REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEURE

ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE ELHADJ LAKHDAR

BATNA

FACULTE DES SCIENCES

DEPARTEMENT des SCIENCES de la MATIERE

MEMOIRE

Pour l'obtention du diplôme

MAGISTER EN PHYSIQUE

Option : Physique Energétique

Par :
CHEBANA Abdelbasset

THEME

Contribution à l'étude de la convection forcée à l'intérieur d'un échangeur en « U » à usage géothermique

Soutenu devant le jury :

Dr. S. BOUGOUL	Président	Pr	Université BATNA
Dr. A.BRIMA	Rapporteur	Pr	Université BISKRA
Dr. K.MASMOUDI	Examinateur	M.C.A	Université BATNA
Dr. N.MOUMMI	Examinateur	Pr	Université BISKRA

2015-2016

REMERCIMENTS

Avant tout je remercie dieu qui m'a donné le pouvoir pour terminer ce modeste travail

*Je tiens à remercier considérablement mon encadreur « **Pr. BRIMA Abdelhafid** » pour l'encadrement, l'aide est ses précieux conseils, mais également pour ses encouragements jusqu'au termine la réalisation de ce présent mémoire.*

Mes vifs remerciements vont également aux membres du jury :

*Monsieur **S.BOUGOUL** Professeur à la faculté des sciences, département des sciences de la matière université Elhadj Lakhdar Batna.*

*Monsieur **K.MASMOUDI** maitre de confiances au département d'agronomie, faculté des sciences université Elhadj Lakhdar Batna*

*Monsieur **N.MOUMMI** Professeur au département de mécanique, faculté des sciences et de la technologie université Mohamed Khider Biskra.*

Pour l'honneur qu'ils me font pour examiner ce modeste travail

En fin Je remercie tous les amis qui m'ont aide de prie et de loin.

Dédicace

A ma mère et ma famille

A mes enseignants

A mes collègues et mes amis

.....je dédie ce travail.

CHEBANA Abdel basset

Sommaire

Remerciements

Nomenclature

Liste des figures

Liste des tableaux

Introduction générale 1
Chapitre I : Etat de l'art sur les échangeurs géothermiques
I- Introduction..... 3
I-2. Mode de captage..... 3
I-2.1. Captage horizontal..... 3
I-2.2. Captage vertical…… 4
I-2.3. Captage sur nappe d'eau souterraine 5
I-2.4. Puits Canadien..... 5
I-3. Etat de l'art sur les échangeurs géothermiques..... 6
I-3.1. Modèle de Hollmuller 6
I-3.2. Modèle de Stéphane THIERS..... 7
I-3.3. Evaluation d'un système tunnel air/terre pour rafraîchissement /chauffage d'un complexe hôpital 8
I-3.3.a. Description du système..... 8
I-3.4. Modèle David Amitrano 9
I-3.4.a. Modélisation de la température en profondeur dans le sol..... 9
I-3.4.b. Résultats obtenus..... 9
I-3.5. Performances d'un échangeur thermique de type air/sol..... 11
I-3.6. Travaux expérimentaux et des essais réalisés au site de l'Université Biskra..... 13
I-3.7. Paramètres principaux d'optimiser le puits Canadien 15
I-3.7.b. Débit dans les canalisations 15
I-3.7.b. Longueur des canalisations 15
I-3.7.c. Diamètre des canalisations 15
I-3.7.e. Distance entre canalisations 16
I-3.7.f. Profondeur d'enfouissement des canalisations..... 16
I-3.7.g. Qualité du sol et le taux d'humidité 16
I-3.7.h. Autres paramètres 17
I-4. Conclusion du chapitre 17

Chapitre II : Formulation mathématique du problème

II Introduction..... 18
II-1. Position du problème et mise en équations..... 18
II-2. Formulation mathématique..... 19
II-2.1. Etude de la distribution de la température dans le sol..... 19
II-2.2. Traitement du phénomène dynamique et thermique à l'intérieur de l'échangeur géothermique..... 24
II-2.2.a Partie dynamique du problème 24
II-2.2.a1 Tronçon vertical..... 25
II-2.2.a2 Tronçon horizontal..... 27
II-2.3 Partie thermique du problème..... 28
II-3 Traitement du phénomène thermique à l'intérieur de tronçon horizontal 30
II-3.1 Bilan massique..... 30
II-3.2 Bilan énergétique 30
II-3.3 Calcul de l'efficacité 32
II-3.4. Les pertes de charge 32
II-3.5 Paramètres adimensionnels 32
II-3.6. Les corrélations 33

Chapitre III : Résolution du problème

III. Introduction..... 35
III-1. Solution numérique de l'équation de la température du sol..... 36
III-2. Solution numérique les équations de la convection à l'intérieur des tronçons de l'échangeur..... 37
III-2.a. Discrétisation de l'équation de l'énergie (III-9) pour le tronçon vertical d'entrée. 37
III-2.b. Discrétisation de l'équation de l'énergie (III-10) pour le tronçon horizontal..... 38
III-2.c. Discrétisation de l'équation de l'énergie (III-9) pour le tronçon vertical sortie 38
III-2.d. Conditions aux limites..... 39
III-2.e. Organigramme..... 42
III-3. Etude expérimentale..... 48
III-3.1. Introduction..... 49
III-3.2. Principe des expériences..... 50
III-3.3 Programme Lab-View..... 52
III-3.3a Centrale d'acquisition..... 52
III-3.3b Connecteur NI 9217RTD..... 53
III-3.3c Sonde TP100 54
III-3.3d Extracteur d'air..... 54

Chapitre IV : Résultats et Discussions

IV .Introduction..... 55
IV-1. Représentations graphiques des différentes caractéristiques..... 55
IV-2. Interprétation des résultats..... 65
Conclusion générale..... 67

NOMENCLATURE

Cp chaleur massique à pression constante en (J/kgK).

Dh diamètre hydraulique (m).

d diamètre du tube intérieur.

D Diamètre du tube extérieur.

H Enthalpie du fluide en (J/kg).

h Coefficient d'échange de chaleur par convection en (W/m^2K).

K, U Coefficient d'échange global (W/m^2K).

L Longueur (m).

$\dot{m}, Dm$ Débit massique du fluide en (kg/s).

Dv Débit volumique en (m^3/s)

r Rayon interne du tube (m).

R Rayon externe du tube (m).

Se surface d'échange en (m^2).

Sp Section de passage en (m^2).

T Température en (C°).

V Volume (m^3).

v, u Vitesse (m/s).

Δx Pas spatial (m).

Φ Flux de chaleur (W).

$\dot{C}$ Capacité calorifique (W/K).

S/s Signale par second.

Lettres grecques

ρ Masse volumique du fluide en (Kg/m^3).

λ Conductivité thermique de la paroi en (W/m K).

μ Viscosité dynamique en [Pa.s] ou en [kg/m.s].

α Diffusivité thermique (m^2/s).

Nombres adimensionnels

Pr Nombre de Prandtl $Pr = \frac{\mu}{\lambda} Cp.$

Re nombre de Reynolds Re$= \frac{\rho\, vl}{\mu}$.

Nu nombre de Nusselt

Grad gradient.

Liste des figures

Chapitre I
Fig. I-1 Capteur horizontal 4
Fig. I-2 Capteur vertical 4
Fig. I. 3 Nappes souterraines 5
Fig. I-4 Puits Canadien 6
Fig. I.5 Système de rafraichissement tunnel air/sol. Méthodiste Hôpital, Mathura, U.P. (Inde) 8
Fig. I-6 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 10
Fig. I-7 Evolution annuelle de la différence de température entre la surface et la profondeur pour un cycle annuel 10
Fig. I-8 Echangeur thermique de Romillé 11
Fig. I-9 Evolution des températures au cours des campagnes d'enregistrement 12
Fig. I-10 Evolution des températures les plus chaudes d'été et les plus froides hivernales 12
Fig. I-11 Comparaison des résultats expérimentaux et théoriques pour le débit q_v =130m^3/h 13
Fig. I-12 Comparaison des résultats expérimentaux et théoriques pour le débit q_v =135.65m^3/h 14
Fig. I-13 Comparaison des résultats expérimentaux et théoriques pour le débit q_v =155.43m^3/h 14
Chapitre II
Fig. II-1 Schéma simplifie d'un échangeur air/sol en forme « U » 19
Fig. II-2 Domaine d'étude à l'intérieur du sol 20
Fig. II-3 Schéma d'un tronçon vertical (échange de chaleur entre l'air et sol) 25
Fig. II-3 Schéma d'un tronçon horizontal (échange de chaleur entre l'air et sol) 27
Fig. II-4 transfert de chaleur entre le tube enterré horizontal et le sol 30
Chapitre III
Fig III-1 Suite logique de résolution d'un problème 35
Fig. III-2 Domaine espace-temps discrétisé 41
Fig. III-3 Représentation du tronçon discrétisé 41
Fig. III-4 Organigramme de l'équation de sol 43
Fig. III-5 Organigramme de l'équation de tronçon vertical 44
Fig. III-6 Organigramme de l'équation de tronçon horizontal 46
Fig III-7.a Croquis d'une installation idéale prévue essais expérimentaux (Site Université Biskra) 48
Fig III-7.b Schéma d'installation de sonde le long du banc des essais expérimentaux (Site Université Biskra) 49

Fig III-7.c Vue externe du banc des essais expérimentaux (Site Université Biskra) 49
Fig III-8 Sonde de température 50
Fig III-9 Centrale d'acquisition 50
Fig III-10 Extracteur d'air 50
Fig III-11 Variateur de tension 50
Fig III-12 Psychromètre débit d'air 51
Fig III-13 Succession de différentes étapes expérimentales 51
Fig III-14 Interface Lab-View 52
Fig III-15 Central d'acquisition type NI cDAQ-9188XT 53
Fig III-16 Module type C de NI9217 RTD 53
Tableaux IV-1 : Propriétés physiques de l'air 55
Tableaux IV-2 : Propriétés physiques du sol 55
Fig. IV-1: Signal de température de sol en fonction de la profondeur au cours de l'année. 56
Fig. IV-2: Champ de la température à l'intérieur de tube vertical d'entrée pour les différents débits 56
Fig. IV-3: Champ de température à l'intérieur de tube horizontal pour les différents débits 57
Fig. IV-4: Champ de température à l'intérieur de tube vertical sortie pour les différent débits 57
Fig IV-5 Variation de la température le long de l'échangeur pour une vitesse moyenne de 4.5 (m/s) du 07 mai 2013 (site université Biskra) 58
Fig. IV-6 Variation de la température le long de l'échangeur pour une vitesse moyenne de 4.5 (m/s) du 12 mai 2013 (site université Biskra) 58
Fig. IV-7 Variation de la température le long de l'échangeur pour une vitesse moyenne de 4.5 (m/s) du 3 juin 2013 (site université Biskra) 59
Fig. IV-8 Variation de la température le long de l'échangeur pour une vitesse moyenne de 4.5 (m/s) du 25 juin 2013 (site université Biskra) 59
Fig. IV-9 Comparaison entre deux vitesses moyennes différentes le 06 mai (3.5 m/s) et du 07 mai (4.5m/s) (site université Biskra) 60
Fig. IV-10 Comparaison des températures pour les deux vitesses moyennes différentes le 09 mai (3.5 m/s) et du 03 juin (4.5m/s) (site université Biskra) 60
Fig. IV-11 Variation de la température de l'air pour les différents débits et différents diamètre de l'échangeur 61
Fig. IV-12 Comparaison entre différents résultats numériques et expérimentaux pour différents débits d'air à l'intérieur de l'échangeur 61
Fig. IV-13 Efficacités de l'échangeur pour différents diamètre et différents débit d'air 62

Fig. IV-14 Evaluation de flux thermique pour les différents débits et différents diamètre de l'échangeur 62
Fig. IV-15 Variation de la différence de pression en fonction de la longueur 63
Fig. IV-16 Variation des pertes de charge en fonction de la longueur 63
Fig. IV-17 Variation de température le 4 juin 2013 (Site Université Biskra) 64
Fig. IV-18 Variation de température le 11 juin 2013(Site Université Biskra) 64

INTRODUCTION GENERALE

Introduction générale

L'homme a toujours cherché et il cherche encore des sources d'énergie de bas cout ; afin de se parcoure le confort et la stabilité. Avant il a cherché et il continue la recherche dans les énergies fossiles (charbon, gaz, pétrole) et la conséquence de la consommation abusive de ces dernières il s'est retrouvé dans des résultats négatifs et de grave conséquences qui s'incarne en pollution de l'environnement naturel, l'intoxication de tout type et la dernière de celles-ci l'effet de serre qui a conduit au changement climatique fulgurant.

A la fin du vingtième siècle, tout le monde s'est dirigé politiquement économiquement voire même idéologiquement vers les énergies renouvelables (écologiques) de bas cout et renouvelables sans effet négatif en même temps ; on peut citer par exemple : l'énergie solaire, l'énergie éolienne, l'énergie du sol (de la terre) qu'on puisse générer de l'électricité pour les différents besoins dans les différentes sortes de bâtiments.

Le sud algérien se caractérise d'un climat saharien chaud et sec en été et comme résultat de la consommation très élevée de l'électricité à cause des besoins de climatisation ce qui a causé plusieurs coupures du courant électrique.

En résultat de cette dernière, nous nous somme dirigé dans notre mémoire à l'étude et l'exploitation de l'énergie du sol pour la climatisation en utilisant un échangeur géothermique (puits Canadien).

Les travaux qu'on visent réalisés reposent sur la détermination du champ thermique le long de la longueur d'un échangeur géothermique, en utilisant les méthodes théoriques ainsi que les moyens expérimentaux.

Notre travail est scindé en quatre chapitres dont le premier s'intéresse à l'état de l'art sur les échangeurs géothermiques où nous exposons les différentes études et projets théoriques et expérimentaux qui ont étaient réalisés dans ce domaine.

Le deuxième chapitre est réservé à la formulation mathématique du problème afin de définir le modèle de la température du sol et puis la modélisation des différents degrés de températures à l'intérieur de l'échangeur géothermique en forme d'un " U " qui contient deux canaux verticaux et un canal horizontal par des équations différentielles aux dérivées partielles de deuxième degré.

Le troisième chapitre est conservé à résolution numérique du problème du transfert de la chaleur dans le sol (la conduction) et aussi au transfert de la chaleur à l'intérieur de l'échangeur géothermique (convection) et en plus, à une étude expérimentale d'un échangeur géothermique installé au niveau de l'université de Biskra.

Au dernier chapitre nous nous intéressons à l'interprétation des résultats obtenus numériquement et expérimentalement. Le manuscrit s'achève par une conclusion générale résumant les différentes phases accomplies et faisant apparaitre l'âme du sujet.

CHAPITRE I

I. Introduction

Le système géothermique utilise une technologie de chauffage et de refroidissement qui transfère de la chaleur provenant du sol ou de l'eau afin de conditionner les locaux; il affiche un rendement énergétique supérieur à celui des systèmes classiques. La chaleur naturelle du sol ou de l'eau est absorbée par un fluide caloporteur. Elle est transportée par un réseau de tuyaux enfouis dans la terre jusqu'à un bâtiment où, en mode chauffage, elle est amenée à la température voulue par une pompe à chaleur. La chaleur est alors acheminée par des conduits d'air ou par un réseau de tuyauterie d'eau chaude. En mode refroidissement, le fonctionnement du système est inversé et la chaleur excédentaire du bâtiment est évacuée dans le sol frais. [1]

Classiquement, trois types de géothermie sont distingués selon le niveau de température disponible à l'exploitation :

- **La géothermie à haute énergie :** est la géothermie privilégiée qui exploite des sources hydrothermales très chaudes, ou des forages très profonds où de l'eau est injectée sous pression dans la roche. Cette géothermie est surtout utilisée pour produire de l'électricité. [1]

- **La géothermie de basse énergie :** est une géothermie des nappes profondes (entre quelques centaines et plusieurs milliers de mètres) aux températures situées entre 30 et 100 °C. La principale utilisation est appliquée pour les réseaux de chauffage urbain. [1]

- **La géothermie de très basse énergie:** est une géothermie de faibles profondeurs aux niveaux de température compris entre 10 et 30 °C. Sa principale utilisation est le chauffage et la climatisation individuelle. [1]

I-2. Mode de captage

Il existe trois modes principaux pour capter la chaleur de la terre, il s'agit de :

I-2.1. Captage horizontal

Le capteur horizontal est constitué d'un réseau de tubes en polyéthylène enterré entre 80 et 100 centimètres de profondeur, rempli d'un mélange d'eau et de mono propylène glycol non toxique pour l'environnement. L'énergie exploitée provient principalement du rayonnement solaire. Les infiltrations d'eau de pluie et du vent constituent le complément. Il est nécessaire de disposer d'une surface de terrain

équivalente de 1 à 2 fois la surface chauffée. Cette solution de captage est idéale pour tous les projets de construction neuve. Comme le montre la figure I-1

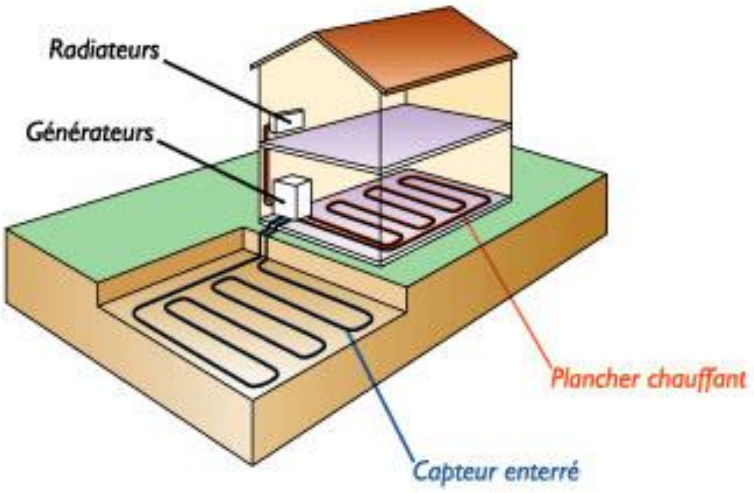


Fig-I.1 Capteur horizontal [1]

I-2.2. Captage vertical

Le capteur vertical est composé d'une ou plusieurs sondes thermiques constituées de 4 tubes polyéthylène en « U » descendues à une profondeur de 50 à 100 mètres. Ces sondes sont remplies d'un mélange d'eau et de mono-propylène glycol non toxique pour l'environnement. Ce système est l'un des plus performants car la température du sol à 100 mètres de profondeur est plus élevée qu'en surface. Cette solution est idéale pour tous les projets de rénovation ou de construction neuve. Comme il est illustré sur la figure I-2.

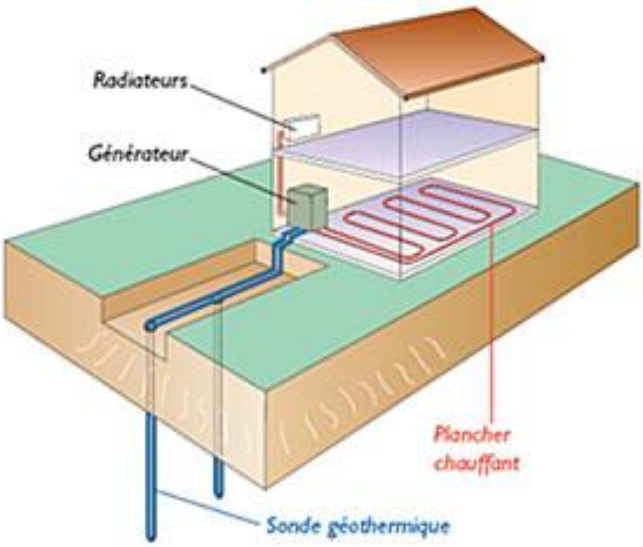


Fig-I.2 Capteur vertical [1]

I-2.3. Captage sur nappe d'eau souterraine

Le système de captage sur nappe d'eau souterraine consiste à prélever l'eau de cette nappe et à en récupérer la chaleur. Il nécessite la réalisation de deux forages, l'un pour captage proprement dit, l'autre pour rejeter l'eau une fois les calories extraites. Selon les types d'eau,il est conseillé d'installer un échangeur entre le capteur et la pompe à chaleur ,voire un filtre ,afin de récupérer les impuretés éventuelles de l'eau.

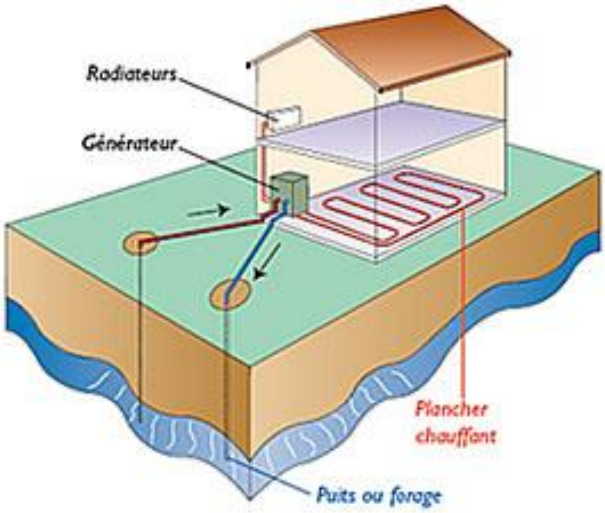


Fig-I.3 nappes souterraines [1]

I-2.4. Puits Canadien [2]

Le puits Canadien est une solution géothermique de chauffage et rafraichissement de l'air introduit dans le bâtiment basé sur l'échange d'énergie stockée dans le sol.

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 tube enterré dans le sol ; un échange thermique entre le sol et l'air s'opère, permettant ainsi un pré chauffage de l'air l'hiver et un refroidissement l'été.

Une filtration placée dans la prise d'air neuf permet de garantir la qualité de l'air dans le réseau enterré.

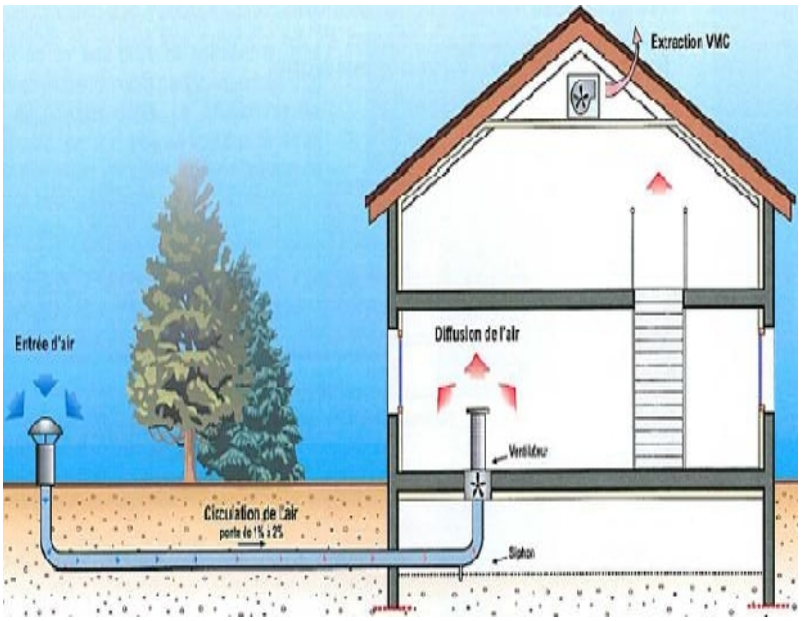


Fig-I.4 Puits Canadien [2]

I-3. Etat de l’art sur les échangeurs géothermiques

Au moins une dizaine d’études abordent les technologies des échangeurs de chaleur à usage géothermique. Les études représentent l’exploitation de l’énergie du sol, exploitation et utilisation les différents types d’échangeurs air/sol pour le chauffage et rafraichissement des habitats, aussi le dimensionnement a déterminé la performance de ces échangeurs. En tant que travaux principaux dans le domaine géothermique on cite: [Mihalakaku et al.1994, Sodha et all.1995, Hollmuller 2002, Stéphane Thiers.2008, David Atrono. 2006, N. Nail et al.2010, S. Menhoudj et all.2013, David Bartolomeu.2005, Stéphane Thiers et Brouno Peuporter.2012, N. Moummi et al. 2010, H. Benfateh et al]. [4]

I-3.1. Modèle de Hollmuller [3]: Utilisation des échangeurs air/sol pour le chauffage et rafraichissement des bâtiments

La thèse de doctorat de Hollmuller constitue aujourd’hui l'une des principales références pour la thermique des échangeurs air-sol [Hollmuller 2002]. En s'appuyant sur une modélisation théorique analytique approfondie mais aussi sur de nombreuses mesures in-situ, l'auteur y établit des règles simples pour le dimensionnement des échangeurs air-sol. La dynamique de l’échange et l’influence des différentes caractéristiques physiques du sol et de l’air sur cet échange sont étudiées dans un cas idéal (un seul tube enfoui dans le sol). Après une adimensionnalisation du problème,

l'étude aboutit à des solutions analytiques complètes permettant de simuler les échanges de chaleurs intervenant entre le tube et le sol qui l'entoure. La dynamique du stockage thermique réalisé dans le sol est analysée : l'échangeur est considéré comme un filtre intervenant sur le signal thermique constitué par la température de l'air entrant. L'auteur a analysé les capacités d'amortissement et de déphasage du signal en fonction de la fréquence de variation de ce dernier. Pour caractériser le phénomène, il a utilisé la notion de profondeur de pénétration, représentant l'épaisseur de sol où la température est fortement influencée par une variation de température de l'air circulant dans le tube. Il faut noter que les transferts de chaleur par migration d'eau dans le sol, les transferts par conduction dans la direction de la longueur, l'effet de l'interposition de la paroi du tube entre l'air et le sol ont été négligés dans cette étude. Néanmoins, les échanges thermiques latents (évaporation ou condensation d'eau) ont été intégrés au modèle numérique mis en œuvre avec le logiciel TRNSYS.

Sur le plan numérique et à titre d'exemple, 2095 mailles, pour un échangeur composé de 14 tubes placés sur trois niveaux de profondeurs différentes ; la définition du maillage est directement liée à la structure de l'échangeur modélisé.

I-3.2. Modèle de Stéphane THIERS [4]**:** s'intéresse aux bilans énergétiques et environnementaux de bâtiment à énergie positive

La thèse de doctorat de Stéphane Thiers (2008) ; est aussi considérée comme une référence principale dans le domaine des échangeurs géothermiques. L'auteur a réalisé un modèle mathématique très avancé qui donne la distribution instantanée de la température du sol et à toute profondeur, en prenant en considération le comportement thermique du sol, ce modèle est l'un des meilleurs modèles qui simule parfaitement cette température. Pour le modèle numérique de l'échangeur, l'auteur a choisie la méthode des déférences finies pour l'appliquer sur un modèle comportant 80 mailles pour un échangeur composé de quatre tubes. Pour la résolution, l'auteur a utilisé un outil informatique spécifique (logiciel de simulation thermique multi zones qui a été développé au sein du Centre Energétique et Procédés de L'école des Mines de Paris dit « COMFIE »).

I-3.3. Evaluation d'un système tunnel air/terre pour rafraîchissement/chauffage d'un complexe hôpital

Sodha et al [5], ont construit un système de rafraichissement qui comprend un système de tunnel à grande terre/ air pour assurer le confort thermique à l'intérieur d'un complexe hôpital dans deux régions différentes de l'Inde.

Les deux systèmes tunnel terre/air se sont relevés être un moyen efficace pour pré-conditionner l'air ambiant pendant l'été.

La capacité de refroidissement moyenne quotidienne produite par le système de refroidissement de tunnel terre/ air était d'environ 512 kWh, et la capacité de chauffage du même système était de l'ordre 269 kWh.

I-3.3.a. Description du système

Le système de tunnel terre-air en cours d'expérimentation est situé à Mathura (près de Delhi, en Inde). Il comprend un tunnel principal et de plusieurs tunnels subsidiaires. Le plan montrant le tracé du tunnel est représenté dans la Fig. I-5. Les lignes de services nécessaires, par exemple d'électricité, eau et gaz (oxygène), passent par le tunnel et sont facilement accessibles pour l'entretien.

La longueur totale du système de tunnel à 1 km. La section transversale du tunnel varie de 3,66 × 4,57 m à 0,91 × 0,91 m. Pour fournir de la lumière naturelle à l'intérieur du tunnel, puits de lumière sont prévus à intervalles réguliers dans le tunnel principal. Les tunnels subsidiaires (qui couvrent l'ensemble des bâtiments de l'hôpital) courent sous les bâtiments.

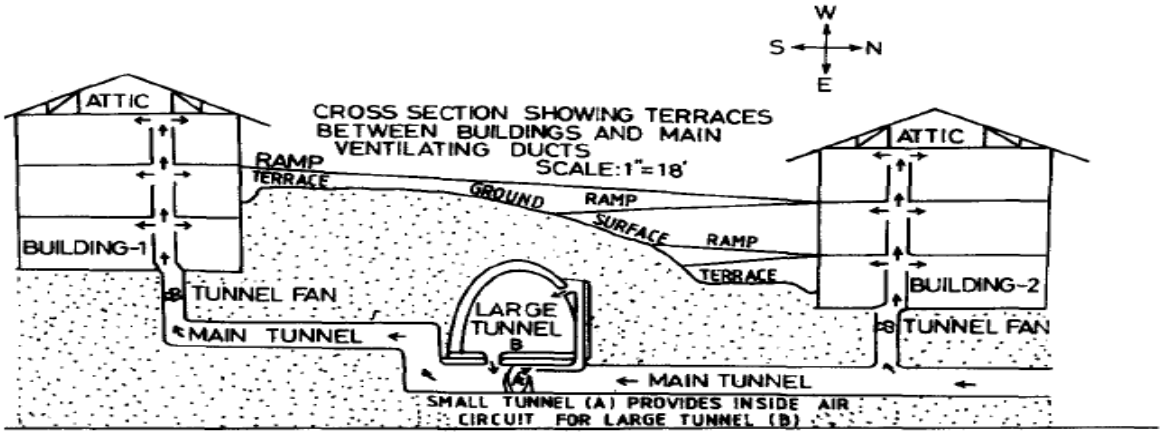


Fig-I.5 Système de rafraichissement tunnel air/sol. Méthodiste Hôpital, Mathura, U.P. (Inde) [5]

I-3.4. Modèle David Amitrano [6] **:** Ce modèle est exposé au niveau de l'étude intitulée : éléments de dimensionnement d'un échangeur air/sol, dit « puits canadien ».

Ce travail est basé sur la simulation numérique d'échange thermique par convection forcée dans un échangeur enterré.

I-3.4.a Modélisation de la température en profondeur dans le sol [6]

L'évolution de la température du sol en fonction de la profondeur, pour les profondeurs qui nous intéressent, se calcule en considérant la réponse dans le temps aux variations de température de surface. Ceci nécessite un calcul en régime transitoire.

La température de la surface du sol s'écrit :

$$T_{air}(t) = T_m + A \sin(wt - \tau)$$

Avec :

T_m: Température moyenne sur l'année.

A: Amplitude des variations de température.

w: Pulsation.

τ: Déphasage.

L'équation obtenue après le développement théorique pour traduire la variation de la température du sol à une certaine profondeur est :

$$T_{sol}(x,t) = T_m + A\exp\left(-x\sqrt{\frac{w}{2\,\alpha}}\right) \sin(wt - \tau)$$

I.3.4.b Résultats obtenus

La figure (I-6) montre les températures en surface et à différentes profondeurs pour un cycle annuel de température, de moyenne de 11°C et d'amplitude crête à crête de 25°C. Avec la profondeur, on observe bien une diminution de l'amplitude des variations et une augmentation du déphasage. A 4 m de profondeur, le déphasage atteint 2 mois.

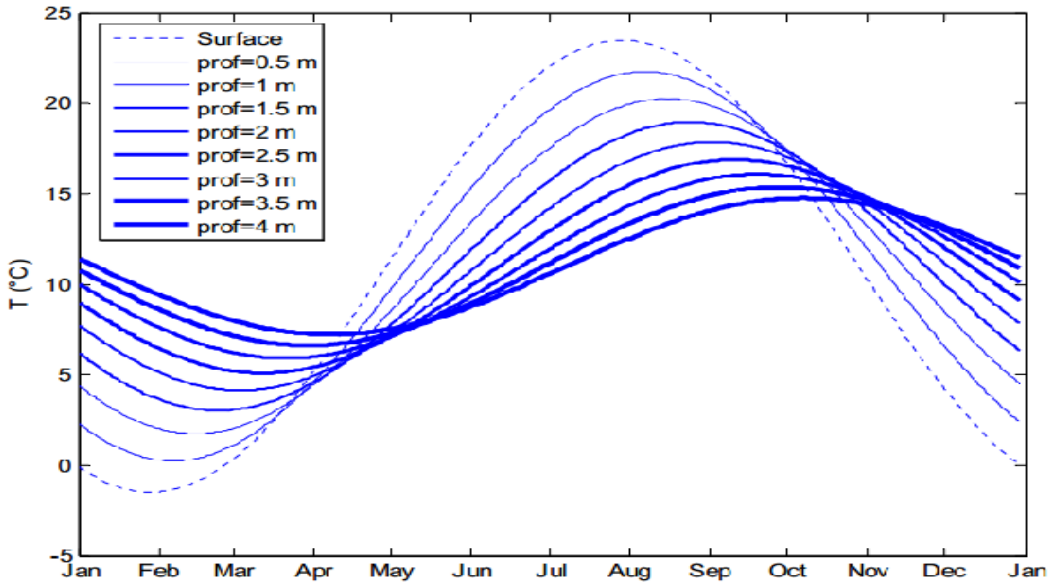


Fig-I.6 Evolution annuelle de la température en surface et en profondeur, pour un cycle de moyenne de 11°C et d'amplitude crête à crête de 25°C d'après [6]

Le flux thermique récupérable par un échangeur air/sol est proportionnel à la différence de température entre l'air de surface et le sol. La figure I-7 montre l'évolution de cette différence au cours de l'année, pour différentes profondeurs d'enfouissement de la gaine.

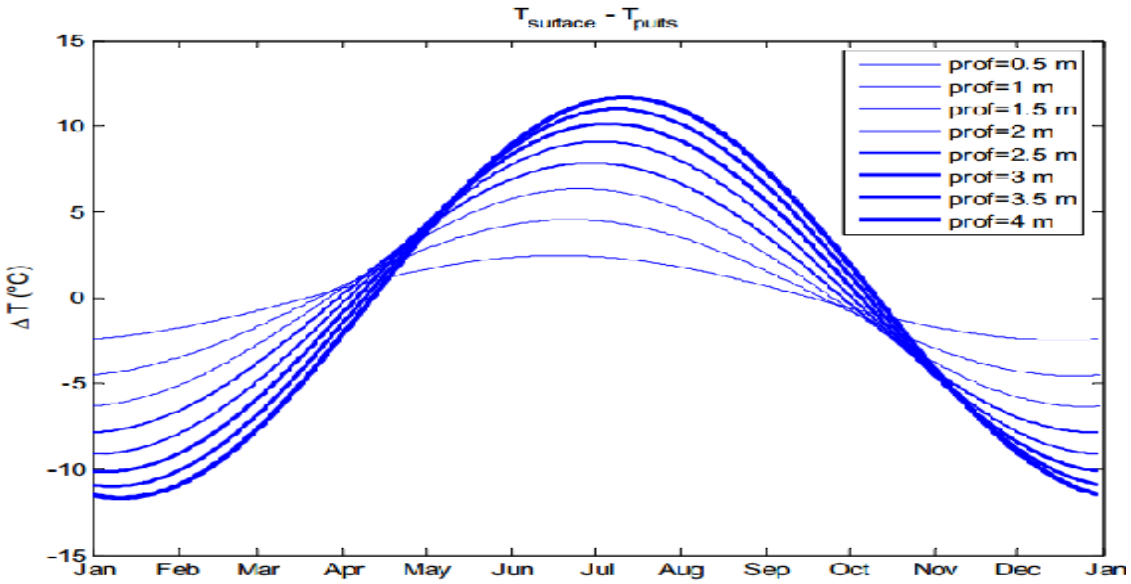


Fig-I.7 Evolution annuelle de la différence de température entre la surface et la profondeur pour un cycle annuel d'après [6].

I-3.5. Performances d'un échangeur thermique de type air/sol [7]

L'échangeur thermique de Romillé est constitué d'un réseau de 36 tubes de 16 cm de diamètre de longueur de 25 m et situé à 3 profondeurs différentes : 2 m, 2,5 m et 3m.

Les tubes sont disposés en quinconce et espacés les uns des autres d'une distance entre axe de 50 cm. Pour soutenir correctement l'ensemble des 36 tubes, ceux-ci sont scellés sur des murets transversaux en béton espacés de 2 m les uns des autres. Un caniveau en sortie d'échangeur et une pente de 2 % permettent de recueillir les eaux de condensation et de les évacuer en cas de besoin à l'aide d'une pompe.

Par ailleurs, deux fosses de réception en béton sont construites à l'entrée et en sortie d'échangeur. Un ventilateur de 450 mm de diamètre 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 environ50 cm.

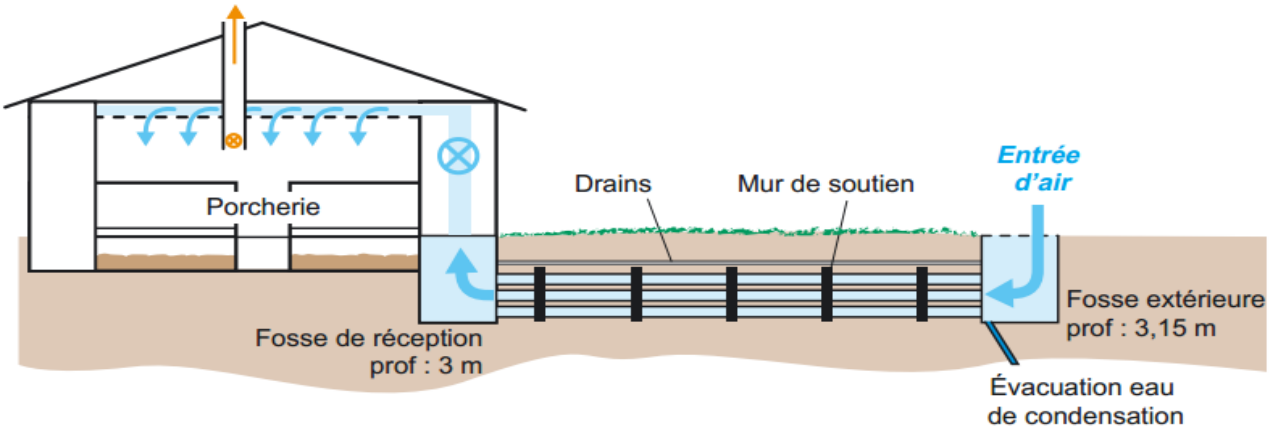


Fig-I.8 Echangeur thermique de Romillé [7]

La modélisation de ce système permet de déterminer la température de sortie de l'échangeur à partir des principaux facteurs explicatifs qui sont donnés par la relation:

$$T_{sortie} = 0{,}136\ T_{ext} + 0{,}907\ T_{sol} + 85 \times 10^{-5}\ q_v - 1{,}863$$

T_{ext} : la température extérieure (°C)

- T_{sol} : la température du sol (°C)

- q_v : les débits de ventilation (m^3/h).

Résultats

La figure I-9 présente l'évolution des températures au cours de l'année. En hiver la température du sol est supérieure à la température de l'air extérieur et vice versa en saison estivale.

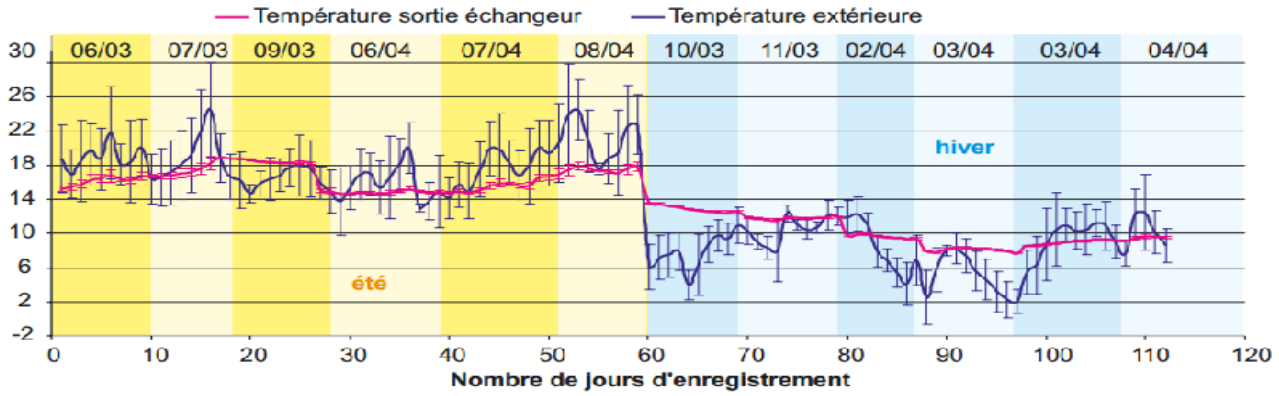


Fig-I.9 Evolution des températures au cours des campagnes d'enregistrement [7]

La figure I-10 montre la température moyenne pour mieux visualiser l'évolution de la température extérieure au fil des jours : des cycles courts de 5à 7 jours apparaissent en été alors qu'en hiver les cycles sont beaucoup plus longs. Ces facteurs naturels ne semblent pas affecter par l'efficacité du système puisque la température de la sortie de l'échangeur reste stable quelle que soit la saison.

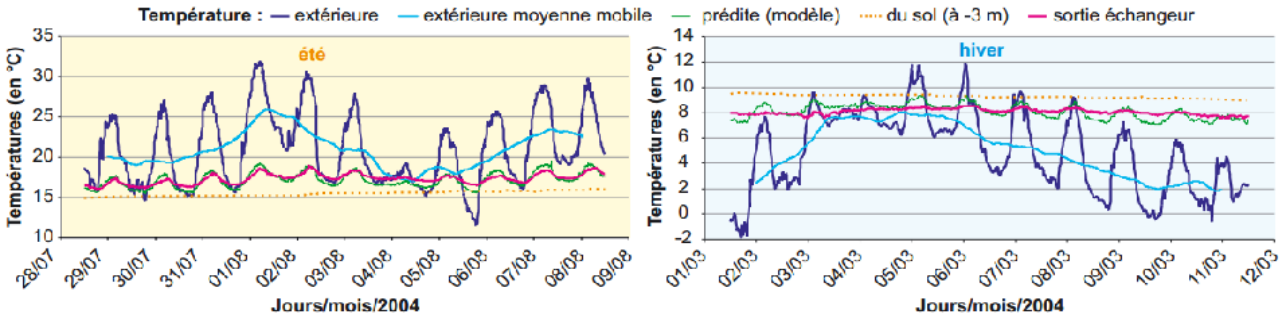


Fig-I.10 Evolution des températures les plus chaudes d'été et les plus froides d'hiver [7]

I-3.6. Travaux expérimentaux réalisés au site de l'Université Biskra [8]

Dans cette partie on présente quelques résultats des études théoriques et expérimentales effectuées au site de l'université Biskra. [H.Benfateh. 2009, et N.Moummi et al. 2010]. Voici la description du dispositif expérimental réalisé à l'université de Biskra :

Le banc des essais expérimentaux est monté sur site à l'université de Biskra. Il s'agit d'un réseau de 04 tronçons d'une longueur totale d'environ 60 m. le diamètre intérieur du tube est 110 mm.

L'échangeur est placé à une profondeur de 03 m sous une ponte de 2%. Les tubes sont disposés et espacés les uns des autres d'une distance de 02 m. Un extracteur d'air de débit variable monté à l'entrée de l'échangeur, une série de sondes thermiques (20 sondes) placée le long de l'échangeur de l'entrée jusqu'à la sortie. Les sondes sont reliées à une centrale d'acquisition qui permet d'enregistrer les valeurs de température mesurées.

Résultats obtenus

Les courbes (I-11), (I-12) et (I-13) présentent la comparaison entre les résultats analytique et les résultats expérimentaux pour différents débit.

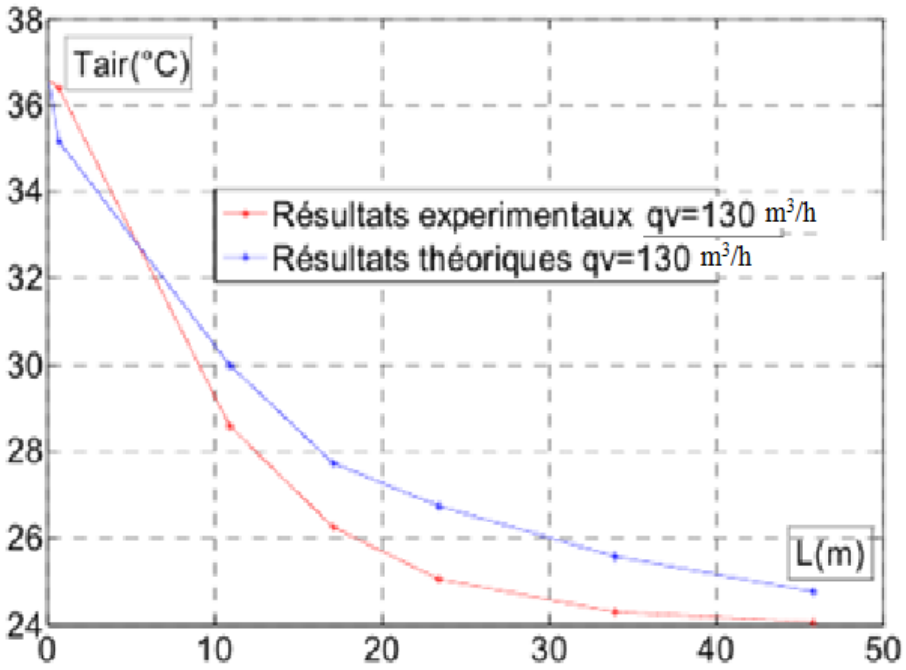


Fig-I.11 Comparaison des résultats expérimentaux et théoriques pour le débit :

q_v =130m^3/h [8]

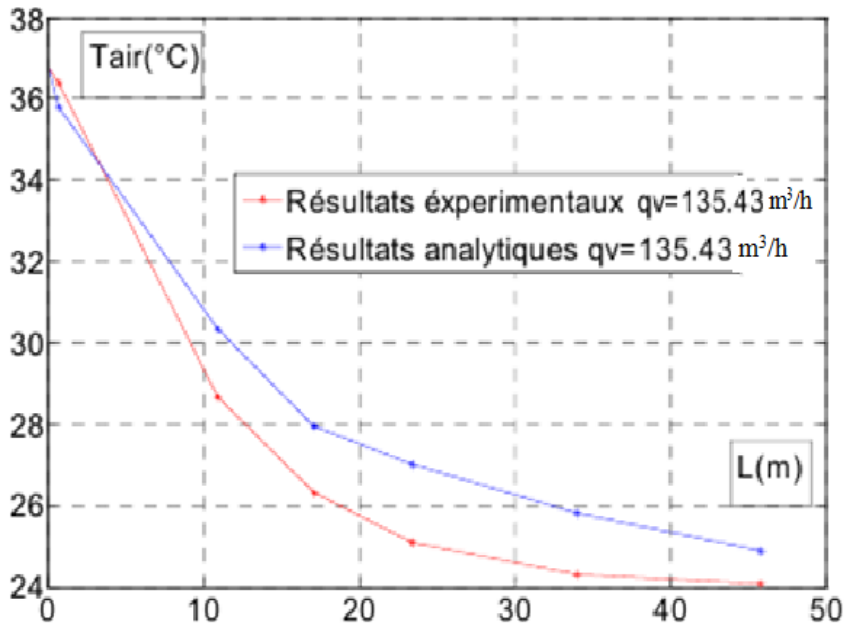


Fig-I.12 Comparaison des résultats expérimentaux et théoriques pour le débit :

q_v =135.43m^3/h [8]

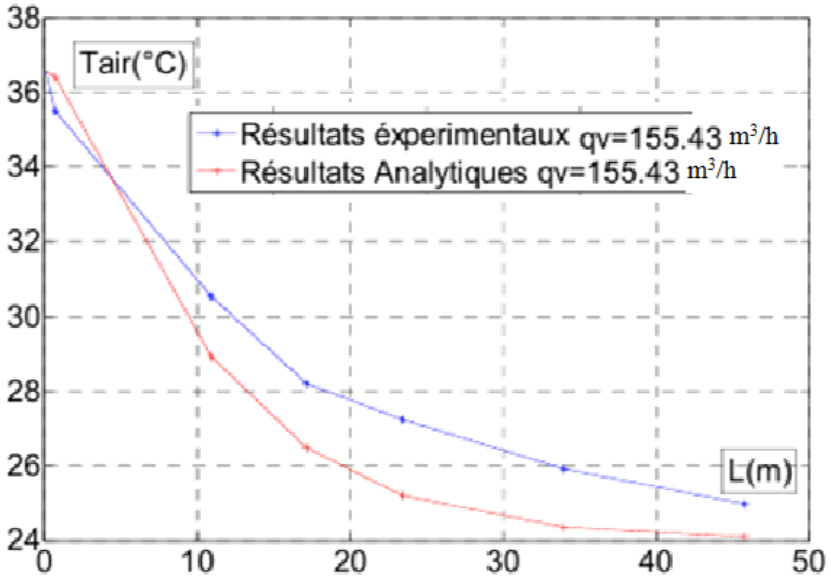


Fig-I.13 Comparaison des résultats expérimentaux et théoriques pour le débit

q_v =155.43m^3/h [8]

Les résultats obtenus montrent l'existence d'un écart significatif entre le modèle théorique et les résultats expérimentaux. Pour les deux modèles on note qu'un écart important (environ 12°C) est enregistré. Cet écart correspondant à une distance relativement à l'origine considérée de l'entrée égale à 35 m. Au delà de cette longueur, aucune chute n'a été remarquée.

I-3.7. Paramètres principaux d'optimiser le puits Canadien [3] [4] [9]

Le dimensionnement d'un puits Canadien est assez délicat du fait d'assez nombreux paramètres à optimiser : le débit, la géométrie (diamètre, longueur), nombre de tubes, types de sol et profondeur d'enfouissement...etc.

I-3.7.a. Débit dans les canalisations

Le débit d'air dans les canalisations intervient simultanément sur l'échange convectif entre l'air et la canalisation et sur la puissance thermique apportée au bâtiment. Un optimum est à déterminer, le débit global devant surtout correspondre au moins en partie aux besoins de renouvellement d'air de la pièce ou de la zone à ventiler. [4]

I-3.7.b. Longueur des canalisations

La longueur optimale du puits va dépondre du débit dans les canalisations. En effet, la bibliographie montre que pour les faibles débits, la température minimale est atteinte assez rapidement, et qu'à partir d'une certaine longueur, l'échangeur ne tempère plus l'air : il a atteint sa limite d'efficacité. Par contre, plus le débit augmente et plus cette longueur limite croît. [4]

I-3.7.c. Diamètre des canalisations

Une augmentation du diamètre des tubes entraîne une augmentation de la surface d'échange, mais n'augmente pas nécessairement l'échange thermique. Au delà d'une certaine valeur optimale, dépendant de la vitesse d'écoulement de l'air, le coefficient d'échange convectif chute (INSA, 2004). Ceci est dû au fait que l'accroissement de cette vitesse d'écoulement réduit l'épaisseur de la couche limite, où va être échangée la chaleur. L'air circulant au cœur de la canalisation ne va plus être en contact avec le tube et sa température sera peu influencée par la température du sol.

Cet optimum est indépendant de la longueur de la canalisation. On obtiendra donc une relation directe entre le débit d'air et le diamètre optimal. En général, pour les débits utilisés, cet optimum se situe autour des 20 cm de diamètre.

I-3.7.e. Distance entre canalisations

Le rôle de la distance entre les canalisations n'a pas été réellement abordé dans les documents consultés. Cependant, il semble important d'assurer une distance suffisante pour maintenir une interaction mineure entre deux canalisations adjacentes. Une distance de 40 cm sera suffisante pour maintenir l'effet de stockage thermique pour les variations journalières. Un stockage thermique saisonnier nécessiterait un espacement de l'ordre de plusieurs mètres qui n'est généralement pas envisageable en pratique. [4]

I-3.7.f. Profondeur d'enfouissement des canalisations

Le sol joue le rôle de tampon thermique entre l'extérieur et la canalisation enterrée. C'est lui qui isole cette dernière de l'influence des conditions atmosphériques. La profondeur d'enfouissement est donc un paramètre important qui va jouer sur la qualité de cette isolation : une profondeur plus grande améliore l'isolation de la canalisation et le déphasage.

Dans le cas d'un puits qui chercherait à utiliser le déphasage journalier, une profondeur de 40 cm serait suffisante. Pour un déphasage saisonnier, la profondeur minimale d'enfouissement requise serait de 2m. Au delà, l'efficacité du puits augmente encore, mais des contraintes réglementaires et économiques ne permettent généralement pas d'installer le puits à de telles profondeurs. En effet, l'augmentation de la profondeur et les obligations de sécurisation des travaux font croître les coûts de réalisation bien plus rapidement que l'économie d'énergie marginale apportée. [4]

I-3.7.g. Qualité du sol et le taux d'humidité

Les capacités calorifiques et conductivité du sol ont un impact important sur l'efficacité du système. Ces caractéristiques dépendent de la composition du sol mais aussi de son taux d'humidité et des migrations d'eau en son sein. La capacité

thermique du sol correspond à la moyenne des calorifiques de ses différents constituants : minéraux, matières organiques, air et eau.

L'eau possédant une capacité et une conductivité thermique supérieure à celles des autres constituants du sol, un sol humide est plus inertielle qu'un sol sec et transmettra plus facilement sa chaleur ou sa fraîcheur à l'air dans les canalisations du puits. Cet effet peut être mis à profit pour augmenter la performance des échangeurs thermiques air/sol. Il suffit alors d'humidifier le sol par arrosage pour accroître ses capacités de stockage thermique et les échanges avec l'air dans le puits. [4]

I-3.7.h. Autres paramètres

Certains paramètres sont peu ou pas cités par la bibliographie qui a été consultés. Il s'agit par exemple de la rugosité intérieure des canalisations, les propriétés physiques des canalisations de la géométrie globale du puits canadien, l'impact du rayonnement solaire sur la température du sol, le régime de fonctionnement du puits Canadien. [4]

I-4 Conclusion du chapitre

A partir de cette étude bibliographique concernant quelques travaux qu'on a pu rencontrer dans la littérature, on conclu que le rafraichissement par la géothermie est un domaine de recherche très large et approfondi soit de point de vu théorique ou expérimental.

Partant des constatations et observations faites après un passage en revue à travers une brève étude bibliographique, il a été jugé utile d'entamé une étude numérique et expérimentale basée sur la distribution de la température à l'intérieur de l'échangeur géothermique, en ayant pour objectif de déterminer les profils de température de l'échangeur géothermique à partir des essais effectuées sur un banc d'essai installé à l'université de Biskra.

CHAPITRE II

II Introduction

Dans le deuxième chapitre nous allons montrer l'établissement d'un modèle numérique qui nous permettrons l'étude des degrés de température et aussi leur distribution ou que ce soit à l'intérieur de la surface du sol ou bien à l'intérieur de l'échangeur géothermique sous forme « **U** » qui se décompose de deux parties.

La première partie consiste par la détermination de la distribution de la température dans le sol.

La deuxième partie consiste à l'étude dynamique et thermique d'un écoulement de l'air à l'intérieur de l'échangeur, par de l'établissement des équations qui décrivent le phénomène, souvent se sont des équations différentielles. Dans cette partie nous représentons ces équations qui sont dérivées des lois de conservations (conservation de masse, de quantité de mouvement et d'énergie).

II-1. Position du problème et mise en équations

- Le modèle de l'échangeur proposé à étudier en forme « U », se compose de cinq tronçons comme le montre la figure (II-1)
- Les deux tronçons placés en position verticale et l'autre en position horizontale et en plus deux parties arrondies.
- L'échangeur étudié est enfouis sous sol.
- L'usage de l'échangeur domestique (chauffage et rafraichissement) des habitats, pour exploiter de très basse énergie.
- Le sol supposé comme un mur semi infini.

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

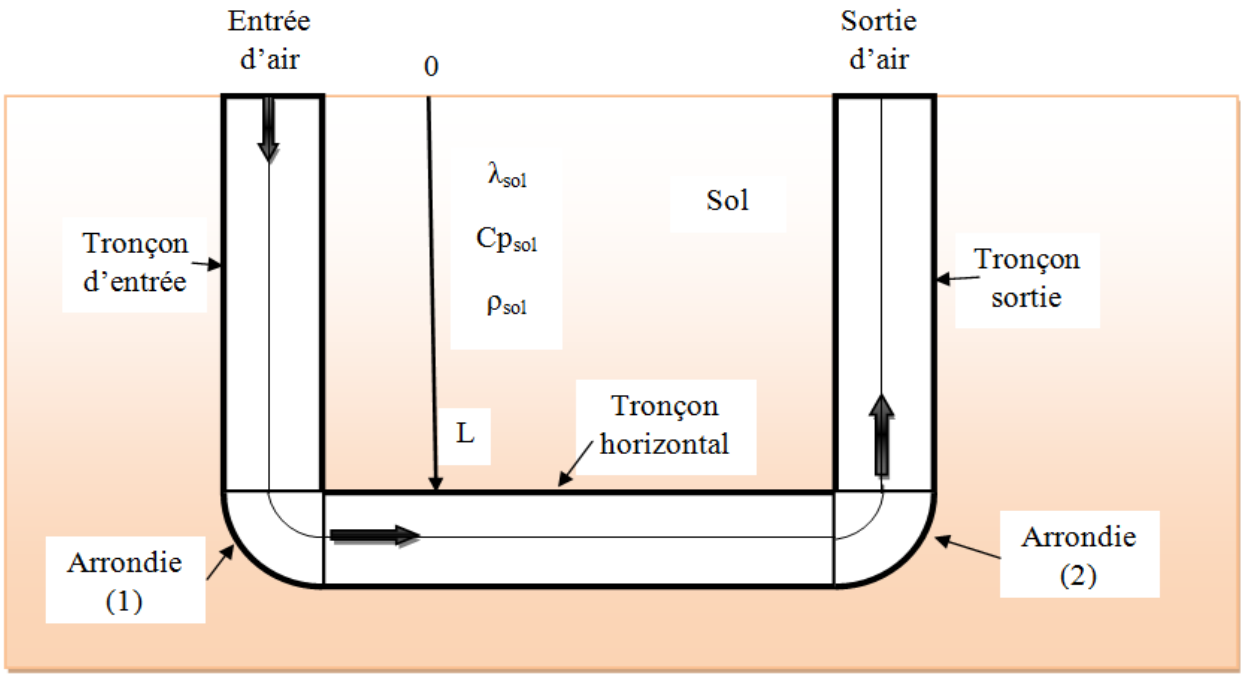


Fig II-1 Schéma simplifie d'un échangeur air/sol en forme « U »

II-2. Formulation mathématique

II-2.1. Etude de la distribution de la température dans le sol *[10] [11] [12]*

Pour formuler mathématique le problème représenté sur la figure (II-2), on doit avant tout poser les hypothèses suivantes :

- Le sol supposé un milieu homogène et considéré comme un mur semi infini.
- Le transfert de chaleur est unidirectionnel suivant ox.
- Le sol sans source interne et les propriétés physiques du sol sont constantes (λ, ρ, Cp) = constantes.
- La variation de la température est périodique au niveau de la surface exposée au rayonnement solaire.

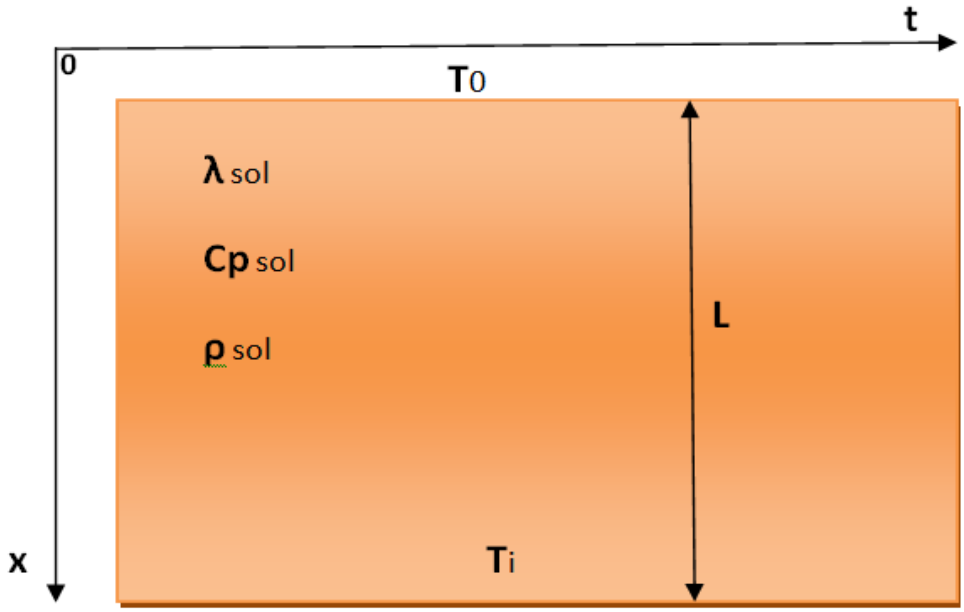


Fig II-2 Domaine d'étude à l'intérieur du sol

L'équation générale de la conduction s'écrit comme suit :

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{k}{\rho c_p}\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right) + \frac{\dot{Q}}{\rho c_p} \qquad \text{(II.1)}$$

Après simplification et en tenant comptes les hypothèses fixées antérieurement l'équation (II.1) se simplifie en :

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{k}{\rho C_p}\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}\right) = \alpha\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}\right) \qquad \text{(II.2)}$$

Avec : $\alpha = \frac{k}{\rho c}$

La température de surface s'écrit sous forme périodique come suit *: [8]*

$$T(0,t) = T_s = T_i + a\cos\omega t \qquad \text{(II.3)}$$

On pose :

$$\theta = T_s - T_i = a\cos\omega t \qquad \text{(II.4)}$$

En remplace (II.4) dans (II.2) ; on obtient

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = \alpha\left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2}\right) \qquad \text{(II.5)}$$

Supposons que la solution du problème peut être exprimée sous la forme d'un produit de deux fonctions $\tau(t)$ et $\chi(x)$ telle que :

$$\theta = \tau(t).\chi(x) \tag{II.6}$$

Introduisant l'équation (II.6) dans l'équation aux dérivées partielles (II.5), on obtient

$$\tau'(t).\chi(x) = \alpha.\tau(t).\chi''(x) \tag{II.7}$$

En séparant les variables, l'équation précédente peut être réécrite comme suit:

$$\alpha.\frac{\chi''(x)}{\chi(x)} = \frac{\tau'(t)}{\tau(t)} = C_1 \tag{II.8}$$

Prenons d'abord l'équation différentielle pour la fonction $\tau(t)$. Cette équation prend la forme : $\frac{\tau'(t)}{\tau(t)} = C_1$; d'après intégration de l'équation on obtient :

$$\tau(t) = C_2 exp(C_1 t) \tag{II.9}$$

On analyse la fonction (II.9), on peut remarquer que la fonction $\tau(t)$ tend vers l'infini pour $t \to \infty$ si $C_1 > 0$. Toutefois, cela ne conduirait pas à une solution physiquement significative pour le problème, parce que le domaine étudié ne dépasse pas deux fois la température d'ambiante.

Pour $C_1 = 0$, l'équation. (II.9) se traduit par une constante pour $\tau(t)$ et la dépendance temporelle de la solution seraient perdus. Par conséquent, nous pouvons conclure que la constante C_1 doit toujours être inférieure à zéro pour le problème en question. Ceci peut être exprimé en remplaçant la constante par $C_1 = -\lambda^2$. Ensuite, nous obtenons pour la fonction $\tau(t)$ l'expression suivante :

$$\tau(t) = C_2 exp(-\lambda^2 t) \tag{II.10}$$

Si la variation de température du sol périodique en fonction du temps, on peut prendre le constant C_1 sous forme imaginaire $C_1 = i\omega$, la solution donc est

$$\tau(t) = C_2 \exp(i\omega t) = C_2(\cos \omega t + i \sin \omega t) \tag{II.11}$$

D'autre part l'équation $\frac{\tau'(t)}{\tau(t)} = C_1$ revoir peut résoudre en tenant compte de la nature imaginaire de la constante C_1

$$\frac{\tau'(t)}{\tau(t)} = C_1 \quad \Longrightarrow \quad \frac{d\tau}{dt} = C_1 \tau \tag{II.12}$$

$\frac{d\tau}{\tau} = C_1 dt$; D'après l'intégral on obtient : $\ln \tau = C_1 t + \propto$

$\tau = e^{\propto} e^{C_1 t} = C_2 e^{i\omega t}$

Donc : $C_2 = e^{\propto} =$ constante

Passons à la recherche de la fonction spatiale $\chi(x)$:

On étude la partie gauche de l'équation (II.8) on aura :

$$\alpha.\frac{\chi''(x)}{\chi(x)} = C_1 \implies \alpha.\chi(\mathrm{x}) = \mathrm{C}_1\chi(\mathrm{x}) \implies \chi''(x) - \frac{C_1}{\alpha}\chi(x) = 0 \qquad \text{(II.13)}$$

$$\chi(x) = A\exp(\sqrt{\frac{C_1}{\alpha}}x) + B\ \exp\left(-\sqrt{\frac{C_1}{\alpha}}x\right) \qquad \text{(II.14)}$$

Pour x tend vers l'infinie, prendra la valeur $A = 0$, avec $C_1 = i\omega$ l'équation (II-14) se résume en :

$$\chi(x) = B\ \exp\left(-\sqrt{\frac{C_1}{\alpha}}x\right) \qquad \text{(II.15)}$$

On aura

$$Réelle[\chi(x).\tau(t)] = Réelle\left[C_2.B.\exp(-iwt).\exp\left(-\sqrt{\frac{\omega}{2\alpha}}(i+1)x\right)\right] \qquad \text{(II.16)}$$

Qui doit satisfaire l'équation $T(x,t)$, en état initial $(x = 0\ ;\ t = 0)$

$\theta(x,t) = a\cos\omega t$

$\theta(0,t) = a\cos\omega t = Réelle[C_2.B.\exp(-iwt)]$

$\theta(0,t) = a\cos\omega t = Réelle[C_2.B.(\cos\omega t + i\ sin\omega t)]$

Alors : $C_2.B = a$

Développement de l'expression (II.16)

$$\theta(x,t) = a\,.\,\mathrm{e}^{-\sqrt{\frac{\omega}{2\alpha}}\mathrm{x}}\left[e^{i\omega t}\mathrm{e}^{-i\sqrt{\frac{\omega}{2\alpha}}\mathrm{x}}\right] \qquad \text{(II.17)}$$

On développe l'expression (II.16) par les caractéristiques trigonométriques, on obtient :

$$\theta(x,t) = a\,.\,\mathrm{e}^{-\sqrt{\frac{\omega}{2\alpha}}\mathrm{x}}\ \left[\cos\left(\omega t - \sqrt{\frac{\omega}{2\alpha}}x\right)\right] \qquad \text{(II.18)}$$

Donc, l'expression de la température prendra la forme suivante :

$$T(x,t) = T_i + a\,.\,\mathrm{e}^{-\sqrt{\frac{\omega}{2\alpha}}\mathrm{x}}\ \left[\cos\left(\omega t - \sqrt{\frac{\omega}{2\alpha}}x\right)\right] \qquad \text{(II.19)}$$

Trois conclusions peuvent être tirées de ce résultat :

Tout d'abord, la température sur tous les sites oscillent à la même fréquence que la perturbation thermique à la surface.

Deuxièmement; l'amplitude d'oscillation décroit exponentiellement avec la profondeur x.

Cela rend la solution applicable à la paroi plane de l'épaisseur finie.

En troisième lieu, l'amplitude de l'oscillation décroît exponentiellement avec la racine carrée de la fréquence de ω. Ainsi, les perturbations à haute fréquence amortissent plus rapidement que celles aux fréquences plus basses.

Cela explique pourquoi les oscillations quotidiennes de la température ambiante ne pénètrent pas aussi profondément dans le sol que les oscillations annuelles et millénaire. *[8]*

La variation du flux de chaleur de surface découle directement de l'équation :

$$q = -k\left.\frac{dT}{dx}\right|_{x=0} = k.a.\sqrt{\frac{\omega}{2\alpha}}.\cos\left(\omega t - \frac{\pi}{4}\right) \qquad \text{(II.20)}$$

Cas d'une surface du flux de la chaleur périodique.

Dans ce cas, la condition à la limite de l'équation (II.2) est remplacée par l'équation suivante :

$$q(0,t) = -k\frac{\partial T}{\partial x}(0,t) = q_0.\cos(\omega t) \qquad \text{(II.21)}$$

La solution donne par

$$T(x,t) = T_i + \frac{q_0}{k}\sqrt{\frac{\alpha}{w}}\,exp\left(-\sqrt{\frac{\omega}{2\alpha}}x\right)cos\left[\omega t - \sqrt{\frac{\omega}{2\alpha}}x - \frac{\pi}{4}\right] \qquad \text{(II.22)}$$

II-2.2 Traitement du phénomène dynamique et thermique à l'intérieur de l'échangeur géothermique

Pour étudier le phénomène thermique (la convection forcée) a l'intérieur de l'échangeur. On suppose que :

- Régime de fonctionnement quasi-stationnaire.
- L'écoulement de fluide suivant l'axe des tubes et établi.
- La dégradation de la chaleur est axiale et radiale.
- La section du passage constante
- Les propriétés thermo-physiques du fluide indépendant de la température.
- L'épaisseur du tube est négligeable.
- Le fluide incompressible et sans source interne.

L'étude de cette part en deux parties

II-2.2.a Partie dynamique de problème

Les équations de conservations décrivant l'écoulement en régime laminaire sont les équations non linéaires de continuité et de Navier Stokes, ces équations se réduisent

Equation de continuité

C'est l'équation qui exprime la loi de conservation de la masse pour un volume de contrôle matériel. Elle s'exprime mathématiquement sous la forme suivante *[11]*

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + div(\rho V) = 0 \qquad \text{(II.23)}$$

ρ : La masse volumique en [kg/m^3]

V : La vitesse [m/s]

$\frac{\partial}{\partial t} \rightarrow 0$: Cas stationnaire

Equation de quantité de mouvement

Le principe de conservation de la quantité de mouvement permet d'établir les relations entre les caractéristiques du fluide lors de son mouvement et les cause qui le produisent. Il indique que le taux de variation de quantité de mouvement contenu dans le volume de contrôle est égal à la somme de toutes les forces extérieures qui lui sont appliquées. Il s'écrit sous la forme suivante *[11]*

$$\frac{D}{Dt}\left(\rho\vec{V}\right) = \rho\vec{F} - \overrightarrow{grad\ P} + \mu\,\nabla^2\vec{V} \qquad \text{(II.24)}$$

Cas l'écoulement permanant et incompressible à viscosité constante et la masse volumique est négligeable, le régime dynamique est établie et symétrie par rapport a l'axe de tube on peut écrire lés équations de la conservation sous la forme suivante

$$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial u}{\partial y}+\frac{\partial u}{\partial z}=0 \qquad \text{(II.25)}$$

$$\rho(u\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial y}+w\frac{\partial u}{\partial z})=-\frac{\partial p}{\partial x}+\mu\nabla^2 u \qquad \text{(II.26 a)}$$

$$\rho(u\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial y}+w\frac{\partial v}{\partial z})=-\frac{\partial p}{\partial y}+\mu\nabla^2 v \qquad \text{(II.26 b)}$$

$$\rho(u\frac{\partial w}{\partial x}+v\frac{\partial w}{\partial y}+w\frac{\partial w}{\partial z})=-\frac{\partial p}{\partial z}+\mu\nabla^2 w \qquad \text{(II.26 c)}$$

II-2.2.a1 Tronçon vertical

Par l'introduction d'un système de coordonnées cylindriques selon la figure (II-3), si la vitesse longitudinale dans le tronçon vertical devient une fonction de (r) donc $u=u(r)$. Les équations (II.25), (II.26 a), (II.26 b), (II.26 c) permettent de dire que la pression dépond de x, donc $p=p(x)$. Cas le tronçon vertical sortie, le sens de l''écoulement de l'air vers le haut.

Le gradient de pression $\frac{dp}{dx}$ est considéré comme constant.

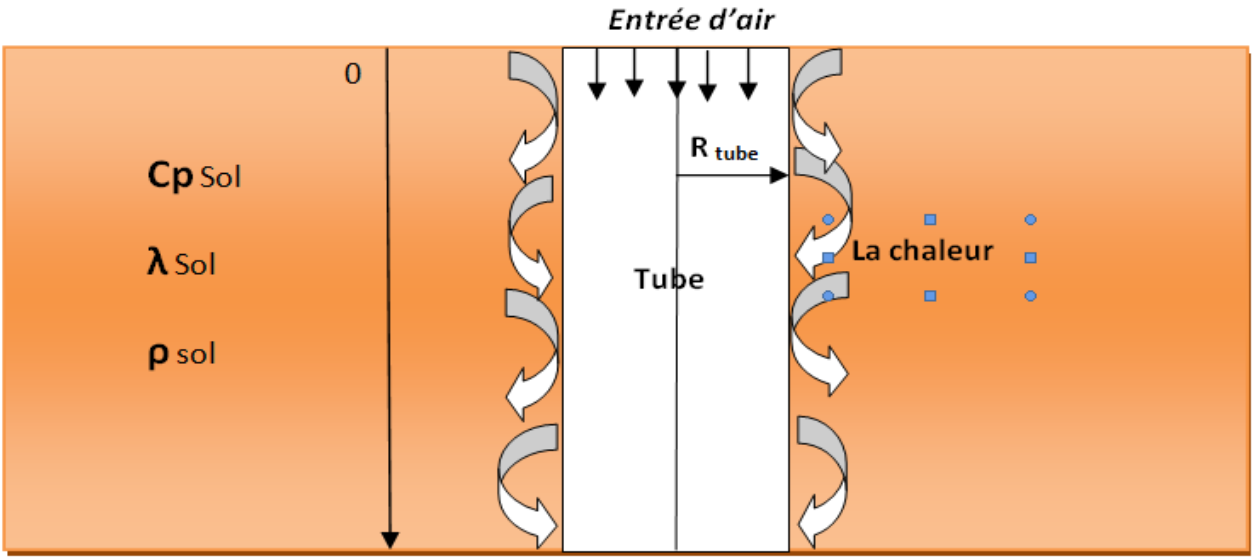


Fig II-3 schéma d'un tronçon vertical (échange de chaleur entre l'air et le sol)

Les équations de Navier-Stokes s'écrit

$$\frac{\partial u}{\partial x} = 0 \qquad \text{(II.27)}$$

$$\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\partial u}{\partial r}\right) = -\frac{1}{\mu}\frac{\partial p}{\partial x} \qquad \text{(II.28)}$$

En fait l'équation (II.28) s'écrit

$$\frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \left(\frac{1}{r}\frac{\partial u}{\partial r}\right) = -\frac{1}{\mu}\frac{\partial p}{\partial x} = -a \qquad \text{(II.29)}$$

Les conditions aux limites sont exprimées par u=0 à la paroi $(r = R)$ et par la symétrie de la fonction $u(r)$sur l'axe de tronçon $r = 0$; $\frac{\partial u}{\partial r} = 0$

Par intégration de (II) on obtient

$$\frac{\partial u}{\partial r} = \frac{-a}{\mu}\frac{r}{2} + \frac{C_1}{r} \qquad \text{(II.30)}$$

La condition de symétrie autour de $r = 0$ donne $C_1 = 0$.

En intégrant (II-) et en tenant compte de la condition à la limite à la paroi $r = R$. L'expression de la vitesse s'écrit

$$u(r) = \frac{a}{4\mu}\left[1 - \left(\frac{r}{R}\right)^2\right] \qquad \text{(II.31)}$$

Le profil de vitesse est donc parabolique. Pour un écoulement laminaire, la théorie de Poiseuille montre que cette vitesse moyenne est égale à 1/2 de la vitesse maximale réalisée au centre du tube.

$r = 0 : u(0) = u_{max}$ Donc : $u_{max} = \frac{a}{4\mu}$

$$\bar{u} = \frac{1}{2}u_{max} \qquad \text{(II.32)}$$

La distribution de vitesse peut donc s'écrire

$$u(r) = 2\bar{u}\left[1 - \left(\frac{r}{R}\right)^2\right] \qquad \text{(II.33)}$$

En coordonnées cartésiennes, l'équation (II.33) s'écrit sous la forme suivante

$$u(y) = 2\bar{u}\left[1 - \left(\frac{y}{R}\right)^2\right] \qquad \text{(II.34)}$$

II-2.2.a2 Tronçon horizontal

Le tronçon horizontal est enfoui sous sol et introduire par un système de coordonnés cylindrique figure (II-5). On prend la valeur de la vitesse de l'air dehors de tronçon vertical comme une valeur de la vitesse de l'air à l'entrée de tronçon horizontal.

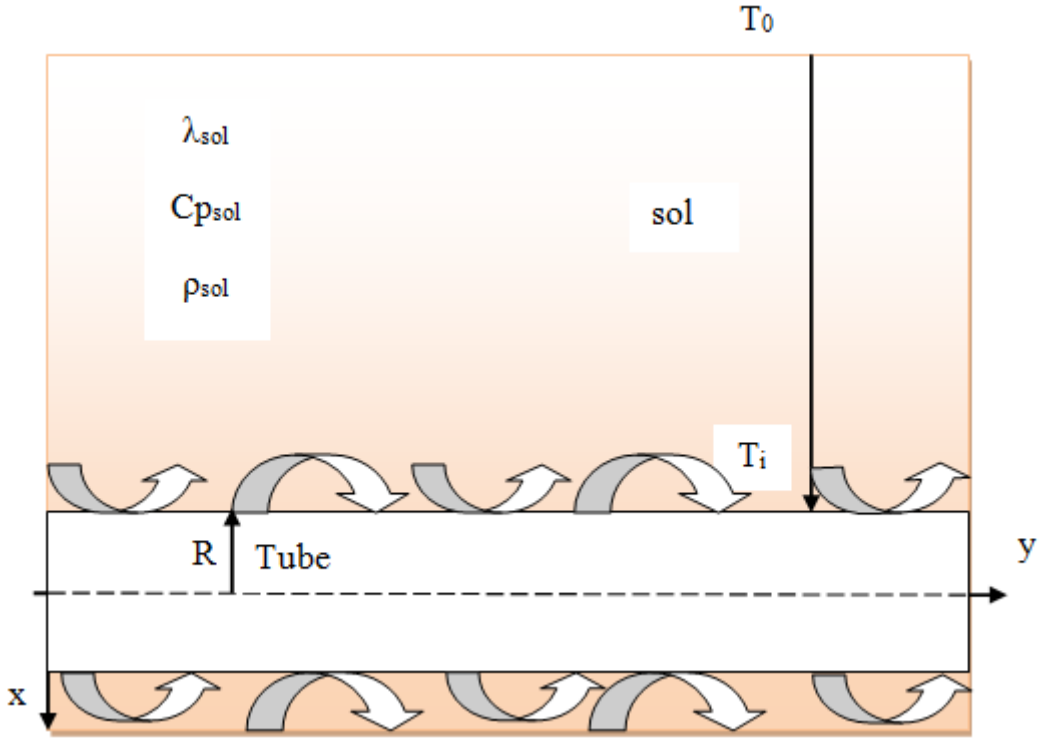


Fig II-4 schéma d'un tronçon horizontal (échange de chaleur entre l'air et le sol)

De même façon de déterminer l'expression de la vitesse d'écoulement de l'air à l'intérieur de tronçon verticale. On détermine l'expression de la vitesse de l'écoulement de l'air à l'intérieur de tronçon horizontal.

Les équations de la conservation s'écrient :

$$\frac{\partial v}{\partial y} = 0 \qquad \text{(II.35)}$$

$$\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\partial v}{\partial r}\right) = -\frac{1}{\mu}\frac{\partial p}{\partial y} \qquad \text{(II.36)}$$

En fait l'équation (II.36) s'écrit

$$\frac{\partial^2 v}{\partial r^2} + \left(\frac{1}{r}\frac{\partial v}{\partial r}\right) = -\frac{1}{\mu}\frac{\partial p}{\partial y} = -a \qquad \text{(II.37)}$$

Selon les conditions aux limites du tronçon horizontal, l'expression de la vitesse de l'air à l'intérieur de rançon horizontal s'écrit comme suit :

$$v(r) = 2\bar{v}\left[1 - \left(\frac{r}{R}\right)^2\right] \quad \text{(II.38)}$$

En coordonnées cartésiennes, l'équation (II.38) s'écrit sous la forme suivante

$$v(x) = 2\bar{v}\left[1 - \left(\frac{x}{R}\right)^2\right] \quad \text{(II.39)}$$

II-2.3 Partie thermique

L'équation de conservation d'énergie est obtenue à partir du premier principe de la thermodynamique. Ce principe met en relation les différentes formes d'énergie : *[11]*

$$\rho\frac{DE}{Dt} = div\left(\lambda_f\overrightarrow{gradT}\right) - \rho div\vec{q} + \phi \quad \text{(II.40)}$$

$\rho\frac{DE}{Dt}$: La variation totale d'énergie

$div\left(\lambda_f\overrightarrow{gradT}\right)$: La variation d'énergie par conduction

$\rho div\vec{q}$: Puissance volumétrique dissipée

ϕ : La dissipation irréversible due au frottement visqueux

On peut traduire les hypothèses précédentes le la manière suivante :

$$\begin{cases} l'energie\ interne: E = c_v T + E_0 \\ etabli\ :\ \frac{\partial}{dx} = 0 \\ sans\ source\ interne: \phi = 0 \\ \lambda_f, c_v\ et\ \mu = ctes \end{cases}$$

L'équation (II.40) se simplifie en :

$$\rho c_v u\frac{\partial T}{\partial x} = \lambda_f\left(\frac{\partial^2 T}{\partial^2 r} + \frac{1}{r}\frac{\partial T}{\partial r}\right) \quad \text{(II.41)}$$

On pose $\alpha_f = \frac{\lambda_f}{\rho c_v}$ diffusivité thermique.

$$\frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\alpha_f}{u}\left(\frac{\partial^2 T}{\partial^2 r} + \frac{1}{r}\frac{\partial T}{\partial r}\right) \quad \text{(II.42)}$$

On intègre les expressions de la vitesse de l'air à l'intérieur des tronçons (II.33) et (II.38) dans l'équation de chaleur (II.42). Les équations qui gouvernent le phénomène thermique s'écrient comme suit :

Tronçon vertical

$$\frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\alpha_f}{u(r)}\left(\frac{\partial^2 T}{\partial^2 r} + \frac{1}{r}\frac{\partial T}{\partial r}\right) \quad \text{(II.43)}$$

Tronçon horizontal

$$\frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\alpha_f}{v(r)}\left(\frac{\partial^2 T}{\partial^2 r} + \frac{1}{r}\frac{\partial T}{\partial r}\right) \quad \text{(II.44)}$$

Le phénomène étudie est symétrique par rapport à l'axe du tube; on peut écrire les équations (II.43) et (II.44) dans les coordonnées cartésiennes à savoir :

Tronçon vertical

$$\frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\alpha_f}{u(y)}\left(\frac{\partial^2 T}{\partial^2 y}\right) \quad \text{(II.45)}$$

Tronçon horizontal

$$\frac{dT}{dy} = \frac{\alpha_f}{u(x)}\left(\frac{d^2 T}{d^2 y}\right) \quad \text{(II.46)}$$

II-3. Traitement du phénomène thermique à l'intérieur du tronçon horizontal

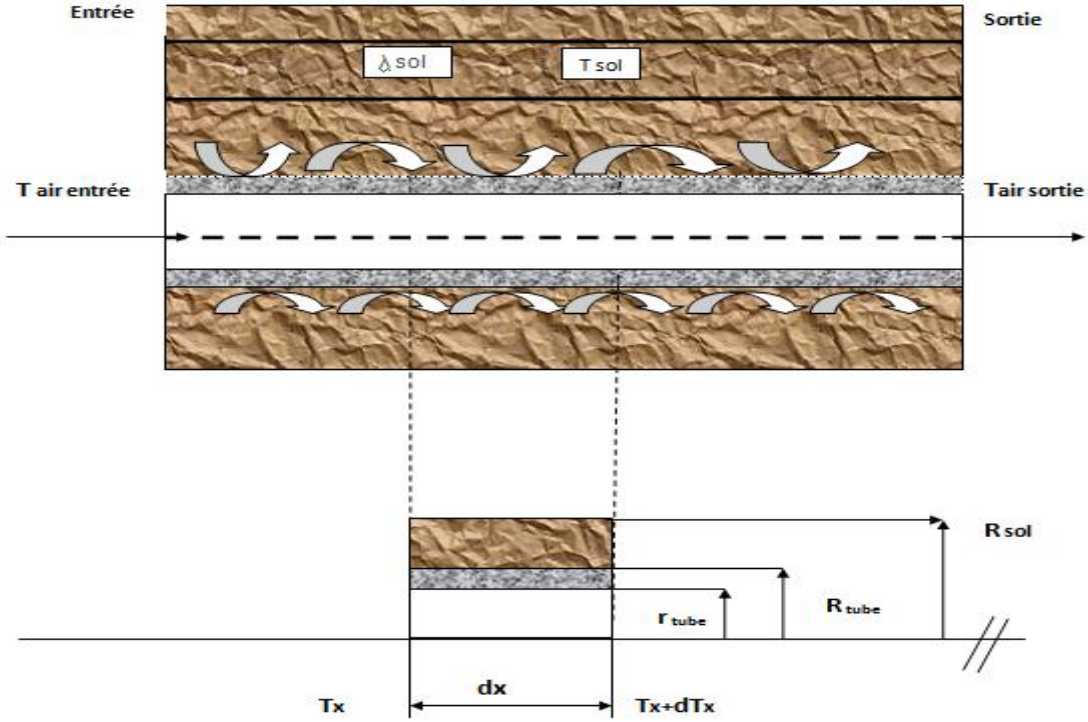


Fig II-5 Transfert de chaleur entre le tube enterré horizontal et le sol

II-3.1 Bilan massique

Pour un écoulement unidimensionnel stationnaire, l'équation de continuité se traduit par :

$$\rho_e u_e S p_e = \rho_s u_s S p_s = cte \qquad \text{(II.47)}$$

II-3.2 Bilan énergétique *[13]*

L'étude du bilan énergétique est effectuée sur le fluide et le sol. L'échangeur est divisé en un nombre fini de petits volumes de longueur (dy) comme le montre la figure (II-5).

L'accumulation d'énergie dans un volume de contrôle est égale à la somme des énergies entrantes et des énergies sortantes en rajoutant l'énergie absorbée ou perdue à travers de la surface d'échange. Dans notre cas, cette accumulation se traduit par l'expression suivante:

$$\rho_e u_e S p_e [H_s - H_e] = \emptyset_y \qquad \text{(II.48)}$$

Pour un volume fini

$$\dot{m}\left[H_{y+dy} - H_y\right] = \emptyset_y \qquad \text{(II.49)}$$

Avec :

$$H_{y+dy} = CP\ (T_y + T_{y+dy})$$
(II.50)

$$H_y = CP\ T_y \qquad \text{(II.51)}$$

$$\emptyset_y = \frac{dy}{R_{conv}+R_{sol}}(T_s - T_y) \qquad \text{(II.52)}$$

Et

$$R_{sol} = \frac{1}{2\pi\lambda_{sol}} \ln \frac{D_{sol}}{D_{tube}} \qquad \text{(II.53)}$$

$$R_{conv} = \frac{1}{h_{con}\pi D_{tube}} \qquad \text{(II.54)}$$

$$\dot{m}Cp\left[T_y + T_{y+dy} - T_x\right] = \frac{dy}{R_{conv}+R_{sol}}\left(T_s - T_y\right) \qquad \text{(II.55)}$$

On pose :

$$\dot{C} = \dot{m}Cp$$

$U = \frac{1}{R_{conv}+R_{sol}}$: Coefficient d'échange global

$$\dot{C}dT_y = U\left(T_s - T_y\right)dy \qquad \text{(II.56)}$$

$$\frac{dT}{(T_s - T_y)} = \frac{U}{\dot{C}}dy \qquad \text{(II.57)}$$

On intègre l'équation (II.57) on aura :

$$\ln\left(T_s - T_y\right) = \frac{U}{\dot{C}}y + c \qquad \text{(II.58)}$$

Pour

$y = 0 :\ \ T_0 = T_{ae}$

Donc : $c = \ln(T_s - T_{ae})$

En remplace c dans l'équation (II.58) :

$$\ln\frac{(T_s-T_y)}{(T_s-T_{ae})}=\frac{-U}{\dot{C}}y \qquad \text{(II.59)}$$

$$T_y=T_s+(T_{ae}-T_s)exp\left(\frac{-U}{\dot{C}}y\right) \qquad \text{(II.60)}$$

Pour x=L ; l'équation devient :

$$T_{as}=T_s+(T_{ae}-T_s)exp\left(\frac{-U}{\dot{C}}L\right) \qquad \text{(II.61)}$$

Cette expression traduit l'évolution de la température le long du tronçon horizontal

II-3.3 Calcul de l'efficacité *[13]*

L'efficacité d'un échangeur est le rapport de la puissance thermique réellement échangé a la puissance d'échange maximum théorique possible avec les mêmes conditions d'entrée de fluide (nature, débit..) dans l'échangeur. Son expression est donnée par :

$$\varepsilon=\frac{\phi_{reel}}{\phi_{max}} \quad \Longrightarrow \quad \varepsilon=\frac{\Delta T_{reel}}{\Delta T_{max}} \qquad \text{(II.62)}$$

$$\varepsilon=\frac{(T_{ae}-T_{as})}{(T_{ae}-T_{sol})} \qquad \text{(II.63)}$$

$$T_{as}=T_{ae}+(T_s-T_{ae})(1-exp\left(\frac{-U}{\dot{C}}L\right)) \qquad \text{(II.64)}$$

$$T_{as}=T_{ae}+(T_s-T_{ae})\varepsilon \qquad \text{(II.65)}$$

II-3.4 Les pertes de charge *[14]*

En pratique, la quantification des pertes de charge requiert la détermination du gradient de pression totale en fonction des paramètres caractérisant le fluide et l'écoulement.

$$\Delta P=\xi.\rho.\frac{L}{D_{tube}}.\frac{V_{air}^2}{2} \qquad \text{(II.66)}$$

Les pertes de charge dans l'échangeur peuvent êtres exprimés par :

$$\Delta H=\xi.\frac{L}{D_{tube}}.\frac{V_{air}^2}{2.g} \qquad \text{(II.67)}$$

II-3.5 Paramètres adimensionnels *[14]*

Dans la plus part du temps ; la résolution analytique des problèmes de convection est très compliquée.

Ici on s'intéresse uniquement aux nombres adimensionnels rencontrés dans la convection forcée en régime turbulent et laminaire

Nombre de REYNOLDS : exprime le rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses.

$$Re = \frac{\rho\, u\, D_h}{\mu} \qquad \text{(II.68)}$$

Avec :

ρ : Masse volumique (kg/m^3)

μ: viscosité dynamique(Pa.s)

D_h: Diamètre hydraulique (m)

Nombre de PRANDTL :

$$Pr = \frac{\mu\, Cp}{\lambda} = \frac{\nu}{\alpha} \qquad \text{(II.69)}$$

Avec :

Cp : Chaleur massique (J/Kg.K)

λ: Conductivité thermique (W/m.K)

ν: Viscosité cinématique (m^2/s)

α : Diffusivité thermique (m^2/s)

Nombre de NUSSELT

$$Nu = \frac{h\, D_h}{\lambda} \qquad \text{(II.70)}$$

Avec :

h : Coefficient d'échange de chaleur par convection (W/m^2.K)

II-3.6 Corrélations *[14]*

Pour un régime laminaire où les propriétés physiques sont constantes, la corrélation propose s'écrit sous la forme :

$$Nu = 1.62.\left(Re.Pr.{}^{D_h}/_{L}\right)^{1/3} \qquad \text{(II.71)}$$

Pour le régime transitoire et turbulent (GINIELINSKI)

$$Nu = \frac{\xi}{8}.\frac{(Re-10^3).Pr}{1+1{,}27.\left(\frac{\xi}{8}\right)^{0.5}\left(Pr^{\frac{2}{3}}-1\right)}\left[1+\left(\frac{D_h}{L}\right)^{2/3}\right] \qquad \text{(II.72)}$$

$0.6 < Pr < 2000\,,\ \ 2300 < Re < 10^5\ \ et\ \ 0 < \frac{Dh}{L} < 1.$

Pour : $2300 < Re < 10^5$

$\xi = 0{,}3164\ Re^{-0{,}25}$

Pour : $10^5 < \mathrm{Re} < 10^6$

$\xi = 0{,}00540 + 3964\ Re^{-0{,}3}$

ξ: Coefficient Darcy.

CHAPITRE III

Dans ce chapitre nous cherchons à résoudre les problèmes posés dans le chapitre précèdent, nous proposons de deviser ce chapitre en deux parties : La première partie est réservée à l'étude numérique du formule mathématique suggérée du problème, par contre la deuxième partie est réservée à l'étude expérimentale de l'échangeur géothermique installé au niveau de l'université de Biskra.

III. Introduction

Les phénomènes physiques en général obéissent à des lois mathématiques et à la résolution de systèmes des équations mathématiques. Pour notre étude, il s'agit essentiellement des équations différentielles de second ordre à coefficients variables. Pour résoudre ces équations on utilise la méthode numérique qui consiste à développer les moyens de la résolution de ces dernières.

En conséquence, nous adaptons la méthode de résolution numérique qui nécessite la discrétisation. Nous transformons les équations différentielles aux dérivées partielles (EDP) en un système d'équations algébriques.

La figure (III-1) représente les étapes de résolution numérique d'un problème physique.

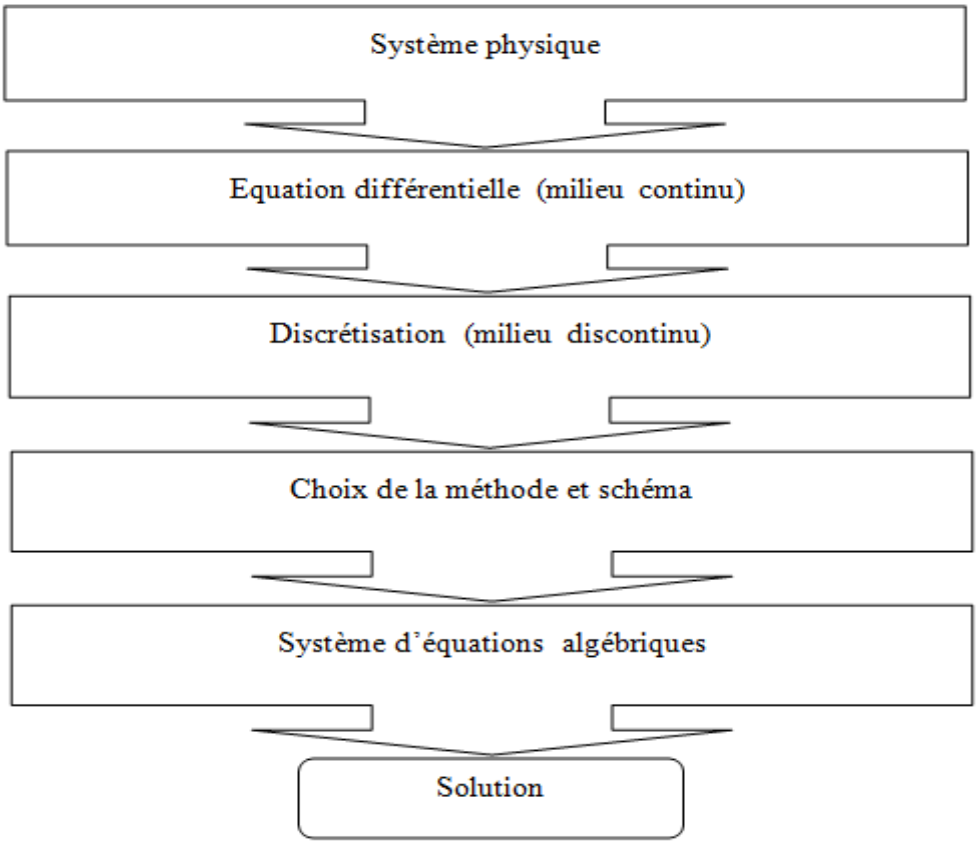


Fig III-1 Suite logique de résolution d'un problème

Dans cette partie on décrit la méthode numérique utilisée pour résoudre les équations formulées au niveau du chapitre II : (équation de conduction dans le sol, équation de convection dans l'échangeur géothermique).

III-1. Solution numérique de l'équation de la température de sol

Pour déterminer la distribution de la température dans le sol au cours de l'année, on utilise l'équation (II-2) qui gouverne le phénomène de transfert de chaleur par conduction :

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{k}{\rho c}\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}\right) = \alpha\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}\right) \qquad \text{(III-1)}$$

Avec : $\alpha = \frac{k}{\rho c_p}$

Par l'intermédiaire du l'approximation de Taylor, on peut écrire:

$$\frac{\partial T}{dt} = \frac{T_{i,j+1} - T_{i,j}}{\Delta t} \qquad \text{(III-2)}$$

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{T_{i+1,j} - 2T_{i,j} + T_{i-1,j}}{\Delta x^2} \qquad \text{(III-3)}$$

$$\frac{T_{i,j+1} - T_{i,j}}{\Delta t} = \alpha.\left[\frac{T_{i+1,j} - 2T_{i,j} + T_{i-1,j}}{\Delta x^2}\right] \qquad \text{(III-4)}$$

Remplaçons les approximations précédentes dans l'équation (III-1) on aura :

$$T_{i,j+1} = \left(1 - 2\alpha\frac{\Delta t}{\Delta x^2}\right)T_{i,j} + \alpha\frac{\Delta t}{\Delta x^2}\left(T_{i+1,j} + T_{i-1,j}\right) \qquad \text{(III-5)}$$

On pose :$\beta = \left(\alpha\frac{\Delta t}{\Delta x^2}\right)$

$$T_{i,j+1} = (1 - 2\beta)T_{i,j} + \beta\left(T_{i+1,j} + T_{i-1,j}\right) \qquad \text{(III-6)}$$

Les conditions aux limites associes au domaine d'étude sont :

La température au niveau de la surface($x = 0m$ l'origine).

La température à 3m de profondeur.

Le temps de début arbitraire et un an au plus tard.

La limite supérieure indique une température qui varie de façon saisonnière :

$$T(0,t) = T_s = T_i + a\cos\omega t \qquad \text{(III-7)}$$

La limite inferieur supposée à une profondeur de 3m qu'aucune chaleur atteint le bas, le transfert est considéré comme établi, ce qu'est traduit par :

$$\left.\frac{\partial T(x,t)}{\partial x}\right|_{x=3m} = 0 \qquad \text{(III-8)}$$

III-2. Solution numérique les équations de convection à l'intérieur des tronçons de l'échangeur

Pour résoudre les équations (II-45) et (II-46) du chapitre précédent qui caractérise le phénomène de convection forcée au niveau des tronçons respectifs (vertical et horizontal).

$$\frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\alpha_f}{u(y)}\left(\frac{d^2T}{dy^2}\right) \qquad \text{(III-9)}$$

$$\frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\alpha_f}{u(x)}\left(\frac{d^2T}{dx^2}\right) \qquad \text{(III-10)}$$

On doit procéder à la méthode numérique basée sur le schéma des différences finies.

III-2.a. Discrétisation de l'équation de l'énergie (III-9) pour le tronçon vertical d'entrée

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

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

L'équation (III-9) devient :

$$\frac{T_{i,j}-T_{i-1,j}}{\Delta x} = \left(\frac{\alpha_f}{u(y)}\right)\left[\frac{T_{i,j+1}-2T_{i,j}+T_{i,j-1}}{\Delta y^2}\right] \qquad \text{(III-11)}$$

$$Posons: \quad \left(\frac{\alpha_f}{u(y)}\right) = B$$

$$\frac{T_{i,j}-T_{i-1,j}}{\Delta x} = B.\left[\frac{T_{i,j+1}-2T_{i,j}+T_{i,j-1}}{\Delta y^2}\right] \qquad \text{(III-12)}$$

On multiple les deux membres de l'équation (III-12) par Δy^2 on aura:

$$\frac{\Delta y^2}{\Delta x}(T_{i,j} - T_{i-1,j}) = B.\left(T_{i,j+1} - 2T_{i,j} + T_{i,j-1}\right) \qquad \text{(III-13)}$$

L'équation aura la forme :

$$\left(\frac{\Delta y^2}{\Delta x} + 2B\right) T_{i,j} = \frac{\Delta y^2}{\Delta x} T_{i-1,j} + B\ (T_{i,j+1} + T_{i,j-1}\ ) \qquad \text{(III-14)}$$

Finalement l'équation prendra la forme:

$$T_{i,j} = \left[\frac{\frac{\Delta y^2}{\Delta x}}{\left(\frac{\Delta y^2}{\Delta x}+2B\right)}\right] T_{i-1,j} + \left[\frac{B}{\left(\frac{\Delta y^2}{\Delta x}+2B\right)}\right] . (T_{i,j+1} +. T_{i,j-1}\ ) \qquad \text{(III-15)}$$

On pose : $\frac{\frac{\Delta y^2}{\Delta x}}{\left(\frac{\Delta y^2}{\Delta x}+2B\right)} = B_1$, $\frac{B}{\left(\frac{\Delta y^2}{\Delta x}+2B\right)} = B_2$,

Finalement, l'équation (III-15) s'écrit:

$$T_{i,j} = B_1 . T_{i-1,j} + B_2 (T_{i,j+1} + T_{i,j-1}\ ) \qquad \text{(III-16)}$$

III-2.b. Discrétisation de l'équation de l'énergie (III-10) pour le tronçon horizontal

La discrétisation de l'équation (III-10) se fait par les mêmes étapes effectuées au tronçon vertical, l'équation (III-10) s'écrit comme suit :

$$T_{i,j} = B'_1 . T_{i-1,j} + B'_2 (T_{i,j+1} + T_{i,j-1}\ ) \qquad \text{(III-17)}$$

Avec : $\frac{\frac{\Delta x^2}{\Delta y}}{\left(\frac{\Delta x^2}{\Delta y}+2B'\right)} = B'_1$, $\frac{B'}{\left(\frac{\Delta x^2}{\Delta y}+2B'\right)} = B'_2$ $et\ B' = \left(\frac{\alpha_f}{u(y)}\right)$

III-2.c. Discrétisation de l'équation de l'énergie (III-9) pour le tronçon vertical sortie

De la même façon que pour le tube vertical d'entrée. On discrétise l'équation (III-9). Dans ce cas, la direction de l'écoulement de l'air vers le haut. L'approximation des termes de l'équation différentielle aux dérivées partielle se fait comme suit :

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

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

L'équation (III-9) prendra la forme suivante :

$$\frac{T_{i+1,j} - T_{i,j}}{\Delta x} = B\left[\frac{T_{i,j+1} - 2T_{i,j} + T_{i,j-1}}{\Delta y^2}\right] \qquad \text{(III-18)}$$

On multiple les deux membres de l'équation (III-18) par Δy^2 on aura:

$$\frac{\Delta y^2}{\Delta x}(T_{i-1,j} - T_{i,j}) = B.\left(T_{i,j+1} - 2T_{i,j} + T_{i,j-1}\right) \quad \text{(III-19)}$$

L'équation aura la forme :

$$\left(2B - \frac{\Delta y^2}{\Delta x}\right) T_{i,j} = \frac{\Delta y^2}{\Delta x} T_{i+1,j} + B\ (T_{i,j+1} + T_{i,j-1}\ ) \quad \text{(III-20)}$$

Finalement l'équation sera :

$$T_{i,j} = \left[\frac{\frac{\Delta y^2}{\Delta x}}{\left(2B - \frac{\Delta y^2}{\Delta x}\right)}\right] T_{i+1,j} + \left[\frac{B}{\left(2B - \frac{\Delta y^2}{\Delta x}\right)}\right].(T_{i,j+1} + .T_{i,j-1}\ ) \quad \text{(III-21)}$$

On pose :

$$B_1^{''} = \frac{\frac{\Delta y^2}{\Delta x}}{\left(2B - \frac{\Delta y^2}{\Delta x}\right)} \qquad et\ \ B_2^{''} \frac{B}{\left(2B - \frac{\Delta y^2}{\Delta x}\right)}$$

L'équation (III-21) s'écrit :

$$T_{i,j} = B_1^{''} T_{i+1,j} + B_2^{''}(T_{i,j+1} + .T_{i,j-1}\ ) \quad \text{(III-22)}$$

Comme les parties arrondies sont petites relativement à la longueur de l'échangeur, on peut supposer que les valeurs à la sortie du tronçon vertical d'entrée (température, vitesse), comme des valeurs à l'entée de tronçon horizontal. Il est de même pour le tronçon de sortie

III-2.d Condition aux limites

Les conditions aux limites associées au problème traite sont :

Tronçon vertical entrée $(x = 0)$: $T(0, y) = T_{amb}$, $u = u(y) = 2\bar{u}\left[1 - \left(\frac{y}{R}\right)^2\right]$

Tronçon horizontal $(y = 0)$: $v = v(x) = 2\bar{v}\left[1 - \left(\frac{x}{R}\right)^2\right]$

$T(x, 0) = T(L, y)$ Température à la fin du tronçon vertical d'entrée.

Tronçon vertical sotie $(x = L)$: $T(L, y) = T_{sol}(L)$, $u = u(y) = 2\bar{u}\left[1 - \left(\frac{y}{R}\right)^2\right]$

Au niveau de la paroi interne de conduite du tronçon vertical de l'échangeur :

$(y = R): T(x, y) = T_{sol}(x, t)$ et $u(y) = 0$. Phénomène d'adhérence.

Pour la paroi du tronçon horizontal de l'échangeur les conditions sont semblables :

$(x = R): T(x, y) = T_{sol}(x, t)$ et $v(x) = 0$. Phénomène d'adhérence.

On écrit les conditions aux limites sous forme discrétisée, on obtient :

Pour le tronçon vertical

$i = 1: u(j) = 2\bar{u}\left[1 - \left(\frac{j}{R}\right)^2\right], T(1, j) = T_{amb}$

$j = 1$ et $j = m: T(i, j) = T_{sol}(i, t)$

Pour le ronçon horizontal

$j = 1: v(i) = 2\bar{v}\left[1 - \left(\frac{i}{R}\right)^2\right], T(i, 1) = T(n, j)$

$i = 1$ et $i = n: T(i, j) = T_{sol}(j, t)$

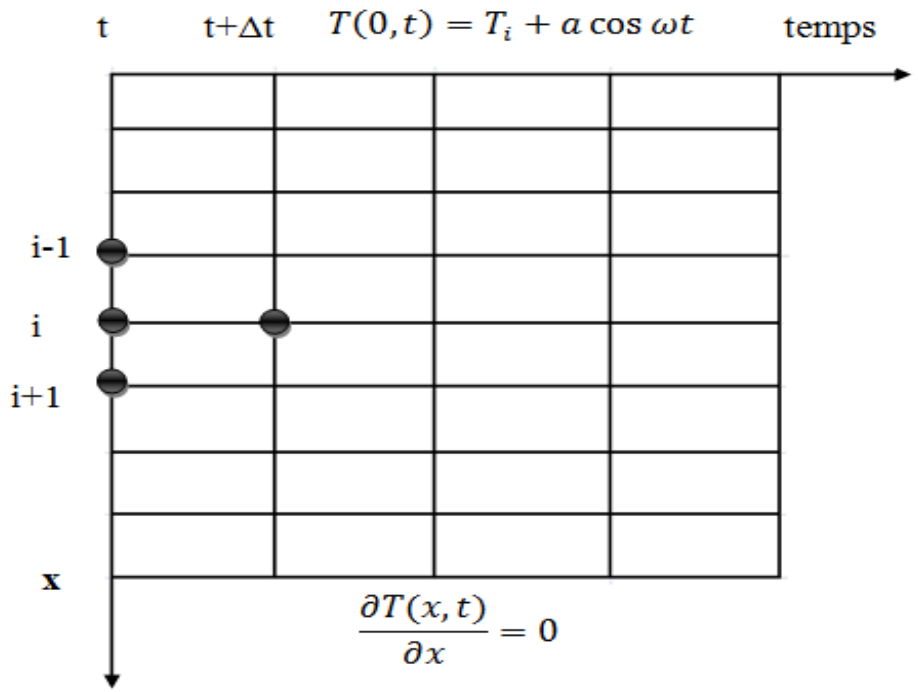


Fig. III-2 Domaine espace-temps discrétisé

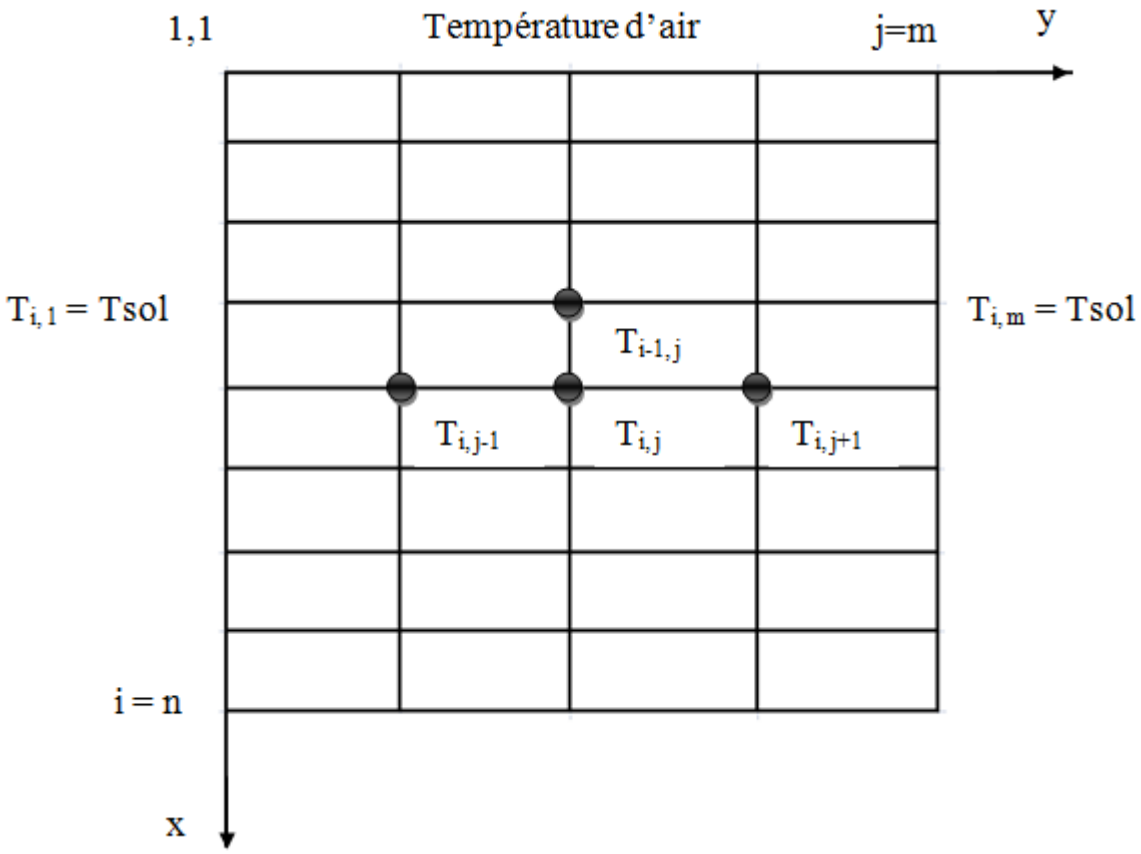


Fig. III-3 Représentation du tronçon discrétisé

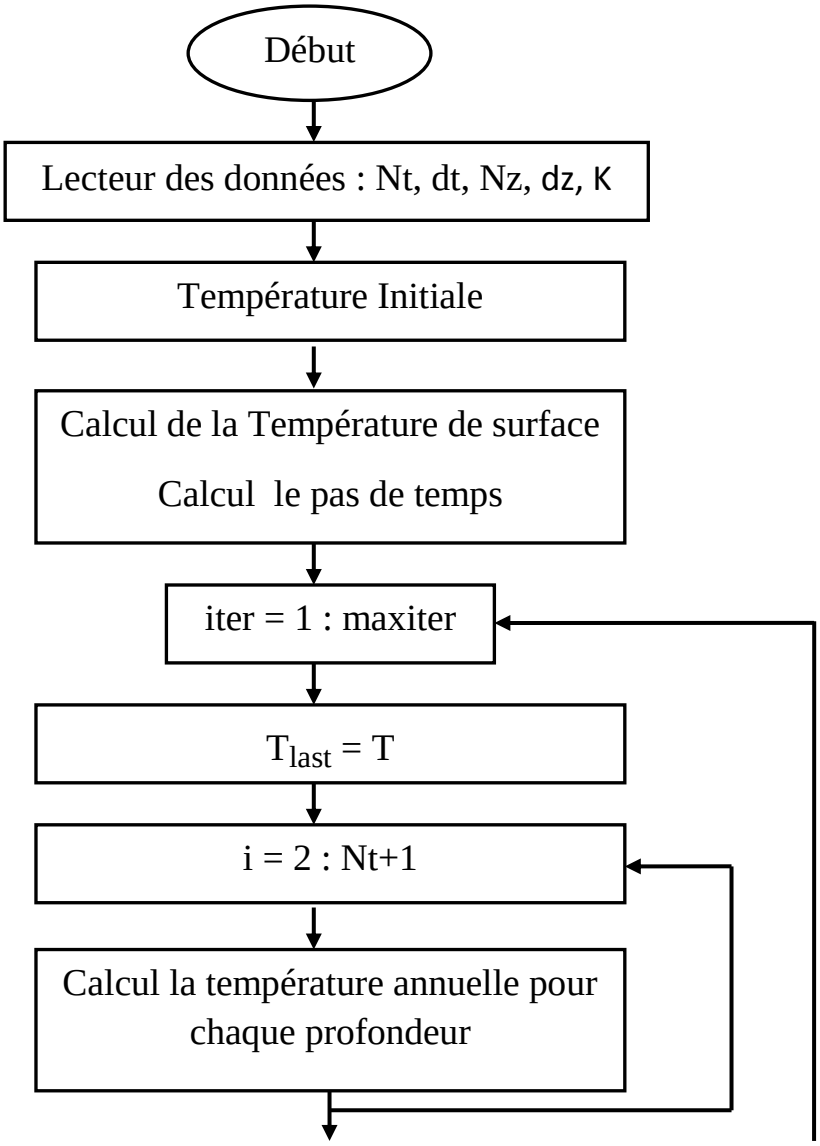
III-2.e Organigramme

Les programmes ont été réalisés pour éclaircir les étapes à suivre afin de résoudre les équations discrétisées précédemment. Les résultats issus des programmes nous donnent l'allure des températures dans le sol et dans l'échangeur de chaleur géothermique, pour les différentes dimensions et les régimes de l'écoulement.

Le premier organigramme (Fig. III-4) calcule la distribution de température dans le sol au cours de l'année pour chaque profondeur

Le deuxième organigramme (Fig. III-5) calcule le champ de température dans les tronçons de l'échangeur (vertical et horizontal) pour un écoulement établi.

Le dernier organigramme (Fig. III-6) calcul la variation de température dans le tronçon horizontal, puis il calcule l'efficacité, le flux échangé avec le sol et les pertes de charge dans l'échangeur.



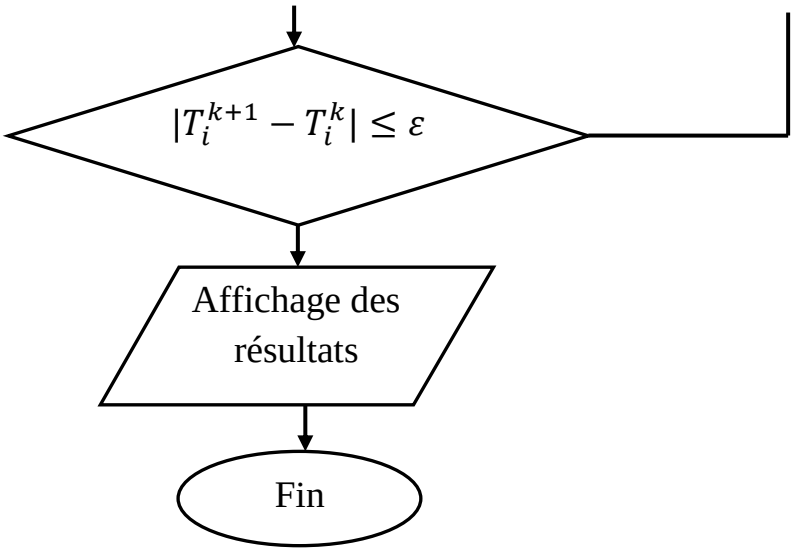


Fig. III-4 Organigramme de l'équation de sol

```
T = 30*ones(Nx+1,Nt+1);  %Créer matrice de température
time = [0:12/Nt:12];
T(1,:) = 27+15*cos(2*pi*time/12);  % temperature de surface
maxiter = 500
for iter = 1:maxiter
 Tlast = T; % sauvegarde de la dernière proposition
 T(:,1)=Tlast(:,end); %Initialisation de la température de t=0 par dernière température
   for i=2:Nt+1,
      depth = (T(1:end-2,i-1)-2*T(2:end-1,i-1)+T(3:end,i-1))/dx^2;
      time1D = K*depth;
      T(2:end-1,i) = time1D*dt + T(2:end-1,i-1);
      T(end,i) = T(end-1,i); % Appliquer en bas ( condition fond)
   end
   err(iter) = max(abs(T(:)-Tlast(:)));  %différence entre 2 dernières solutions
   if err(iter)<1E-4
      break; % Stop si la solutions plus loin
   end
end
```

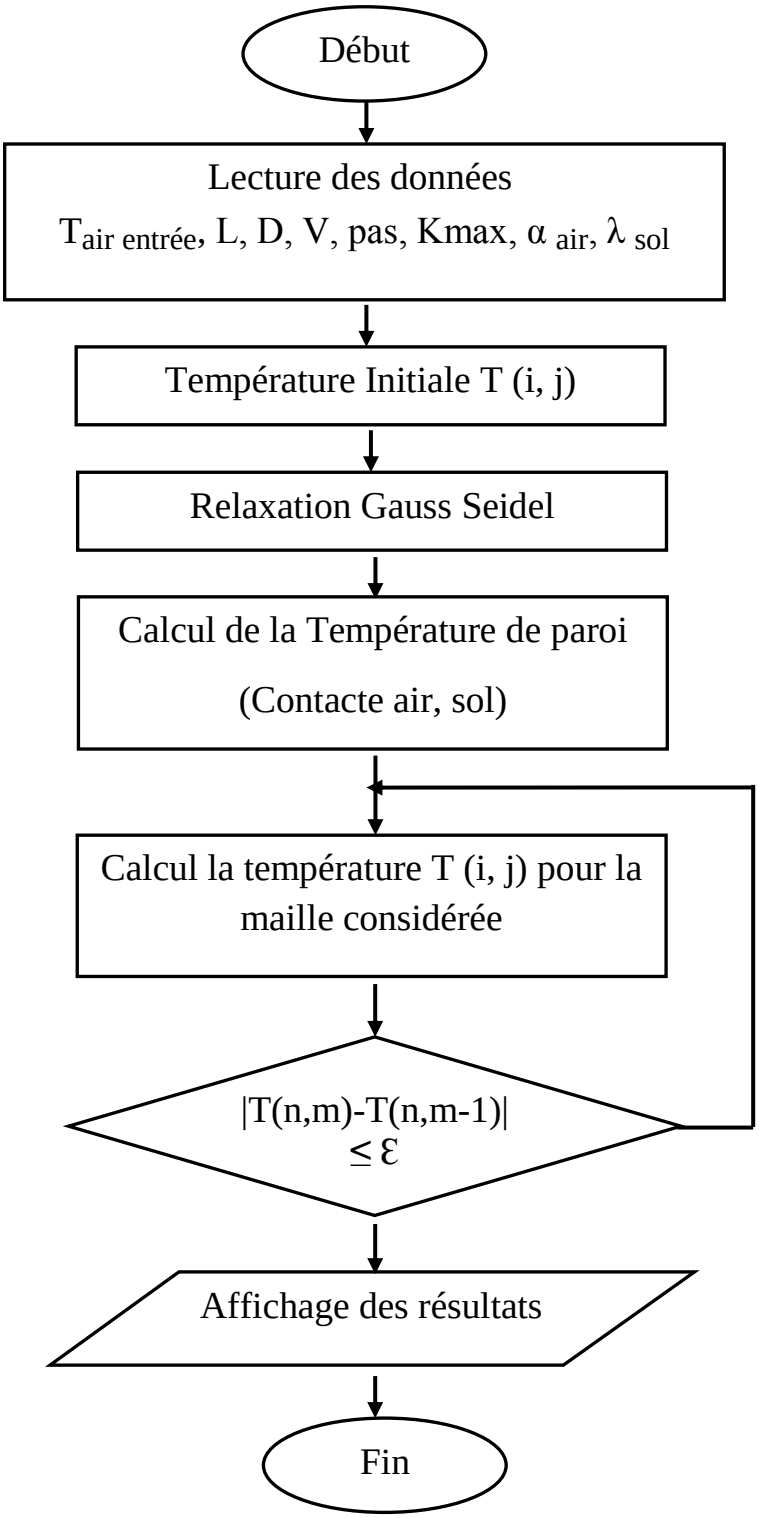


Fig. III-5 Organigramme de l'équation de tronçon vertical

```
!la température de sol (contact fluide+sol)
Do 30 i=1, n
T (i, 1) = 15*exp (-0.4028*(i-1))* cos (0.0502-0.4028*(i-1))+27
T (n, m)=15*exp(-0.4028*(i-1))* cos (0.0502-0.4028*(i-1))+27
30 continue
 Do 130 k=1, kmax
do 41 i=2,n      T(i,2)=0.9711*T(i-1,2)+0.0144*(T(i,3)+T(i,1))
41 continue
do 42 i=2,n      T(i,3)=0.9853*T(i-1,3)+0.0073*(T(i,4)+T(i,2))
42 continue
do 43 i=2,n      T(i,4)=0.9901*T(i-1,4)+0.0049*(T(i,5)+T(i,3))
43 continue
do 44 i=2,n      T(i,5)=0.9853*T(i-1,5)+0.0073*(T(i,6)+T(i,4))
 44 continue
do 45 i=2,n      T(i,6)=0.9711*T(i-1,6)+0.0144*(T(i,7)+T(i,5))
45 continue
if (abs(T(n,m)-T(n,m-1)).le. epsilon)go to 140
130    continue
140    continue
```

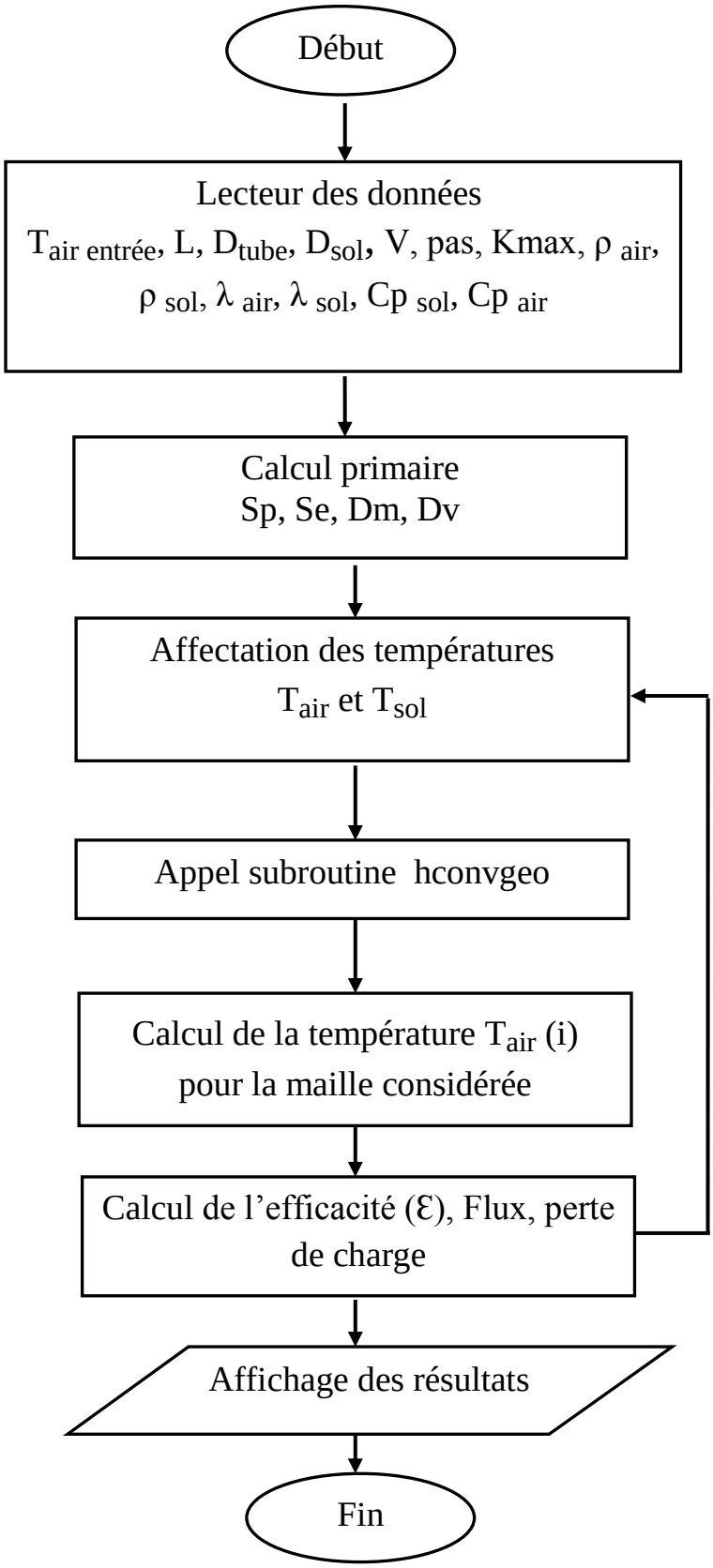


Fig. III-6 Organigramme de l'équation de tronçon horizontal

```
i=1
for x=0:pas:L
Ta=Ta;
Ts=Ts;
%-------calcul Ta------
h=hconvGeo(n,RO,CP,LAMBDA,V,Dh,L,MU)
Rconv=1/(h*3.14*Dh);
Rsol=(log(Ds/Dh))/(lambdaS*2*3.14);
U=Rconv+Rsol;
Ta=Ts+(Ta-Ts)/(exp((U*i)/(Dm*CP)));
%-- calcul perte de charge
 if (Re<=2300)
   XI=64/Re                          %    Drcy Laminaire
else
   XI=0.3164*(Re^(-0.25))        % Darcy Transitoire
   DELTAH=(XI*i*V^2)/(Dh*9.81*2)
end
DELTAP=RO*9.81*DELTAH;
Flux=Dm*CP*(Tae-Ta);
i=i+1;
end
```

Subroutine hconvGeo

```
function h=hconvGeo (n,RO,CP,LAMBDA,V,Dh,L,MU)
Re=(V*RO*Dh)/MU;
Pr=(MU*CP)/LAMBDA;
if Re<=2300
Nu=1.62*(Re*Pr*(Dh/L)^(1/3));
else
   XI=0.3164*(Re)^(-1/4);
   Nu=((Re-10^3)*Pr*XI*(1+Dh/L)^(2/3))/(1+(12.7*(XI/8)^0.5)*(-1+Pr^(2/3)));
end
h=Nu*LAMBDA/Dh;
end
```

III-3. Etude expérimentale

III-3.1. Introduction

La ville de BISKRA caractérisée par son climat saharien, situé à une latitude de 34°48’ nord et une longitude de 5°44’ son altitude par rapport à la mer est de 85m.

L’étude expérimentale est effectuée sur un échangeur de chaleur géothermique, installé dans l’université de Biskra par le laboratoire de génie mécanique (LGM). L’échangeur est construis sous forme de serpentin par des tubes en PVC de diamètre intérieur de 110mm et des tronçons de diamètre 40mm sont placés perpendiculairement sur l’échangeur (fig. III-7.a et fig. III7.b), le but de pose et dépose les sondes de température. L’échangeur est enfoui sous sol à une profondeur de 3m sur une surface d’enivrent de 8m de largeur et 8m de longueur.

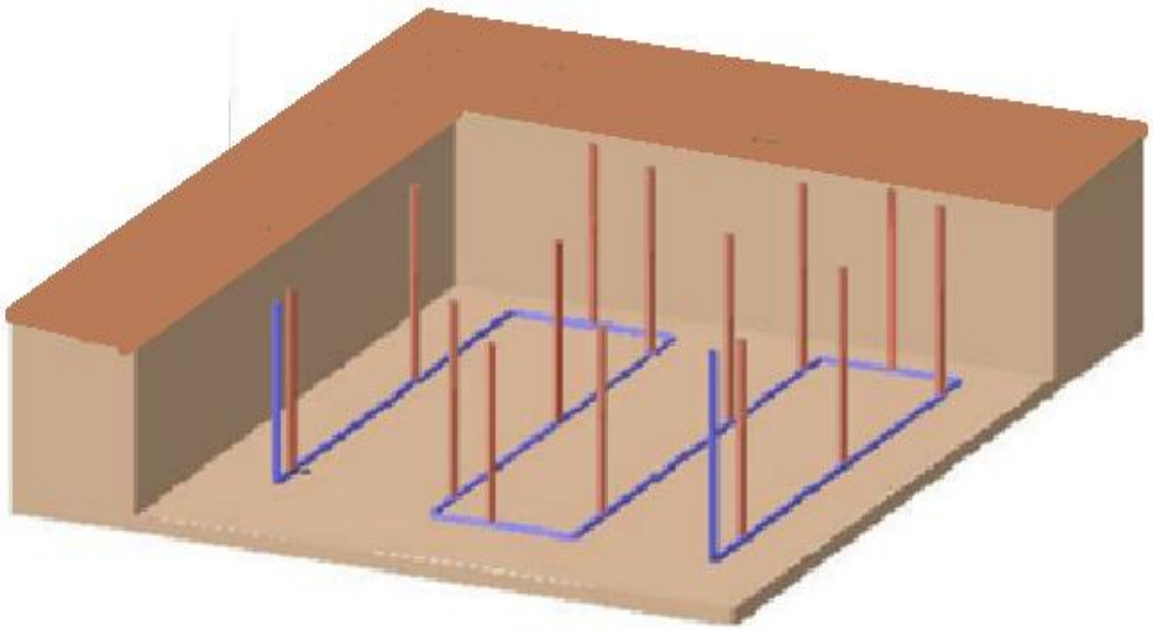


Fig III-7.a croquis d’une installation idéale prévue essais expérimentaux

(Site Université Biskra)

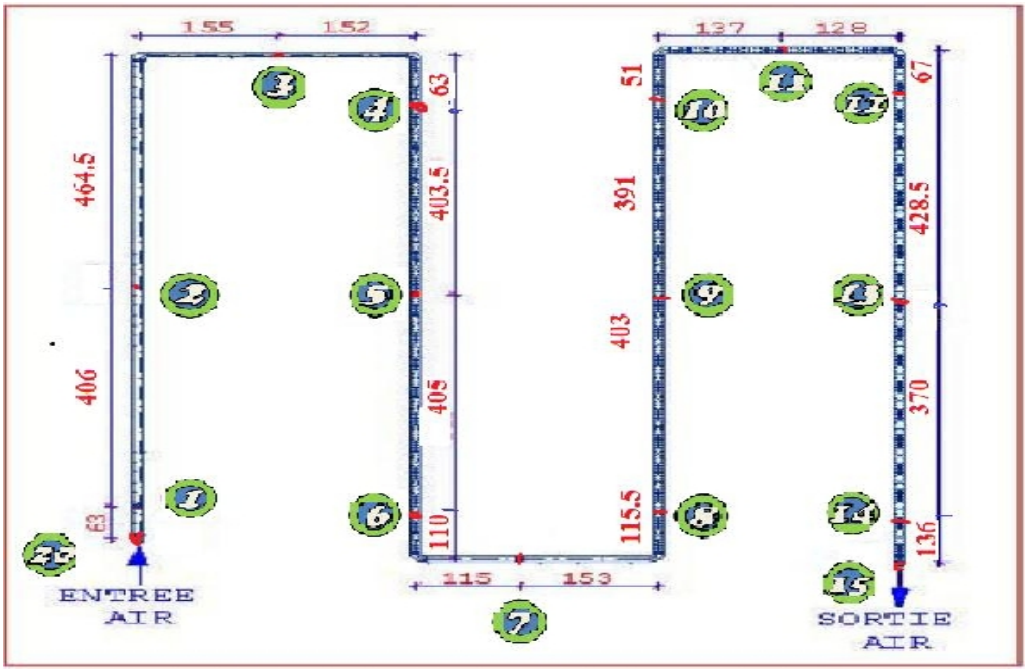


Fig III-7.b Schéma d'installation de sondes le long du banc des essais expérimentaux (Site Université Biskra)

Fig III-7.c Vue externe du banc des essais expérimentaux (Site Université Biskra)

Un extracteur d'air de débit variable monté à l'entrée de l'échangeur (fig. III-7.c), une série de sondes thermiques (20 sondes) (fig. III-8) placée le long de l'échangeur de l'entrée jusqu'à la sortie et de sondes placé au fond de sol pour mesurer la température de sol. Les sondes sont reliées à une centrale d'acquisition (fig. III-9).

Cette dernière est connectée avec un PC (programme Lab-View).

Fig III-8 Sonde de température

Fig III-9 Centrale d'acquisition

III-3.2. Principe des expériences

Après avoir dernier l'installation du banc d'essai, on fait tourner l'extracteur d'air (FigIII-10), puis on mesure la vitesse de l'écoulement dans l'échangeur air/sol par l'instrument de mesure Psychromètre+débit (Fig III-12), on pose le psychromètre débit d'air à la sortie d'air de l'échangeur. Pour obtenir la vitesse désirée on fait varier la tension électrique par le variateur de tension (Fig III-11).

Fig III-10 Extracteur d'air

Fig III-11 Variateur de tension

Fig III-12 Psychromètre débit d'air

Après avoir fixé le débit d'air, on passe à la mesure des différentes températures sur l'échangeur air/sol de l'entrée jusqu'à la sortie au cours de temps sélectionner par 9h00 jusqu'à 15h00 avec d'intervalle de mesure de 15 minutes.

Les sondes de l'échangeur sont reliées avec une centrale d'acquisition, la centrale d'acquisition connectée par un PC (programme Lab-View-2011, 20 sondes).

On exécute le programme Lab-View-2011,20, avant de commencer l'enregistrement les mesures, nous avons sélectionné les paramètres suivant (le pas de temps '900seconde', mode de l'enregistrement et mode d'affichage des données).

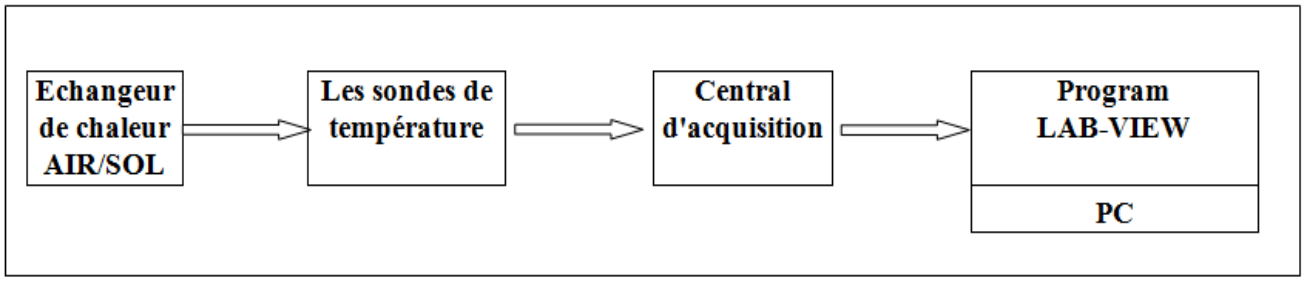


Fig III-13 Succession de différentes étapes expérimentales.

III-3.3 Programme Lab-VIEW *[15]*

Lab-VIEW est le cœur d'une plate-forme de conception de systèmes de mesure et de contrôle, basée sur un environnement de développement graphique de National Instruments. Le langage graphique utilisé dans cette plate-forme est appelé « G ». Créé à l'origine sur Apple Macintosh en 1986, Lab-VIEW est utilisé principalement pour la mesure par acquisition de données, pour le contrôle d'instruments et pour l'automatisme industriel.

La figure (III-14) représente l'interface de programme Lab-VIEW concerné par les expériences qui sont effectuées sur l'échangeur installé au niveau de l'université de Biskra.

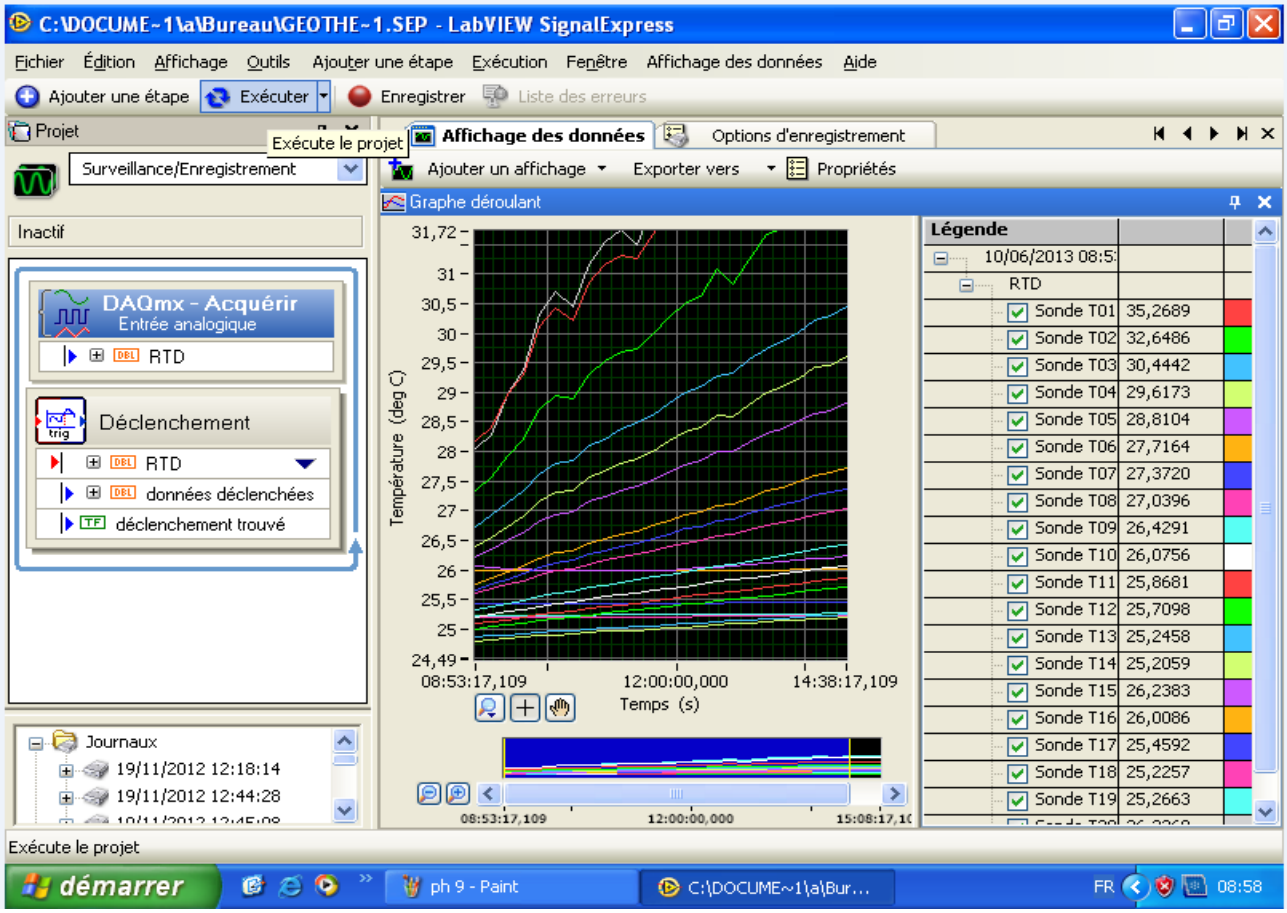


Fig III-14 Interface Lab-VIEW

III-3.3a Centrale d'acquisition *[15]*

Référencier par (NI cDAQ-9188XT) est un châssis de 8 fentes de branchement fig.(III-15). Utiliser dans des environnements difficiles avec -40 à 70 °C plages de température. Un châssis d'acquisition seule peut mesurer à 256 canaux signaux électriques, physique, mécanique ou acoustique. En combinant des modules de plus

50 capteurs série (C de NI input/output), et il peut fournir des données à haute vitesse et la facilité d'utilisation dans un système flexible, mixte mesure.

Fig. III-15 Central d'acquisition type NI cDAQ-9188XT *[15]*

III-3.3b Connecteur NI 9217 RTD *[15]*

Actuellement, il existe plus de 50 modules de la série C pour les différentes mesures y compris thermocouple, tension, RTD et courant ...etc. Le nombre de voies sur les modules varient entre 4 à 32 canaux pour accueillir un large éventail de besoins du système. La figure (III-16) présente un module NI 9217 RTD (resistance température detector) soutien 4 canaux de 400S/s à une résolution de 24 bit, et le rejet du bruit de 50/60 Hz et une plage de fonctionnement entre -40 à 70 °C.

Fig. III-16 Module type C de NI 9217 RTD

III.3.3.c Sonde TP100 *[15]*

Les sondes de température de type platine (platine resistance température detector) sont des capteurs d'un emploi courant dans l'industrie, leur principe repose sur la variation de résistance en température d'un conducteur de platine (fil ou feuille) selon des caractéristiques électriques connues et stables.

Le modèle PT100 (fig. III-8) est le plus courant signifie que le capteur présente une résistance de 100 Ohms à 0°C, ils peuvent être utilisé dans des gammes de température allant au delà de 200 à 800°C, la variation de résistance est quasiment linéaire en fonction de la température, elle est pour une PT100 d'ordre +0,4 Ohms/°C à 0°C et de +0,35 Ohms/°C à 300°C.

III.3.3d Extracteur d'air *[16]*

L'extracteur d'air de S&P (Soler & Plateau) (fig. III-10) permet d'extraire ou d'introduire de l'air dans l'espace/ pièce.

Les caractéristiques d'extracteur d'air de TD200 sont :

Contrôle électrique du moteur.

Protection thermo contact.

Faible sonore.

Débit d'extraction : max= 880m^3/h et min= 665 m^3/h.

Décibels : max=45dB et min= 37dB.

Consommation : max=128watts et min=96watts.

CHAPITRE IV

IV .Introduction

Dans ce chapitre, on présente les résultats numériques de distribution de température dans le sol, et à l'intérieur de l'échangeur de chaleur géothermique. Aussi on présente les résultats expérimentaux effectués sur le banc d'essai cité au chapitre précédent.

Les tableaux ci-dessous représentent les valeurs présentes dans les calculs de la température de sol et la température de l'air à l'intérieur de l'échangeur :

Masse Volumique de l'air ρ_{air} (kg/m^3)	Viscosité Dynamique de l'air μ_{air} (Pa.s)	Conductivité Thermique de l'air λ_{air} (W/mK)	Capacité Calorifique Cp_{air} de l'air (J/kgK)
1.29	$1{,}94 \times 10^{-5}$	0,026	1004

Tableaux IV-1 : Propriétés physiques de l'air

Nature du sol	Masse volumique ρ_{sol} (kg/m^3)	Conductivité thermique λ_{sol} (W/mK)	Capacité calorifique Cp_{sol} (J/kgK)
sable sec	1600	0,27	800
Limon argilo-sableux	1800	1,5	1340

Tableaux IV-2 : Propriétés physiques du sol

Les valeurs ci-après représentent les différents diamètres et différentes vitesses moyennes de l'air qui s'écoule à l'intérieur de l'échangeur géothermique

Diamètres: 0.11m, 0.15m et 0.22m.

Vitesses: V_1 = 0.022 (m/s); V_2 = 0.3 (m/s); V_3 = 3.5 (m/s) et V_4 = 4.5 (m/s).

Les courbes (IV-1, IV-2, IV-3, IV-4, IV-5, IV-6, IV-7, IV-8, IV-9, IV-10, IV-11, IV-12, IV-13, IV-14, IV-15, IV-16, IV-17, IV-18) représentes les résultats obtenus par l'étude numérique et expérimentale.

IV.1 Représentations graphiques des différentes caractéristiques

Dans cette partie on représente la variation de température au niveau du domaine d'étude en tenant compte de plusieurs facteurs tels que : le débit, le diamètre de l'échangeur, la conductivité de sol, la capacité calorifique de sol et la masse volumique de sol.

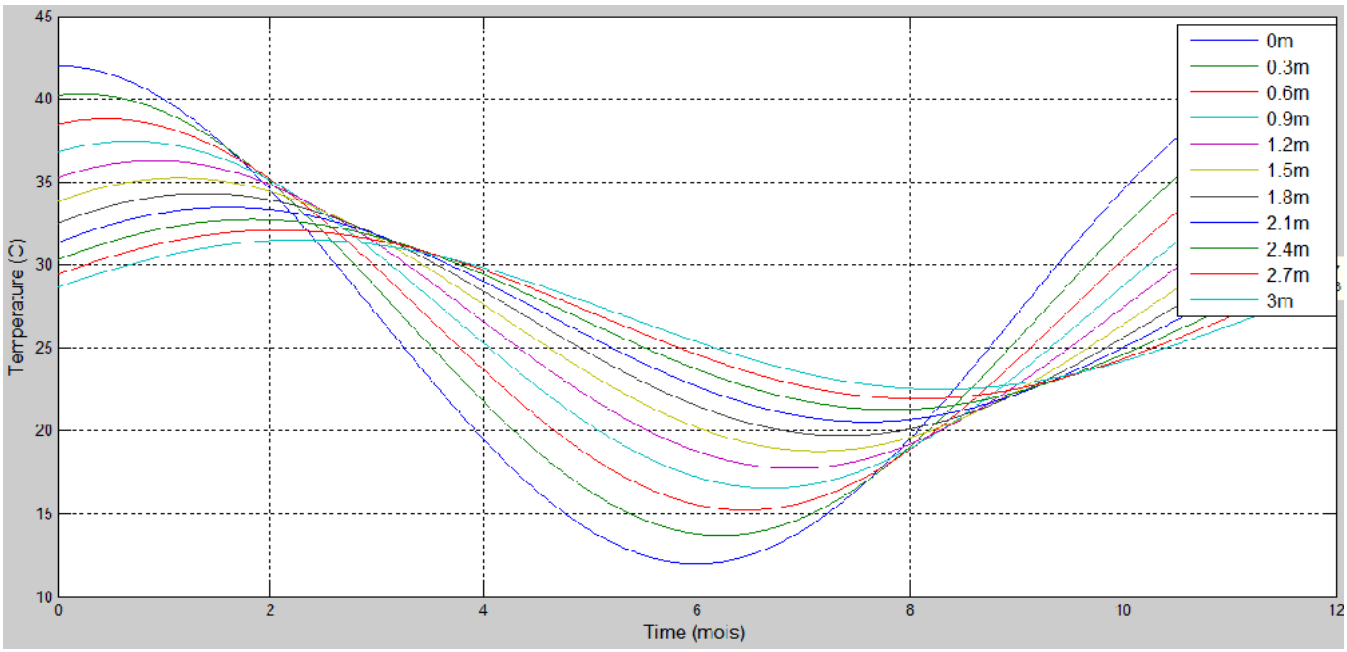


Fig. IV-1: Signal de température de sol en fonction de la profondeur au cours de l'année.

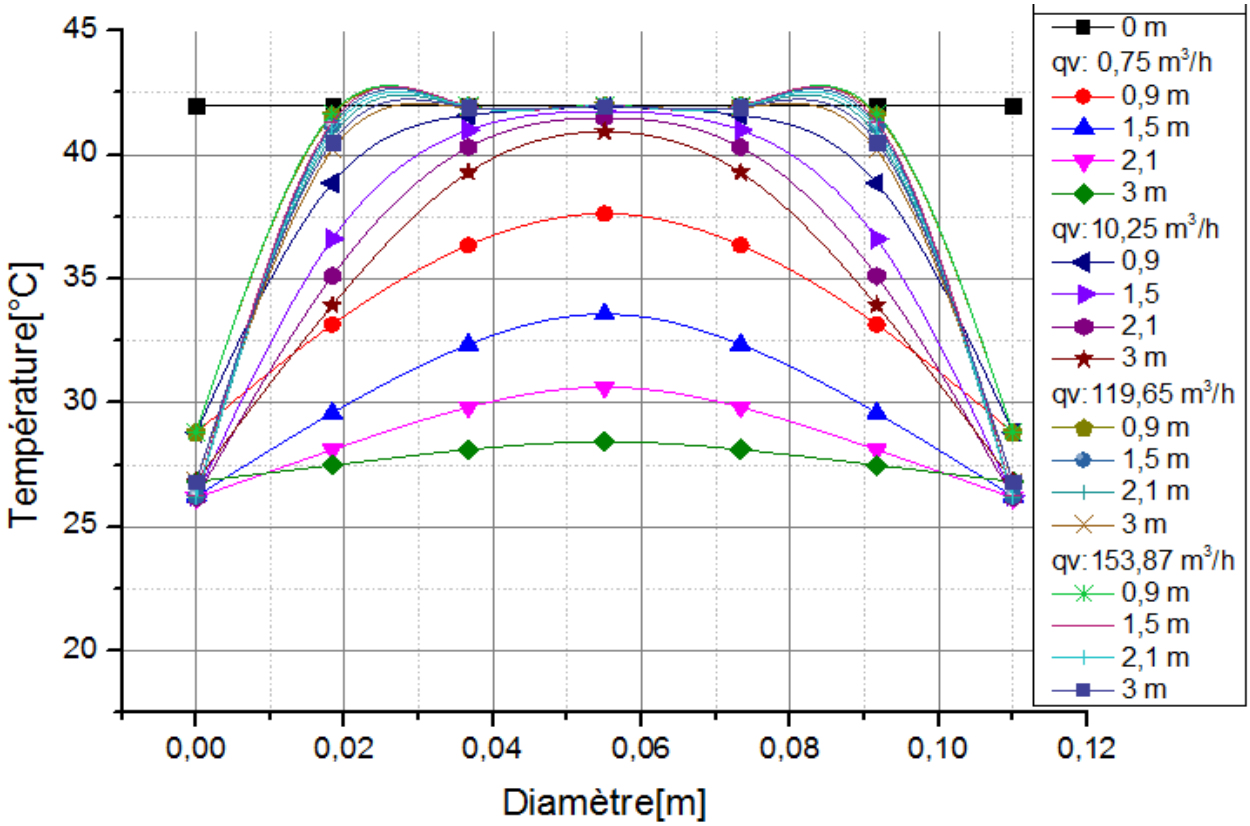


Fig IV-2: Champ de la température de l'air à l'intérieur de tube vertical d'entrée pour les différents débits

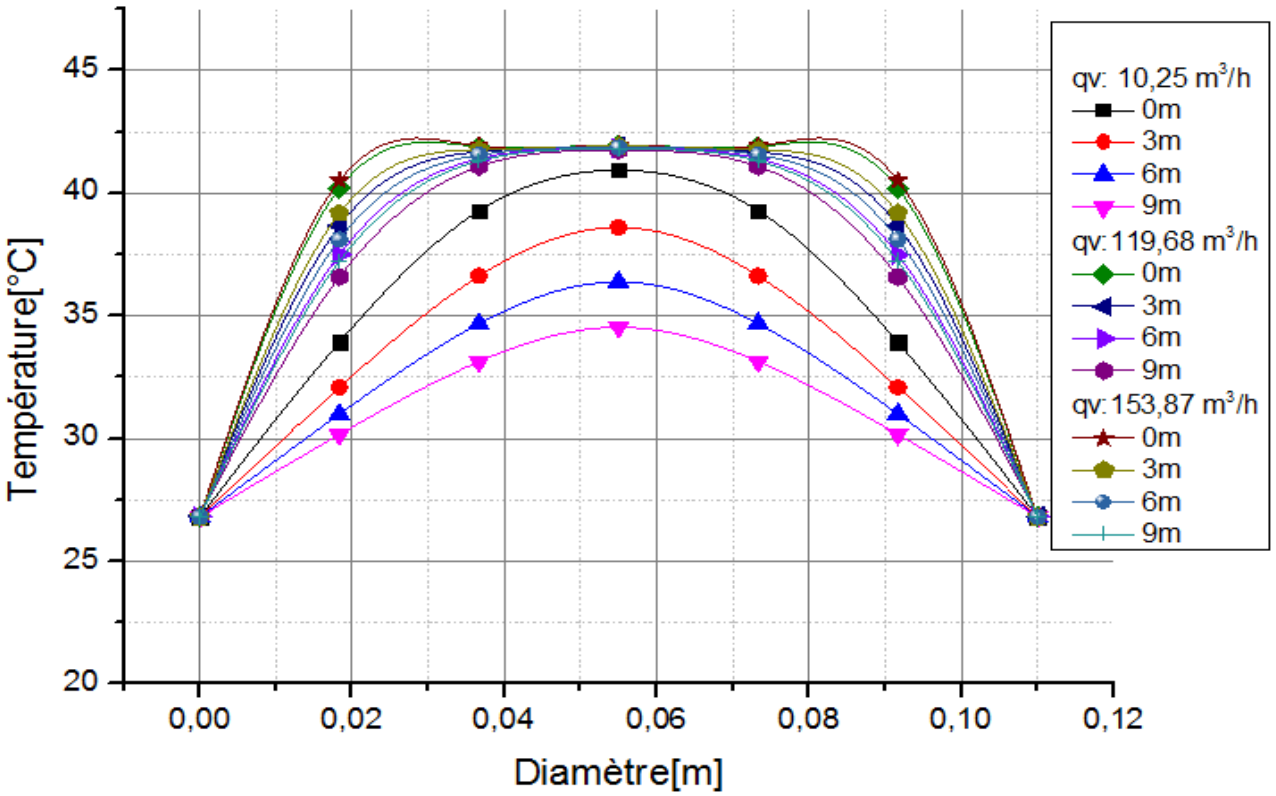


Fig IV-3: Champ de la température de l'air à l'intérieur de tube horizontal pour les différents débits

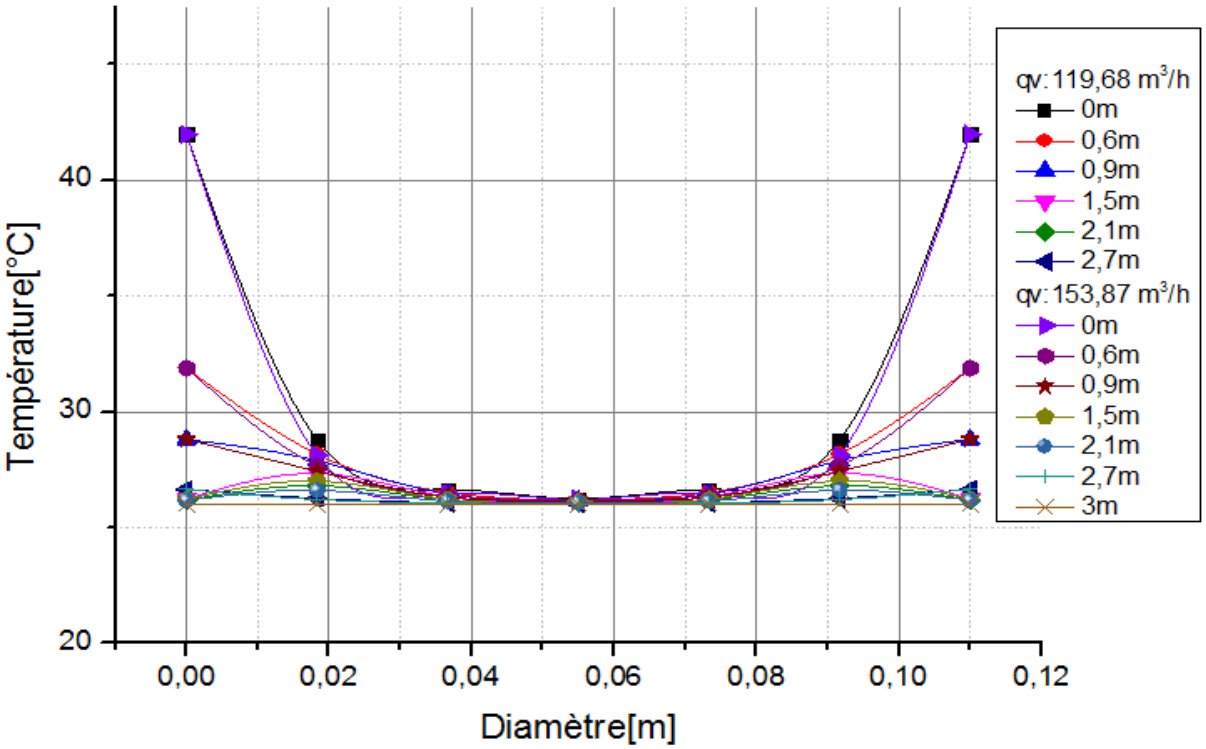


Fig. IV-4: Champ de la température de l'air à l'intérieur de tube vertical sortie pour les différents débits

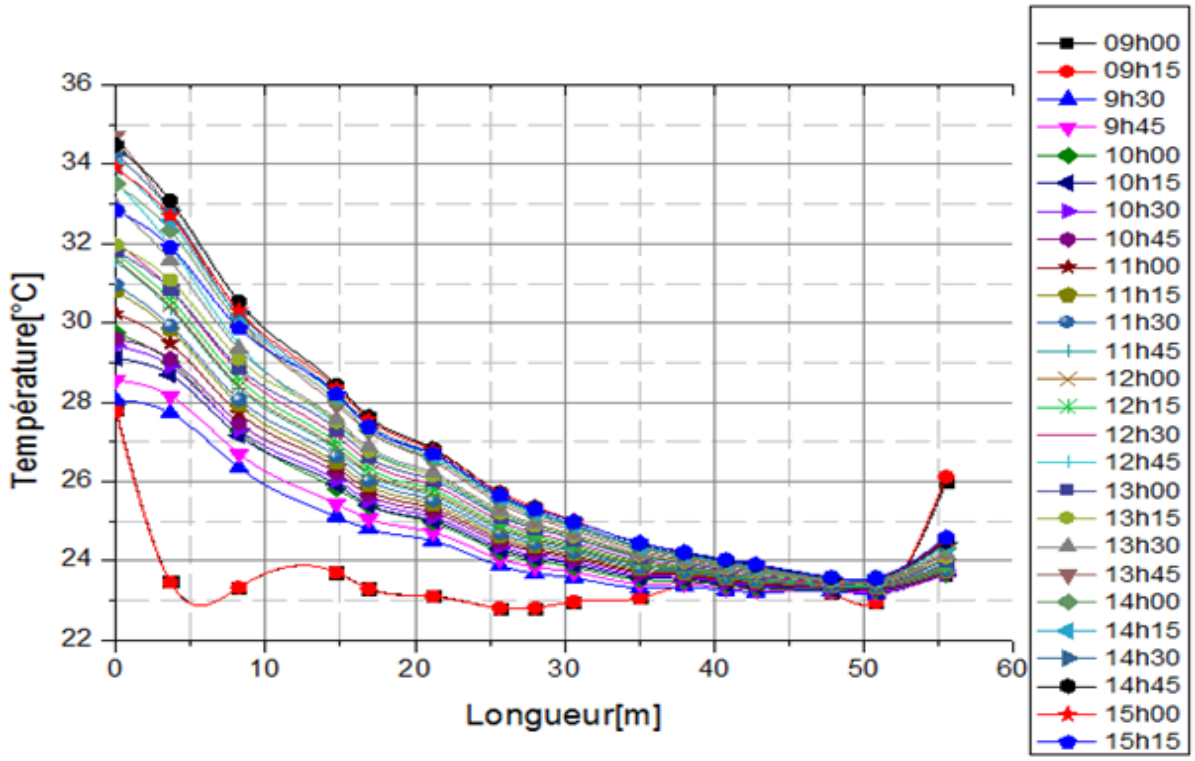


Fig. IV-5 Variation de la température le long de l'échangeur pour une vitesse moyenne de 4.5 (m/s) le 7/5/2013 (Site Université Biskra)

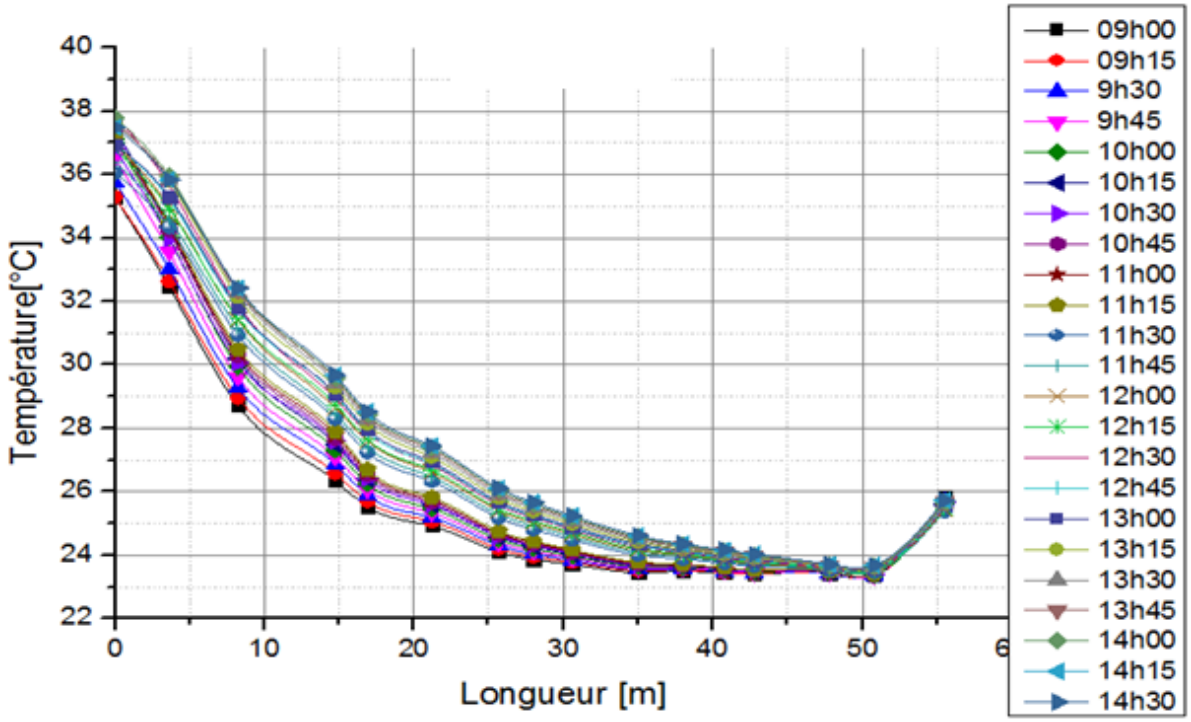


Fig. IV-6Variation de la température le long de l'échangeur pour une vitesse moyenne de 4.5 (m/s) le 12/5/2013(Site Université Biskra)

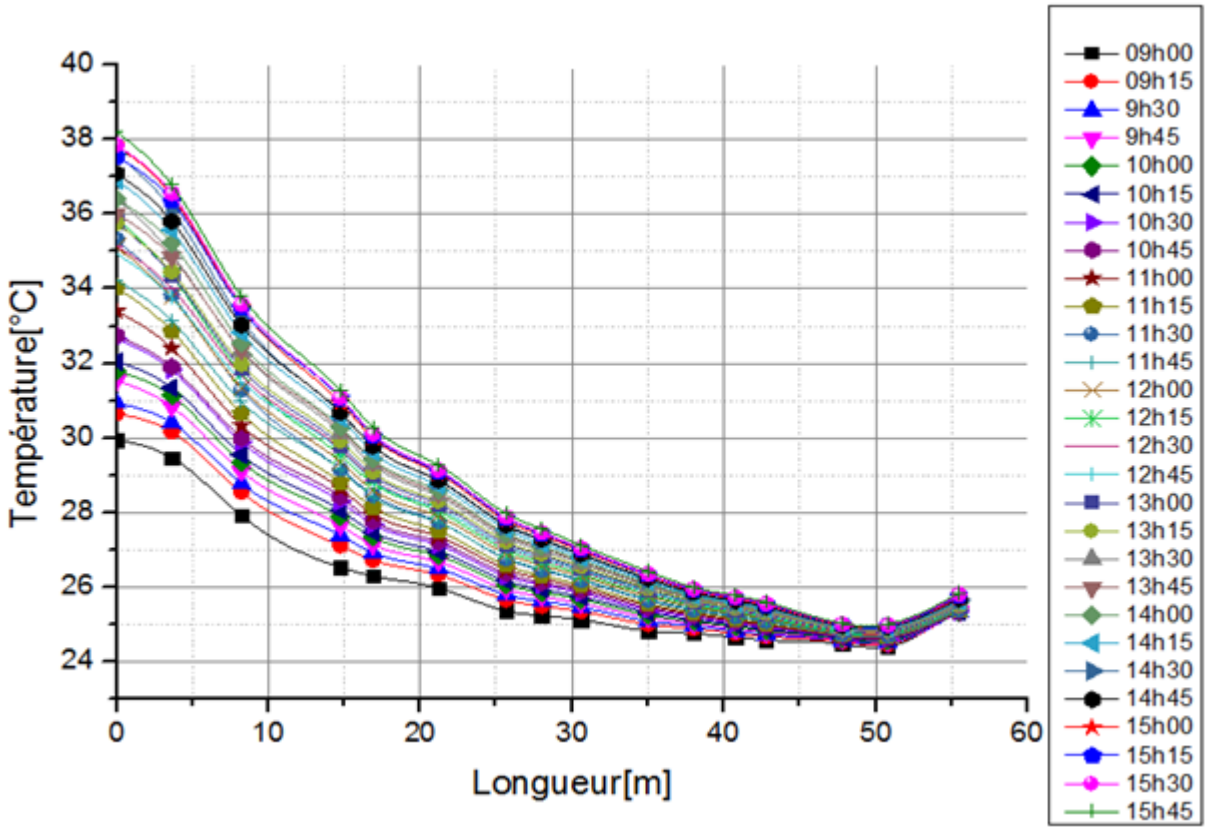


Fig. IV-7 Variation de la température le long de l'échangeur pour une vitesse moyenne de 4.5 (m/s) le 3/6/2013(Site Université Biskra)

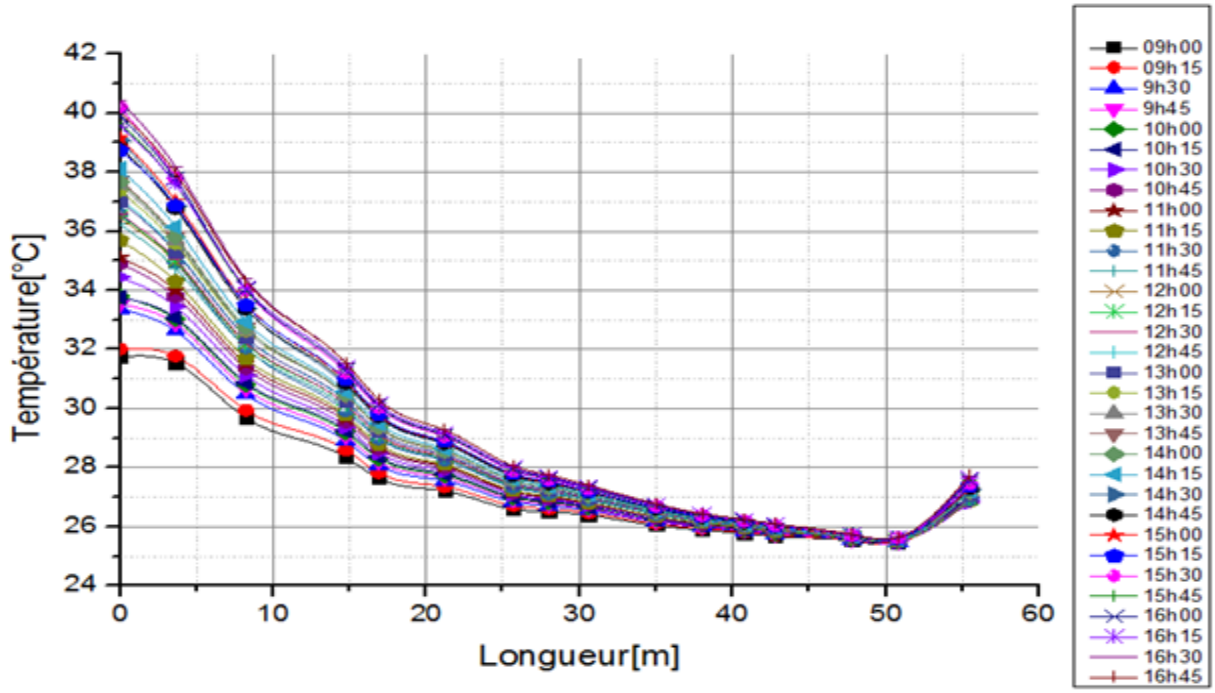


Fig. IV-8 Variation de la température le long de l'échangeur pour une vitesse moyenne de 4.5 (m/s) le 25/6/2013(Site Université Biskra)

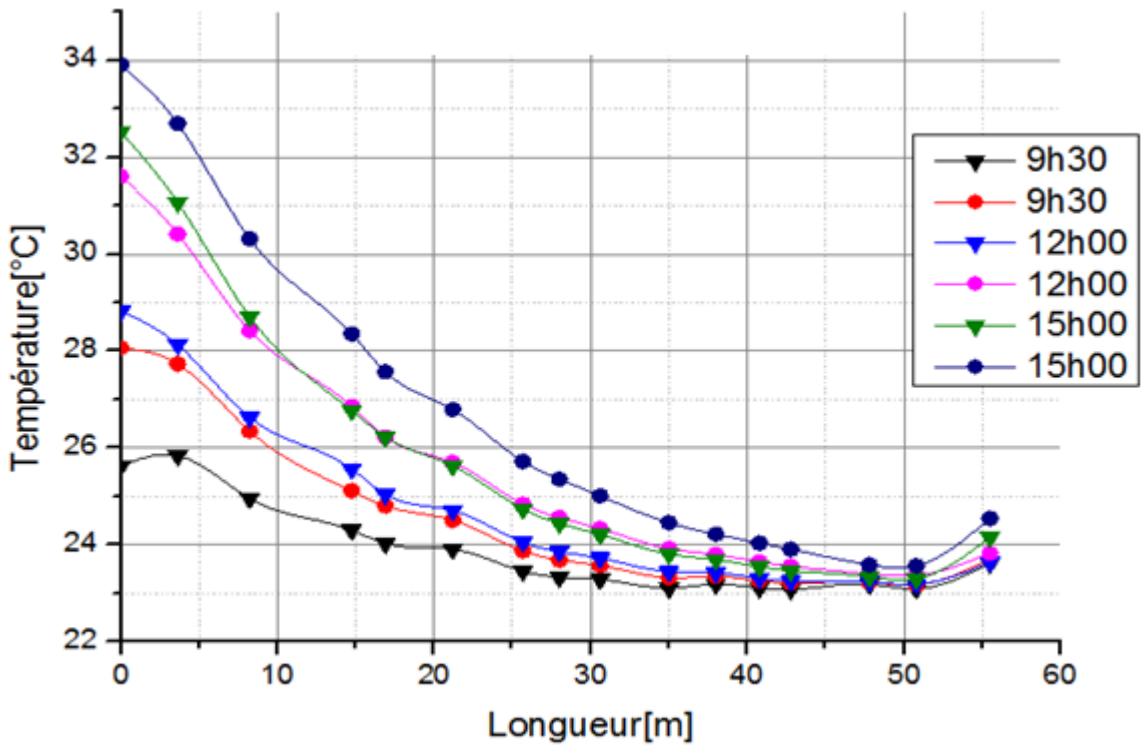


Fig. IV-9 Comparaison de la température entre deux vitesses moyennes différentes le 6mai (3.5m/s) le 7mai (4.5m/s) (Site Université Biskra)

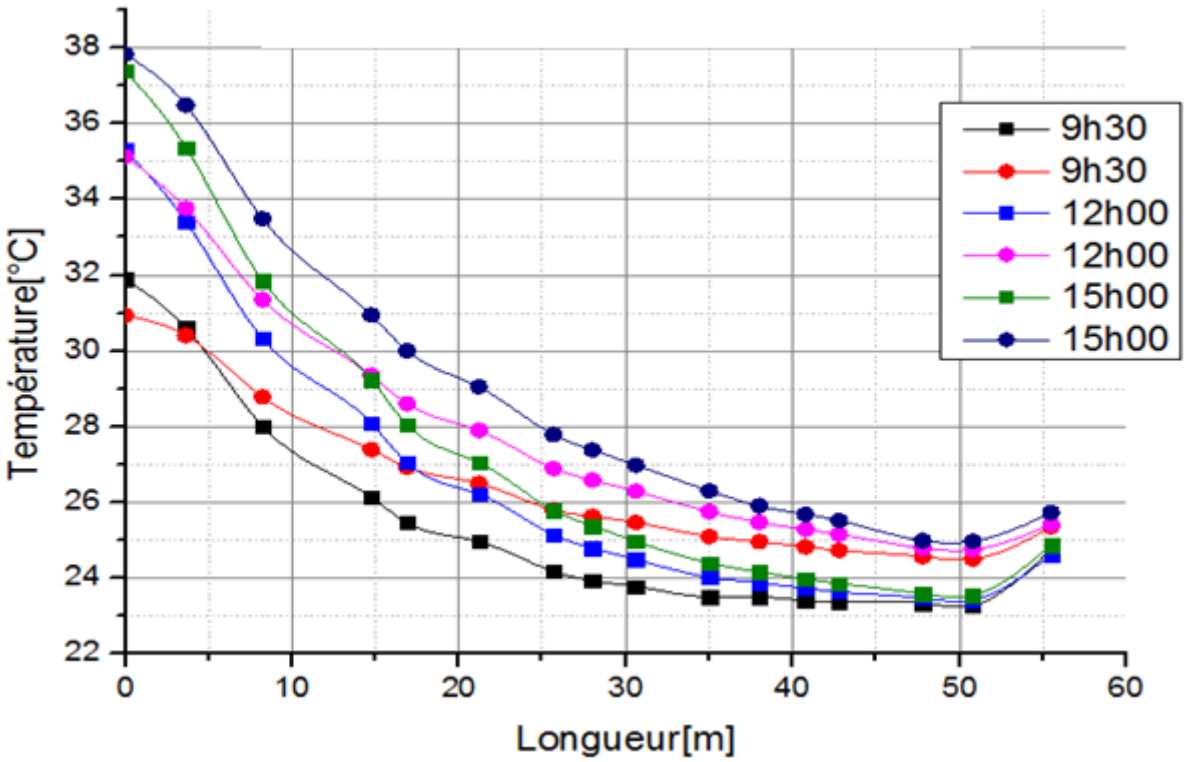


Fig. IV-10 Comparaison de la température entre deux vitesses moyennes différentes le 9 mai 2013 (3.5m/s) et le 3 juin2013 (4.5m/s) (Site Université Biskra)

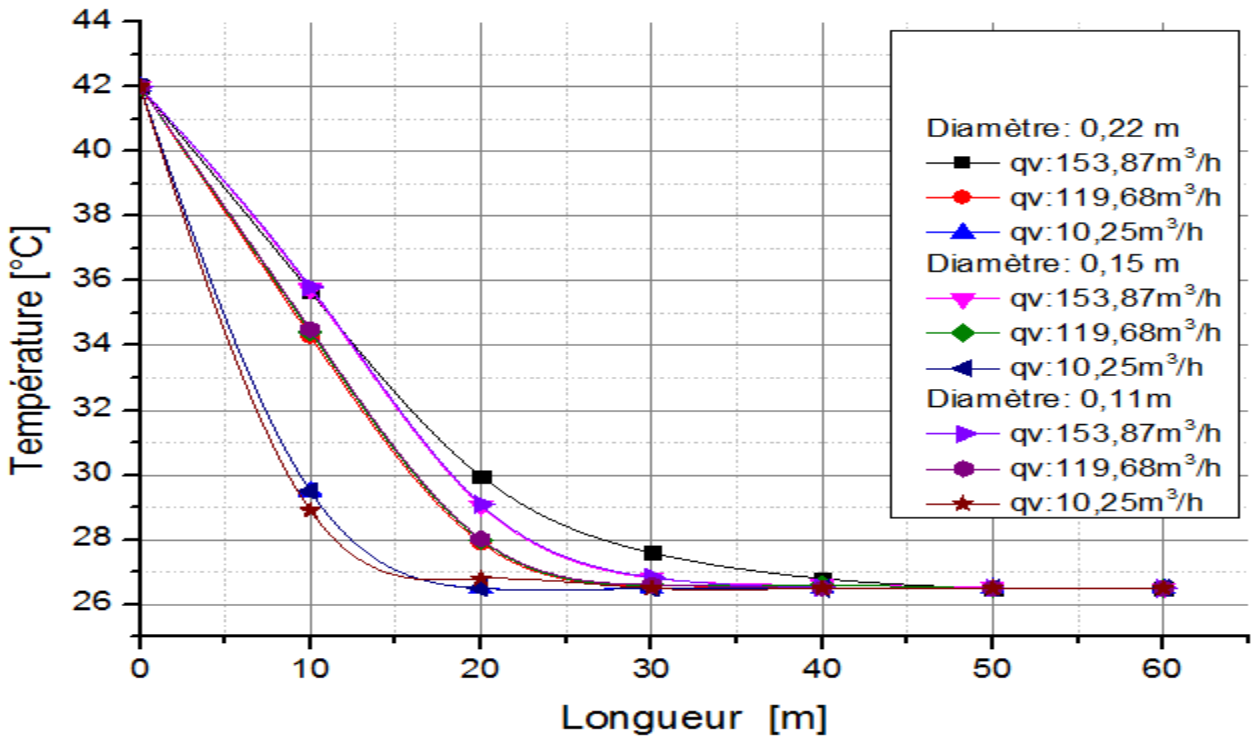


Fig. IV-11: Variation de la température de l'air pour les différents débits et différent diamètre de l'échangeur

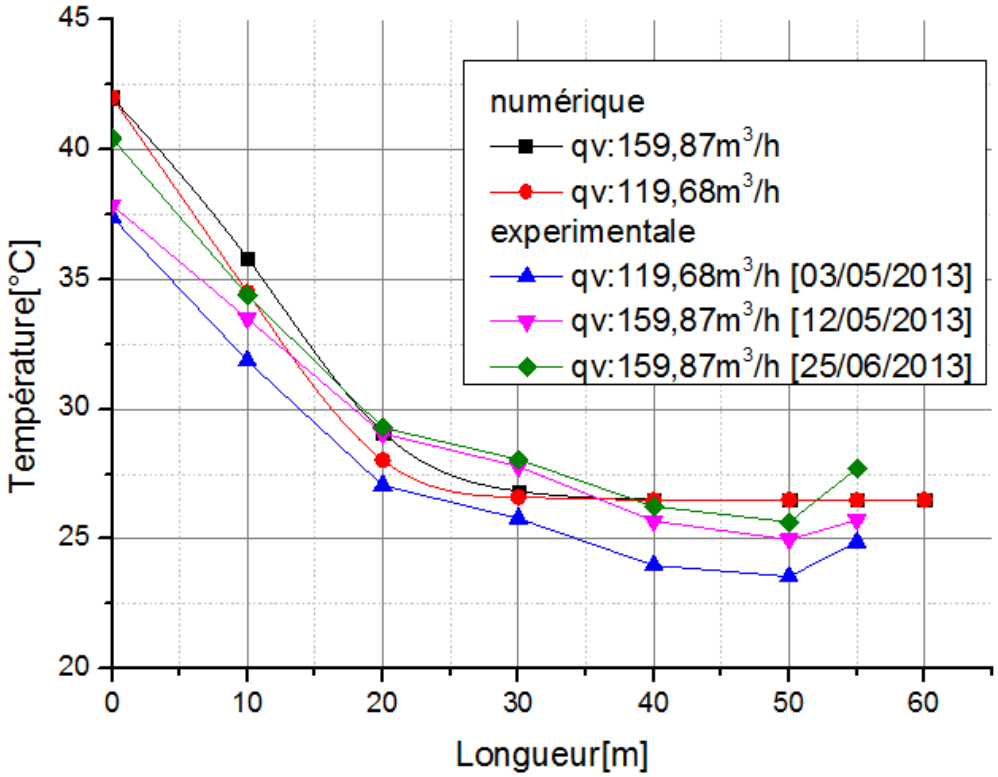


Fig. IV-12 Comparaison entre différents résultats numériques et expérimentaux pour différents débits d'air à l'intérieur de l'échangeur

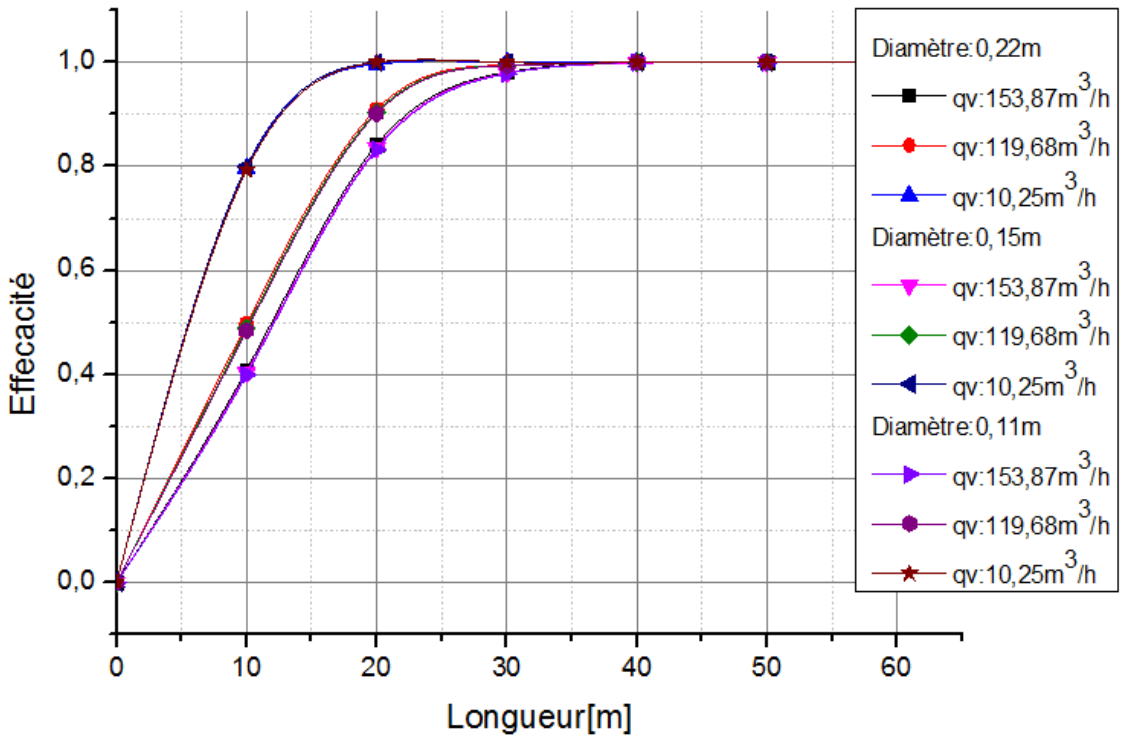


Fig. IV-13 Efficacités de l'échangeur pour les différents diamètres et différents débit d'air.

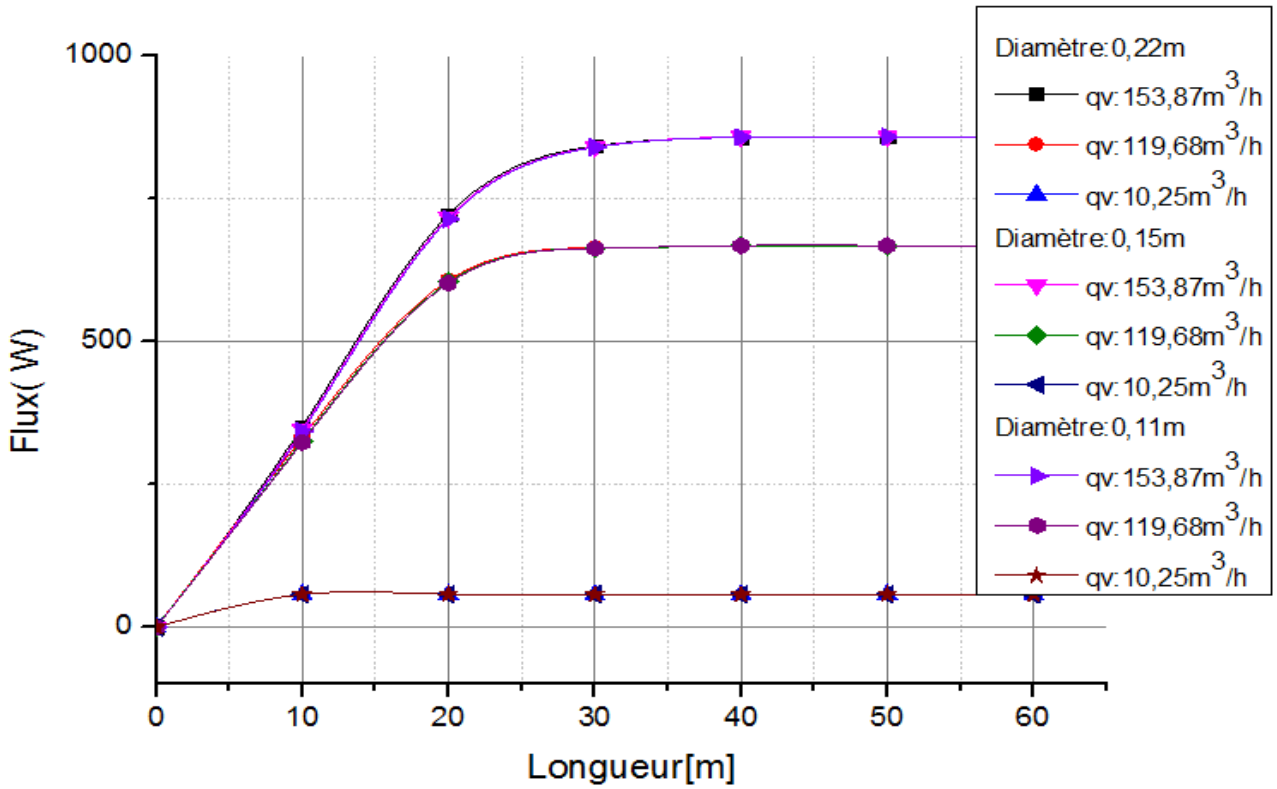


Fig IV-14 Evaluation de flux thermique pour les différents débits et différents diamètres de l'échangeur

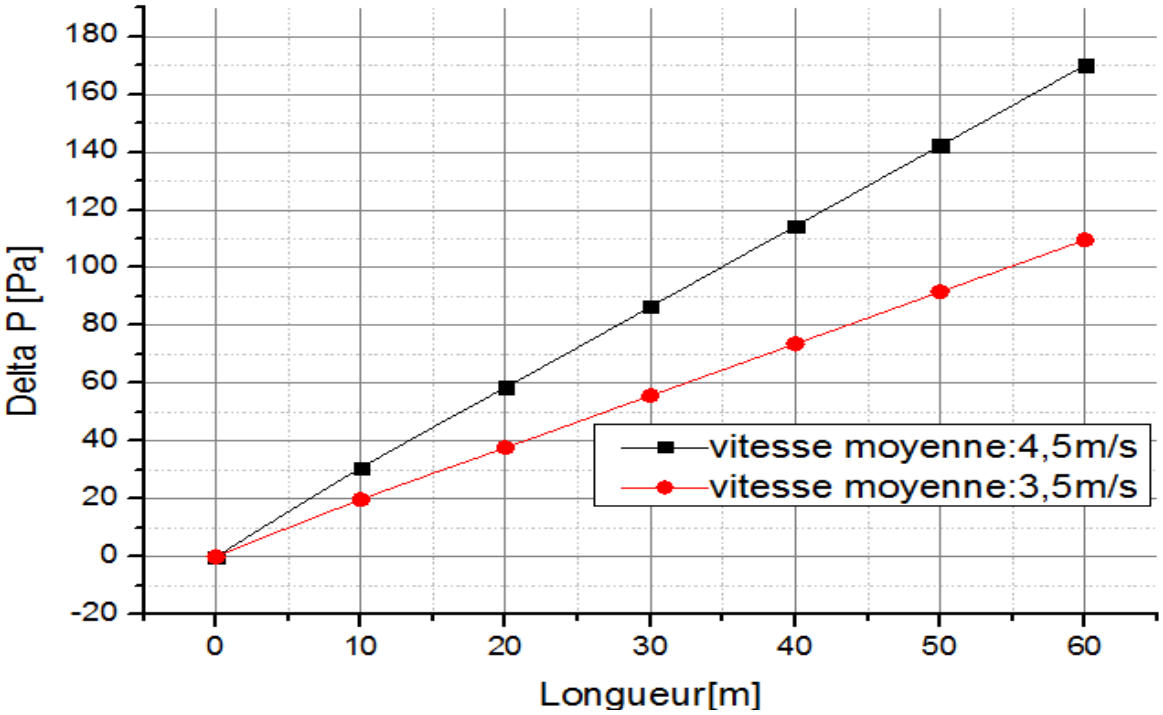


Fig. IV-15 Variation de la différence de pression en fonction de la longueur

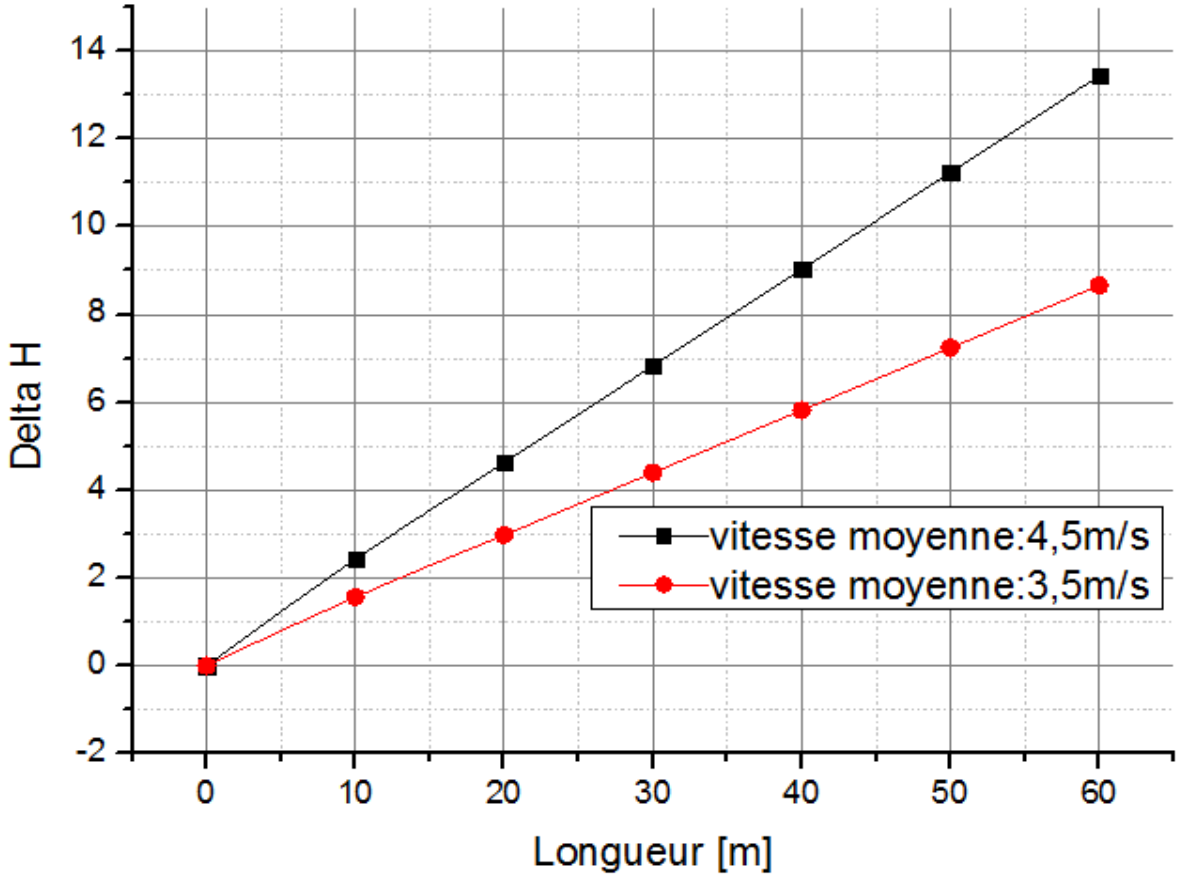


Fig. IV-16 Variation des pertes de charges en fonction de la longueur

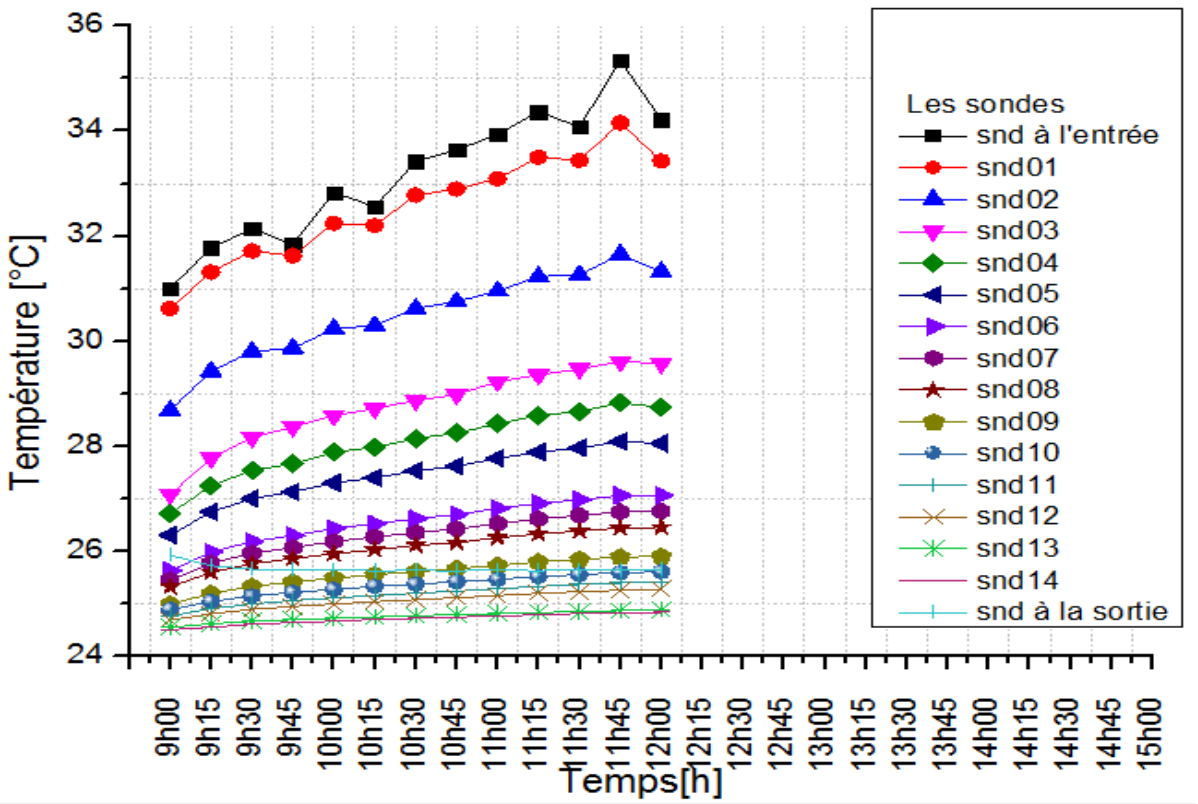


Fig. IV-17 Variation de la température le 4 juin 2013 (Site Université Biskra)

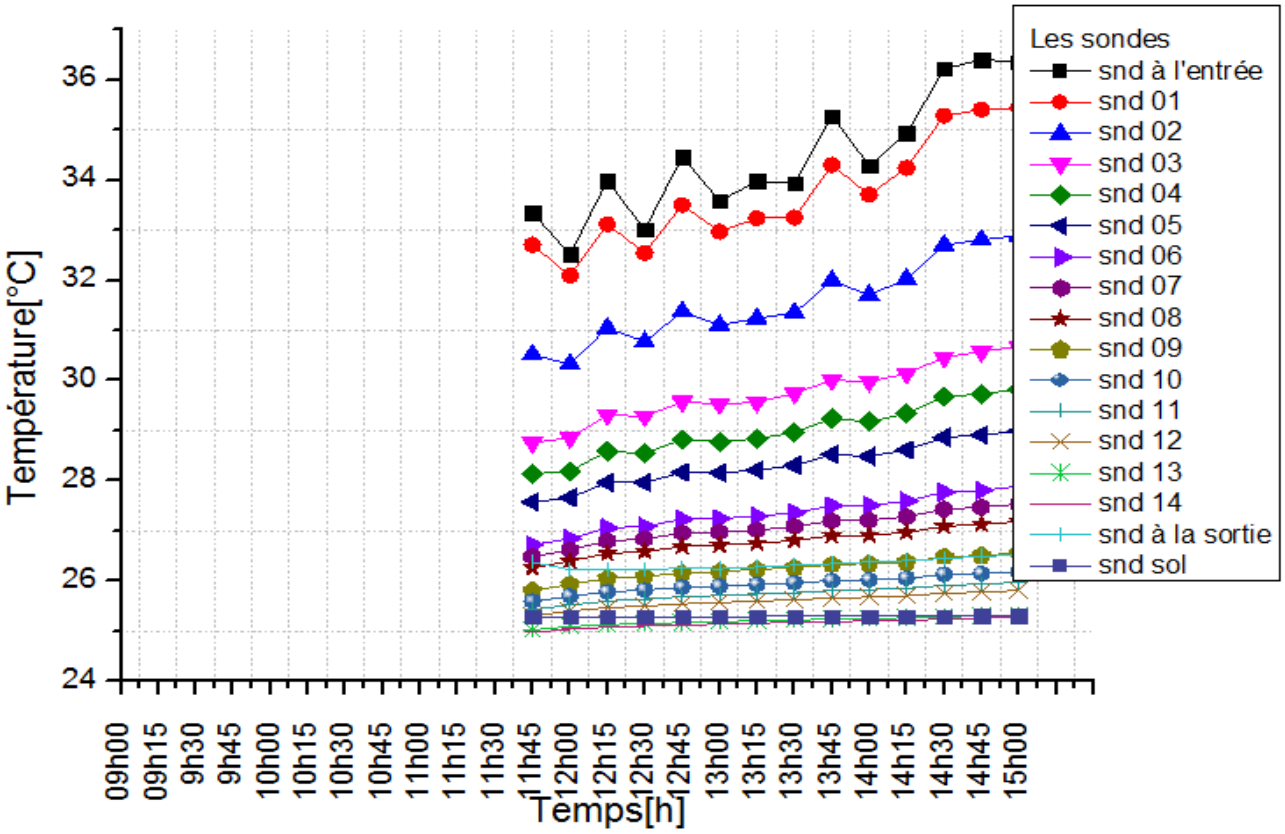


Fig. IV-18 Variation de la température le 11 juin 2013 (site Université Biskra)

IV-2. Interprétation des résultats

La figure (IV-1) montre la variation de la température en surface et à différentes profondeurs jusqu'à 3m, pour un cycle annuel de température moyen de 15°C et d'amplitude crête à crête de 42°C. Le temps se mesure en mois et nous ne somme pas compter du premier Janvier.

On observe bien une diminution de l'amplitude des variations et une augmentation de déphasage. A 3m la température de sol rapprocher à la constante.

La distribution de la température à travers les coupes longitudinales des tronçons de l'échangeur, présentent que le profile de la température commence à se déformé des qu'on s'éloigne de la section d'entrée

La figure (IV-2), (IV-3) et (IV-4) représentent le champ de la température de l'air à l'intérieur des tronçons verticaux et horizontal. On remarque que la variation de la température est grande que le débit faible est vice versa. En cas les tronçons vertical d'entrée et horizontal l'air perd une quantité de chaleur en et l'inverse au tronçon vertical l'air acquiert une quantité de chaleur jusqu'à la sortie

Les valeurs de la température à la sortie de tronçon vertical serviront comme des valeurs de température à l'entrée de tronçon horizontal

Les résultats expérimentaux issus des différentes mesures effectués sur l'échangeur de différents débits différents températures de l'air entrée .on remarque que la température d'air décroit de l'entrée jusqu'à la sortie de l'échangeur ; un écart important envieront de 15°C. Cet écart diminué progressivement .en effet la température de l'air tant vers la température du sol. L'air acquiert une quantité de chaleur sur le tube vertical (sortie d'air) augmentation de la température à environ deux degré.

Les figures (IV-5, IV-6, IV-7, IV-8) représentent une chute de la température à l'entrée jusqu'à 35m. Après ceci aucune choute de la température remarquable n'est à noter. Les valeurs prenaient (9 :00 jusqu'à 15 :00).

Les figures (IV-9) et (IV-10) représentent la comparaison de profil de la température entre deux jours à la même température d'environnement et le débit différent.

La figure (IV-11) représente la variation de la température de l'air pour différents débits et différents diamètres tel que la température reste stable à partir de 30m.

La figure (IV-12) représente la comparaison entre les résultats numérique et expérimentale pour les différents débits. On remarque qu'il y a un écart significatif entre les différentes températures.

Les figures (IV-13 et IV-14) représentent l'évaluation de l'efficacité et flux thermique échangé par l'échangeur avec le sol. On remarque qu'après 35 m l'efficacité et le flux échangé restent constants et la quantité de chaleur échangée augmente par l'augmentation de débit d'air quelque soit le diamètre. Donc on constate l'augmentation de diamètre ou diminution de débit ne pas nécessaire de l'augmentation de flux thermique échangé.

Les figures (IV-15 et IV-16) représentent la variation de pression et variation des pertes de charge en fonction de la longueur de l'échangeur.

En fin ; les deux dernières figures (IV-17 et IV-18) représentent les problèmes que nous avons été confrontés. A cause de coupeur de l'électricité.

CONCLUSION GENERALE

Conclusion générale

L'étude de ce mémoire s'est effectuée par l'étude numérique et théorique d'un échangeur géothermique en forme "**U**" et en plus une étude expérimentale sur le banc d'essai installé au niveau de l'université de Biskra.

L'échangeur étudié soit en numérique en expérimentale enfouie sous sol à profondeur de 3m avec des différents de débits d'air.

En se basant sur la méthode des différences finis pour discrétisant mathématique, en utilisant le logiciel Fortran et Matlab, nous avons déterminé la distribution de la température de sol au cours de l'année et le champ de température à l'intérieur de l'échangeur géothermique. En tenant compte les hypothèses de négligence de la conductivité thermique de l'échangeur à faible d'épaisseur, et les parties arrondies sont petites relativement à la longueur de l'échangeur. Outre prenant les propriétés physiques de sol et l'air comme des constantes.

Cas de l'étude expérimentale, en utilisant le logiciel Lab-View est utilisé principalement par acquisition de données fournies par les capteurs de température relié par l'échangeur. Les mesures prenaient pour les deux vitesses 3.5m/s et 4.5m/s.

On conclu que :

- L'apparence de la variation de profil de la température pour les faibles débits par rapport les grands débits.
- L'effet de la température de paroi de l'échangeur sur l'air qui s'écoule à l'intérieur de l'échangeur ou l'influence illustre près de la paroi de l'échangeur.
- La température de l'air à l'intérieur de l'échangeur tant vers à la température de sol à partir de 35 m quelque soit les débits proposés.
- Présence d'une augmentation de la température de l'air au niveau de tronçon vertical sortie, d'autre façon l'air acquiert une quantité de chaleur.
- L'efficacité de l'échangeur géothermique pour refroidir de l'air froid.
- L'importance de logiciel Lab-View pour faire les études expérimentales.

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

Suggestions pour l'avenir :

- Réaliser une étude expérimentale du rafraichissement d’un local.
- Introduire le paramètre de l’humidité dans les calculs.
- Etude d’autres formes des échangeurs géothermiques.

Bibliographie

[1] www.drome-eco-energie.fr/geothermie.php (2015)

[2] www.innovation-maison.com (2015)

[3] Pierre Hollmuller, ‘utilisation des échangeurs air/sol pour le chauffage et le rafraichissement des bâtiments’, thèse de doctorat université de Genève, 2002.

[4] Stéphane Thiers, ‘ Bilans énergétique et environnementaux des bâtiments à énergie positive’ thèse de doctorat, L’école national des mines Paris, 2008.

[5] M.S. Sodha et al. Evaluation of an earth- air tunnel system for cooling/heating of hospital complex. Volume 20. Issue 1985.

[6] David Amitrano, Elément de dimensionnement d’un échangeur Air/sol, dit puits Canadien’, Université J.Fourrier, Grenoble, 2006.

[7] David Bartolomeu.’Performance d’un échangeur thermique de type air sol’, ITP Romillé 2005.

[8] N.Moummi, H. Benfatah, N.Hatraf, Amoummi et S, Yousef Ali.’Le rafraichissement par la géothermie : étude théorique et expérimentale dans le site de Biskra’ Revue des Energies renouvelables Vol.13N°3(2010) 399- 406. 2010.

[9] H, Benfatah ’Etude de rafraichissement par la géothermie, Application à l’habitat’, Mémoire de Magister, Université de Biskra, 2009.

[10] Adrian Bejan, Allan D.Krus. Heat Transfer handbook. New Jersey, 2003.

[11] Sacadurat, J, F initiation aux transferts thermiques, édition Lavoisier.1993.

[12] André Bontemps. Technique d’ingénieur, dimensionnement thermique.

[12] Salhi Toufik, Rouahna Salah. Etude d’un échangeur air/sol cylindrique a input périodique. 2010

[13] Bougriou.C, Calcul et technologie des échangeurs de chaleur. Offices des Publications Universitaires, 2012.

[14] www.techno-science.net 2013

[15] www.ni.com (2015)

[16] www.unelvent.com (2015)

الخلاصة

ان التباين بين درجة حرارة الجو ودرجة الحرارة في مختلف أعماق الأرض تجعلنا نفكر في استغلال هذا الفارق سواء في التدفئة شتاءا أو التبريد صيفا حسب الحاجة.

يهدف هذا العمل لدراسة توزيع الحرارة في الأرض و كذلك داخل و على امتداد المبادل الحراري على شكل حرف "U " , ودراسة مدى فعالية هذا الأخير. دعما للدراسة النظرية قمنا بدراسة تطبيقية على المبادل الحراري بجامعة بسكرة و المقارنة بينهما.

Abstract

The deference between the temperature of the atmosphere and the temperature of different parts of the ground the earth makes us thinking about the use of the gap either in heating in winter or cooling in summer, and that through the use geothermal exchangers according to our needs.

Our work aims to study the heat distribution in the earth and inside and along ground geothermal exchanger which is been built in the form of ‘’U” letter and studying its efficiency, for supporting this theory, we’ve studied it practically this heat exchanger established in the site of university of Biskra and also the comparison between them.

Résumé

La différence de degrés de température de l’atmosphère et celle des profondeurs du sol nous fait penser à l’utilisation de cette différence ou que ce soit pour le réchauffement en hiver ou bien le rafraichissement en été et cela par l’utilisation des échangeurs géothermique selon les besoins.

Ce travail a pour objectif l’étude de la distribution de la température à l’intérieur du sol et aussi à l’intérieur et à travers l’échangeur géothermique en forme de ‘’U” et l’étude de son efficacité et comme appuis de cette étude théorique nous avons établis une étude d’un échangeur géothermique au niveau de l’université de Biskra cette étude servira comme support de comparaison entre les rapproches ces deux études.