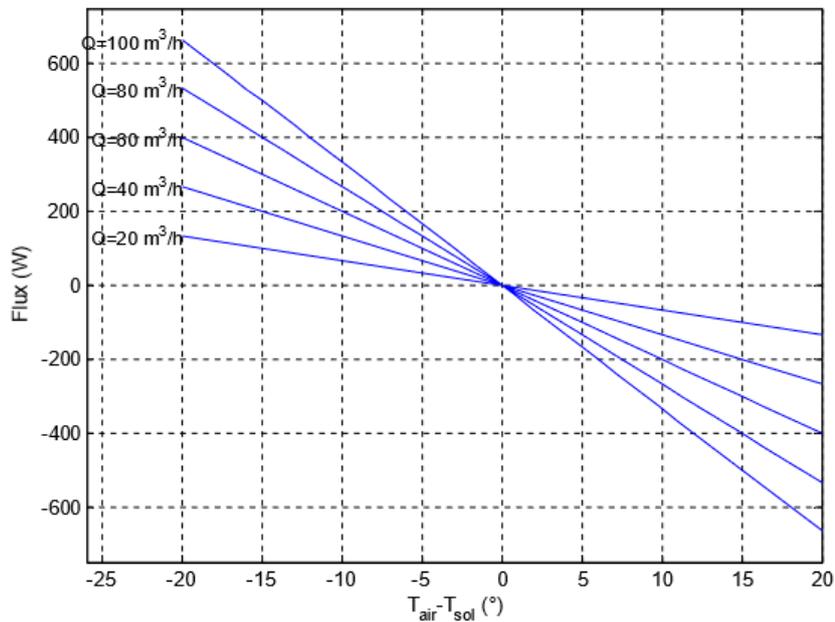
L'étude présentée par **David AMITRANO** [20], à l'Université de Joseph .Fourier à Grenoble en 2006 a été basée sur des simulations numériques d'échange thermique par convection forcée dans un tube enterré. Ceci permet de mettre en évidence l'effet du diamètre, de la longueur, du débit volumétrique de la différence de température entre le sol et l'air entrant sur le flux thermique fourni par le puits canadien.



**Figure 2.18.** Flux thermique d'un échangeur air/sol en fonction de la longueur de gaine, du débit volumétrique et du diamètre de la gaine [20].

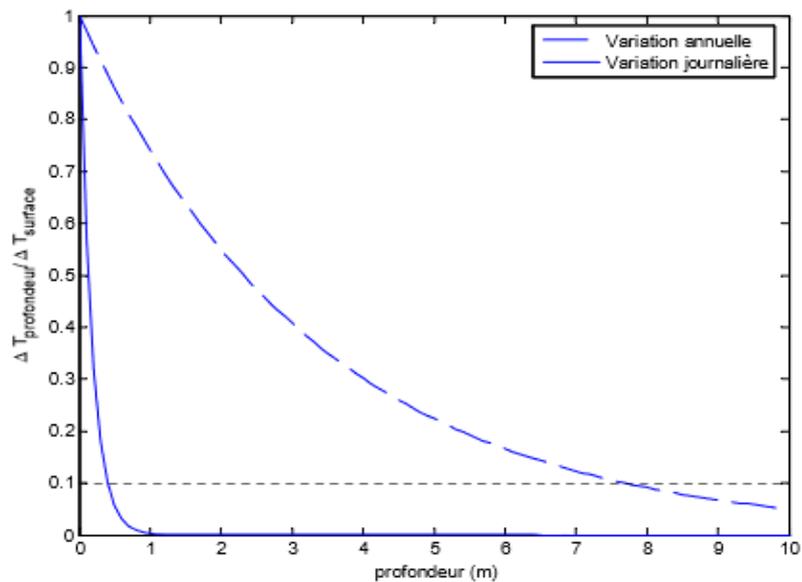
Dans un second temps, il présente des simulations de flux annuel en fonction de la profondeur

d'enfouissement de la gaine. Ceci permet de mettre en évidence les périodes d'apport de chaleur et/ou de fraîcheur au cours de l'année et la nécessité de coupure aux intersaisons.

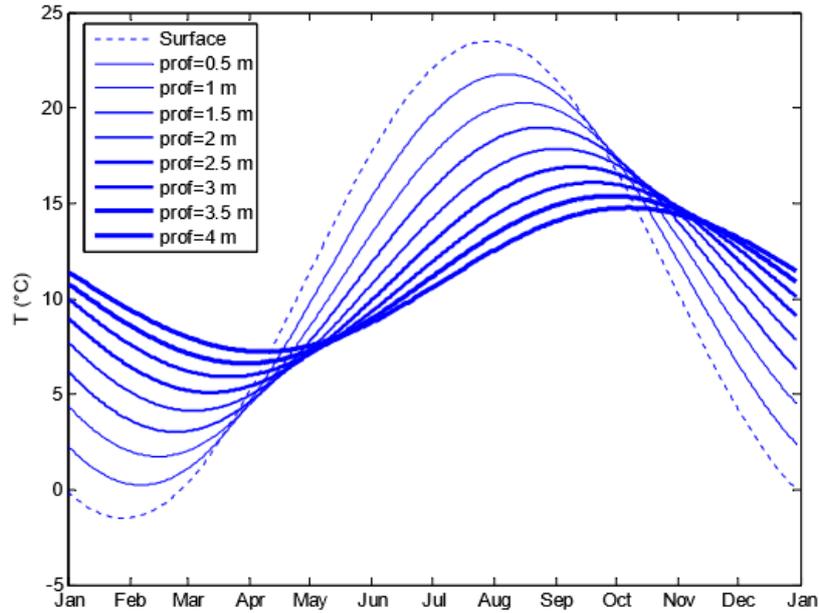


**Figure 2.19.** Flux thermique récupérable en fonction de la différence de température air/sol et du débit volumique [20].

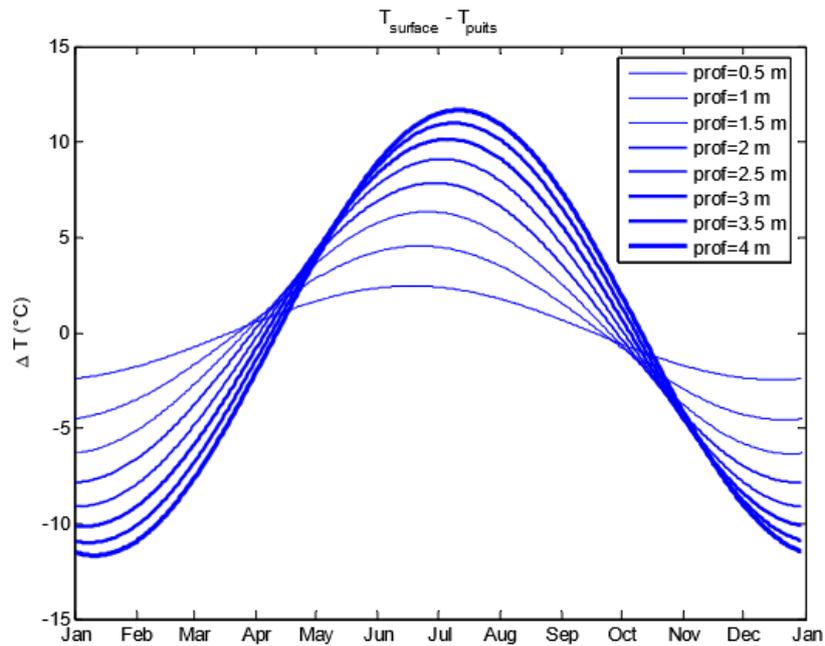
La décroissance de l'amplitude des variations de température en profondeur ( $\Delta T_{\text{profondeur}}$ ) rapportée à l'amplitude en surface ( $\Delta T_{\text{surface}}$ ) pour une variation de température annuelle ou journalière.



**Figure 2.20.** Amplitude relative des variations de température en fonction de la profondeur pour un cycle annuel et journalier [20].



**Figure 2.21.** Evolution annuelle de la température en surface et en profondeur, pour un cycle de moyenne de 11°C et d'amplitude crête à crête de 25°C [20].



**Figure 2.22.** Evolution annuelle de la différence de température entre la surface et la profondeur pour un cycle annuel [20].

La période de chauffe considérée est du 15 octobre au 15 avril, par contre la période de rafraîchissement est du 15 juin au 15 août. La période d'arrêt correspond aux périodes pour lesquelles le rafraîchissement du bâtiment n'est pas souhaitable

**Tableau 2.5 :** Apport thermique annuel en période de chauffe, pour différentes configurations de longueur, profondeur diamètre de gaine, et de débit de ventilation [20].

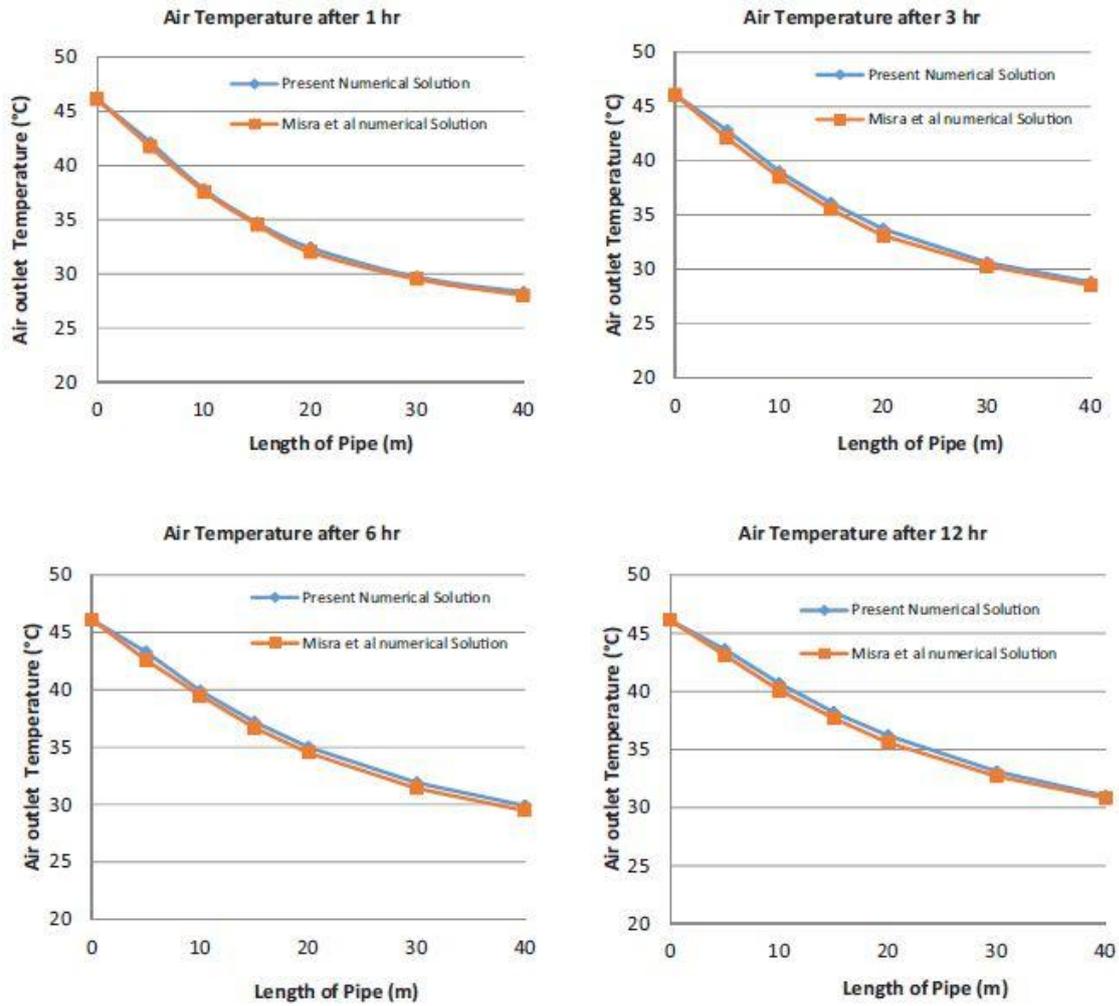
Q=120 m3/h			Q=90 m3/h			Q=60 m3/h			Q=30 m3/h			L=25 m	Prof=1.5 m
d=0.1	d=0.15	d=0.2	d=0.1	d=0.15	d=0.2	d=0.1	d=0.15	d=0.2	d=0.1	d=0.15	d=0.2		
552	523	493	433	408	384	303	285	269	161	152	144		
623	600	574	481	463	443	331	318	306	171	166	160		
674	660	643	513	503	491	347	341	334	175	173	171		
683	647	610	535	505	475	353	333	375	199	188	178	L=25 m	Prof=2 m
771	742	711	595	572	549	409	394	379	211	205	198	L=35 m	
816	795	834	635	622	607	429	422	413	217	215	211	L=50 m	
793	750	707	621	586	552	435	410	386	231	218	207	L=25 m	Prof=2.5 m
894	861	825	691	664	636	475	457	439	245	238	230	L=35 m	
967	947	923	736	721	704	498	489	479	252	249	245	L=50 m	
883	836	788	692	653	614	485	456	430	257	243	230	L=25 m	Prof=3 m
996	959	919	769	740	709	529	509	489	273	265	256	L=35 m	
1077	1055	1028	820	804	784	554	545	533	281	277	273	L=50 m	

L’auteur conclut que les calculs exposés s’agissent d’une simple application de calcul d’échange thermique par convection forcée avec un échangeur à une gaine enterrée. Ils fournissent cependant des critères objectifs utiles pour le dimensionnement d’un échangeur air/sol dit (puits canadien).

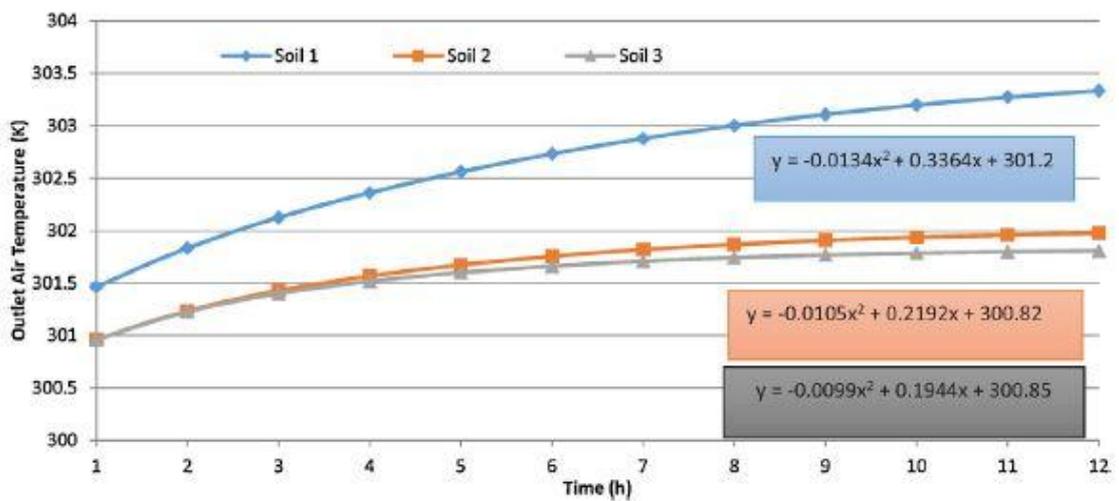
Le flux thermique est fonction du débit volumique de l’air soufflé dans l’échangeur enterré et de la différence de température, de la longueur nécessaire pour atteindre le flux thermique maximal qui augmente avec le débit d’air et diminue avec le diamètre du conduit. L’optimisation sur le seul critère thermique pourra conduire à des pertes de charge pour un système de ventilation usuel. Le choix du diamètre, de la longueur et du nombre de gaines devra se faire en prenant en compte les pertes de charges admissibles. Le sol voit ses variations annuelles de température diminuer de manière exponentielle avec la profondeur. Ainsi le gain en réchauffement/rafraîchissement sera d’autant plus grand que la profondeur est importante, dont le gain augmente de manière importante pour une profondeur de 2m ou 3 m d’enfouissement.

### 3 Modélisation de la température du sol autour de l’échangeur air/sol

**Mathur et al.** [5-7]. Ont utilisé un modèle de CFD transitoire validé pour étudier l’effet du mode de fonctionnement continu et les propriétés thermo-physiques du sol sur la performance thermique de l’EATHE fonctionnant 12 heures en continu. Les auteurs ont constaté que la dissipation de la chaleur de l’EATHE à son sol environnant dépend fortement de la conductivité thermique et de la diffusivité thermique (voir figure 2.23).

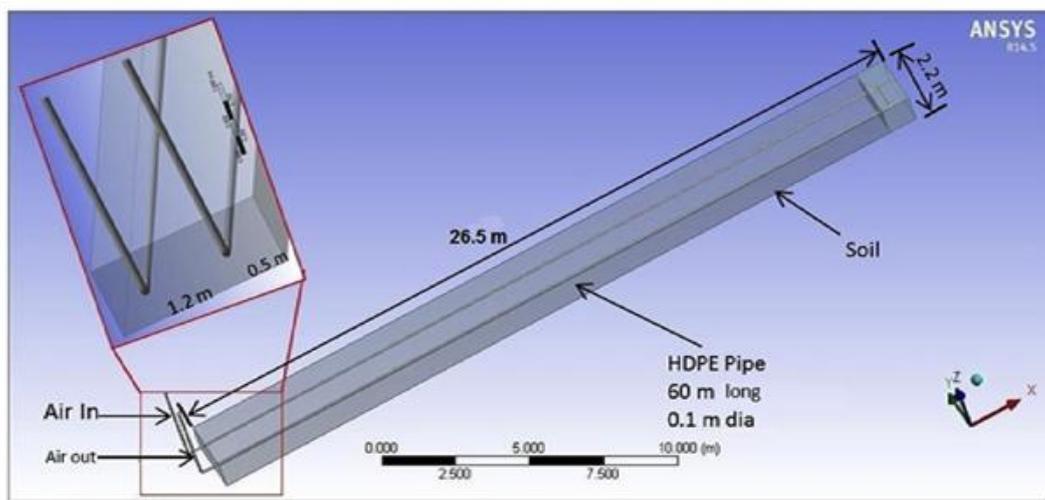


**Figure 2.23.** Comparaison de la température de sortie de l'air entre les solutions Numériques.

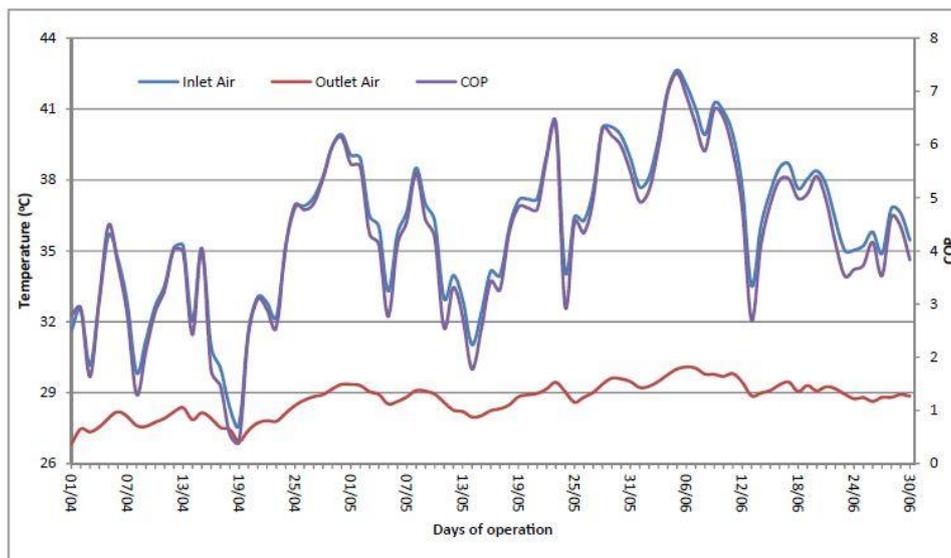


**Figure 2.24.** Variation de la température de sortie d'air en mode de fonctionnement continu.

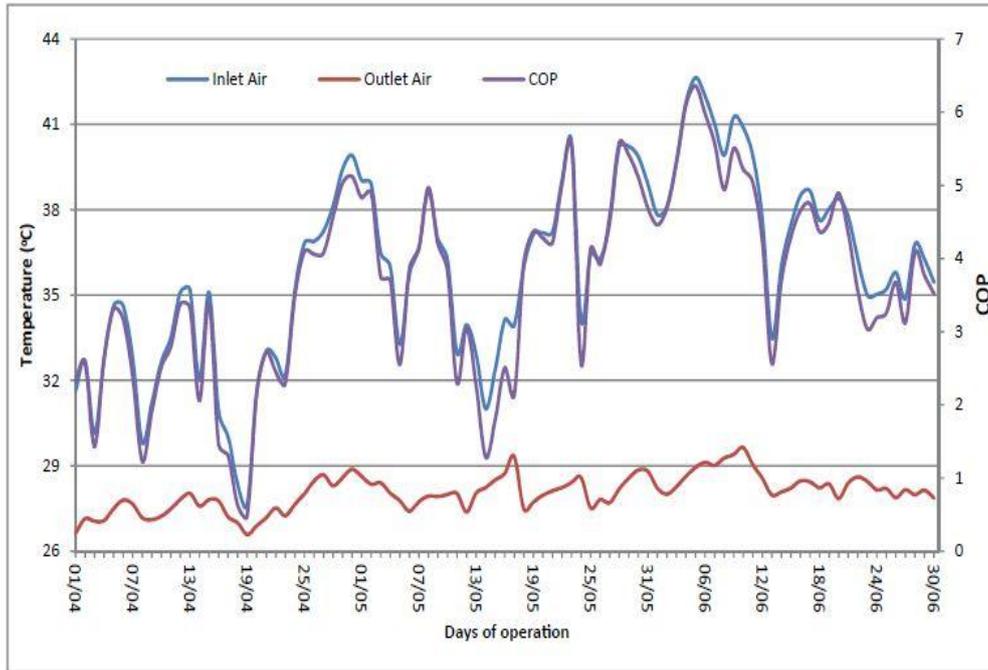
Les mêmes auteurs ont développé une simulation numérique (figure 2.25) pour étudier la performance thermique et la température du sol pendant l'opération d'été d'EAHE à Jaipur, en Inde, pour estimer l'ampleur de la détérioration du sol. Les résultats ont montré que, à la fin de l'été, le sol entraîne une saturation thermique qui le rend inutilisable pour l'été prochain. Trois stratégies ont été testées pour estimer l'ampleur de la récupération du sol pour améliorer les performances: purge nocturne pendant l'été, opération de jour pendant l'hiver et la nuit en hiver. On a constaté que les COP moyens de: l'été, l'été avec purge nocturne, le mode d'opération jour en d'hiver et nuit en hiver sont respectivement 4.23, 3.68, 5.01 et 6.65 (figure 2.26).



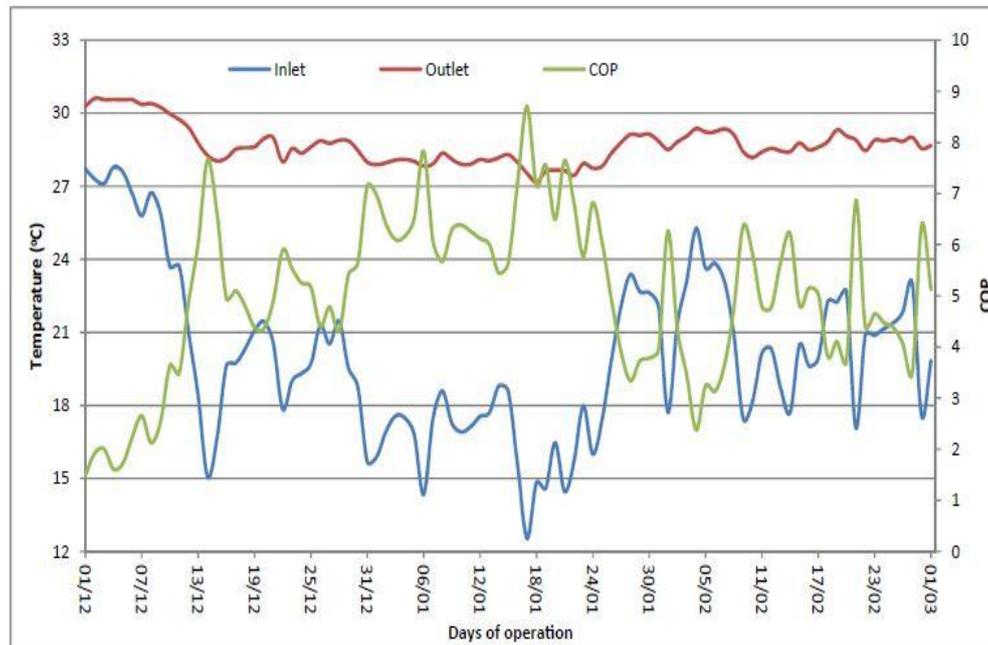
**Figure 2.25.** Géométrie physique de l'échangeur linéaire air/sol.



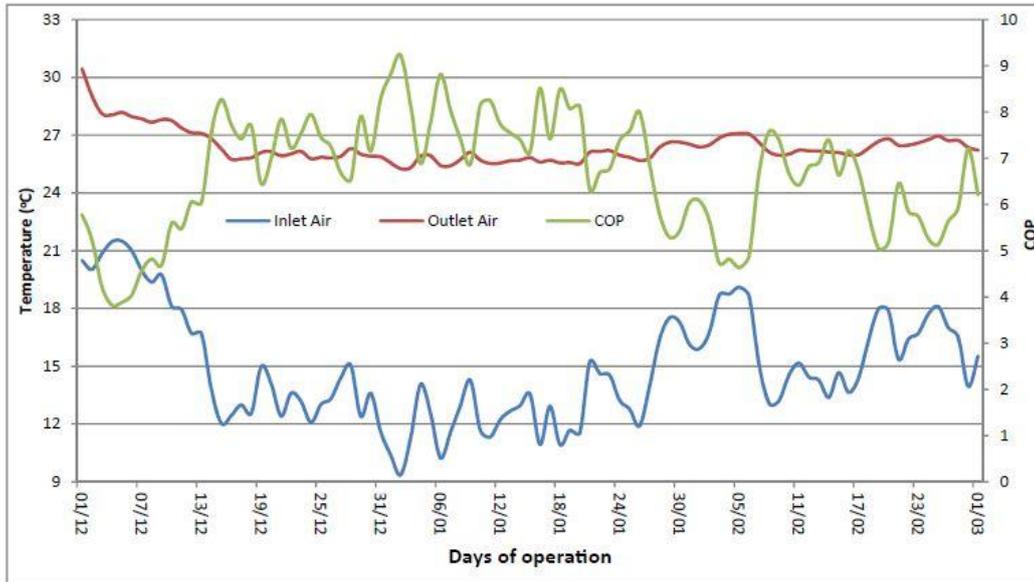
**Figure 2.26.** Variation de la température de l'air à l'entrée jusqu'à sortie et du système COP avec les jours de fonctionnement en mode de fonctionnement en été.



**Figure 2.27.** Variation de la température de l'air à l'entrée jusqu'à sortie et de la COP avec les jours opérationnels en mode de purge de la nuit d'été.



**Figure 2.28.** Variation de la température de l'air à l'entrée jusqu'à sortie et de la COP avec les jours de fonctionnement en hiver.



**Figure 2.29.** Variation de la température de l'air à l'entrée jusqu'à sortie et de la COP avec les jours de fonctionnement en mode de fonctionnement de nuit d'hiver.

## 4 Conclusion

Nous avons présenté dans ce chapitre une revue bibliographique synthétisant les études antérieures traitant les échangeurs de chaleur air/sol. Il a été conclu que les principaux paramètres qui influent sur les performances d'un échangeur air/sol sont : les propriétés thermo-physiques (conductivité thermique et diffusivité thermique), géométriques (longueur et diamètre des tubes) et la durée de fonctionnement de l'échangeur.

# Chapitre 3. Modélisation des températures de l'air et du sol pour les échangeurs air/sol

Ce chapitre a pour but d'établir des formules mathématiques et de développer un code numérique en langage Fortran permettant de déterminer : (i) la température de l'air de l'entrée jusqu'à la sortie de l'échangeur air/sol en utilisant l'équation du bilan énergétique, et (ii) la température du sol au voisinage du tube par discrétisation de l'équation de la chaleur 1D en régime instationnaire.

## 1 Modèle thermique de l'échangeur horizontal (air/sol)

L'échange thermique entre le sol et l'air circulant dans les tubes dépend de la structure de l'échangeur, de la température d'entrée de l'air et de la température du sol à proximité des tubes. Nous prenons en compte les hypothèses suivantes :

- i. la température loin du tube est constante, ce qui revient à considérer que l'inertie thermique du sol est grande devant les quantités de chaleur échangée.
- ii. L'échange de chaleur à l'intérieur d'un tube enterrée où circule un fluide se fait par convection forcée.
- iii. les caractéristiques de l'air sont considérées constantes (masse volumique, conductivité thermique, chaleur massique,...etc.).
- iv. les caractéristiques du sol sont considérées constantes (masse volumique, conductivité thermique, chaleur massique,...etc.).
- v. l'air considéré comme écoulement parfait et stationnaire.

Le flux thermique  $q$ , à travers la paroi du tube est proportionnel à la différence entre la température du sol ( $T_{sol}$ ), et la température de l'air dans le tube ( $T_{air}$ ), et à l'inverse de la résistance thermique séparant les deux domaines [17].

$$q = \frac{(T_{sol} - T_{air}(x))}{R_{tot}} \quad (1)$$

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

La quantité de chaleur absorbée par l'air est :  $mC_p \frac{DT}{Dt}$

Le bilan d'énergie entre deux sections de tube distante de  $\Delta x$  s'écrit :

$$mC_{p_{air}} \frac{DT}{Dt} = \frac{(T_{sol} - T_{air}(x))}{R_{tot}} \quad (2)$$

$$mC_{p_{air}} \left( \frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} \right) = \frac{(T_{sol} - T_{air}(x))}{R_{sol} + R_{gaine} + R_{cv}} \quad (3)$$

Avec :

$m$	: Masse d'air	[kg]
$C_{p-air}$	: Chaleur massique de l'air	[J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]
$R_{sol}$	: Résistance thermique entre le tube et le sol	[m.K.w <sup>-1</sup> ]
$R_{cv}$	: Résistance thermique convective entre l'air et le tube	[m.K.w <sup>-1</sup> ]
$R_{gaine}$	: Résistance thermique du tube enterré	[m.K.w <sup>-1</sup> ]
$T_{sol}$	: Température du sol	[K]

$$R_{sol} = \frac{1}{\lambda_{sol} 2\pi \Delta x} \ln \left( \frac{r_{sol}}{r_1} \right) \quad (4)$$

$$R_{gaine} = \frac{1}{\lambda_{gaine} 2\pi \Delta x} \ln \left( \frac{r_1}{r} \right) \quad (5)$$

$$R_{cv} = \frac{1}{h_{cv} 2\pi r \Delta x} \quad (6)$$

Sachant que le coefficient de transfert par convection forcée :

$$h_{cv} = \frac{Nu \lambda_{air}}{D_h} \quad (7)$$

Pour trouver la valeur de « $R_{cv}$ » il faut tout d'abord trouver la corrélation correcte pour déterminer le nombre de Nusselt. Nous avons rassemblé les corrélations définissant le transfert de chaleur par convection à l'intérieur des tubes pour le régime laminaire et pour le régime turbulent dans les tableaux (2.3) et (2.4) [17].

**Tableau 3.1 :** Corrélation donnant le coefficient de transfert par convection à l'intérieur des tubes pour le régime laminaire [17].

Auteurs	Equations	Conditions d'utilisation
HANSEN	$Nu = \left\{ 3.66 + \frac{0.0668Gz}{1 + 0.04 + Gz^{2/3}} \right\} \left( \frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0.14}$	$Gz = P_r R_e D/L$ $Gz < 100$ $(D/L) \leq 0.03R_e$
HUG	$Nu = 1.62(P_r R_e D/L)^{1/3}$	-----
SIEDER & TATE	$Nu = 1.86(Gz^{1/3})(\mu/\mu_p)^{0.14}$	$Gz < 100$ $(\mu/\mu_p) \leq 10$ $(L/D) \leq 0.3R_e$
SIEDER & TATE	$Nu = 1.86 \frac{(R_e P_r)^{1/3}}{(L/D)^{1/3}} (\mu/\mu_p)^{0.14}$	$R_e < 2100$

**Tableau 3.2 :** Corrélation donnant le coefficient de transfert par convection à l'intérieur des tubes pour le régime turbulent [17].

Auteurs	Equations	Conditions d'utilisation
GNIELINSKI	$Nu = \frac{\Omega}{8} \frac{(R_e 10^3) P_r}{1 + 12.7 \left( \frac{\Omega}{8} \right)^{0.5} (P_r^{2/3} - 1)} \left[ 1 + \left( \frac{D_{int}}{L} \right)^{2/3} \right]$	$0,06 < P_r < 2000$ $2300 < R_e < 10^6$ $0 < (D_{int}/L) < 1$
NUSSELT	$Nu = 0,036 R_e^{0,8} P_r^{0,33} (D/L)^{0,055}$	$10 < (L/D) < 400$

MCADAMS	$Nu = 0,023R_e^{0,8} P_r^n \left[ 1 + \left( \frac{D}{L} \right)^{0,7} \right]$	-----
COLBURN	$Nu = 0,026R_e^{4/5} P_r^{1/3}$	200 < $R_e$ < 32000 Disposition des tubes en lignes
	$Nu = 0,033R_e^{4/5} P_r^{1/3}$	200 < $R_e$ < 32000 Disposition des tubes en quinconces
SIEDER & TATE	$Nu = 0,027R_e^{0,8} P_r^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14}$	0,7 < $P_r$ < 16700 $R_e > 10000$ ( $D/L$ ) > 60
SLEICHER	$Nu = 5 + 0,015R_e^{0,85} P_r^{0,93}$	0,1 < $P_r$ < 10 <sup>5</sup> 10 <sup>4</sup> < $R_e$ < 10 <sup>6</sup>
	$Nu = 4,48 + 0,0156R_e^{0,85} P_r^{0,93}$	$P_r < 0,1$ $T_p = cet$
	$Nu = 6,3 + 0,0167R_e^{0,85} P_r^{0,93}$	$P_r < 0,1$ $q_r = cet$

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

Avec :

$$R_{tot} = \frac{1}{\lambda_{sol} 2\pi} \ln\left(\frac{r_{sol}}{r_1}\right) + \frac{1}{\lambda_{gaine} 2\pi} \ln\left(\frac{r_1}{r}\right) + \frac{1}{h_{cv} 2\pi r} \quad (8)$$

Où :

$r$  : Rayon intérieur du tube enterré [m]

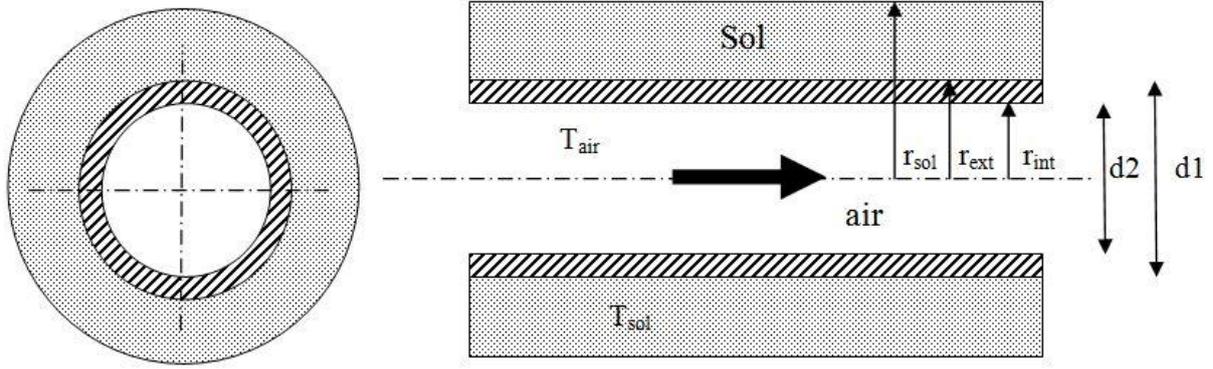
$r_1$  : Rayon extérieur du tube enterré [m]

$r_{sol}$  : Rayon de la couche adiabatique du sol [m]

$\lambda_{tube}$  : Conductivité thermique du tube enterré [w.m<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>]

$\lambda_{sol}$  : Conductivité thermique du sol [w.m<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>]

$h_{cv}$  : Coefficient de convection de l'air [w.m<sup>-2</sup>.K<sup>-1</sup>]



**Figure 3.1.** Schéma descriptif de l'échangeur horizontal

On considère le cas du transfert stationnaire :  $\frac{\partial T}{\partial t} = 0$

$$\rho S \Delta x C_{p\_air} u \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\Delta x (T_{sol} - T_{air}(x))}{R_{tot}} \quad (9)$$

Où :

$R_{tot}$  : La résistance thermique totale par unité de longueur.

$$\frac{1}{(T_{air}(x) - T_{sol})} dT = \frac{-1}{\rho \pi r^2 C_{p\_air} u R_{tot}} dx \quad (10)$$

$$\ln(T_{air}(x) - T_{sol}) = \frac{-1}{\rho \pi r^2 C_{p\_air} u R_{tot}} x + C \quad (11)$$

$$\text{à } x = 0 ; T_{air}(x) = T_{entrée} \rightarrow C = \ln(T_{entrée} - T_{sol}) \quad (12)$$

Si :

$T_{entrée}$  : Température de l'air à l'entrée du tube [K]

Donc :

$$\ln\left(\frac{T_{air}(x) - T_{sol}}{T_{entrée} - T_{sol}}\right) = \frac{-1}{\rho \pi r^2 C_{p\_air} u R_{tot}} x \quad (13)$$

$$\left( \frac{T_{\text{air}}(x) - T_{\text{sol}}}{T_{\text{entrée}} - T_{\text{sol}}} \right) = \exp\left( \frac{-1}{\rho \pi r^2 C_{p,\text{air}} u R_{\text{tot}}} x \right) \quad (14)$$

L'expression donnant la température d'un point quelconque de l'air dans le tube enterré:

$$T_{\text{air}}(x) = T_{\text{sol}} + (T_{\text{entrée}} - T_{\text{sol}}) \exp\left( \frac{-1}{\rho \pi r^2 C_{p,\text{air}} u R_{\text{tot}}} x \right) \quad (15)$$

## 2 Efficacité de l'échangeur

L'efficacité décrit le rendement de l'échangeur enterré d'une longueur bien définie, dépend de la température de l'air à l'entrée de l'échangeur à une certaine distance parcourue depuis son introduction et de la température du sol, son expression est désignée par le rapport suivant [21] :

$$\varepsilon = \frac{T_{\text{sortie}} - T_{\text{entrée}}}{T_{\text{sol}} - T_{\text{entrée}}} \quad (16)$$

## 3 Modélisation de la température du sol

Pour simplifier l'analyse, les hypothèses suivantes ont été considérées lors du réglage du modèle mathématique

- i. Les propriétés du sol sont isotropes avec une conductivité thermique homogène Dans toutes les strates au sol.
- ii. L'air est incompressible et ses propriétés thermiques sont constantes.
- iii. L'air est bien mélangé dans le tube sans stratification de température, Et le flux d'air est uniforme sur toute la longueur des tubes.
- iv. La température de l'air d'entrée est fixée.

### 3.1 Variation de la température dans le sol

L'estimation de la variation de la température dans le sol entourant le tube est importante pour l'évaluation de l'épaisseur du sol perturbé en fonction du temps. La variation radiale de la température du sol pourrait être calculée en utilisant l'équation de la conduction de chaleur dans le sol comme (pour notre cas nous supposons que le transfert de chaleur est suivant l'axe des (x) ) [8, 22, 23]

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad (17)$$

Sachant que la diffusivité thermique est aussi donnée par :

$$\alpha = \frac{\lambda}{\rho C_p} \quad (18)$$

Le calcul de la variation de la température du sol a été fait en se basant sur les conditions aux limites suivantes :

➤ **Conditions initiales**

Il faut fournir au modèle numérique des conditions initiales qui représentent l'état du sol à l'instant où commence la simulation. Toute fois, ces conditions initiales ne constituent qu'une base de démarrage [24].

$$T(x, 0) = T_{\text{sol}}$$

➤ **Condition aux limites**

$$T(0, t) = T_{\text{air}}$$

$$T(\infty, t) = T_{\text{sol}}$$

### 3.2 Méthode des différences finies

La méthode des différences finies est basée sur l'approximation de dérivées de fonctions, considérées suffisamment régulières, sur un ensemble discret de points au moyen de quotients de deux différences. Introduites dans les équations différentielles, ces approximations permettent de créer des schémas numériques itératifs qui fournissent une approximation de la solution [25].

### 3.3 Discrétisation de l'équation de la chaleur 1D

La géométrie de l'échangeur air/sol a été discrétisée en domaine de calcul par des nœuds uniformes dans la coordonnée axiale, voir figure III.2. Les Nœuds dans les coordonnées de l'axe des (x) qui sont limités au domaine du sol ont un intervalle de  $\Delta x = 0,1$  cm et un intervalle suivant le temps de l'ordre de  $\Delta t = 0,15$  s, la figure III.3 illustre la discrétisation de ce domaine. Les nœuds sont étiquetés de  $i = 1$  à  $N$  où le premier nœud ( $i = 1$ ) est la surface extérieure du tube enterré et le dernier nœud ( $i = N = 50$ ) représente le nœud final loin du tube dans la discrétisation du domaine du sol [26].

L'équation différentielle (équations (1)) est discrétisée en utilisant la méthode des différences finies avec schéma implicite.

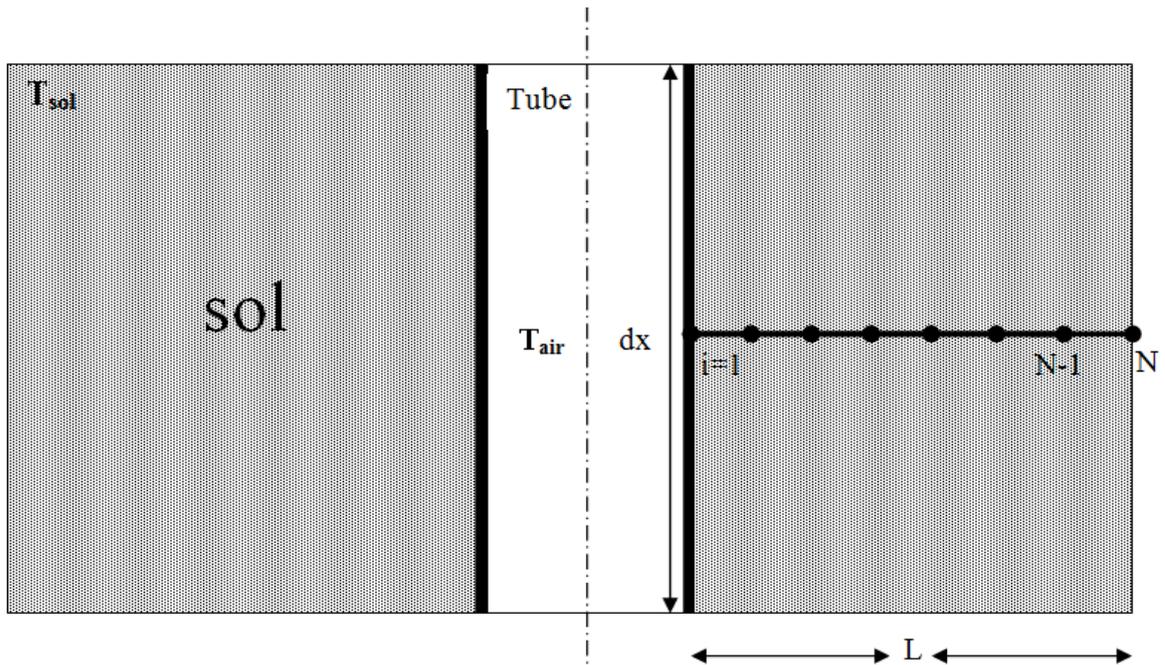


Figure 3.2. Schéma de domaine étudié

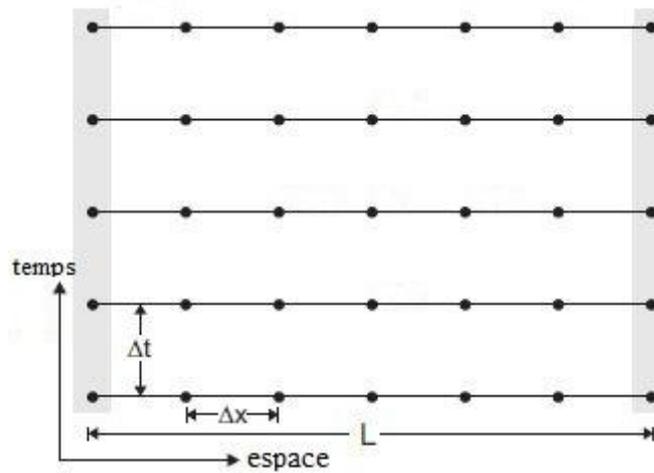


Figure 3.3. Maillage des différences finie

En utilisant une étape temporelle de  $\Delta t$ , et en appliquant le schéma de différence centrale Eq. (17) devient :

$$\left(\frac{\partial T}{\partial t}\right)_i^{n+1} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}\right)_i^{n+1} \quad (19)$$

Nous utilisons un schéma avant d'ordre 1 pour évaluer la dérivée temporelle et un schéma centré d'ordre 2 pour la dérivée seconde en espace

$$\left(\frac{\partial T}{\partial t}\right)_i^{n+1} = \frac{T_i^{n+1} - T_i^n}{\Delta t} \quad (20)$$

$$\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}\right)_i^{n+1} = \frac{T_{i+1}^{n+1} - 2T_i^{n+1} + T_{i-1}^{n+1}}{\partial x^2} \quad (21)$$

En posant  $\lambda = \alpha \frac{\partial T}{\partial x^2}$  .la température à l'itération  $n + 1$  est donnée par :

$$T_i^n = (1 + 2\lambda)T_i^{n+1} - \lambda(T_{i+1}^{n+1} + T_{i-1}^{n+1}) \quad (22)$$

On constate que les inconnues à l'itération  $n+1$  sont reliées entre elles par une relation implicite (d'où le nom de la méthode).

Appliquées les conditions initiales :

$$T_i^1 = (1 + 2\lambda)T_i^2 - \lambda(T_{i+1}^2 + T_{i-1}^2) = T_{sol} = 20^\circ\text{C} \quad (23)$$

- Fixer le temps

➤ pour  $n = 1$  et  $i$  variant de 1 à  $N-1$

$$i = 2 \quad T_2^1 = (1 + 2\lambda)T_2^2 - \lambda(T_3^2 + T_1^2) \quad (24)$$

$$i = 3 \quad T_3^1 = (1 + 2\lambda)T_3^2 - \lambda(T_4^2 + T_2^2) \quad (25)$$

·  
·

$$i = 49 \quad T_{49}^1 = (1 + 2\lambda)T_{49}^2 - \lambda(T_{50}^2 + T_{48}^2) \quad (26)$$

➤ Pour  $n = 2$  et  $i$  variant de 1 à  $N-1$

$$i = 2 \quad T_2^2 = (1 + 2\lambda)T_2^3 - \lambda(T_3^3 + T_1^3) \quad (27)$$

$$i = 3 \quad T_3^2 = (1 + 2\lambda)T_3^3 - \lambda(T_4^3 + T_2^3) \quad (28)$$

·  
·

$$i = 49 \quad T_{49}^2 = (1 + 2\lambda)T_{49}^3 - \lambda(T_{50}^3 + T_{48}^3) \quad (29)$$

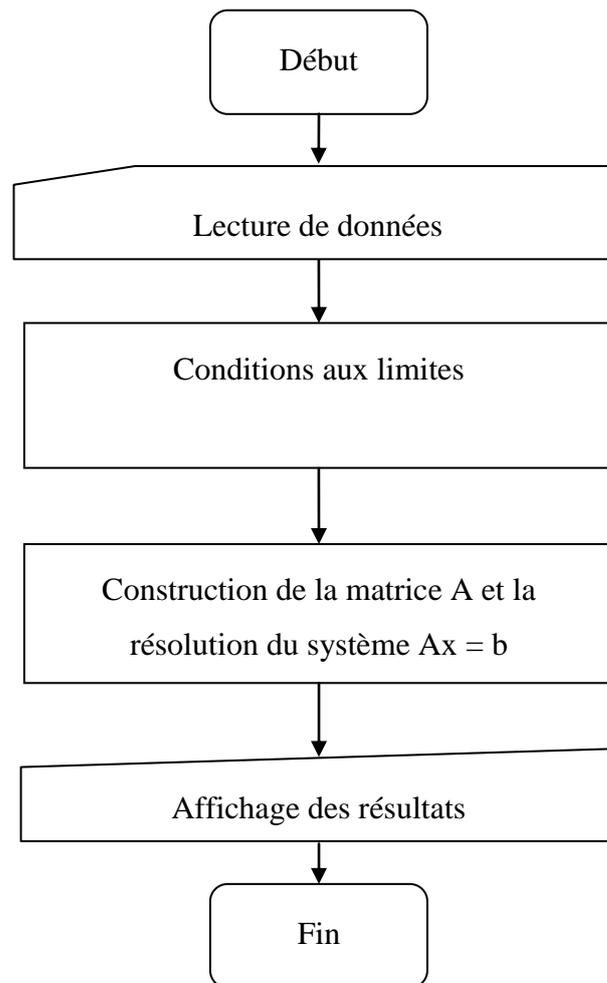
résultat final est de la forme  $Ax=b$

$$\begin{bmatrix} 1+2\lambda & -\lambda & 0 & \dots & \mathbf{0} \\ -\lambda & 1+2\lambda & -\lambda & \dots & 0 \\ \vdots & \ddots & \ddots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & -\lambda & 1+2\lambda & -\lambda \\ \mathbf{0} & 0 & 0 & -\lambda & 1+2\lambda \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ \vdots \\ T_{N-2} \\ T_{N-1} \end{bmatrix}^{n+1} = \begin{bmatrix} T_{sol} + \lambda T_{air} \\ T_2 \\ \vdots \\ T_{N-2} \\ T_{sol} + \lambda T_{sol} \end{bmatrix}^n$$

#### 5.4. Résolution numérique par la méthode de l'élimination de Gauss :

Nous avons utilisé la méthode de l'élimination de gauss pour la résolution numérique du système linéaire ci-dessus pour chaque boucle de temps. L'organigramme ci-dessous récapitule les différentes étapes de calcul du code numérique développé en langage Fortran.

#### 4 Organigramme de calcul



## **5 Conclusion**

Ce chapitre nous avons présenté la formulation mathématique et l'organigramme permettant la détermination de la température de l'air dans l'échangeur air/sol. La température du sol au voisinage du tube est déterminée numériquement par discrétisation de l'équation de la chaleur 1D en régime instationnaire notamment pour déterminer le rayon du sol perturbé en fonction de la durée de fonctionnement de l'échangeur. Les résultats seront exposés dans le prochain chapitre.

## Chapitre 4. Résultats et discussion

Nous exposons et discutons dans ce chapitre les résultats de la présente étude sous forme de champs de températures de l'air dans l'échangeur air/sol et de températures du sol au voisinage du tube. Nous commençons par la validation de des deux modèles (analytique et numérique) avec des résultats expérimentaux et théoriques obtenus de la littérature. Ainsi, nous présentons une discussion sur les principaux paramètres intervenant dans le dimensionnement des échangeurs (air/sol).

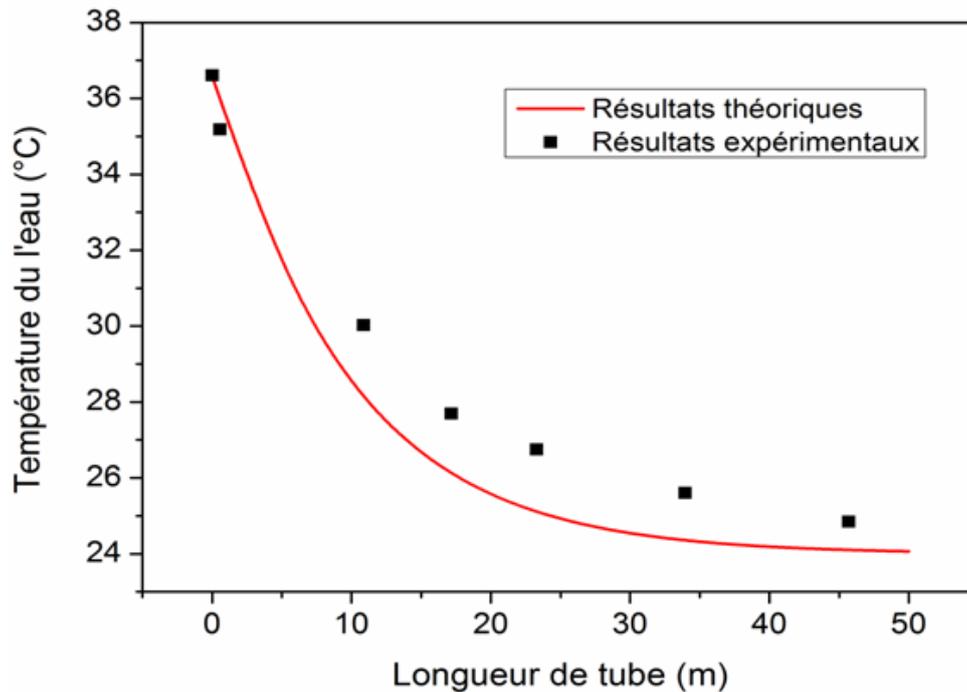
### 1 Validation du modèle de la température de l'air

Le modèle utilisé a été validé avec les résultats expérimentaux trouvés par Moumami et al. [2] à l'université de Biskra. Le tableau 1 illustre les paramètres utilisés dans la comparaison.

Afin de valider le procédé de calcul, nous avons fourni une simple comparaison entre les résultats de cette étude et de la littérature sur la figure 4.1. Les résultats de la comparaison montrent qu'un bon accord avait été trouvé entre les températures de l'air calculées par ce modèle avec ceux rapportés par N. MOUMMI et al. [2]. Les données utilisées dans les calculs sont prises des tableaux en fonction de la nature du matériau du conduit et la nature du sol du site de l'expérimentation.

**Tableau 4.1 :** Paramètres de l'échangeur de chaleur (air/sol) utilisé pour l'étude expérimentale dans le site de Biskra [17].

Nature de fluide		Air
Nature de la conduite		PVC
Conductivité du sol	(w. m <sup>-1</sup> . k <sup>-1</sup> )	1,5
Conductivité du tube	(w. m <sup>-1</sup> . k <sup>-1</sup> )	0,17
Longueur de l'échangeur air /sol	(m)	60
Diamètre interne	(mm)	110
Epaisseur	(mm)	3
Débit volumique	(m <sup>3</sup> /h)	130
Température d'entrée	(°C)	36,572
Température de sortie	(°C)	24



**Figure 4.1.** Comparaison entre le profil de température théorique et expérimentale

## 2 Validation de la température du sol

Pour vérifier la fiabilité du code de calcul du sol afin d'entamer l'étude numérique réalisée, on a comparé nos résultats par rapport à d'autres rencontrés dans la littérature, principalement avec les résultats expérimentaux effectués par Mathur et al.[5]. Le détail des Paramètres d'entrée pour la comparaison sont présentées dans les tableaux (4.2).

A partir les résultats de la figure 4.2, nous avons constaté qu'il y a un bon accord entre les résultats de Mathur et al. [5]. Avec le modèle théorique réalisé qui décrit l'évolution de la température du sol en fonction de la longueur de l'échangeur air/sol pour les différentes durées de fonctionnement (1h, 3h, 5h, 8h) (voir la figure (4.2)).

Le modèle a également été validé par rapport à l'étude numérique effectuée par Baraket et al. [8].

Tableau 4.3 donne les paramètres d'entrée détaillés au modèle analytique numérique et présent. Figure 4.3 montre qu'il existe un bon accord entre la température radiale du sol prédite par le modèle actuel avec les résultats numériques de (Barakat et al. 2016). On constate qu'après 12 heures de fonctionnement, le sol atteint la température initiale à une distance de 0.5 m de la surface du tube.

**Tableau 4.2.** Paramètres de l'échangeur de chaleur (air/sol) utilisé pour l'étude expérimentale [5].

Paramètres	valeurs	Paramètres	valeurs
<b>Échangeur enterrée (HDPE)</b>		<b>Sol</b>	
Diamètre extérieur (m)	0,103	Conductivité thermique ( $w. m^{-1}. k^{-1}$ )	0,52
Diamètre intérieur (m)	0,1	Capacité calorifique ( $J. kg^{-1}. k^{-1}$ )	568,75
Longueur (m)	60	Masse volumique ( $kg/m^3$ )	1600
Profondeur (m)	3		
	1		
Conductivité thermique ( $w. m^{-1}. k^{-1}$ )	0,476		
Capacité calorifique ( $J. kg^{-1}. k^{-1}$ )	2093		
Masse volumique ( $kg/m^3$ )	958		

**Tableau 4.3.** Paramètres d'entrée détaillés au modèle analytique numérique [8].

Capacité calorifique du sol ( $J/kg \text{ } ^\circ C$ )	1995,4
Conductivité thermique du sol ( $W/m \text{ } ^\circ C$ )	1,74
Masse volumique du sol ( $kg/m^3$ )	1868
Temperature a la surface de tube ( $^\circ C$ )	40
Température du sol ( $^\circ C$ )	25
Temps (h)	12
Diamètre [m]	0,3

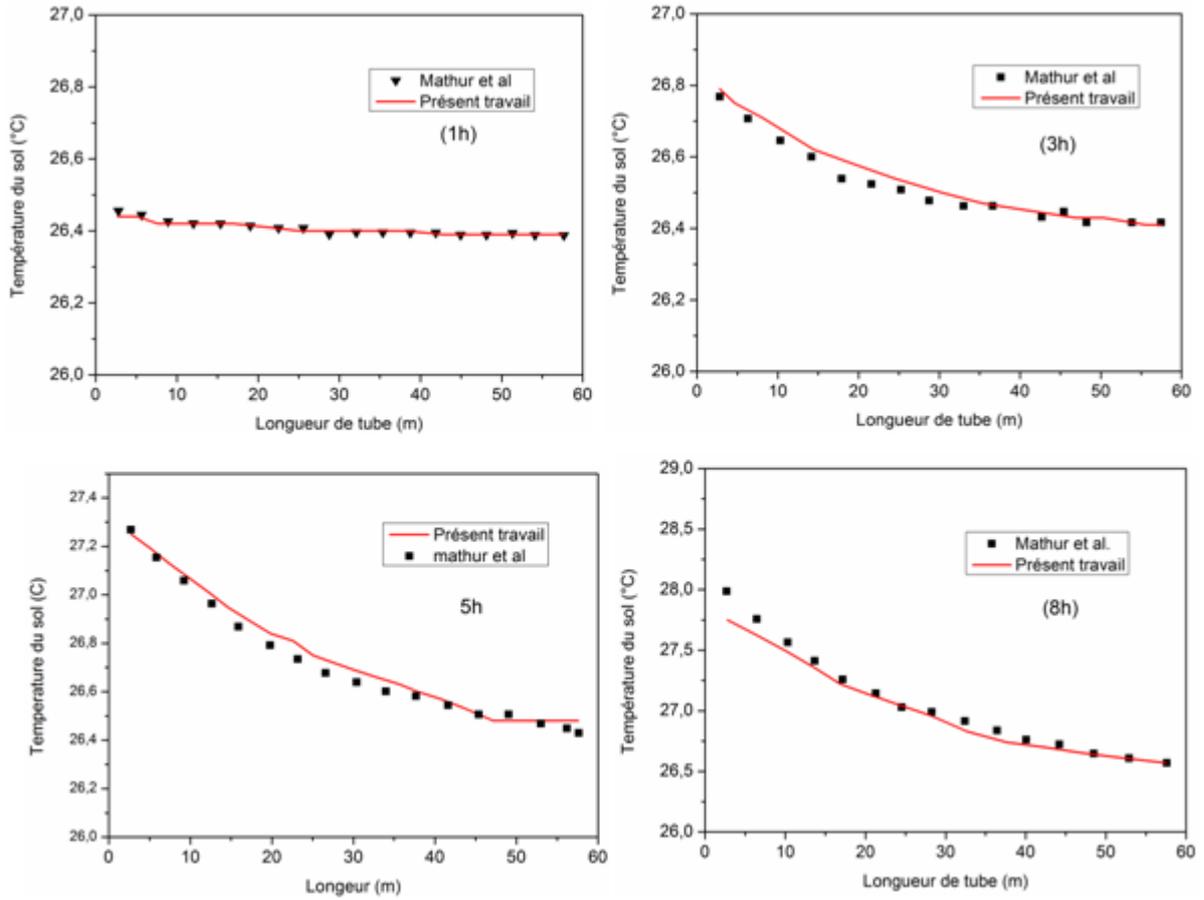


Figure 4.2. Comparaison entre les résultats de température du sol théorique et expérimentale

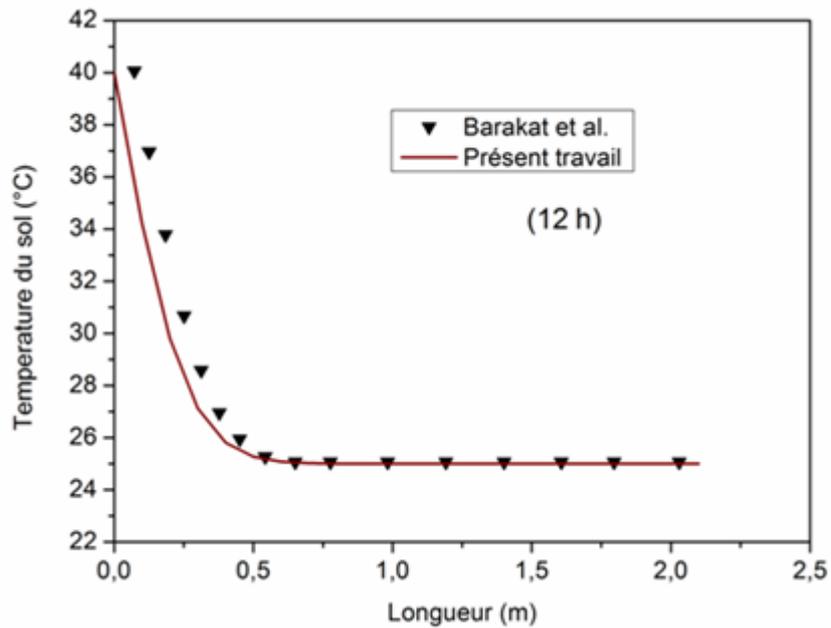
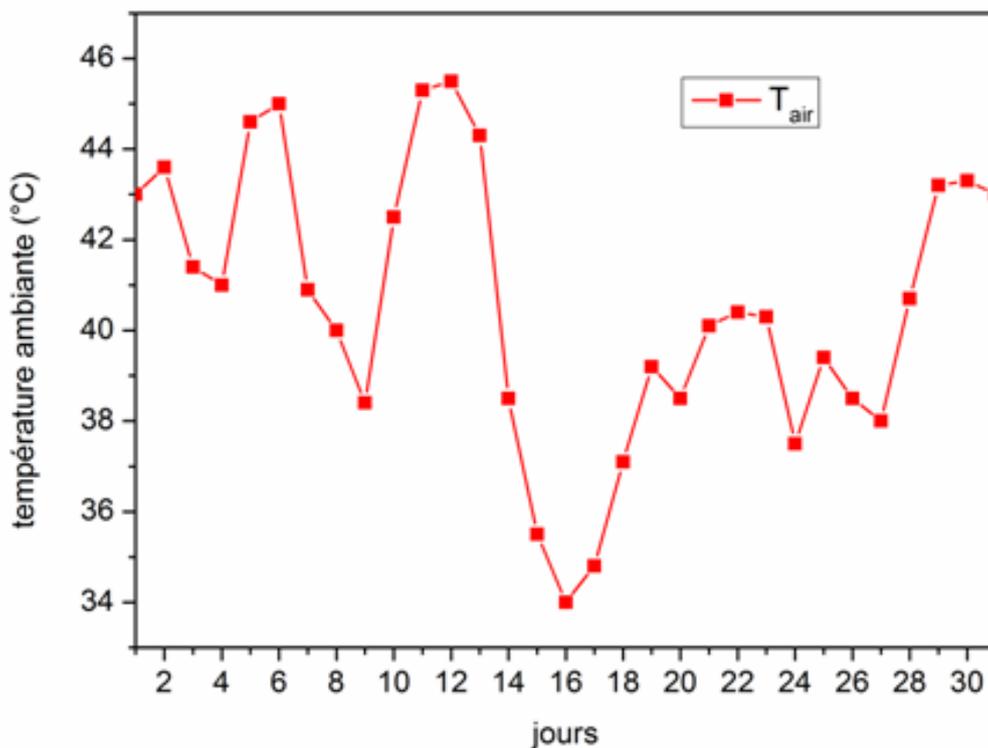


Figure 4.3. Comparaison entre les résultats de température du sol numérique.

### 3 Etude paramétrique

Pour obtenir les différents paramètres de l'échangeur de chaleur qui est utilisée comme un refroidisseur dans la région de Biskra, on a choisi le jour le plus chaud de l'année **2016**.

A partir des données météorologiques de la température maximale durant l'année **2016** nous concluons que le jour **12 juillet** est le jour le plus chaud de l'année **2016** avec une température de 45°C comme le montre la figure 4.4 [27]. Pour cela, dans la suite de cette section nous avons appliqué cette valeur de température comme une température d'entrée d'air à notre échangeur géothermique.



**Figure 4.4.** l'évolution de la température ambiante (mois de juillet Biskra 2016) [27].

Les courbes représentées ci-dessous ont été calculées pour les données suivantes :

#### 3.1 Données de l'échangeur

- Durée de fonctionnement (24 heures fonctionnement continue)
- Diamètre intérieur des tubes : 0,110 m
- Epaisseur des tubes : 0,003 m
- Diamètre extérieur des tubes : 0,116 (m)
- Capacité calorifique d'air : 1005 (J. kg<sup>-1</sup>. k<sup>-1</sup>)

- Capacité calorifique de sol :  $1340 \text{ (J. kg}^{-1}. \text{K}^{-1})$
- Masse volumique d'air :  $1,2 \text{ (kg/m}^3)$
- Masse volumique du sol :  $1800 \text{ (kg/m}^3)$
- Viscosité cinématique :  $1,15 \times 10^{-5}$
- Conductivité thermique des tubes :  $0,17 \text{ (W/m.K)}$
- Conductivité thermique de sol :  $1,5 \text{ (W/m.K)}$
- Conductivité thermique d'air :  $0,025 \text{ (W/m.K)}$
- Longueur de l'échangeur air /sol :  $50 \text{ (m)}$
- Température d'entrée d'air :  $45 \text{ (}^\circ\text{C)}$
- Température du sol :  $20 \text{ (}^\circ\text{C)}$
- Débit d'air :  $130 \text{ (m}^3/\text{h)}$
- Profondeur d'enfouissement :  $3 \text{ (m)}$

### **3.2 Analyse des paramètres intervenant dans le dimensionnement d'un échangeur (air/sol).**

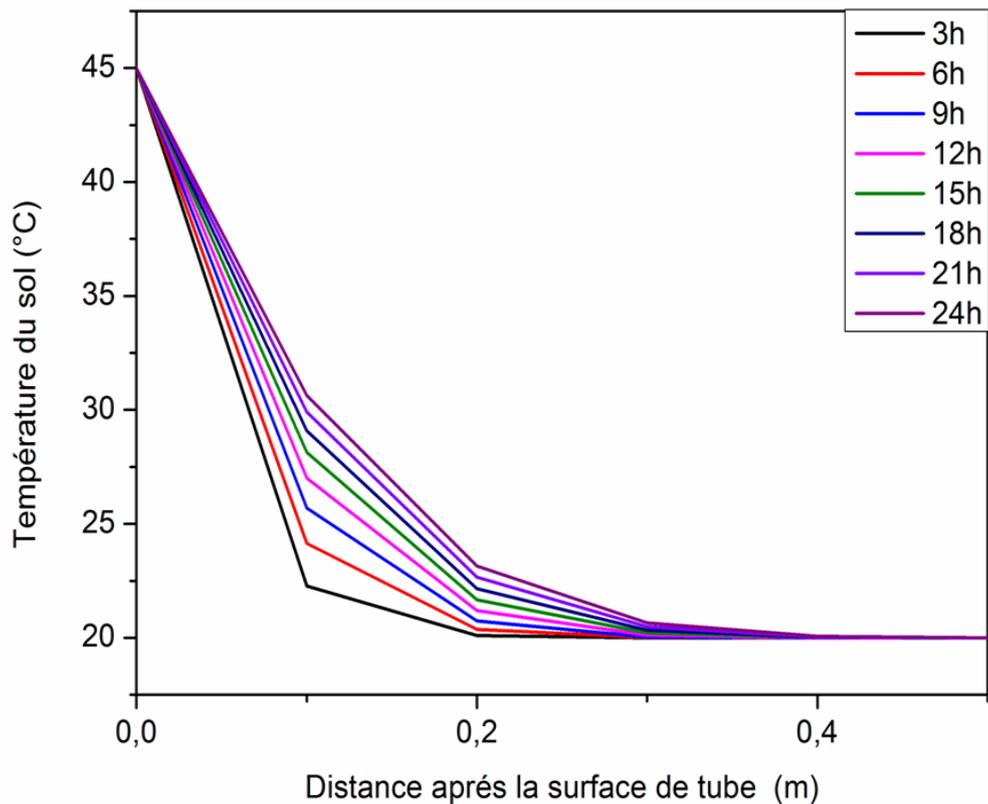
Partant du principe de fonctionnement d'un échangeur air/sol et des éléments constitutifs, on a pu mettre en évidence plusieurs paramètres qui interviennent directement ou indirectement dans les performances d'un tel système pour le rafraîchissement de l'air dans le domaine du bâtiment. Les principaux paramètres intervenant dans le dimensionnement de l'échangeur (air/sol) :

- ✓ durée de fonctionnement.
- ✓ conductivité thermique du sol.
- ✓ conductivité thermique de tube enterré.
- ✓ Température du sol.
- ✓ Les paramètres géométriques de l'échangeur (diamètre du tube échangeur et la longueur totale de l'échangeur enterré).
- ✓ Le régime d'écoulement laminaire ou turbulent ? Autrement il s'agit de contrôler le débit de l'air injecté dans l'échangeur.

La figure 4.5 représente la variation de la température du sol à l'entrée de l'échangeur (les deux premiers mètres) pour une température d'entrée d'air constante égale à  $45^\circ\text{C}$  en mode de fonctionnement continu pendant 24 heures.

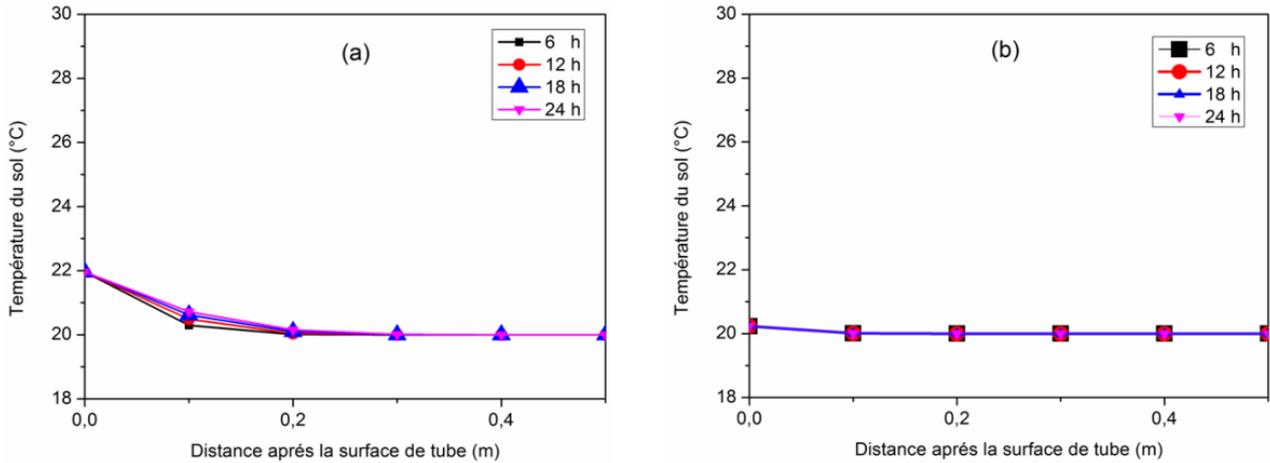
Les graphes de la figure 4.5 montrent clairement l'influence de la mode de fonctionnement continue de l'échangeur air/sol sur la température du sol, on remarque que la température du sol diminue et revient à la température initiale du sol 20°C à une distance maximale à partir de tube de l'échangeur est égale (0,42 m).

D'après la figure ci-dessous on peut définir le rayon du sol perturbé (42 cm) qui va être utilisé dans le dimensionnement de l'échangeur air/sol typique à la région de Biskra. Ainsi, cette figure nous a permis également de connaître la distance minimale entre les tubes de l'échangeur (84 cm).



**Figure 4.5.** Variation de la température du sol entourant l'entrée de l'échangeur en fonction du temps.

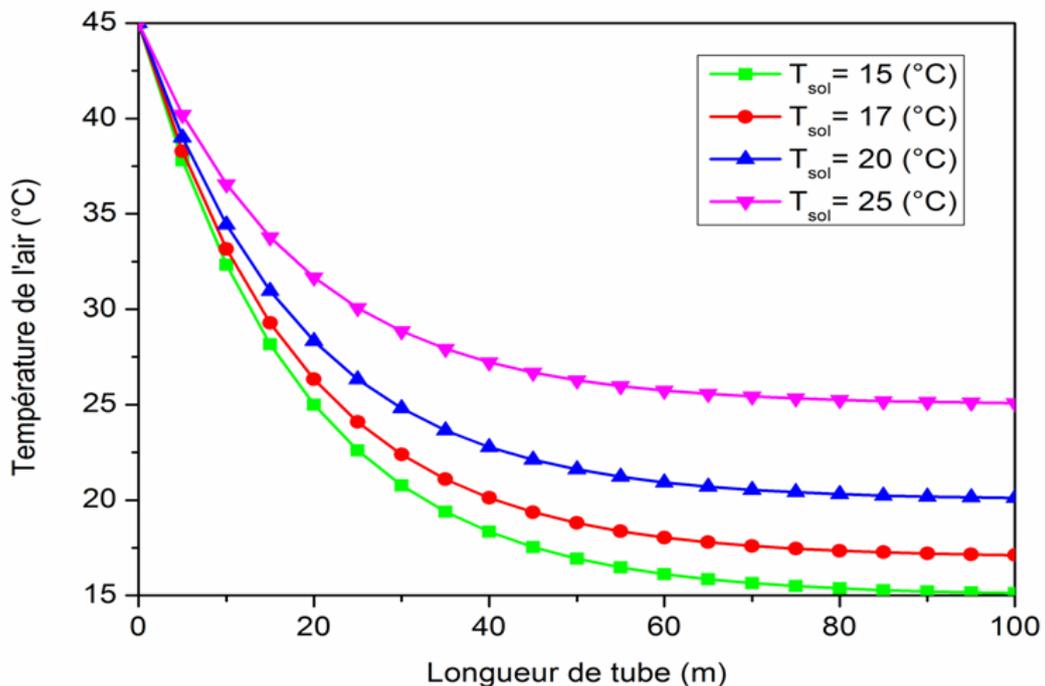
En comparant avec la figure 4.5 on observe que le rayon du sol dans la figure 4.6 (a et b) diminue à cause de la diminution de température de l'air à l'intérieur de l'échange.



**Figure 4.6.** Variation de la température du sol entourant de l'échangeur en fonction du temps, a) au milieu de l'échangeur (25 mètre) ; b) à la sortie de l'échangeur (50 mètres)

### 3.2.1 Influence de température du sol sur la température de l'air

La figure 4.7 montre que la température de l'air est influée par la température du sol, quand la température du sol diminue proportionnellement avec la profondeur, la température de l'air diminue aussi.



**Figure 4.7.** Variation de la température de sortie en fonction de la longueur du tube pour différentes température du sol.

### 3.2.2 Effet de la matière de construction du tube de l'échangeur air/sol :

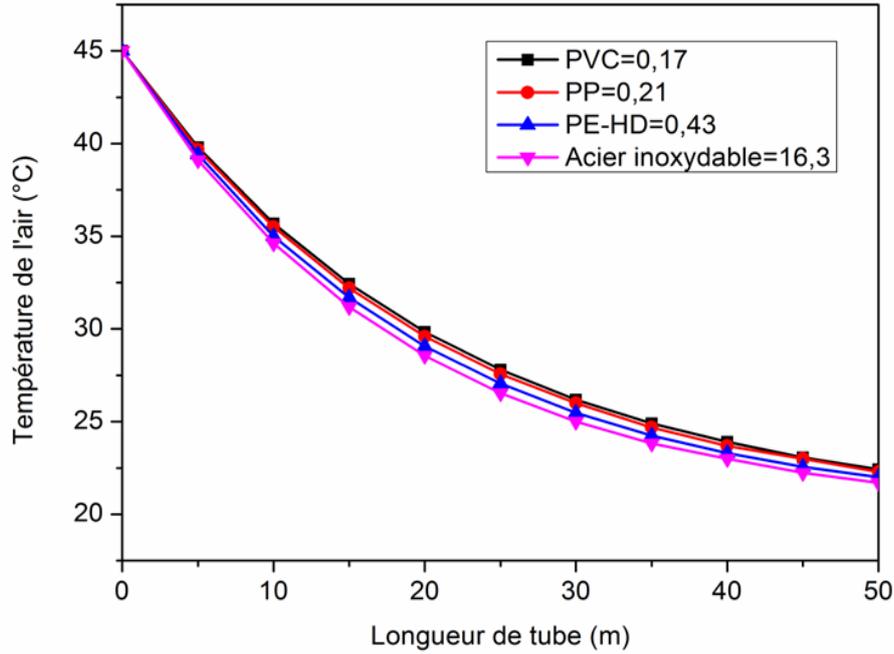
Pour voir l'effet des matières de construction les plus fréquemment utilisés dans le rafraîchissement par les échangeurs enterrés, on a essayé de voir le comportement thermique de trois types de matériaux, le PVC haute pression, le PHD (polyéthylène haute densité) et l'aluminium. La figure 4.8 montre l'évolution de la température de l'air en fonction de la longueur, dans le cas d'un sol limon argileux, en présence d'un échangeur d'une longueur de 50 m, enterré à une profondeur de 03 m, dont le débit d'air injecté à l'entrée de l'échangeur est égale à 130 m<sup>3</sup>/h.

L'analyse des courbes de la figure 4.8 montre que la conductivité thermique du matériau est un paramètre important qui affecte la qualité du transfert thermique entre le sol et la paroi du tube enterré.

Cependant, dans les applications pratiques, les constructeurs préfèrent le PVC haute pression en raison de ces nombreux avantages, en particulier son faible coût de réalisation et sa résistance à la corrosion en présence des sols humides. D'autre part, malgré sa faible conductivité thermique, l'écart de température en fonction de la longueur de l'échangeur pour atteindre la température du sol n'est pas très importante par rapport aux matériaux métalliques qui sont de bons conducteurs, mais qui présentent un handicap vis-à-vis de la résistance à la corrosion [17].

**Tableau 4.4 :** La conductivité thermique pour différents types de conduite [17].

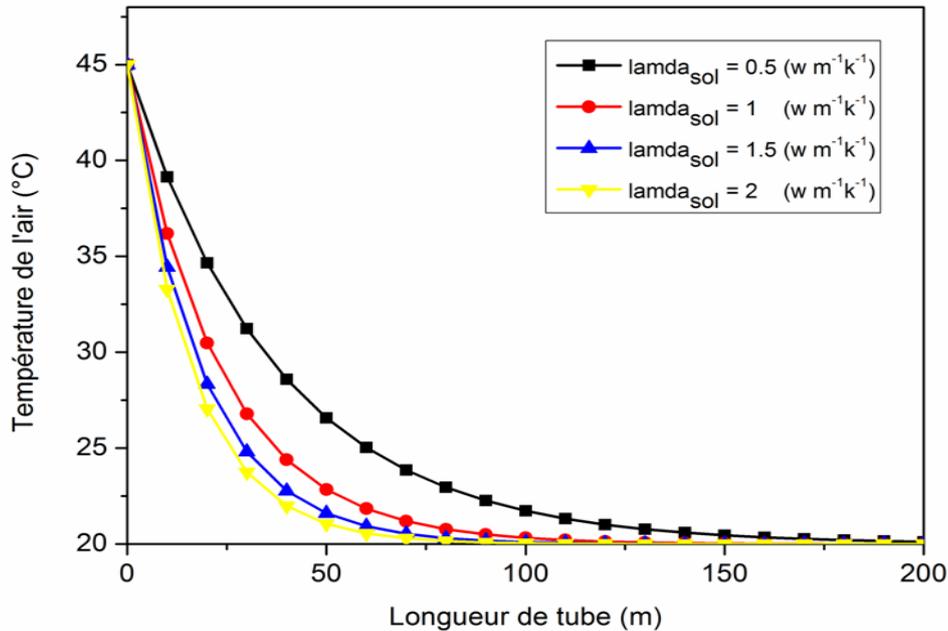
Type	La conduite	Conductivité thermique (W .m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )
Synthétique	Le polychlorure de vinyle (PVC)	0,17
	Le polypropylène (PP)	0,21
	Le polyéthylène haute densité (PE-HD)	0,43
Métallique	Acier inoxydable	16,3



**Figure 4.8.** Variation de la température de sortie en fonction de la longueur du tube pour différentes conductivités thermiques de tube.

### 3.2.3 Effet de la conductivité du sol sur l'échangeur air/sol

La figure 4.9 montre que la température de l'air est influée par la conductivité du sol, quand la conductivité du sol augmente proportionnellement avec la nature du sol, la température de l'air diminue.

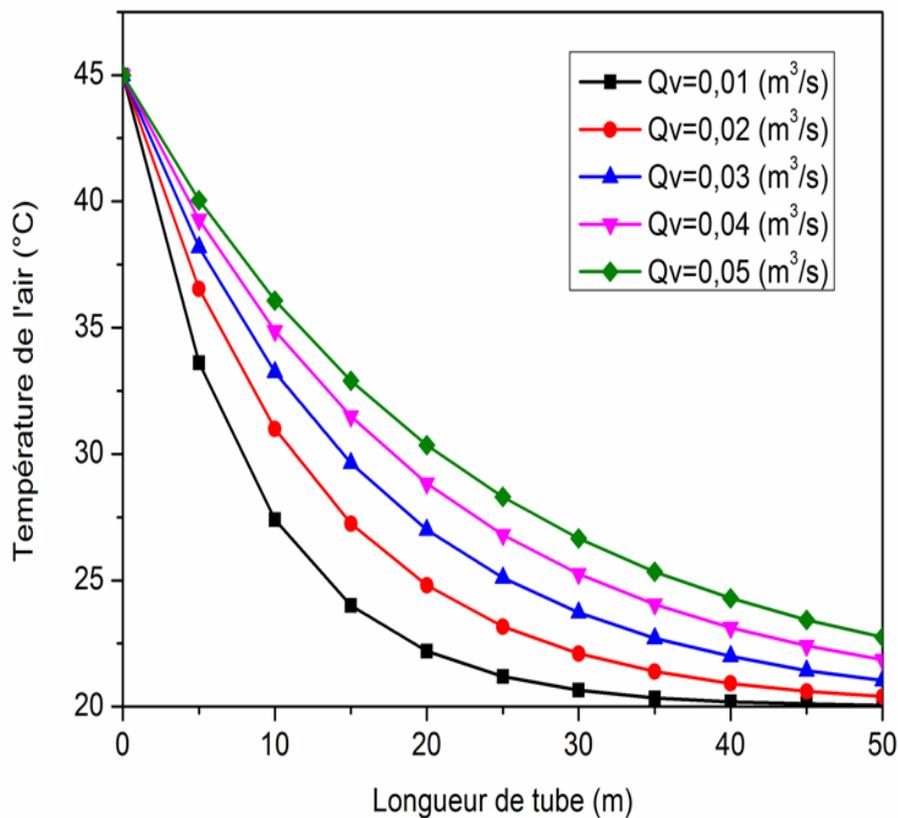


**Figure 4.9.** Variation de la température de sortie en fonction de la longueur du tube pour différentes conductivités thermiques du sol.

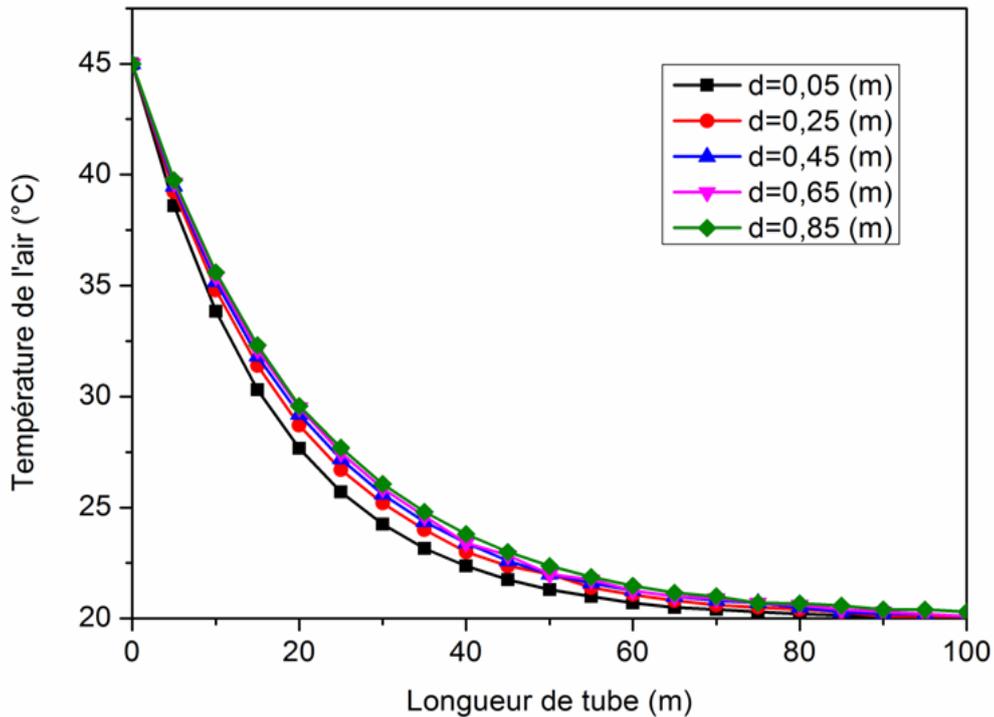
### 3.2.4 Effet du débit d'air et le diamètre sur l'échangeur air/sol

Le débit d'air soufflé est un paramètre essentiel qui permet de basculer du régime laminaire au régime turbulent. Car il est important dans les applications pratiques pour obtenir un écoulement agité au sein de la veine d'air dynamique du conduit de l'échangeur (air/sol), afin d'optimiser la qualité de transfert thermique entre l'air acheminé et les parois du tube en contact avec le sol.

Les figures 4.10 et 4.11 représentent l'évolution de la température de l'air théorique d'après le modèle mathématique eq.(3.15) en fonction de la longueur de l'échangeur (air/sol) pour différents débits d'air injecté (0,01 0,02 0,03 0,04 et 0,05 m<sup>3</sup>/s) et différentes diamètres intérieur de tube (0,05 0,25 0,45 0,65 et 0,85 (m)). On remarque que la température de l'air décroît de l'entrée de l'échangeur jusqu'à la sortie.



**Figure 4.10.** Variation de la température de sortie en fonction de la longueur du tube pour différent débits.



**Figure 4.11.** Variation de la température de sortie en fonction de la longueur du tube pour différents diamètres.

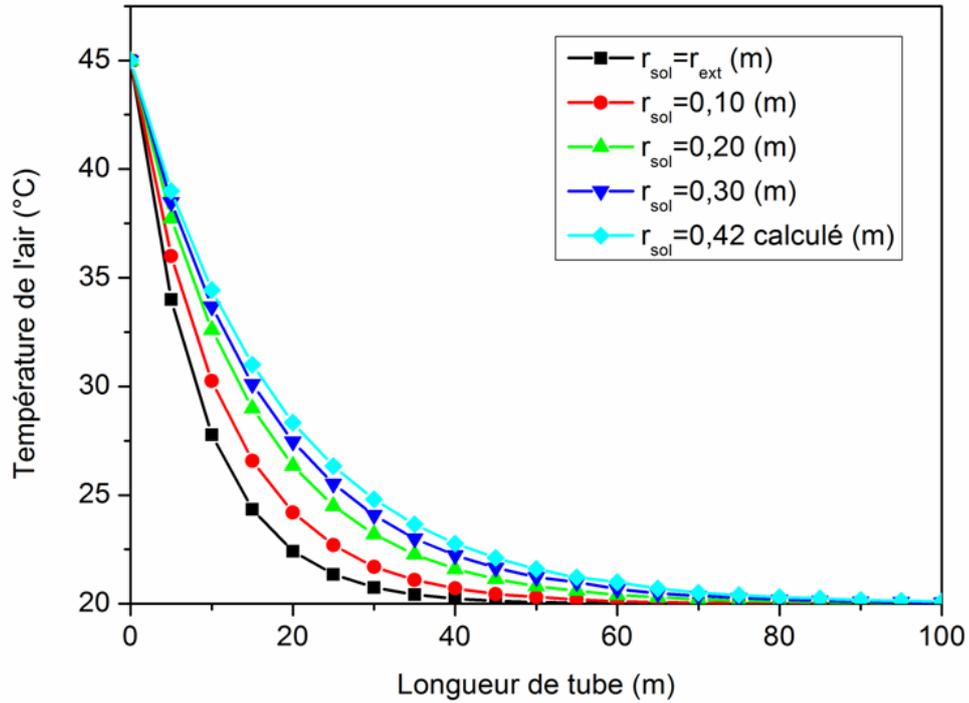
### 3.2.5 Influence de rayon du sol (rayon adiabatique) sur la température de l'air

Rayon du sol : c'est le premier rayon thermique loin de l'échangeur qui change par l'influence de la circulation de l'air dans l'échangeur, ce qui montre que l'utilisation continue de ce type des échangeurs provoque la saturation du sol pendant certaine durée défini.

La figure 4.12 représente la variation de la température de l'air tout le long de l'échangeur en fonction des différents rayons du sol. On remarque que la température de l'air ainsi que la longueur du tube augmentent avec l'augmentation du rayon du sol, à cause de l'accroissement de la résistance du sol avec l'augmentation du rayon du sol.

Le tableau. (4.2) montre que La résistance du sol croit avec l'accroissement du rayon de sol.

En analysant les résultats affichés sur la figure 4.12 et le tableau 4.5, Il est évident de conclure que pour obtenir de meilleures performances, il est important d'utiliser le sol avec la conductivité thermique la plus maximale possible, en outre qui permet d'assurer une résistance thermique minimale entre le sol et l'air à travers l'échangeur (air/sol).



**Figure 4.12.** Variation de la température de sortie en fonction de la longueur du tube pour différents rayons du sol.

**Tableau 4.5 :** La résistance du sol en fonction de diamètre de l'échangeur pour différents types du sol.

Sol limon argileux-sableux	
Le rayon (m)	La résistance thermique du sol (w. k. w <sup>-1</sup> )
$r_{ext}$	0
0,10	0,513
0,20	1,166
0,30	1,548
0,42	1,684

## **4 Conclusion**

Pour valider les des deux modèles (analytique et numérique) présentée dans le troisième chapitre, nous avons procédé à une comparaison avec des résultats obtenus de la littérature. Il a été conclu que les deux modèles développés, en l'occurrence le modèle analytique de l'écoulement de l'air et le modèle numérique de la distribution de la température du sol, montrent un bon accord avec les résultats obtenus de la littérature. Ainsi, l'étude paramétrique a permis d'établir que le fonctionnement continu et les propriétés thermo-physiques du tube et du sol influent directement sur les performances de l'échangeur air/sol.

# Conclusion

Les échangeurs enterrés air/sol sont de nos jours considérés comme une des systèmes performants destinés pour le rafraîchissement de l'air en été et le réchauffement en hiver. L'objectif du présent travail est d'étudier les performances thermiques d'un échangeur air/sol par une étude analytique de l'écoulement de l'air à l'intérieur d'un échangeur de rafraîchissement ; et le développement d'un modèle numérique donnant la variation de la température du sol autour du tube pour un fonctionnement continu de l'échangeur.

Il a été montré qu'en comparant avec les autres techniques conventionnelles, très gourmands d'électricité souvent d'origine fossile, la géothermie est une énergie nouvelle et renouvelable permettant de faire fonctionner des systèmes de rafraîchissement en été et de chauffage en hiver avec une basse consommation d'énergie. Il a été montré également que cette technique n'est pas encore adoptée dans notre pays notamment à l'échelle commerciale.

La revue bibliographique synthétisant les études antérieures traitant les échangeurs de chaleur air/sol a montré que les principaux paramètres qui influent sur les performances de ces échangeurs sont : les propriétés thermo-physiques (conductivité thermique et diffusivité thermique), géométriques (longueur et diamètre des tubes) et la durée de fonctionnement de l'échangeur.

Dans le présent travail, un modèle analytique décrivant le comportement de la température de l'air le long de l'échangeur air/sol a été développé et validé par comparaison avec les résultats de l'installation expérimentale de Moumni et al. [2]. Pour comprendre la dynamique thermique du sol autour du tube, nous avons développé un modèle numérique en discrétisant l'équation de chaleur 1D instationnaire par la méthode de différence finie. Le langage Fortran a été utilisé pour résoudre numériquement le système d'équations linéaires ainsi obtenu. Les résultats de cette simulation numérique ont été validés avec les résultats expérimentaux de Mathur et al. [5] et les résultats numériques de Baraket et al. [8]. Ainsi, cette étude a permis d'estimer le rayon du sol perturbé ce qui a permis d'avoir la distance minimale entre les tubes de l'échangeur. De plus, l'étude paramétrique a permis d'établir que le fonctionnement continu et les propriétés thermo-physiques du tube et du sol influent directement sur les performances de l'échangeur air/sol.

# Références bibliographiques

- [1] A. Rouag, "Contribution à l'étude du transfert thermique dans les échangeurs de chaleur des machines frigorifiques à adsorption", Thèse de doctorat, Université de Biskra, 2017.
- [2] N. Moummi, H. Benfatah, N. Hatraf, A. Moummi and S. Youcef-Ali, "Le rafraîchissement par la géothermie: étude théorique et expérimentale dans le site de Biskra", *Revue des Energies Renouvelables*, vol. 13 pp. 399-406, 2014.
- [3] O. Ozgener, L. Ozgener and D. Y. Goswami, "Experimental prediction of total thermal resistance of a closed loop EAHE for greenhouse cooling system", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 38 6, pp. 711-716, 2011.
- [4] Y. Belloufi, A. Brima, R. Atmani, N. Moummi and F. Aissaoui, "Theoretical and experimental study of air refresh by a geothermal heat exchanger air/ground", *LARHYSS Journal* ISSN 1112-3680, vol. 25, pp. 121-137, 2016.
- [5] A. Mathur, A. K. Surana, P. Verma, S. Mathur, G. Agrawal and J. Mathur, "Investigation of soil thermal saturation and recovery under intermittent and continuous operation of EATHE", *Energy and Buildings*, vol. 109 pp. 291-303, 2015.
- [6] A. Mathur, A. K. Surana and S. Mathur, "Numerical investigation of the performance and soil temperature recovery of an EATHE system under intermittent operations", *Renewable Energy*, vol. 95 pp. 510-521, 2016.
- [7] A. Mathur, A. Srivastava, G. Agrawal, S. Mathur and J. Mathur, "CFD analysis of EATHE system under transient conditions for intermittent operation", *Energy and Buildings*, vol. 87 pp. 37-44, 2015.
- [8] S. Barakat, A. Ramzy, A. Hamed and S. El Emam, "Enhancement of gas turbine power output using earth to air heat exchanger (EAHE) cooling system", *Energy Conversion and Management*, vol. 111 pp. 137-146, 2016.
- [9] 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.

- [10] M. Philippe, M. Bernier and D. Marchio, "Validity ranges of three analytical solutions to heat transfer in the vicinity of single boreholes", *Geothermics*, vol. 38 4, pp. 407-413, 2009. <https://doi.org/10.1016/j.geothermics.2009.07.002>:
- [11] A. Trombe and L. Serres, "Air-earth exchanger study in real site experimentation and simulation", *Energy and Buildings*, vol. 21 2, pp. 155-162, 1994.
- [12] H. Benfateh, "Etude du Rafraîchissement par la Géothermie, Application à l'Habitat", Mémoire de Magister Université de Biskra pp.98, 2009.
- [13] [http://www.xpair.com/lexique/definition/principe\\_fonctionnement\\_geothermie.htm](http://www.xpair.com/lexique/definition/principe_fonctionnement_geothermie.htm), consulter le 02/04/2017.
- [14] [https://pompe-a-chaueur.ooreka.fr/comprendre/pompe\\_a\\_chaleur\\_geothermie](https://pompe-a-chaueur.ooreka.fr/comprendre/pompe_a_chaleur_geothermie), consulter le 05/04/2017.
- [15] Y. Belloufi, "Modélisation d'un échangeur air/sol dont le but de rafraichissement des locaux", Mémoire de master, Université de Biskra, pp.67, 2012.
- [16] D. Bartolomeu, "Performances d'un Echangeur Thermique de Type Air-Sol'", *ITP Romillé*, vol. pp. 2005.
- [17] I. Chemlal, "Etude d'un échangeur de chaleur (Eau-Sol) enterré destiné au rafraichissement de l'air", Mémoire de master, Université de Biskra, pp. 80, 2016.
- [18] Y. Ahmouda, "Etude numérique des phénomènes d'écoulement et d'échanges thermiques dans un échangeur air/sol enterré de forme U", Mémoire de magister, Université de Biskra, 138, 2014.
- [19] M. Benhammou and B. Draoui, "Modélisation de la température en profondeur du sol pour la région d'Adrar-Effet de la nature du sol", *Revue des Energies Renouvelables*, vol. 14 2, pp. 219-228, 2011.
- [20] D. Amitrano, "Eléments de dimensionnement d'un échangeur Air/Sol, dit Puits Canadien", Université J", Fourier, Grenoble, vol. pp. 1-13, 2006.
- [21] S. E. Aad, "Dimensionnement d'un échangeur air/sol enterré destiné au rafraichissement de l'air", Mémoire de master, Université de Biskra, pp.68, 2015.
- [22] R. Al-Khoury, "Computational modeling of shallow geothermal systems", CRC Press, 2011.
- [23] M. N. Ozisik, "Heat conduction", John Wiley & Sons, 1993.

## Références bibliographiques

- [24] N. Belkaid, "Simulation numérique des transferts thermiques et massiques dans un sol non saturé", thèse de magister, Département de génie mécanique, Université Mouloud Maameri de Tizi Ouzou, pp.88, 2011.
- [25] C. Vanhille, A. Lavie and C. Campos-Pozuelo, "Modélisation numérique en mécanique", La voisier: 2007.
- [26] X. Liu, Y. Xiao, K. Inthavong and J. Tu, "A fast and simple numerical model for a deeply buried underground tunnel in heating and cooling applications", Applied Thermal Engineering, vol. 62 2, pp. 545-552, 2014.
- [27] <http://www.infoclimat.fr/climatologie-mensuelle/60525/juillet/2016/biskra.html>, consulter le 15/04/2017.

## دراسة تحويل الحرارة في مبادل حراري هواء/تربة

### ملخص

في أعماق معينة تعتبر الأرض مخزون كبير للطاقة، تحافظ على درجة حرارة ثابتة رغم التغيرات التي تحصل في سطح الأرض. ومن أجل استغلال هذه الطاقة يمكن استعمال مبادل حرارة (هواء / تربة) من أجل التبريد و التسخين. الهدف من هذه المذكرة هو دراسة أداء المبادلات الحرارية للمبادل (هواء / تربة) من خلال دراسة تحليلية لتدفق الهواء داخل المبادل. ووضع نموذج رقمي لإعطاء الاختلاف في درجة حرارة الأرض المحيطة بالأنبوب من أجل عمل بشكل مستمر للمبادل. بعد التحقق من كلا النموذجين، و قمنا بتقدير نصف قطر الأرض المضطربة. وقد سمح هذا بمعرفة المسافة الأدنى بين أنابيب المبادل. وبالإضافة إلى ذلك، فقد أظهرت الدراسة الحدودية أن العمل المستمر و الخصائص الفيزيائية للأنابيب و التربة تؤثر بشكل مباشرة على أداء المبادل هواء/أرض.

**الكلمات المفتاحية** : مبادل حراري (هواء/أرض)، التبريد، الطاقة الحرارية الأرضية، قطر التربة.

### Résumé

A partir de certaines profondeurs, la terre peut être considérée comme une grande réserve de l'énergie pour maintenir une température constante malgré les changements qui se produisent dans la surface. Afin d'exploiter ceci, on utilise souvent des échangeurs de chaleur géothermique air/sol pour le refroidissement et/ou le chauffage. L'objectif de cette mémoire de master est d'étudier les performances thermiques d'un échangeur air/sol par une étude analytique de l'écoulement de l'air à l'intérieur d'un échangeur de rafraichissement ; et le développement d'un modèle numérique donnant la variation de la température du sol autour du tube pour un fonctionnement continu de l'échangeur. Après la validation des deux modèles, une démarche claire a été exposée pour estimer le rayon du sol perturbé. Ceci a permis d'avoir la distance minimale entre les tubes de l'échangeur. De plus, l'étude paramétrique a permis d'établir que le fonctionnement continu et les propriétés thermo-physiques du tube et du sol influent directement sur les performances de l'échangeur air/sol.

**Mots-clés** : échangeur de chaleur (air/sol), rafraichissement, géothermie, rayon du sol.