



HAL
open science

Contribution à l'étude d'un échangeur de chaleur air-sol (puits canadien) pour le rafraîchissement de l'air sous le climat chaud et semi-aride de Marrakech

Mohamed Khabbaz

► To cite this version:

Mohamed Khabbaz. Contribution à l'étude d'un échangeur de chaleur air-sol (puits canadien) pour le rafraîchissement de l'air sous le climat chaud et semi-aride de Marrakech. Thermique [physics.class-ph]. Université de La Rochelle; Université Cadi Ayyad (Marrakech, Maroc), 2016. Français. NNT : 2016LAROS028 . tel-01753791

HAL Id: tel-01753791

<https://theses.hal.science/tel-01753791>

Submitted on 29 Mar 2018

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

THÈSE de DOCTORAT
En Cotutelle

Pour l'obtention de :

Doctorat National (Maroc)
Doctorat de l'Université de La Rochelle (France)

Spécialité : Énergétique et Thermique

**CONTRIBUTION A L'ÉTUDE D'UN ÉCHANGEUR DE CHALEUR
AIR-SOL (PUITS CANADIEN) POUR LE RAFRAÎCHISSEMENT DE
L'AIR SOUS LE CLIMAT CHAUD ET SEMI-ARIDE DE
MARRAKECH.**

Par :

Mohamed KHABBAZ

Soutenu le : 17 décembre 2016

Devant la commission d'examen composé de :

HAMDHI Hassan	PES	FS Semlalia-Université Cadi Ayyad Marrakech.	Président
ANTCZAK Emmanuel	Professeur	Université d'Artois, France.	Rapporteur
CHEDDADI Abdelkhalek	PES	École Mohammadia d'ingénieurs- Université Mohamed V.	Rapporteur
CHEHOUHANI Hassan	PES	FST- Université Cadi Ayyad Marrakech.	Rapporteur
HOLLMULLER Pierre	Chercheur scientifique	Université de Genève, Suisse.	Examineur
BENNOUNA Amine	PES	FS Semlalia-Université Cadi Ayyad Marrakech.	Examineur
LIMAM Karim	MCF-HDR	Université de la Rochelle, France.	Co-directeur de thèse
BENHAMOU Brahim	PES	FS Semlalia-Université Cadi Ayyad Marrakech.	Directeur de thèse



Avant propos

Cette thèse de doctorat a été réalisée au sein des trois laboratoires :

- Laboratoire de Mécanique des Fluides et d'Énergétique (LMFE), Faculté des Sciences Semlalia, l'Université Cadi Ayyad, Marrakech.
- Laboratoire des Énergies Renouvelables et de l'Efficacité Énergétique (EnR2E) du Centre National d'Études et de Recherche sur l'Eau et l'Énergie - CNEREE - Université Cadi Ayyad, Marrakech.
- Laboratoire des Sciences de l'Ingénieur pour l'Environnement (LaSIE) de l'université de La Rochelle, France.

Dans le cadre d'une convention de cotutelle de thèse de doctorat entre l'université Cadi Ayyad de Marrakech et l'université de la Rochelle, France.

Les travaux de recherche de cette thèse ont été soutenus financièrement par :

- *l'Académie Hassan II des Sciences et Techniques, à travers un contrat du programme PARS 2010 dans le cadre du projet de recherche RafriBAT.*
- *Le programme de coopération Maroc-France de soutien au pôle de compétence ENERGIE, cofinancé par le Ministère de l'Enseignement Supérieur du Maroc et l'Institut Français au Maroc durant la période 2013-2015.*



**Academy Hassan II
of Sciences and
Techniques**

Remerciements

Ce travail de thèse n'aurait pas été possible sans l'appui et le soutien de nombreuses personnes que je souhaite vivement remercier ici:

Messieurs Brahim BENHAMOU et Karim LIMAM, mes directeurs de thèse, pour leur confiance et leur soutien tout au long de ce travail. L'appui scientifique, le soutien moral et leur disponibilité ont été essentiels pour la réussite de ce travail, surtout durant les moments difficiles que j'ai connu durant sa réalisation. En plus des qualités scientifiques, ce travail m'a permis d'apprécier leurs qualités humaines.

Monsieur Hassan HAMDY Pour son engagement, sa gentillesse et ses encouragements pour la rédaction de cette thèse.

Monsieur Amine BENNOUNA, de nous avoir permis de réaliser les campagnes expérimentales dans sa propre demeure, et pour son engagement et sa participation physique et matérielle durant la réalisation des monitorings.

Monsieur Pierre Hollmuller, pour sa disponibilité et ses remarques pertinentes tout au long de la réalisation de ce travail.

Messieurs Hassan CHEHOUANI , Emanuel ANTCZAK et Abdelkhaleq CHEDDADI qui ont accepté d'être rapporteurs de cette thèse de doctorat.

Les Doctorants et doctorantes de l'ENR2E et du LaSIE, je cite particulièrement Zaid, Remon, Jana, Hicham, Issam, Mustapha et Naima pour le soutien et la convivialité et les beaux moments passés ensemble.

Enfin, mes remerciements les plus profonds et les plus intimes s'adressent à ma famille dont je serai reconnaissant toute ma vie pour l'encouragement, le soutien moral et financier, l'amour et le bonheur qu'ils m'ont toujours accordés.

TABLE DES MATIÈRES

NOMENCLATURE	6
RÉSUMÉ	8
ABSTRACT	10
INTRODUCTION GÉNÉRALE	12
CHAPITRE I : GÉNÉRALITÉS ET ÉTAT DE L'ART SUR LES ÉCHANGEURS AIR-SOL	14
I.1 INTRODUCTION.....	15
I.2 NOTION DE CONFORT.....	15
I.3 QUELQUES CHIFFRES CONCERNANT LE SECTEUR DU BÂTIMENT.....	17
I.4 TECHNIQUES PASSIVES DE CHAUFFAGE ET CLIMATISATION.....	20
I.1 LES QUATRE STRATÉGIES DE REFROIDISSEMENT PASSIF	21
I.2 ÉCHANGEUR AIR-SOL:	24
I.3 PARAMÈTRES DE DIMENSIONNEMENT :.....	27
I.4 CONCLUSION.....	29
CHAPITRE II : MODÈLES MATHÉMATIQUES ET OUTIL DE SIMULATION	31
II.1 INTRODUCTION :.....	32
II.2 DIFFÉRENTS MODÈLES D'ÉCHANGEURS AIR-SOL : ASPECTS BIBLIOGRAPHIQUES	32
II.3 MODÈLE PHYSIQUE.....	41
II.4 MODÈLE DE SIMULATION CHOISI: TYPE 460	41
II.5 CONCLUSION.....	47
CHAPITRE III : ÉCHANGEUR DE CHALEUR AIR-SOL : ÉTUDE EXPÉRIMENTALE ET VALIDATION DU CODE DE CALCUL	48
III.1 INTRODUCTION.....	49
III.2 DESCRIPTION DE LA MAISON AMYS.....	49
III.3 DESCRIPTION DE L'ÉCHANGEUR DE CHALEUR AIR-SOL ÉTUDIÉ	49
III.4 CONFIGURATION ET MISE EN PLACE DES DATALOGGERS.....	51
III.5 SCENARIO DU MONITORING	57
III.6 CONFIGURATION ET MISE EN PLACE DE LA STATION MÉTÉOROLOGIQUE BWS200.....	59
III.7 RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX	60
III.8 CONFRONTATION DES RÉSULTATS : MESURE ET PRÉDICTION	76
III.9 CONCLUSION.....	81
CHAPITRE IV : PERFORMANCES THERMIQUES ET ÉTUDE DE SENSIBILITÉ D'UN ÉCHANGEUR AIR-SOL POUR LE RAFRAICHISSEMENT DE L'AIR	83
IV.1 INTRODUCTION.....	84
IV.2 PERFORMANCE THERMIQUE DE L'ÉCHANGEUR AMYS	84
IV.3 POSITIONNEMENT DE LA MÉTHODE.....	87
IV.4 ÉTUDE PARAMÉTRIQUE COMPLÈTE D'UN ÉCHANGEUR AIR-SOL.....	91
IV.5 CONCLUSION.....	97
CONCLUSION GÉNÉRALE	99
RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES	101

Nomenclature

Caractères latins

Désignation	Unité	Description
c	$J.kg^{-1}.K^{-1}$	Chaleur spécifique
d	m	Diamètre de tube
f	-	Facteur de friction
G	$kWh.m^{-2}$	Irradiation solaire globale sur plan horizontal
G _m	$kW.m^{-2}$	Irradiation solaire globale moyenne
h	$W.K^{-1}.m^{-2}$	Coefficient de transfert de chaleur
h _{fg}	$J.kg^{-1}$	Chaleur latente de vaporisation
k	$W.K^{-1}.m^{-2}$	Conductivité thermique
L	m	Longueur de la partie horizontale de tube
M	$kg.mol^{-1}$	Masse molaire
m	kg	Masse
<i>m</i>	$kg.s^{-1}$	Débit massique
<i>m</i> _{conv}	$kg.s^{-1}$	Échange convectif massique
N	(= 1 or 3)	Nombre de tubes en fonctionnement
Nu	(= h.d/k)	Le nombre de Nusselt
Q _{coolin}	$W.m^{-2}$	Capacité de rafraichissement
Q _{fric}	W	Pertes par frottement
Q _L	W	Chaleur latente
Q _S	W	Chaleur sensible
Q _{diff}	W	Chaleur de diffusion
Q _{int}	W	Gain en chaleur de tube
P	Pa	Pression
Pr	(= ν/α)	Le nombre de Prandtl
Re	(= $(4. \dot{m}) / (\pi.d.\rho.v)$)	Le nombre de Reynolds
S	m ²	La surface latérale du nœud
S _l	m ²	La surface latérale intérieure des tubes
S _{pipe}	m ²	La surface latérale du tube à un nœud donné
T	K	Température
t	s	Temps
v	m/s	Vitesse
x	m	Position axiale

Symboles grecs

α	m ² /s	Diffusivité thermique
Δt	s	Pas de temps
ν	m ² /s	Diffusivité cinématique
ρ	kg/m ³	Débit volumique
ϕ	%	Humidité relative
ω	kg de vapeur d'eau /kg d'air	Humidité absolue

Indices

air	air
amb	air ambiant
lat	latente (condensation/évaporation)
pipe	tube
sat	saturation
soil	sol
surf	surface du sol

vap
wat
in
out

vapeur
eau
Entrée de la partie horizontale de tube ($x = 0$)
sortie de la partie horizontale de tube ($x = 72$ m)

Résumé

La conception des bâtiments à faible consommation d'énergie est devenue un enjeu très important à travers le monde afin de minimiser la consommation d'énergie et les émissions de gaz à effet de serre associés. Au Maroc, le secteur bâtiment représente 25 % de la consommation énergétique finale du pays avec 18% réservée au résidentiel et 7% pour le tertiaire (ADEREE 2011). L'intégration de systèmes passifs ou semi-passifs de rafraîchissement/chauffage dans le bâtiment est désormais indispensable pour la réduction de la consommation énergétique tout en améliorant le confort thermique. Un de ces systèmes est l'échangeur air-sol (EAHX), communément appelé "puits canadien". Il est constitué de tubes enfouis à une profondeur de 2 à 3 m dans lesquels est poussé l'air ambiant afin d'être rafraîchi/chauffé au contact avec le sol dont la température est quasi-constante durant toute l'année. Cette température, fortement dépendante des conditions météorologiques, est d'environ 20°C à Marrakech. L'air ainsi rafraîchi/chauffé est soufflé dans le bâtiment. Le principe du rafraîchissement à l'aide de l'échangeur air-sol est bien établi, mais le comportement d'un tel système dépend des conditions climatiques et de la nature du sol, qui influence énormément le choix des paramètres de dimensionnement de ce système. Le comportement thermique dynamique d'un échangeur air-sol n'est donc pas universel et doit être étudié dans le cadre du climat, du sol et des conditions de charge du bâtiment.

L'échangeur air-sol étudié est installé dans une maison type villa située dans la banlieue de Marrakech. Il est constitué de 3 tubes en PVC de 72m de longueur chacun enterrés à une profondeur de 2,2 à 3,2m sous le jardin de la maison. Chacun des tubes est muni, à son entrée, d'un ventilateur poussant l'air à travers le tube pour le rafraîchir avant de le souffler dans la maison. Un monitoring de ce système a été réalisé durant l'Été 2013 à travers un suivi des températures et humidités durant 39 jours. Des dataloggers ont ainsi été installés à l'intérieur d'un des trois tubes. De plus, les données météorologiques ont été mesurées sur site. Les résultats montrent que l'échangeur air-sol est un système adapté pour le rafraîchissement de l'air dans les bâtiments à Marrakech, puisqu'il procure une température de soufflage quasi-constante d'environ à de 22°C pour le débit 244 m³/h et 25°C pour le débit de 312m³/h, avec une humidité relative autour de 50 % alors que la température extérieure dépasse 40°C.

Le modèle mathématique choisi et l'outil de simulation associé, Type 460 opérant sous le logiciel commercial TRNSYS, sont analysés et validés par confrontation avec les résultats expérimentaux. Cette confrontation a montré une excellente concordance, avec un écart absolu moyen entre la mesure et la simulation toujours inférieur à 0,5°C et décroît à 0,2°C à la sortie de tube enterré. De plus l'amortissement des amplitudes journalières et annuelles de température de l'air se caractérise par une régression exponentielle en fonction de la longueur de tube. La longueur caractéristique varie entre 20 m et 70 m respectivement, pour l'amortissement des amplitudes journalière et annuelle de la température de l'air. La validation de l'outil de simulation avec un échangeur air-sol enterré dans un sol soumis à conditions météorologiques extérieures n'a pas été réalisée auparavant.

D'autre part, les simulations dynamiques du l'échangeur air-sol en utilisant le logiciel TRNSYS (TYPE 460) sont réalisées en fonctionnement continu, avec 1 et 3 tubes durant la période chaude de l'année (Mai-Septembre). Les résultats montrent que le système procure une réduction de température de l'ordre de 19,5°C et 18,3°C pour un fonctionnement avec 1 tube et 3 tubes respectivement, avec une température à la sortie de tube enterré de 25,1°C (1 tube) et 26 C° (3 tubes). Il en résulte une capacité de refroidissement de 58w/m² (1 tube) et 55w/m² (3 tubes) pour une température à l'entrée de 44,6°C

Une étude de sensibilité, utilisant la méthode de Sobol, de la performance thermique de l'échangeur durant la saison chaude a permis de dégager les paramètres les plus influents sur un fonctionnement saisonnier (Mai-Septembre) de l'échangeur. Cette étude a été réalisée avec un couplage entre le langage de programmation Python doté d'un module d'analyse de sensibilité et le TYPE 460. Par la suite, une étude paramétrique complète sur l'énergie sensible totale perdue par l'air lors dans son passage dans l'échangeur air-sol est réalisée en fonction des paramètres les plus influents déterminés auparavant.

Mots clés : *Échangeur air-sol (Puits canadien), EAHX, EAHE, Monitoring, systèmes passifs, efficacité énergétique, Bâtiment.*

Abstract

The low energy buildings tendency has become a major worldwide key to minimize energy consumption and greenhouse gas emissions issues. In Morocco, the building sector represents 25% of the total final energy consumption, whereas 18% is dedicated for residential and 7% for the tertiary sector (ADEREE 2011). The integration of passive or semi-passive for cooling / heating purposes into buildings is an essential act for reducing energy consumption while improving thermal comfort. One of these systems is the Earth to Air Heat Exchanger (EAHX). It consists of buried pipes at a depth of 2 to 3 m in which the ambient air is pushed down to be cooled / heated through the contact with the ground whose temperature is almost constant throughout the year round. This temperature is highly dependent on the local weather conditions, as the annual average temperature in Marrakech is about 20°C. The air cools / heated is blown into the building. Its principle to use the ground-coupled heat exchanger for cooling is well established, but the behavior of such a system depends on the climate and the soil, which influences the choice of design parameters of this system. The thermal behavior of an air-ground heat exchanger is not universal and must be studied according to the climatic context, soil and building load conditions.

We performed a numerical and experimental study on the thermal performance of an Earth to air heat exchanger installed in a villa type house in the suburbs of Marrakech. The exchanger consists of 3 PVC tube of 72 m length, each buried to a depth of 2 to 3m in the back yard of the studied house. Each tube is equipped with a fan at its entrance, it is used to push the air through the tube to cool it before blowing it into the house. A monitoring survey was conducted during the summer period of 2013, to acquire temperature and humidity measurements for 39 days. Dataloggers were installed inside one of the three tubes. In addition, meteorological data were measured on site. The results show that the earth to air heat exchanger is a system more adapted to refresh the air in buildings in Marrakech, as it provides a quasi constant air temperature of approximately 22°C for flow 244 m³/h and 25°C for flow of 312 m³/h, with relative humidity that is around 50% when the outside temperature exceeds 40°C.

The mathematical model chosen and the associated simulation tool used is Type 460 operating under the TRNSYS commercial software, analyzed and validated by comparison with experimental results. This comparison showed excellent agreement, with an average absolute difference between the measurement and simulation that is always lower than 0.5°C and 0.2°C as it decreases at the output of the buried pipe. The characteristic length is found to be around 20 m and 70 m respectively for the daily and annual air temperature amplitudes reduction. Moreover, it is shown that the design guidelines from literature cannot straightforwardly be applied to an EAHX which is subject to meteorological disturbance from the upper surface and/or which is not operated all year round, for which numerical simulation with a validated models remains necessary.

On the other hand, dynamic simulations of the EAHX using TRNSYS software (TYPE 460) were per-formed with one pipe or three pipes continuously running. Good agreement was found between the simulation and experimental results. Simulation results

show that the EAHX can perform a maximum drop of air temperature as high as 19.5 °C and 18.3 °C respectively for an EAHX with one and three pipes. The achieving specific cooling capacity is 58 W/m² (one pipe) and 55 W/m² (three pipes) obtained for air temperatures of 25 °C and 26 °C respectively, at the EAHX outlet and 44.6 °C at its inlet.

A sensitivity analysis, using the method of Sobol, of the thermal performance of the earth air heat exchanger (EAHX) in the hot season has identified the most influential parameters during the hot season (May-September). This study was carried out with a coupling between the Python programming language with a sensitivity analysis module and TYPE 460 of TRNSYS. Thereafter, a complete parametric study on the total sensible energy lost through the air when in passing through the air-ground heat exchanger is made based on the most influential parameters determined previously.

Keywords: Earth air heat exchanger, EAHX, EAHE, building energy design, building refurbishment, building energy efficiency,

Introduction générale

Actuellement le secteur du bâtiment se positionne comme un acteur clé pour parvenir à résoudre les inquiétants défis environnementaux auxquels nous devons faire face. En effet le contexte est planétaire, et il s'agit d'un réchauffement climatique provoquant une augmentation moyenne de 1,8 à 4°C d'ici à la fin du siècle d'après apport de GIEC (Groupe d'experts Intergouvernemental sur l'évolution du climat) (Bernstein et al. 2008).

Par conséquent, ce secteur pourrait bien être le seul à offrir des possibilités de progrès suffisamment fortes pour répondre aux multiples engagements nationaux de réduction d'un facteur 4 des émissions de gaz à effet de serre d'ici à 2050.

Le changement climatique et l'élévation de la température dans les zones habitables ont un impact direct sur la qualité des ambiances intérieures des bâtiments, surtout en période de canicule. Ainsi la détérioration du confort d'été et de la qualité de vie à l'intérieur des ambiances poussent de plus en plus les populations à utiliser la climatisation, devenue quasi-indispensable. Parfois, cette dernière, est même vitale lorsqu'il s'agit de personnes âgées résidentes dans des régions très arides.

Le projet de cette thèse vise principalement à évaluer la plus-value d'un échangeur air-sol (dit *puits canadien*), installé dans une maison privée de la région de Marrakech où le climat est aride l'été, avec des pics de température avoisinant parfois les 46°. Ce manuscrit de thèse se décline en 4 chapitres.

Le premier chapitre est consacré au positionnement du secteur du bâtiment, en termes de consommation énergétique et d'enjeux économiques face au réchauffement climatique à l'échelle planétaire, incitant les professionnels du bâtiment à utiliser de plus en plus des systèmes durables et énergétiquement efficaces. Nous avons réalisé un état de l'art ciblé sur l'impact de la ventilation par voie souterraine, utilisant un échangeur de chaleur air-sol pour apporter une solution durable et économe en énergie, pour une amélioration du confort intérieur d'une habitation. L'échangeur de chaleur air-sol permet, en effet, de ponctionner dans le sous-sol assez profond de la chaleur l'hiver et de la fraîcheur l'été afin de chauffer/rafraîchir l'air avant son soufflage dans le bâtiment.

Dans le second chapitre nous traitons de la modélisation des échangeurs air-sol. L'objectif de ce chapitre est de présenter le modèle mathématique de l'outil de simulation intégré dans le logiciel commercial TRNSYS de simulation des systèmes énergétiques, que nous avons choisi pour calculer la température de l'air parcourant l'échangeur air-sol.

Le troisième chapitre est consacré à l'étude expérimentale réalisée sur l'échangeur air-sol installé sur site dit AMYS que nous étudions. Cette partie de la thèse s'est appuyée sur la conception et la mise en place d'un dispositif de mesure avec un protocole précis afin de suivre sur une période assez longue les performances thermiques de l'échangeur étudié. Ces mesures ont été mises à profit pour valider l'outil de simulation utilisé.

Une fois la validation de l'outil de simulation utilisé acquise, nous avons réalisé une étude paramétrique sur les paramètres les plus influents de l'échangeur air-sol dont l'objectif est de montrer l'effet de chaque paramètre, ou la combinaison de plusieurs paramètres, sur

l'énergie sensible perdue par l'air parcourant l'échangeur. Cette étude est basée sur une étude de sensibilité pour mettre en relief (au vu du grand nombre de paramètres en jeu dans les échangeurs air-sol), les paramètres les plus influents pour atteindre un impact significatif quant au confort intérieur amené grâce au système mis en place. Cette nouvelle contribution, s'appuie sur la méthode de Sobol et constitue le quatrième chapitre qui vient parachever nos travaux de thèse qui contribuent ainsi à la connaissance et à l'amélioration de la modélisation sous TRNSYS d'un puits canadien implanté dans un environnement sous contraintes climatiques réelles, spécifique à la région chaude et semi-aride de Marrakech.

Suite aux réflexions et aux discussions s'articulant autour des trois volets principaux (approche expérimentale, modélisation sous environnement TRNSYS, étude paramétrique) des perspectives à ce travail sont proposées.

Chapitre I : Généralités et état de l'art sur les échangeurs air-sol.

I.1 Introduction

La conception des bâtiments à faible consommation d'énergie est devenue un grand enjeu à travers le monde afin de minimiser la consommation d'énergie et les émissions des gaz à effet de serre associées. Au Maroc, le secteur bâtiment représente 25 % de la consommation énergétique finale du pays avec 18% réservée au résidentiel et 7% pour le tertiaire(IEA 2009). Une stratégie nationale de la consommation rationnelle d'énergie ainsi que la promotion des énergies renouvelables a été adoptée depuis 2009 avec un objectif de réduire la consommation énergétique de 15 % vers 2030. L'intégration de systèmes passifs ou semi-passifs de rafraîchissement/chauffage dans le bâtiment est une bonne pratique pour la réduction de leur consommation en énergie tout en améliorant le confort thermique. Un de ces systèmes est l'échangeur air-sol, communément appelé "*puits canadien*". Il est constitué de tubes enfouis à une profondeur de 2 à 3 m dans lesquels est poussé l'air ambiant afin d'être rafraîchi/chauffé au contact avec le sol dont la température est quasi-constante durant toute l'année et égale à la température moyenne annuelle. Cette température, fortement dépendante des conditions météorologiques, est d'environ 20°C à Marrakech. L'air ainsi rafraîchi/chauffé est soufflé dans le bâtiment. Le principe du rafraîchissement à l'aide de l'échangeur air-sol est bien établi, mais le comportement d'un tel système dépend des conditions climatiques et de la nature du sol, qui influence énormément le choix des paramètres de dimensionnement de ce système.

Dans ce chapitre, nous présentons une revue bibliographique des travaux théoriques et expérimentaux sur les échangeurs air-sol appliqués au conditionnement de l'air dans le bâtiment. Auparavant des notions générales qui permettront au lecteur de mieux cerner le sujet sont développées ou rappelées.

I.2 Notion de confort

L'optimisation du confort thermique prend toute sa dimension lorsqu'on sait que nous passons près de 90% de notre temps en milieu confiné. Le confort thermique dans les bâtiments constitue une exigence essentielle à laquelle le concepteur doit apporter les réponses nécessaires. Mais sa définition reste complexe, puisqu'elle est essentiellement subjective (Depecker 1989). L'environnement thermique de l'individu est caractérisé par quatre grandeurs physiques : la température de l'air, la température de rayonnement des objets environnants, l'humidité et la vitesse de l'air. Ces variables réagissent avec l'activité physique et la vêtue du corps humain pour établir son état thermique et constituent ensemble les six paramètres de base des échanges thermiques entre l'homme et son environnement. D'après la littérature, l'étude du confort thermique et donc la perception de cet environnement thermique fait appel à trois approches différentes, relatives aux aspects physiques, mais aussi physiologiques et psychologiques. Elle est en ce sens pluridisciplinaire (Figure I.1).

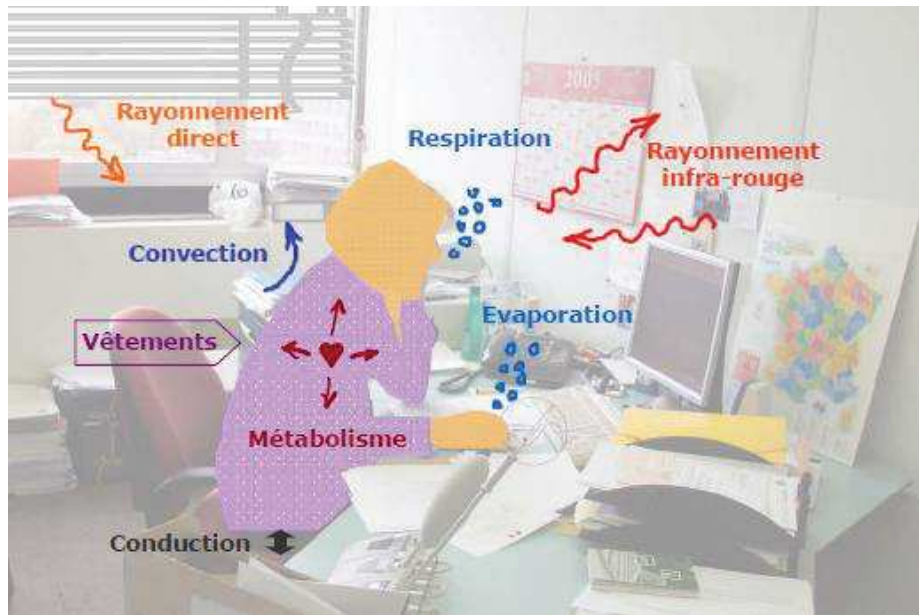


Figure I.1 : Interaction thermique entre le corps humain et son environnement (Moujalled 2007).

La norme européenne du confort thermique, [NF ISO 7730] ainsi que la norme américaine (ASHRAE 2009) définissent quant à elles une zone de confort standard pour les périodes hivernale et estivale. La Figure I.2 présente les zones de confort définies par (Ashrae & Ies 2011), en fonction de l'humidité et de la température de rosée, et celles proposées par le principe de confort adaptatif, qui varie en fonction de la température extérieure.

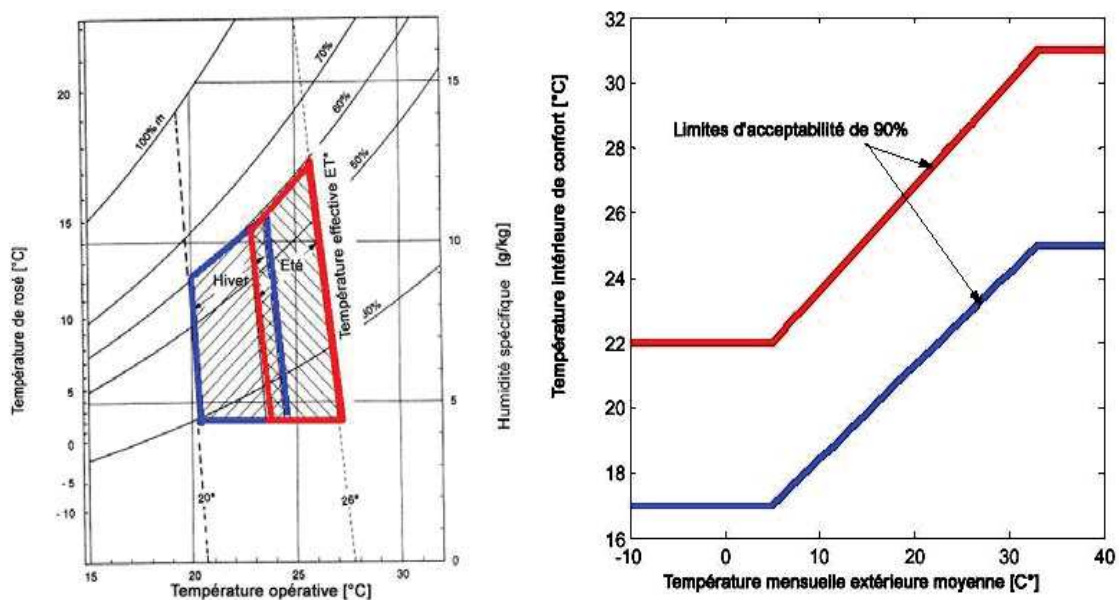


Figure I.2: Comparaison de la zone de confort définie par (ASHRAE 2009) (à gauche) et les limites de températures de confort définies par le confort adaptatif (à droite)(Ghiaus, 2001).

Les indices de confort ont été créés pour donner une rapide indication de la sensation de confort. Il existe aujourd'hui de très nombreux indices calculés à partir de données

météorologiques (conditions extérieures), physiques (comportement du bâtiment) et personnelles (comportement de l'habitant). On identifie trois catégories d'indices (Parsons 2003) données ci-après :

- les indices rationnels (Heat Stress Index, HSI – Effective Temperature, ET – Corrected Effective Temperature, CET)
- les indices empiriques (Predicted Four Hour Sweat Rate, P₄SR – Predicted Mean Vote, PMV – Predicted Percentage of Dissatisfied – PPD)
- les indices directs (Wet Bulb Globe Temperature, WBGT – Temperature Humidity Index, THI)

Il faut noter que les indices les plus couramment utilisés sont le PMV et le PPD qui font partie des normes françaises et internationales [NF ISO 7730]. Notre analyse commencera par conséquent avec la considération de ceux-ci, sans pour autant ignorer les autres démarches mentionnées ci-dessus.

I.3 Quelques chiffres concernant le secteur du bâtiment

Le bâtiment est le secteur le plus énergivore dans le monde. Il représente à lui seul autour de 35% de la consommation d'énergie finale devant l'industrie et le transport qui consomment respectivement 31% et 30% de la consommation d'énergie finale (Figure I.5).

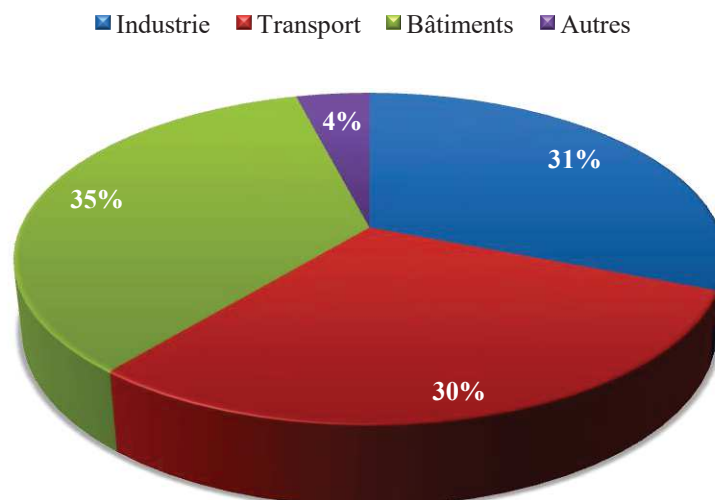


Figure I.5 : Consommation d'énergie finale par secteur dans le monde en 2010(IEA 2012).

Comme le montre la figure I.6, le bâtiment est responsable d'un cinquième des émissions de gaz à effet de serre dans le monde. Il est classé devant le secteur de transport (14%), le secteur de l'énergie (11%) et le secteur de traitement des déchets (3%). L'industrie reste le secteur le plus émetteur de gaz à effet de serre (29%) suivi du secteur d'UTCFC (Utilisation des Terres, leurs Changements et la Forêt) qui est responsable de 24%(Edenhofer et al. 2014).

■ UTCF ■ Industrie ■ Transport ■ Bâtiments ■ Déchets ■ Energie

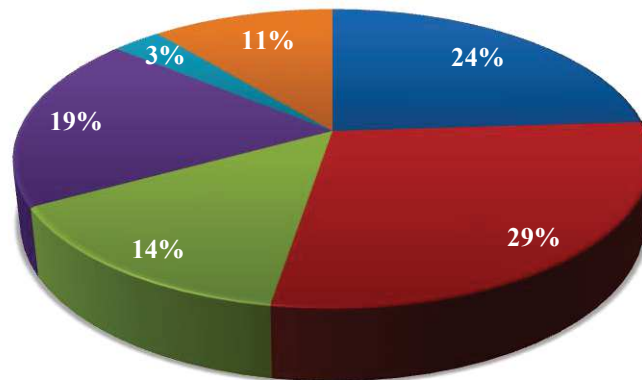


Figure I.6 : Répartition des émissions mondiales de GES par secteur en 2010 (Edenhofer et al. 2014)

Soulignons que le secteur du bâtiment est considéré comme étant le mieux placé pour offrir des possibilités de progrès suffisamment fortes pour répondre aux engagements de réduction des gaz à effet de serre. Il se positionne comme un élément clé pour faire face aux défis énergétique, économique et environnemental que rencontre notre planète. On estime en effet que le potentiel d'économies d'énergie de ce secteur au niveau mondial est de l'ordre de 40% via des mesures performantes et rentables. Ces enjeux globaux doivent être traités en fonction des conditions de chaque pays. Les choix de politique énergétique diffèrent d'un pays ou d'une région à l'autre.

Le Maroc, pays en développement, avec une croissance urbanistique et un développement important. Cette situation induit une consommation d'électricité en forte croissance avec un glissement annuel de 7 à 8 % (ONEE 2013). Le taux d'accès à l'électricité par la population est passé de 49,2% en 1990 à 98,9% en 2010 grâce à l'application du Plan d'Électrification Rurale Généralisée. En effet, la consommation énergétique des ménages est passée de 0,21 à 0,30 tep (Jaouhari et al. 2013). Même si le Maroc est placé parmi les pays les moins émetteurs de gaz à effet de serre au niveau mondial, avec une émission d'environ 1,6 ktCO₂ par habitant, cette dernière ne cesse d'augmenter avec une croissance quadratique (Figure I.7).

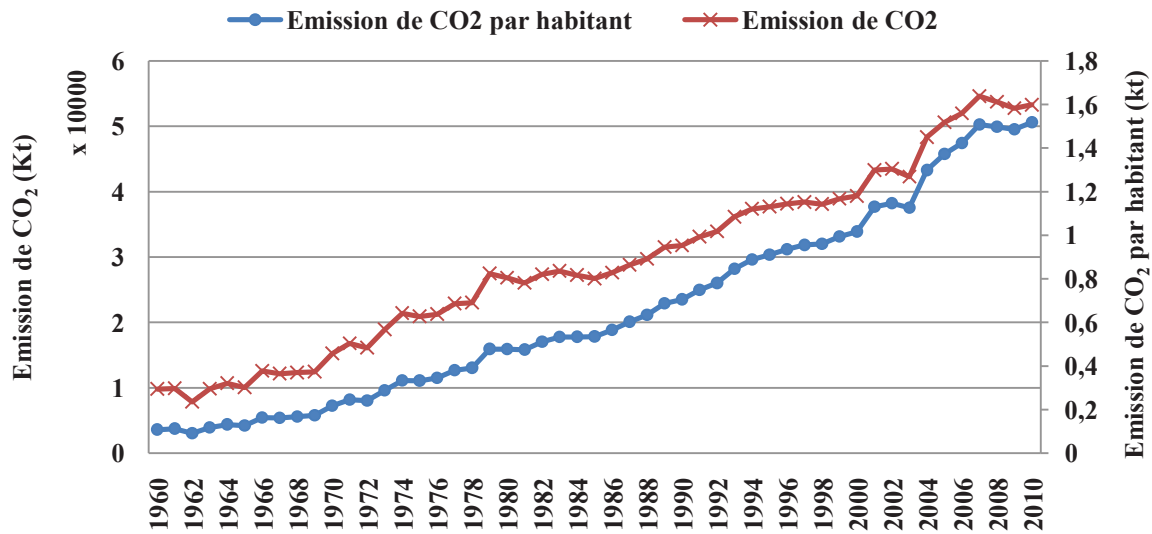


Figure I.7 : Évolution des émissions de gaz à effet de serre entre 1960 et 2010 au Maroc (BIRD-IDA 2015).

Les enjeux du secteur du bâtiment peuvent encore aggraver la situation énergétique et environnementale du pays. La consommation dans ce secteur est, en effet, appelée à augmenter rapidement dans les années futures pour les raisons suivantes :

- L'augmentation de la population (et par conséquent du parc de logement);
- L'augmentation sensible des équipements électroménagers de plus en plus accessibles (chauffage, climatisation, eau chaude sanitaire, réfrigération, etc.) ;
- L'évolution importante du parc de bâtiments (programmes nationaux de réhabilitation et de constructions nouvelles).

Dans l'architecture vernaculaire, les maisons sont intégrées dans leur climat, leur assurant ainsi un niveau de confort acceptable surtout en été. Depuis quelques décennies, le développement urbain, en forte croissance, a mené à des constructions en béton sans aucune considération du climat. Ceci a conduit à des bâtiments très énergivores en termes de climatisation, surtout avec la baisse des prix des systèmes électriques de climatisation. Le taux d'équipement en chauffage des logements a plus que doublé en dix ans, passant de 1,9 à 4,9 %. La consommation énergétique du chauffage, même si elle demeure faible, a presque doublé, passant de 26 à 50 tep (Jaouhari et al. 2013) sur la même période. Le marché de la climatisation connaît également une évolution spectaculaire avec un passage de moins de 10000 unités installées en 2000 à plus de 220 000 en 2010. Ainsi, la consommation d'électricité due à la climatisation a connu une augmentation très sensible (ADEREE 2011).

Soulignons que l'amélioration des performances énergétiques des bâtiments constitue l'une des principales mesures structurelles d'efficacité énergétique au Maroc. Ainsi une stratégie de bonne pratique a été mise en place, telle que l'amélioration des performances des enveloppes des bâtiments et l'utilisation des énergies renouvelables. Ces choix permettent de réduire significativement l'augmentation de la facture énergétique du pays et par conséquent améliorer son indépendance énergétique.

Un autre point est à évoquer ici, et celui-ci n'est pas spécifique au Maroc: le réchauffement climatique. De nombreux pays ont déjà fait certains constats météorologiques et donner l'alerte quant à l'impact direct du réchauffement climatique sur le confort intérieur des habitations.

I.4 Techniques passives de chauffage et climatisation

La performance énergétique est évaluée en fonction de la quantité d'énergie primaire nécessaire pour répondre aux besoins principaux du bâtiment (le chauffage, la climatisation, la ventilation et l'éclairage). En Europe, une maison passive doit répondre à deux conditions importantes: la consommation d'énergie pour le chauffage doit être inférieure à 15 kWh/m²/an et la consommation totale d'énergie primaire doit être inférieure à 120 kWh/m²/an. Ces conditions peuvent être atteintes par une combinaison entre un type spécial de l'architecture, orientation vers le sud, une forme compacte des bâtiments, haute étanchéité et des systèmes basés sur les sources d'énergie renouvelables (pompes à chaleur, capteurs solaires, chauffe-eau, ventilo-convecteurs, les échangeurs de chaleur à air-sol). La figure I.8 présente des exemples de différentes stratégies d'optimisation des performances énergétiques en fonction du climat.

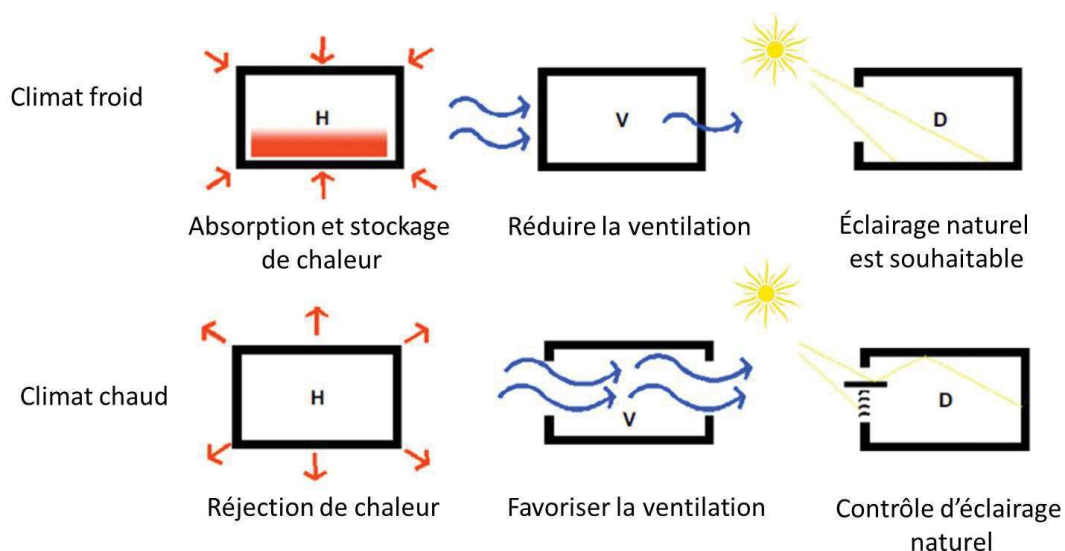


Figure I.8 : Stratégies d'amélioration de la performance énergétique d'un bâtiment pour les climats chaud et froid (Ochoa & Capeluto 2008).

Pour réduire la transmission de chaleur à travers l'enveloppe d'un bâtiment, son coefficient de résistance thermique doit être augmenté. L'isolation thermique est la manière la plus simple pour atteindre cet objectif. Elle est utile tout au long de l'année, sauf si les gains internes et solaires sont trop élevés (Hollmuller 2003).

La forte isolation thermique et étanchéité à l'air de l'enveloppe d'un bâtiment visent à réduire sa charge thermique avec l'extérieur, cependant le renouvellement de l'air est nécessaire, à la fois pour maintenir la bonne qualité de l'air intérieur et aussi pour participer au préchauffage ou au rafraîchissement du bâtiment. La ventilation naturelle transversale joue un rôle important en association avec l'inertie thermique en été. En autorisant un fort taux de ventilation naturelle quand la température extérieure est plus basse que la température

intérieure, principalement la nuit (sur-ventilation), il est possible de refroidir les masses thermiques (inertiels) intérieures (Limam et al. 1997). Cet effet de refroidissement donne une faculté supplémentaire aux masses thermiques pour absorber les gains de chaleur durant la période de forte exposition solaire successive, pendant journée. Un système de ventilation mécanique efficace peut être un complément utile dans une stratégie hybride où il assurera un renouvellement d'air minimum quand les conditions extérieures (vent, température) ne conviennent pas à la ventilation naturelle (Limam et al., 1998). D'autre part, une bonne gestion des apports solaires gratuits permet d'en profiter pleinement en hiver tout en les réduisant au minimum en été. Ces deux déclarations peuvent sembler contradictoires à première vue, mais elles sont réellement pleinement compatibles et conduisent au concept d'un bâtiment bioclimatique. La bonne gestion des apports solaires peut être réalisée en se rappelant que (Givoni 1976) :

L'orientation optimale pour les gains solaires en hiver est le sud, ou au moins sud-est ou sud-ouest. Toute autre orientation contribue moins à la captation de l'énergie solaire.

En été, le sud est aussi la meilleure orientation possible pour minimiser les gains solaires. C'est presque équivalent à l'orientation nord qui reçoit un faible rayonnement toute l'année. Toute autre orientation (SE, SO, E, O, et principalement un plan horizontal) donne une forte contribution au bilan énergétique d'un bâtiment en été.

En mi-saison, quand le besoin en chaleur ou en froid peut être faible, un vitrage sud-est à peu près équivalent à un vitrage est ou ouest. Ainsi, la règle la plus élémentaire est de favoriser les parois vitrées au sud du bâtiment c'est la meilleure solution pour atteindre une bonne performance thermique.

Le concept du bâtiment bioclimatique intègre plusieurs techniques passives de chauffage et de climatisation. Le tableau I.1 fournit quelques exemples de ces techniques avec mention des participatifs avantages et inconvénients de chaque technique.

I.1 Les quatre stratégies de refroidissement passif

Dans le but d'améliorer le confort thermique d'été dans les bâtiments, quatre stratégies passives doivent être combinées : protéger le bâtiment du rayonnement solaire, minimiser les gains internes, dissiper les surchauffes et refroidir les locaux.

●Protéger :

Cette condition est relativement facile à atteindre en raison de la très grande intégrité de l'enveloppe de nos bâtiments pour des raisons de conservation de chaleur. De plus, si le bâtiment est déjà implanté dans l'axe est-ouest pour optimiser le captage du rayonnement solaire sud en hiver. La toiture constitue une importante surface à protéger en raison de la chaleur solaire estivale. Cette protection peut être réalisée par une bonne isolation thermique et/ou un ombrage. Les parois doivent être isolées avec éventuellement un double vitrage combiné avec des occultations externes. L'installation des dispositifs d'occultation devant les fenêtres est nécessaire pour réduire les gains solaires directs. En plus de protéger le bâtiment, les éléments végétaux, lorsqu'ils sont bien localisés, peuvent créer de véritables réservoirs d'air frais pour le refroidissement ultérieur du bâtiment (Hollmuller 2003; Givoni 1976).

●Minimiser :

Les occupants, équipements et appareils d'éclairage artificiel constituent les principales sources de gains internes du bâtiment. Les gains dus à l'éclairage artificiel peuvent facilement être contrôlés par l'utilisation des lampes à faible consommation et la favorisation de l'éclairage naturel. Certains éléments architecturaux tels que les occultations extérieurs devant les fenêtres (volets pour la nuit, débords de toitures ou casquettes pour les jours d'été) et les tablettes réfléchissantes permettent à la fois de bloquer le rayonnement solaire direct et de réfléchir la composante visible du spectre solaire pour contribuer à l'éclairage naturel des espaces [Givoni B, 1976].

●Dissiper :

Lorsqu'on a un excès de chaleur interne dans le bâtiment, il faut le dissiper en utilisant la ventilation naturelle transversale ou l'effet cheminé. Pour l'optimisation de la ventilation naturelle transversale, on profite de la variation de la pression statique du vent sur les façades, positive au vent et négative sous le vent, et aussi de la canalisation des flux d'air par l'aménagement du site et enfin de l'implantation du bâtiment. En absence de vent, la ventilation par effet cheminée constitue une importante stratégie de dissipation de chaleur, mais son efficacité est en fonction de la différence de température entre le haut et le bas de la cheminée (Givoni 1976).

●Refroidir :

La dernière stratégie consiste à remplacer l'air évacué par l'air frais. Une ventilation nocturne (sur-ventilation) permet en outre de déstocker la chaleur emmagasinée le jour dans la structure ou la masse thermique exposée du bâtiment (Givoni 1976).

Tableau 1-1. Différentes techniques de rafraîchissement passif.

Méthodes	Caractéristiques / avantages	Inconvénients
Réduction de gain thermique solaire		
« Cool roof »	<ul style="list-style-type: none"> - Réflectivité solaire et émissivité thermique élevées - Réduire / supprimer la climatisation - Améliorer le confort d'été - Réduire l'effet d'îlot chaleur et l'émission de gaz CO₂ - Augmenter la durée de vie du toit 	<ul style="list-style-type: none"> - Coût de remise en peinture - Pénalité sur la consommation de chauffage
Façade végétalisée	<ul style="list-style-type: none"> - Protéger le bâtiment contre la corrosion, l'humidité - Aspect esthétique : élément de décors - Réduction de la température de toiture (20 °C) et la température intérieure (0,8 °C). - Économie d'énergie de 24 % en région méditerranéenne. 	<ul style="list-style-type: none"> - Consommation d'eau - Coût d'entretien
Protection solaire	<ul style="list-style-type: none"> - Limiter la pénétration du flux solaire en été - Favoriser les apports solaires en hiver - Améliorer le confort visuel 	<ul style="list-style-type: none"> - Réduit sensiblement les apports solaires en hiver.
Évacuation de chaleur indésirable		
Ventilation naturelle nocturne	<ul style="list-style-type: none"> - Réduire considérablement la température intérieure - Plus efficace pour les bâtiments à forte inertie 	<ul style="list-style-type: none"> - Contrôle d'ouverture contre la pluie, l'humidité
Puits canadiens	<ul style="list-style-type: none"> - Bénéficier de l'inertie thermique du sol 	<ul style="list-style-type: none"> - Qualité de l'air soufflé
Cheminée solaire	<ul style="list-style-type: none"> - Augmenter l'efficacité de l'effet du tirage thermique 	<ul style="list-style-type: none"> - Moins efficace pour les bâtiments de faible hauteur
Modulation de la chaleur		
Matériaux changement de phases (MCP)	<ul style="list-style-type: none"> - Bénéficier de la chaleur latente des matériaux - Économie d'énergie de 17 % à 23 % 	<ul style="list-style-type: none"> - Coût d'installation et d'entretien.
Déphasseur aéraulique	<ul style="list-style-type: none"> - Bénéficier de l'effet de l'inertie thermique 	

I.2 Échangeur air-sol:

Nous allons maintenant aborder l'élément principal autour duquel s'est articulé ce travail qui est l'échangeur air-sol.

I.6.1. Définition et types:

L'échangeur air-sol communément appelé "puits canadien", "puits climatique" ou encore "puits provençal", est un système semi-passif qui exploite la géothermie du sol, sachant qu'à 2,5 m de profondeur celui-ci a une température quasi-constante. Cet échangeur (dont le concept est très ancien, 3000 ans avant J.-C) est aujourd'hui largement utilisé dans les secteurs résidentiel et agricole afin de contrôler la température des bâtiments. Les échangeurs air-sol sont catalogués actuellement dans le monde, comme étant parmi les systèmes les plus dynamiques dans le domaine des énergies renouvelables, avec une augmentation annuelle de 10 % (au cours des 10 dernières années) du nombre d'installations dans près de 30 pays (Lund et al. 2004).

On distingue deux différents types d'échangeurs de chaleur air-sol. Le premier, à «boucle ouverte» où l'air extérieur est aspiré à travers des tubes afin de ventiler le local, et le second à «boucle fermée» où l'air est aspiré du local avant d'être recyclé à travers les tubes. Ce dernier type est moins utilisé dans le secteur résidentiel, car il ne répond pas aux exigences de la qualité de l'air. Les aspects importants qui déterminent l'efficacité d'un échangeur air-sol sont la nature du climat, les propriétés thermo-physiques du sol, la profondeur de la roche mère et de la nappe phréatique. Ces informations sont primordiales pour le dimensionnement du système échangeur air-sol.

Les principaux avantages du système échangeur air-sol sont sa simplicité technique, son grand potentiel de refroidissement et de préchauffage et aussi ses faibles coûts d'investissement, d'exploitation et de maintenance en plus de l'économie d'énergie et la limitation des gaz à effets de serre.

I.6.2. Principe de fonctionnement :

Le puits canadien est un système permettant de tempérer les arrivées d'air utilisées pour la ventilation des constructions. Ce système peut être utilisé pour tout type d'édifice, que ce soit du résidentiel, tertiaire ou agricole. Il s'agit de faire passer l'air neuf extérieur dans une gaine souterraine dans le but de rapprocher sa température à celle du sous-sol, qui est pratiquement constante à partir d'une profondeur d'environ 3m. La figure I.11 montre le principe de fonctionnement de puits canadien.

La recherche scientifique sur les échangeurs air-sol semble avoir démarré après le pic pétrolier de 1979 et s'être arrêtée temporairement après le contre-choc de 1985 (Tzaferis et al. 1992). Ce n'est que depuis 1995 que quelques chercheurs ont repris des études sur les questions des performances des échangeurs air-sol, de leur comportement thermique et de leur intégration au bâtiment comme un système de pré-conditionnement de l'air (Thiers & Peuportier 2008).

Ce sont les lois physiques d'inertie thermique du sol et de transfert de chaleur qui permettent d'estimer le niveau de température à la sortie de la gaine enterrée. Le principe est

d'utiliser de manière passive l'énergie géothermique. Généralement le système est réversible. En hiver, l'air frais de l'extérieur est chauffé ou préchauffé par le sol en passant dans la gaine enterrée. En été l'air chaud extérieur est rafraîchi de la même manière. Celui-ci permet donc de faire à la fois des économies d'énergies en Été et en Hiver.

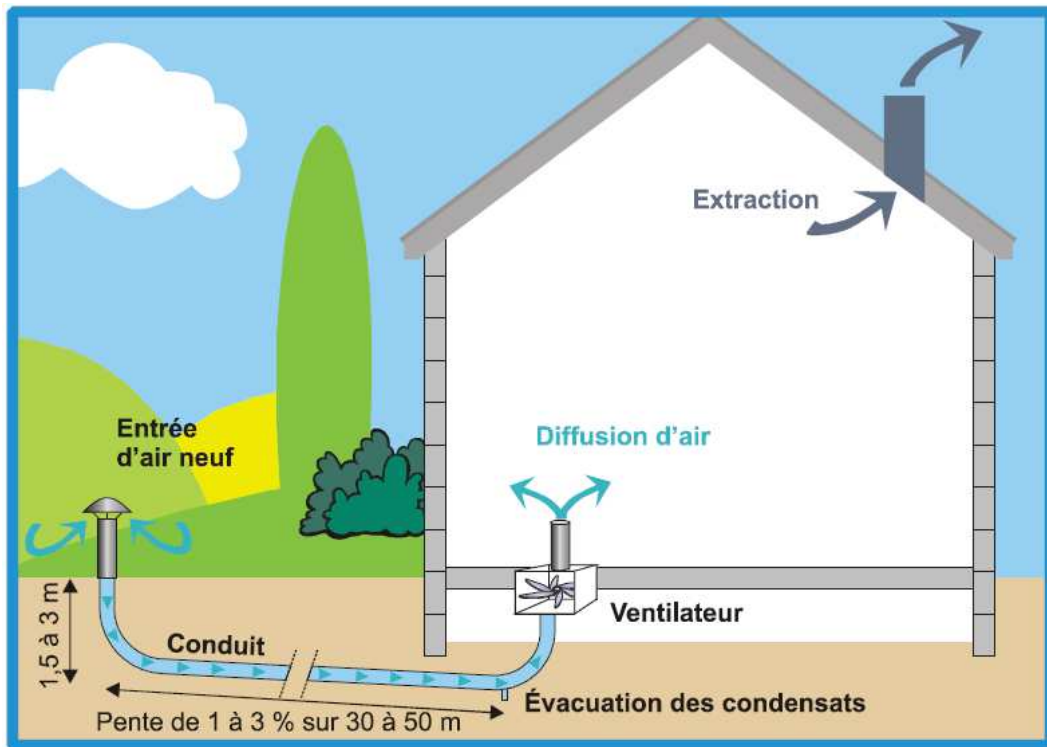


Figure I.11: Schéma simplifié d'un puits canadien mono tube.

Comme le montre la figure I.11, la pente de la conduite enterrée doit être comprise entre 1 et 3% pour favoriser l'évacuation des condensats qui peuvent se former sur les parois froides du conduit lorsque l'air extérieur chaud est en contact avec ces parois.

La stagnation de cette eau de condensation au sein du puits favorise le développement de germes et de bactéries, peut perturber la circulation et altérer la qualité de l'air neuf dans le puits. Afin d'éviter ces phénomènes, le puits doit impérativement être muni d'un système d'évacuation des condensats. La structure de ce système dépend de la présence ou non d'un sous-sol au sein du bâtiment.

I.6.3. État de l'art :

Le concept de l'utilisation du sol comme puits de chaleur a été utilisé plusieurs siècles avant notre ère. Par exemple, les architectes iraniens ont combiné les tours à vent et les échangeurs air-sol comme technique passive de contrôle de la température dans les maisons (Bahadori 1978). De nos jours, les échangeurs air-sol sont largement utilisés à travers le monde comme solution pour l'utilisation rationnelle de l'énergie et le contrôle du confort thermique dans le bâtiment, du fait de leur efficacité énergétique assez élevée comparée aux systèmes conventionnels de chauffage/climatisation. Une recherche très prolifique, aussi bien expérimentale que théorique, a été menée sur l'utilisation des échangeurs de chaleur air-sol pour le rafraîchissement de l'air dans le bâtiment. Sanatmouris et Kolokosta (Sanatmouris &

Kolokotsa 2013) ont réalisé une revue de littérature et reporté les données et résultats de plus de 30 projets expérimentaux. À travers les résultats reportés, l'intérêt des échangeurs air-sol pour le chauffage et rafraîchissement dans plusieurs régions du monde avec des climats très divers est bien établi. Cependant leurs performances énergétiques dépendent fortement du climat et de la nature du sol. Récemment Soni et al (Soni et al. 2015) ont réalisé une revue de littérature sur l'évaluation des performances des échangeurs air-sol. Les auteurs ont analysé aussi bien des études expérimentales que numériques sur les échangeurs de chaleur air-sol, seuls ou couplés avec d'autres systèmes passifs ou actifs, comme la tour à vent, le cheminée solaire, la pompe à chaleur réversible....etc. Une des principales conclusions des auteurs est que les performances thermiques d'un échangeur de chaleur air-sol sont beaucoup plus affectées par la nature et les conditions du sol que par le matériau des conduits enterrés.

Vaz et ses collaborateurs (Vaz et al. 2011; Vaz et al. 2014) ont étudié expérimentalement et numériquement le comportement thermique d'un échangeur de chaleur air-sol couplé à un bâtiment situé dans la cité de Viamao au Brésil. Cette cité est caractérisée par un climat sous-tropical humide. En se basant sur les résultats expérimentaux de (Vaz et al. 2014), (Brum et al. 2013) ont développé un modèle mathématique dit « modèle réduit » pour prédire les performances thermiques des échangeurs air-sol. Ce modèle a été utilisé par les auteurs pour étudier le potentiel de chauffage/rafraîchissement du sol dans la ville brésilienne Viamao. Hollmuller et Lachal (Hollmuller & Lachal 2001) ont analysé les contraintes et le potentiel des conduits enterrés aussi bien pour le préchauffage que le rafraîchissement de l'air dans les bâtiments dans la ville de Genève en suisse caractérisées par des hivers froids et des étés assez chauds. Mentionnons, par ailleurs, que certains auteurs ont étudié le couplage des échangeurs air-sol avec un système de refroidissement évaporatif afin d'en augmenter l'efficacité de rafraîchissement (Bansal et al. 2011).

Plusieurs études expérimentales et/ou numériques sur les performances de rafraîchissement de l'air des puits canadien dans les bâtiments en climat chaud, semblable à celui de Marrakech, ont été réalisées à travers le monde (Vaz et al. 2014; Vaz et al. 2011; Brum et al. 2013; Bansal et al. 2013; Al-Ajmi et al. 2006; Kumar et al. 2003; Bansal et al. 2010; Misra, Bansal, Agrawal, Mathur & T. Aseri 2013; G Mihalakakou et al. 1994; Givoni 2007) Toutes ces études ont été très concluantes sur les performances intéressantes des puits canadien malgré que ces performances sont fortement dépendantes de plusieurs paramètres dont principalement le sol et le climat local.

Hollmuller et Lachal (Hollmuller & Lachal 2014) ont analysé plusieurs aspects des puits canadiens pour le chauffage/rafraîchissement des bâtiments. En se basant sur un modèle analytique avec un traitement explicite de la diffusion de la chaleur dans le sol, les auteurs ont établi lignes guides indépendants du climat pour l'amortissement de l'oscillation journalière ou annuelle de la température de l'air s'écoulant dans un conduit enterré. Cependant les auteurs n'ont pas considéré les effets des conditions météorologiques sur la surface du sol étant donné que le conduit étudié est enterré sous le bâtiment. Un autre paramètre important ignoré par les auteurs est la discontinuité de l'écoulement d'air dans le conduit enterré. Cette discontinuité peut avoir un effet important sur la saturation thermique du sol. Cet effet a été étudié par Mathur et al (Mathur et al. 2015) qui ont analysé les performances d'un échangeur air-sol en continu ou intermittent. Concernant la modélisation des échanges thermo-massiques

dans un conduit enterré parcouru par un courant d'air, plusieurs modèles ont été développés dans la littérature. Ainsi, dans les années 80 et 90 du vingtième siècle la plupart des auteurs dimensionnaient les échangeurs air-sol en se basant sur un modèle mathématique statique assez simple ne prenant pas en compte la dynamique de la diffusion de la chaleur dans le sol.

Ce modèle conduit à des résultats très approximatifs pour l'évaluation du coefficient de transfert thermique global entre le sol et le conduit. Une étape importante dans la modélisation a été franchie par le modèle transitoire proposé par Hollmuller (Hollmuller 2003). Cet auteur a considéré le cas d'un conduit enterré parcouru par un courant d'air à débit constant et dont la température à l'entrée est variable en oscillation sinusoïdale. L'auteur a pris en compte la diffusion de la chaleur dans une couche du sol entourant le conduit et limitée par une condition aux frontières adiabatique ou isotherme (cas de présence d'une nappe phréatique). L'auteur a intégré la solution analytique obtenue par la transformée de Fourier dans un outil de préconception simple et rapide calculant la température horaire de l'air à la sortie du conduit sur toute l'année en fonction des données météorologiques locales et des paramètres physiques du sol. D'autres modèles numériques plus élaborés ont été développés par divers auteurs. Ces modèles, essentiellement basés sur la méthode des différences finies, traitent soit d'un seul conduit (Bansal et al. 2013; Misra, Bansal, Agrawal, Mathur & T. Aseri 2013; Bojic et al. 1997; G. Mihalakakou et al. 1994; Misra, Bansal, Agrawal, Mathur & T. K. Aseri 2013; Huber & Remeund 1996) soit de plusieurs conduits en parallèles (Gygli W 1994; De Paepe 2002; Boulard et al. 1989b; Gauthier et al. 1997). La validation de ces modèles est souvent limitée à quelques heures ou jours de fonctionnement avec des résultats expérimentaux généralement issus de prototype de laboratoire. Un de ces modèles développés par Boulard et al (Boulard et al. 1989a; Boulard et al. 1989b) a été révisé par Hollmuller et Lachal (Hollmuller & Lachal 2005). Le modèle révisé intègre la diffusion thermique 3D transitoire dans le sol, différentes géométries de conduits enterrés, les propriétés du sol, les pertes de charges, l'échange de chaleur latente (condensation/évaporation de l'humidité de l'air). Ce modèle a été adapté au logiciel commercial TRNSYS de simulation dynamique des systèmes énergétiques sous le nom type 460. Il est ainsi possible de coupler un échangeur de chaleur air-sol avec le module TRNBUILD (Type 56) de TRNSYS pour la simulation des bâtiments. Le type 460 a été validé en comparaison avec :

- La solution analytique de la diffusion de la chaleur avec un seul tube enterré parcouru par un courant d'air dont la température à l'entrée est en oscillation sinusoïdale ;
- Les résultats expérimentaux issus du suivi d'installations réelles du puits canadien pendant une ou plusieurs années.

Cependant les validations expérimentales ont concerné uniquement des conduits enterrés sous des bâtiments et ne subissant donc pas les effets des conditions météorologiques à la surface supérieure du sol.

I.3 Paramètres de dimensionnement :

L'analyse des paramètres de dimensionnement d'un puits canadien permet d'évaluer l'influence des différents paramètres sur les performances et le comportement thermique de l'échangeur air-sol et d'en distinguer les plus prépondérants. Ces paramètres sont à considérer pour le dimensionnement d'un échangeur air-sol, et par conséquent pour sa modélisation.

Les critères de choix des tubes reposent sur la résistance mécanique, durabilité, étanchéité, conductivité thermique et l'imperméabilité. Le puits canadien peut être constitué d'une boucle d'un seul tube ou de plusieurs tubes montés en parallèle. La configuration du réseau des tubes dépend de la taille de la surface disponible. Les parois des tubes sont traitées afin de réduire la croissance microbienne pouvant polluer l'air frais. Les études concernant la pollution de l'air ont été effectuées et ont montré que la concentration d'une croissance possible de bactéries nocives pourrait même être diminuée en raison de l'écoulement d'air.

Le dimensionnement d'un puits canadien est assez délicat du fait du nombre de paramètres à optimiser: longueur, diamètre et nombre de tubes, profondeur d'enfouissement, distance entre les tubes, débit de ventilation et la température du bâtiment.

I.7.1. Longueur des tubes

La longueur des tubes du puits canadien détermine la surface d'échange et le temps de séjour de l'air dans les tubes. Il a été démontré par plusieurs études qu'en dessous de 25 mètres de longueur, le puits canadien ne permet pas d'obtenir une température de sortie proche de celle du sol, car le rendement de l'échange est moyen. En revanche au-delà de 40 mètres le rendement n'augmente plus de manière significative. Il est préférable d'employer plusieurs tubes de longueur raisonnable (20 m à 40 m) plutôt qu'un tube de longueur importante (Thiers & Peuportier 2008).

Notons que plus le tube est long, plus les pertes de charges sont importantes entraînant une plus grande consommation d'énergie par ventilateur.

I.7.2. Température de sortie :

La température de sortie d'un tube enterré est directement liée à la température du sol. Son amplitude diminue fortement avec la profondeur. Le tube doit donc être enterré assez profondément de manière à profiter au mieux de l'inertie du sol. Le type de sol n'influe pas de manière importante sur la température de sortie dans le cas d'un échangeur air-sol constitué d'un seul tube, à condition que, le débit ne soit pas trop élevé.

(Woodson 2012) a présenté une étude de cas pour examiner le gradient de température du sol et le rendement des EAHX au Burkina Faso. Des expériences ont été menées à la profondeur d'enfouissement de 0.5 m, 1.0 m et 1.5 m. Il a conclu que la diminution d'environ 7,6 °C de la température extérieure est réalisée avec un tube de 25 m de longueur enterré à la profondeur de 1,5 m et muni d'un ventilateur de capacité de 95 m³/h. La température du sous-sol a enregistré de faibles valeurs au moment où la température extérieure était la plus élevée.

I.7.3. Débit d'air :

Le débit d'air dans les tubes 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 aux besoins de renouvellement d'air de la pièce ou de la zone à ventiler. Lors du rafraîchissement d'été, le débit doit être plus élevé que lors du préchauffage d'hiver où seul le débit hygiénique est nécessaire.

I.7.4. Diamètre des tubes

Le nombre et le diamètre des tubes définissent la section totale de tubes par laquelle va circuler l'air, influent à la fois sur la vitesse d'écoulement de l'air et sur la surface de contact entre l'air et le sol. Les tubes de petit diamètre donnent une meilleure performance thermique, mais avec des chutes de pression importantes (De Paepe & Janssens 2003).

Le diamètre du tube et le débit d'air sont liés par la vitesse de l'air parcourant le tube. Celle-ci ne doit pas dépasser les 3 mètres par seconde afin de ne pas induire des pertes de charges importantes dans le tube. La qualité de l'échange varie peu en fonction du diamètre. Afin d'obtenir un débit significatif, ce dernier doit être compris entre 15 et 25 centimètres (De Paepe & Janssens 2003). Le régime de ventilation peut varier selon le mode de fonctionnement (réduit en préchauffage, plus élevé en rafraîchissement). Plus le débit est important, plus la longueur du tube devra être importante.

I.7.5. Distance entre tube

La distance entre les tubes est aussi très importante, parce qu'elle influe sur la température de la portion du sol située entre ces tubes, ce qui réduit localement la capacité de stockage du sol. D'après (Hollmuller 2002) une distance de 40 cm sera suffisante pour maintenir l'effet de stockage thermique pour des variations journalières. Par contre, un stockage thermique saisonnier nécessiterait un espacement de l'ordre de 3 m, qui n'est généralement pas envisageable en pratique. En tout cas, si plusieurs tubes sont placés à proximité il faut les espacer suffisamment pour que le sol puisse se régénérer.

I.7.6. La profondeur d'enfouissement

La profondeur d'enfouissement influe sur la qualité de l'isolation entre l'atmosphère et les tubes enterrés. Le calcul de la profondeur d'enfouissement dépend de la nature du sol (conductivité thermique, diffusivité thermique, capacité thermique) et de l'échange thermique entre la surface du sol et l'entourage: par radiation avec le soleil et le ciel et par convection avec l'air ambiant. (Hollmuller 2002) montre que les variations de température de l'air extérieur sont d'autant plus amorties et déphasées par le sol que la profondeur est grande.

I.4 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté le contexte énergétique, économique et environnemental à l'échelle mondiale et nationale.

Pour la contribution à la rationalisation de la consommation énergétique des bâtiments, et à la minimisation de leurs émissions des gaz à effet de serre, de nombreuses alternatives techniques ont été explorées. Une de ces techniques est l'échangeur air-sol dont le principe est techniquement simple. Le principe de rafraîchissement à l'aide des échangeurs air-sol est bien établi, mais le comportement d'un tel système dépend des conditions climatiques et de la nature du sol. Le comportement thermique dynamique d'un échangeur air-sol n'est donc pas universel et doit être étudié dans le cadre du climat, du sol et des conditions de charge du bâtiment.

Nous avons présenté dans ce premier chapitre une revue de littérature sur les travaux réalisés sur les échangeurs air-sol à travers le monde, ainsi que les résultats de chaque étude, l'objectif du chapitre 2 est de présenter les principaux modèles numériques permettant de

simuler les échangeurs air-sol pour pouvoir en choisir le mieux adapté pour notre projet de thèse.

Chapitre II : Modèles mathématiques et outil de simulation

II.1 Introduction :

L'objectif de ce deuxième chapitre est de présenter le modèle mathématique que nous avons choisi pour simuler le puits canadien étudié. Ce chapitre se compose de deux parties.

Dans la première partie, nous présentons quelques modèles mathématiques disponibles dans la littérature. Dans la deuxième partie, le modèle mathématique choisi et l'outil de simulation associé, Type 460 opérant sous le logiciel commercial TRNSYS, sont analysés en détail.

II.2 Différents modèles d'échangeurs air-sol : aspects bibliographiques

On trouve dans la littérature une grande quantité de modèles mathématiques permettant de simuler les échangeurs de chaleur air/sol. Parmi ces modèles, il convient de distinguer (Hollmuller 2002; Thiers & Peuportier 2008):

Les modèles qui traitent explicitement la diffusion thermique dans le sol sous l'influence de l'écoulement d'air dans des tubes enterrés;

Les modèles qui supposent la température du sol comme une donnée. Cette dernière pouvant éventuellement varier en fonction du temps et de la profondeur, mais restant homogène le long du tube et indépendante de l'écoulement d'air.

Bien que présentés sous formes différenciées, ces modèles reprennent essentiellement le modèle mathématique d'un puits canadien opérant en régime stationnaire. Dans ce même cadre, un modèle légèrement plus évolué (Levit et al. 1989) se base sur la solution analytique de diffusion saisonnière dans un sol non perturbé, couplée au flux d'air via un coefficient de transfert thermique tenant compte de la profondeur du tube. Le modèle se limite cependant à un seul tube, à une dynamique saisonnière parfaitement sinusoïdale, ainsi qu'à un couplage parfait entre l'air extérieur et la surface. D'un autre côté, parmi les divers modèles traitant explicitement de la diffusion dans le sol, une bonne partie ne permettent le calcul que sur un seul tube "typique" du système [Bojic et al., 1997; Mihalakakou et al., 1994; Huber et Remund, 1996]. Alors que dans le premier cas la diffusion unidimensionnelle s'effectue entre tranches de sol horizontales uniformes (avec couplage radiatif/convectif en surface et condition adiabatique au fond) et sans segmentation en longueur, les deux autres modèles travaillent avec des couches de sol cylindriques ainsi que par segmentation horizontale le long du tube (calcul itératif, la température d'air à la sortie d'un segment servant d'input au segment suivant). Dans le premier cas une condition adiabatique est supposée s'appliquer à grande distance radiale du tube (ne tenant ainsi pas compte de l'influence réciproque de tubes parallèles) et le couplage avec la surface libre se fait, de façon mal explicitée, via la solution analytique de diffusion saisonnière dans un sol non perturbé. Dans le deuxième cas, les cylindres concentriques sont subdivisés en trois portions (aux proportions réglables), chacune soumise (à distance réglable) à condition au bord adiabatique ou isotherme.

Trois autres modèles diffusifs permettent la description de plusieurs tubes posés en parallèle (DePaepe, 2002; Gygli et Fort, 1994; Boulard et al., 1989; Gauthier et al., 1997), le premier basé sur un réseau géométrique à structure variable (permettant une définition précise de la diffusion aux alentours de tubes circulaires), les trois autres s'appuyant sur un réseau tridimensionnel cartésien (les tubes étant décrit par des sections rectangulaires). La diffusion

dans le sol, bi- ou tridimensionnelle selon les cas, est à chaque fois accompagnée d'un couplage convectif et parfois radiatif au niveau de la surface libre.

Cependant, tous les modèles décrits ci-dessus supposent des conditions latérales adiabatiques, ce qui ne permet pas le calcul d'éventuels « effets de bord ». Seule une minorité d'entre eux (Gygli et Fort 1994; Gauthier et al. 1997) permet la description de sols inhomogènes, donc plus réalistes. Les échanges latents (évaporation/condensation) qui peuvent accompagner les échanges sensibles (thermiques) entre air et tube ne sont généralement pas traités, sauf rares exceptions (Boulard et al 1989; Gauthier et al, 1997) pour lesquelles l'infiltration d'eau (accidentelle ou volontaire) n'est pas prévue.

La plupart des modèles mathématiques divisent le tube en éléments de volume avec un axe longitudinal, où le transfert de chaleur se fait dans le sens radial, entre l'air et le sol qui entoure le tube.

(Santamouris et al. 2007; Tzaferis et al. 1992) ont analysé 8 modèles mathématiques pour calculer la température de l'air à la sortie de tube, puis les ont répartis en deux groupes:

- Groupe 1 : Algorithmes qui calculent d'abord le coefficient de transfert thermique convectif entre l'air et le tube, ensuite le coefficient de transfert de chaleur par conduction entre le sol et le tube, les données d'entrée de ce premier groupe sont :

- Propriétés géométriques du tube ;
- Propriétés thermo-physiques du sol et du tube ;
- Température du sol non perturbée à la profondeur d'enfouissement.

- Groupe 2 : Algorithmes qui calculent uniquement le coefficient de transfert thermique convectif entre l'air et le tube. Ces modèles supposent que la totalité de l'énergie de l'air est dissipée par le sol, les données d'entrée de ce deuxième groupe sont : propriétés géométriques du système ;

- Propriétés thermo-physiques du sol et du tube ;
- Température surfacique du tube, qui est prise en général égale à la température du sol.

II.2.1. Approche du coefficient d'échange

Soulignons que les différences entre les résultats du calcul entre les deux groupes 1 et 2 (évoqués précédemment) est de l'ordre de 3,5% (Tzaferis et al. 1992). Au vu de cet écart minime, et dans le but de trouver le bon modèle pour le deuxième groupe évoqué ci-dessus, (Haghighat & Rao 1991) proposent une synthèse des différents coefficients de transfert de chaleur par convection concernant les différents modèles utilisant la loi de Newton pour le rafraichissement:

$$Q_s = S_{pipe} h (T_{air} - T_{pipe}) \quad (II.1)$$

Où h est le coefficient convectif de transfert de chaleur.

Le tableau II.1 résume les corrélations utilisées dans la littérature pour le calcul du coefficient de convection global entre le tube et l'air qui le traverse.

Tableau II.1. Coefficient de convection global pour différents modèle

Corrélation du coefficient de convection h [W/m ² K]	Auteurs
$h=3.6(v\rho)^{0.8}/(2d)^{0.2}$	[Vidhi et Gaswami 2014]
$h=Kd0.023Re^{0.8}Pr^{0.4}$	[Singh et Sodha 1994]
$h=Kd0.0214 (Re^{0.8}-100) Pr^{0.4}$	[Benkert et al 1997]
$h=Kd0.011Re^{0.96}Pr^{0.3}$	[Bojic et al. 1997]
$h=Kd0.023Re^{0.33}$	[Hollmuller 2003]
$h=(Kd(Re^{0.8}-1000)Pr\varepsilon/8)/(1+12.7^2(\varepsilon/8)^{1/2}(Pr^{2/3}-1))$ où $\varepsilon= [1.82 (Re) -1.64]^{-2}$	[De Paepe 2001]

Certains modèles dits « thermo hydraulique » utilisent la méthodologie de NTU (Nombre d'unités de transfert) pour le calcul des performances de l'échangeur de chaleur lorsque l'un des milieux d'échanges est un solide. Étant donné que la résistance thermique du tube est inférieure à celle du sol, il est considéré que la température du tube est uniforme et égale à la température du sol à la profondeur de l'installation.

La quantité d'énergie échangée entre l'air et le sol au niveau de l'entrée et de la sortie de tube est définie comme suit:

$$Q_S = \dot{m}_{air} c_{p,air} (T_{air,out} - T_{air,in}) = h A \Delta T_{lm} \quad (II.2)$$

Où ΔT_{lm} est la différence de température logarithmique définie comme :

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{air,in} - T_{air,out})}{\ln\left(\frac{(T_{air,in} - T_{air,pipe})}{(T_{air,out} - T_{air,pipe})}\right)} \quad (II.3)$$

En remplaçant, on obtient :

$$T_{air,out} = T_{air,pipe} + (T_{air,in} - T_{air,pipe}) e^{-\left(\frac{hA}{\dot{m}_{air} c_{p,air}}\right)} \quad (II.4)$$

En considérant un échangeur de chaleur infini, on obtient l'efficacité qui est donnée par :

$$\varepsilon = \frac{T_{air,out} - T_{air,in}}{T_{air,pipe} - T_{air,in}} \quad (II.5)$$

Et en remplaçant la température de sortie on obtient :

$$\varepsilon = 1 - e^{-\left(\frac{hA}{\dot{m}_{air} c_{p,air}}\right)} = 1 - e^{-NTU} \quad (II.6)$$

NTU est un paramètre adimensionnel relatif de la quantité d'énergie transférée par convection par rapport à l'énergie qui peut être enlevée à l'air par degré.

Le coefficient de convection est calculé à partir de la relation de (Gnielinski 1975):

$$h = \frac{k_{air}}{d} N_u \quad (II.7)$$

Le nombre Nusselt N_u dépend de la nature de l'écoulement, il est donné par :

$N_u = 3.66$ si $Re < 3600$ si non on utilise l'équation :

$$N_u = \frac{\frac{\varepsilon}{8}(Re^{0.8} - 1000)Pr}{1 + 12.7^2 \sqrt{\frac{\varepsilon}{8}}(Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (II.8)$$

Et enfin l'efficacité de l'échangeur est définie comme :

$$\varepsilon = (1.82 \log(Re) - 1.64)^{-2} \quad (II.9)$$

Ainsi la figure en dessous permet de déterminer les paramètres géométriques à partir de l'efficacité souhaitée, qui est liée au nombre NTU.

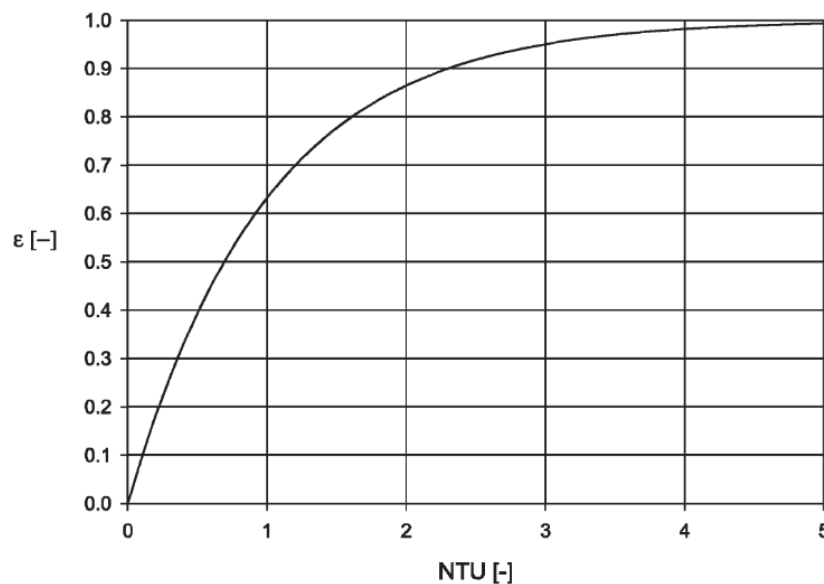


Figure II.1: L'efficacité en fonction de NTU.

II.2.2. Modèles à un tube

Plusieurs modèles considèrent le problème de l'échangeur à un seul tube en considérant que seul un cylindre de sol autour du tube est perturbé par l'échangeur (G. Mihalakakou et al. 1994; Kumar et al. 2003). Le modèle de (G. Mihalakakou et al. 1994) se base sur une discrétisation du sol en cylindres concentriques et en mailles axiales. La méthode numérique utilisée est décrite par l'auteur comme un mix de la méthode des différences finies et la méthode des éléments finis. Le recollement avec le sol non perturbé n'est pas décrit précisément (diamètre considéré, type de frontière...etc..). Le modèle proposé par (Kumar et al. 2003) a été développé à la base pour les échangeurs eau-sol, mais c'est la méthode de résolution de la conduction dans le sol qui nous intéresse ici. Par rapport au modèle précédent, chaque cylindre est découpé en portions angulaires et la méthode des différences finies est utilisée pour la discrétisation. Sur la frontière du maillage qui est fixée à 4 pieds (1,22 m), on considère que la température est égale à la température du sol non perturbé (à la profondeur de cette frontière). Le modèle de (Kumar et al. 2003) reprend, quant à lui, le même principe que celui de, (G. Mihalakakou et al. 1994) mais en couplant les phénomènes de transfert de masse et d'humidité. De la même façon, le recollement avec le sol non perturbé est très peu expliqué. Le modèle proposé par (Thiers 2008) permet de prendre en compte

II.2.3. Modèles à plusieurs tubes

Le modèle de (Bojic et al. 1997) est le plus connu, il propose une discrétisation 1D de l'équation de la chaleur avec des mailles horizontales. Il étudie un échangeur avec plusieurs tubes parallèles et coplanaires en ne considérant pas la géométrie cylindrique du système. Ce modèle prend en compte dans l'équation de bilan à la surface du sol le rayonnement ainsi que les échanges convectifs par un coefficient d'échange global. Le raccordement entre le modèle du sol et la nappe de tubes se fait par l'intermédiaire d'un flux source dans une maille qui est calculé à partir de la différence de température entre le sol et l'air circulant dans les tubes.

L'interaction entre plusieurs tubes en parallèle sur une même nappe. Un maillage en volumes finis avec un nombre limité de mailles est utilisé, ce qui permet un calcul très rapide. Pour chaque tube, deux mailles cylindriques concentriques sont utilisées plus une troisième si les différents tubes sont assez éloignés les uns des autres. Si les tubes sont trop proches, la troisième maille les englobe tous pour prendre en compte leurs interactions. Sur la surface extérieure de cette troisième maille on impose une température égale à la moyenne des températures du sol non aux niveaux haut et bas de la maille. Ce modèle peut prendre en compte l'influence du bâtiment sur l'échangeur en faisant intervenir un terme supplémentaire dans le bilan permettant de calculer la température du sol.

II.2.4. Modèles à une dimension 1D

Les modèles monodimensionnels du transfert thermique dans le sol présents dans la littérature sont en général étudiés en régime permanent, leurs algorithmes suivent aussi la classification faite par (Tzaferis et al. 1992) décrite dans la première partie de ce chapitre. Pour la plus grande partie ces modèles l'influence de la capacité thermique du sol ainsi que l'influence thermique mutuelle entre les tubes ne sont pas prises en compte. Le sol est divisé en cylindres coaxiaux entourant le tube enterré. La résistance thermique du sol est considérée

dépendante du temps. Le tube est devisé en plusieurs segments, la température de l'air est calculée à la sortie de chaque segment. Les différents modèles donnent des résultats comparables, est ceci est dû au fait que tous ces modèles font la résolution en différents méthodes et discrétisations pour les même équations.

Le tableau II.2 regroupe les quelques travaux réalisé sue des échangeurs de chaleurs air-sol à une dimension.

Tableau II.2. Modèles 1-D des échangeurs de chaleur air-sol

Référence	Régime	Importantes équations	Outils	remarques
Athienitis, 2001	Permanent	$T_{out}(x) = T_{tub} - (T_{tub} - T_{air})e^{\left(\frac{-x}{a}\right)}$ <p>Avec : $a = \frac{\dot{m} C_{air}}{\pi D h}$</p>	MathCad	Solution exact, diffusion de chaleur dans le sol ignorée. Pas de prédiction de condensation / évaporation
Benkert, 1998	Permanent	$T_{soil} = \frac{UT_{soil,in} + T_{air}}{U + 1}$ <p>Avec : $U = 2\pi \frac{\alpha}{\lambda_{tub}} \frac{1}{\ln\left(\frac{z}{r} + \sqrt{\left(\frac{z}{r}\right)^2 - 1}\right)}$</p> <p>La température ambiante et la température non perturbée du sol sont assimilées à des fonctions sinusoïdales</p>	Visual Basic	Logiciel GAEA / Pas de prédiction de condensation
Schiller, 1982	Transitoire	$T_{air}^{x+1} = T_{air}^x - \frac{Q_x}{\dot{m}C_{air}}$ <p>La convection au sein de tube et la conduction dans le sol sont traités simultanément.</p>	-	Pas de prédiction de condensation
Levit, 1989	Permanent	$T_{out}^{x+1} = T_{out}^x \frac{\dot{m}C_{air} - UAd_x}{\dot{m}C_{air}} + \frac{UAd_x}{\dot{m}C_{air}} T_{soil}(x, d)$ <p>Avec : $A = 2\pi D$, U le coefficient global de transfert thermique, $T_{soil}(x, D)$ c'est la température du sol à longueur x et à la distance d de tube, et dx l'élément de longueur de tube.</p>	-	Pas de prédiction de condensation
Sodha, 1984	-	$T_{out} = T_{soil} \left[\left(\frac{T_{air}}{T_{soil} - 1} \right) e^{(-\beta n)} + 1 + F\left(n, \frac{2\pi r L U}{\dot{m} C_{air}}\right) \right]$	-	Pas de prédiction de condensation
Benkert, 1998	Permanent	$T_{air}^{x+1} = \frac{UT_{soil} + \left(1 - \frac{U}{2}\right)T_{air}^x}{\left(1 + \frac{U}{2}\right)}$ <p>Avec : $U = (2\pi r dx U_w) / \dot{m} C_{air}$</p>	-	GAEA, prédiction de condensation

II.2.5. Modèles 2D ou 3D du sol

Plusieurs modèles considèrent le transfert thermique dans le sol d'une façon plus détaillée en réalisant des études en 2D ou en 3D (Tableau II.3). Le modèle 2D de (Badescu 2007) propose un découpage du sol en tranches perpendiculaires aux tubes. Sur chacune de ces tranches, la résolution de l'équation de la chaleur est réalisée par la méthode de formulation en volume de contrôle. Le recollement entre les différentes tranches se fait au niveau de l'air circulant dans le tube (Aucun flux axial n'est considéré dans le sol).

Deux modèles d'échangeurs prennent en compte des nappes multiples de tubes, (Boulard et al. 1989a; Boulard et al. 1989b; Gauthier et al. 1997). Ce sont des modèles 3D de sols comprenant des conduits de sections carrées de même surface d'échange que les tubes réels dans lesquels le problème conductif est résolu par la méthode des volumes finies en considérant des conditions adiabatiques aux frontières du volume de contrôle.

Le modèle de (Gauthier et al. 1997) permet la prise en compte de sols non homogènes. Un dernier modèle a été développé sur cette base par (Hollmuller 2002). Ce modèle peut prendre en compte des géométries, des caractéristiques de sol et des conditions de surface plus variées. Il utilise également la méthode différences finies pour la résolution, mais peut en plus prendre en compte d'éventuelles infiltrations d'eau et des pertes de charge ainsi que le contrôle du sens du flux d'air circulant dans les tubes. C'est ce modèle qu'on a choisi pour la réalisation de nos études dans le cadre de cette thèse et qui sera détaillé plus explicitement dans la partie suivante.

Tableau II.3. Modèles 2D et 3D des échangeurs de chaleur air-sol

Référence	Type	Validation	Outils	Remarques
Mihalakakou,1994	2D, Transitoire, Volumes finis	Modèle basée sur le transfert de chaleur et de masse. Discrétisation du sol en cylindres coaxiaux. validation avec des résultats expérimentaux. Modèle monotube.	TRNSYS	Un seul tube/ prédiction de condensation
Kumar,2006	2D, Transitoire	Validation avec d'autres modèles numériques. Modèle monotube.	-	Tubes rectangulaire, Pas de prédiction de condensation
Kumar,2006	2D, Différences finies		-	Pas de prédiction de condensation
Gauthier,1997	3D	validation avec des résultats expérimentaux avec un écart maximum de 5 %. Modèle monotube.	-	Pas de prédiction de condensation
Yoon,2009	3D	validation avec des résultats expérimentaux, avec un écart de 0.7 °C en hiver et 0.6°C en été. Modèle multitubes	-	-
Titteilein ,2009	2D	Validation avec d'autres modèles numériques. Modèle multitubes	-	-

II.3 Modèle physique

Dans ce paragraphe nous décrivons brièvement l'échangeur de chaleur air-sol étudié et nous en donnons le modèle physique qui sera modélisé selon le modèle mathématique choisi : La description détaillée de l'échangeur avec son environnement sera abordée dans le chapitre III.

L'échangeur de chaleur air-sol étudié est constitué de 3 tubes en PVC identiques de 15 cm de diamètre. Chaque tube à une longueur de 72 m est enterré à une profondeur variante de 2.2 m à 3.2 m sous la surface du sol du jardin de la maison à laquelle il est connecté. Les tubes sont ainsi enterrés avec une pente d'environ 1% permettant de recueillir d'éventuels condensats provenant du refroidissement de l'air soufflé par un ventilateur installé à l'entrée de chaque tube dans un local technique bâti en surface du sol. La connexion entre les tubes enterrés et les ventilateurs d'une part, et la maison, d'autre part, est réalisée au moyen de tubes verticaux de même type.

Les tubes sont séparés par une distance d'environ 14 cm de paroi à paroi. Les tubes verticaux connectant l'échangeur à la maison sont isolés thermiquement par 4 cm de polystyrène expansé, permettant ainsi à l'air soufflé à la maison de garder pratiquement la même température que celle atteinte à la profondeur de 3.2 m.

Dans notre modélisation, les parties verticales des tubes connectant l'échangeur aux ventilateurs et à la maison ne sont pas considérées. Ainsi, nous supposons que la température de l'air à l'entrée de la partie horizontale des tubes est égale à la température ambiante.

Par ailleurs la dénivellation entre les niveaux d'enfouissement de l'échangeur (pente) n'est pas considérée dans la modélisation. L'échangeur est ainsi supposé enterré à une profondeur moyenne de 2.85 m sous la surface du sol. La figure II.2 présente le modèle physique de l'échangeur de chaleur étudié.

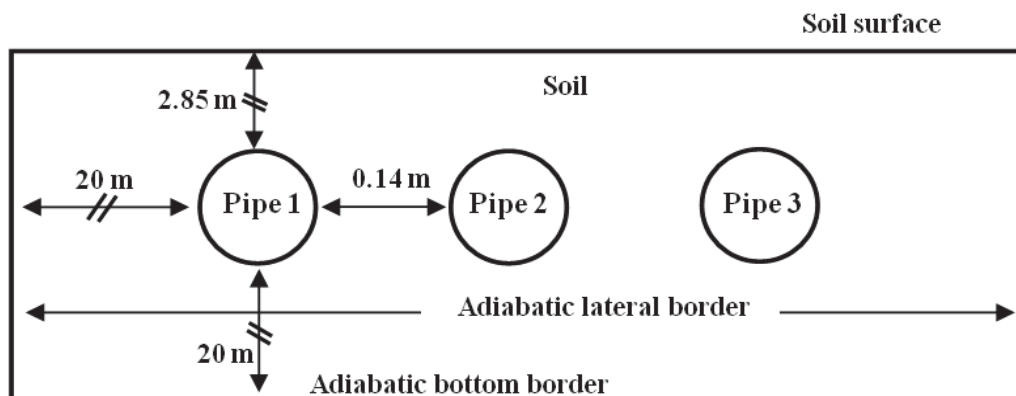


Figure II.2: Modèle physique de l'échangeur de chaleur air-sol étudié.

II.4 Modèle de simulation choisi: Type 460

Le modèle choisi pour la modélisation des transferts thermo-massique entre l'échangeur et le sol est basé sur celui développé par (Boulard et al. 1989a; Boulard et al. 1989b). Il a été repris et appliqué par (Hollmuller 2003) et adapté au logiciel commercial

TRNSYS sous le nom du Type 460, lui permettant de développer des simulations en régime transitoire dans un environnement polyvalent.

Le modèle prend en compte à la fois le transfert de la chaleur sensible provoquée par la différence de température entre l'air et le tube ainsi que l'échange par chaleur latente d'évaporation/condensation au sein de tube.

L'étude numérique a été réalisée en utilisant le modèle développé par (Hollmuller 2003) est implanté dans le logiciel TRNSYS 17. Ce modèle prend en compte la diffusion de la chaleur en régime transitoire et en 3D. La température et la vitesse de l'air à l'intérieur des tubes sont considérées uniformes. L'échange de chaleur entre l'air et le tube est calculé par coefficient convectif global qui dépend uniquement de la vitesse. Les pertes par frottement sont calculées par un coefficient de friction obtenue partie du diagramme de Moody. Le transfert de masse correspondant au changement de phase (condensation/évaporation) est calculé par l'analogie de Lewis.

Les hypothèses du modèle sont les suivantes (Hollmuller 2002) :

- L'écoulement de l'air dans le tube est supposé monodimensionnel. Le tube est ainsi divisé en section dans le sens de son axe. La longueur de chaque section est variable.
- Les tubes circulaires sont représentés par des sections carrées de superficie équivalente, avec un facteur correctif de $0.5\sqrt{\pi}$.
- La diffusion thermique dans le sol est tridimensionnelle. Les propriétés thermo-physiques du sol sont définies par sections typiques et ne sont pas nécessairement homogènes, mais restent constantes pendant la simulation, ne permettant pas de traiter la migration d'eau dans le sol.
- A l'intérieur des tubes, l'air est considéré comme étant incompressible, la densité de l'air étant fixé par sa température à l'entrée.
- Les pertes de charges dans le tube sont considérées et sont entièrement reportées sur le flux d'air, selon une répartition linéaire le long des tubes.
- L'infiltration d'eau, dynamique et pouvant avoir lieu sur toute ou partie des segments de tube, est supposée se faire à la température de chaque segment, où elle s'ajoute aux éventuels reliquats de condensation.
- Les propriétés thermo physiques de l'air et du sol sont considérés constantes (Tableau II.3).

Tableau II.3. Paramètres thermo physiques du sol, PVC et de l'air.

Matériaux	Masse volumique (Kg. m ⁻³)	Chaleur spécifique (kJ.K ⁻¹ .m ⁻³)	Conductivité thermique W/(m.K)
Sol	1415	1319	1.28
PVC	1560	476.65	0.2
Air *	1.1614	1.17	0.0263

(*) Propriétés pour $T = 27\text{ }^{\circ}\text{C}$. Ces valeurs variant en fonction des valeurs de la température au sein du code.

Le cœur du modèle mathématique du code de calcul Type 460 est basé sur le transfert d'énergie et de masse entre les flux d'air et la surface du tube. Ces transferts sont schématisés sur la figure II.3 où est aussi représentée le transfert thermo-massique entre l'écoulement d'air et l'eau liquide provenant d'une éventuelle condensation de l'humidité de l'air au contact de la paroi froide du tube. Les transferts sont calculés consécutivement pour chaque nœud du tube de l'entrée vers la sortie. La température du sol est calculée par la méthode des éléments finis en considérant la diffusion de la chaleur en 3D et en mode transitoire. Les principales équations du modèle mathématiques sont reportées ci-dessous (Hollmuller 2002).

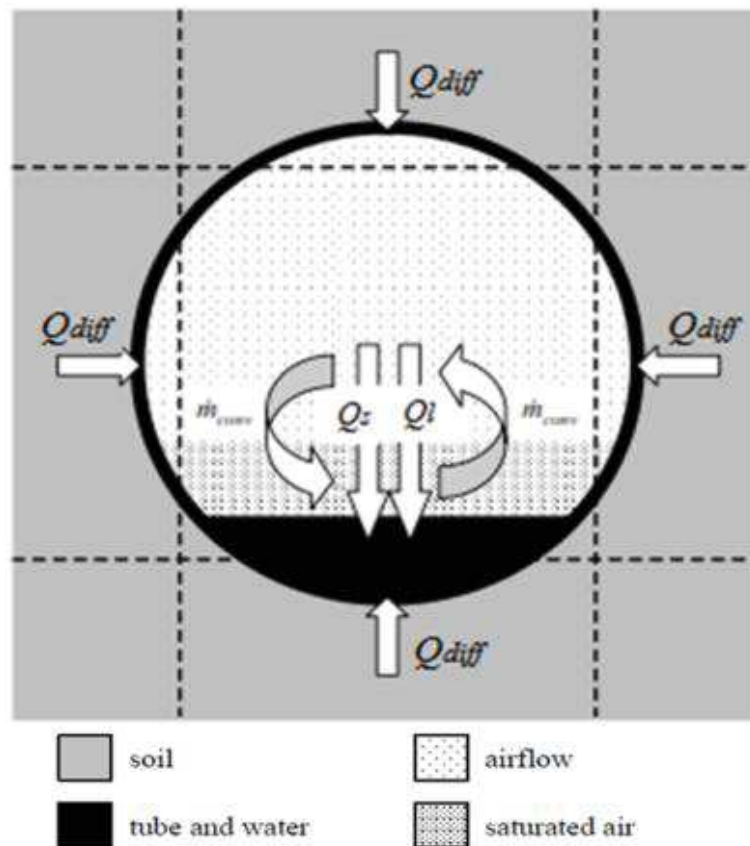


Figure II.3: Transferts de masse et de chaleur dans la section d'un tube

La chaleur sensible perdue ou gagnée par l'air à chaque section de tube est déterminée par le différentiel de température air/tube comme suit (Boulard et al. 1989b).

$$Q_s = S_{pipe} h (T_{air} - T_{pipe}) \quad (II.10)$$

Le coefficient de transfert thermique par convection entre l'air et la paroi de tube est calculé à partir de la relation de (Gnielinski 1975).

$$h = \frac{k_{air}}{d} Nu \quad (II.11)$$

$$Nu = 0.0214 (\text{Re}^{0.8} - 100) \text{Pr}^{0.4} \left(1 + \left(\frac{d}{L} \right)^{2/3} \right) \left(\frac{T_{air}}{T_{pipe}} \right)^{0.45} \quad (II.12)$$

Le transfert thermique par chaleur latente est déterminé par l'analogie de Lewis, qui considère ce transfert résulte d'un échange de masse entre l'écoulement d'air et une couche superficielle saturée en humidité, à la température du tube (Figure II.3). L'analogie entre transferts de masse et de chaleur détermine le débit d'air échangé, donné par la relation suivante (A.C. Kent 1989).

$$\dot{m}_{conv} = \frac{Q_s}{c_{air} (T_{air} - T_{pipe})} \quad (II.13)$$

Ce transfert de masse induit un transfert d'humidité qui est déterminé par la différence entre les ratios d'humidités de l'air et de la couche superficielle saturée ; soit,

$$\dot{m}_{lat} = (\omega_{air} - \omega_{pipe}) \dot{m}_{conv} \quad (II.14)$$

Où ω_{pipe} est l'humidité absolue de la couche d'air saturée au-dessus de l'eau liquide condensée, qui est supposée être à la même température que le tube.

Selon la loi des gaz parfaits.

$$\omega_{air} = \frac{\phi P_{sat}(T_{air}) M_{wat}}{P_{air} M_{air}} \quad (II.15)$$

$$\omega_{pipe} = \frac{100\% P_{sat}(T_{pipe}) M_{wat}}{P_{air} M_{air}} \quad (II.16)$$

Selon son signe, ce transfert d'eau correspond à la condensation de la vapeur d'eau ($\dot{m}_{lat} > 0$) ou à l'évaporation ($\dot{m}_{lat} < 0$).

Le flux de chaleur latente correspondant est :

$$Q_l = h_{fg} \dot{m}_{lat} \quad (\text{II.17})$$

Le flux de chaleur diffusée par les 4 mailles latérales de sol et les 2 mailles de tube précédent et suivant la section de calcul est donné par :

$$Q_{diff} = \sum_{i \in soil} S_i k_i (T_{soil,i,t-\Delta t} - T_{pipe}) + \sum_{i \in pipe} S_i k_i (T_{pipe,i,t-\Delta t} - T_{pipe}) \quad (\text{II.18})$$

Le bilan énergétique de la maille de la section de calcul est alors (Fig. II.3) :

$$Q_{int} - (Q_s + Q_l + Q_{diff}) = 0 \quad (\text{II.19})$$

Où les gains de chaleur du tube incluant l'éventuelle condensation sont donnés par :

$$Q_{int} = \frac{(c_{pipe} m_{pipe} + c_{wat} m_{wat,t-\Delta t})(T_{pipe} - T_{pipe,t-\Delta t})}{\Delta t} \quad (\text{II.20})$$

Le bilan hydrique permet de calculer la quantité d'eau liquide à la section de calcul, soit :

$$m_{wat} = m_{wat,t-\Delta t} + \dot{m}_{lat} \cdot \Delta t \quad (\text{II.21})$$

La puissance perdue par l'air à cause des pertes de charges linéiques, est calculée à partir du coefficient de friction f dont on trouve des valeurs typiques sur le diagramme de Moody.

$$Q_{fric} = \dot{m}_{air} f \frac{l}{d} \frac{v_{air}^2}{2} \quad (\text{II.22})$$

La longueur du tube l peut être rectifiée dans cette relation pour tenir compte d'éventuels pertes de charge singulières. La longueur équivalente est tabulée dans les livres de mécanique des fluides.

Les bilans énergétique et massique sur l'air permettent de calculer les conditions d'entrée de la section suivante du tube :

$$T_{air,i+1} = T_{air,i} + \frac{Q_{fric} - Q_s}{(c_{air} + c_{vap} \omega_{air}) \dot{m}_{air}} \quad (\text{II.23})$$

$$\omega_{air,i+1} = \omega_{air,i} - \frac{\dot{m}_{lat}}{\dot{m}_{air}} \quad (\text{II.24})$$

Les calculs sont répétés avec les mêmes équations (Eqs II.10- II.24) jusqu'à la sortie de chaque tube de l'échangeur. Après avoir complété le calcul pour tous les tubes de l'échangeur, l'équation de diffusion de la chaleur dans le sol est résolue en 3D par la méthode des éléments finis. Le flux de la chaleur diffusé de/ou vers les six nœuds du sol voisins du nœud de calcul est calculé comme suit :

$$Q_{diff} = \sum_i S_i h_i (T_{soil,i,t-\Delta t} - T_{soil,t-\Delta t}) \quad (II.25)$$

A partir de ce flux, la température du sol au nœud de calcul et au temps présent t est obtenu comme suit :

$$T_{soil} = T_{soil,t-\Delta t} + \frac{Q_{diff} \Delta t}{c_{soil} \rho_{soil} V_{soil}} \quad (II.26)$$

Pour prendre en compte le couplage échangeur-sol, un calcul itératif est utilisé selon l'organigramme présenté sur la figure II.4

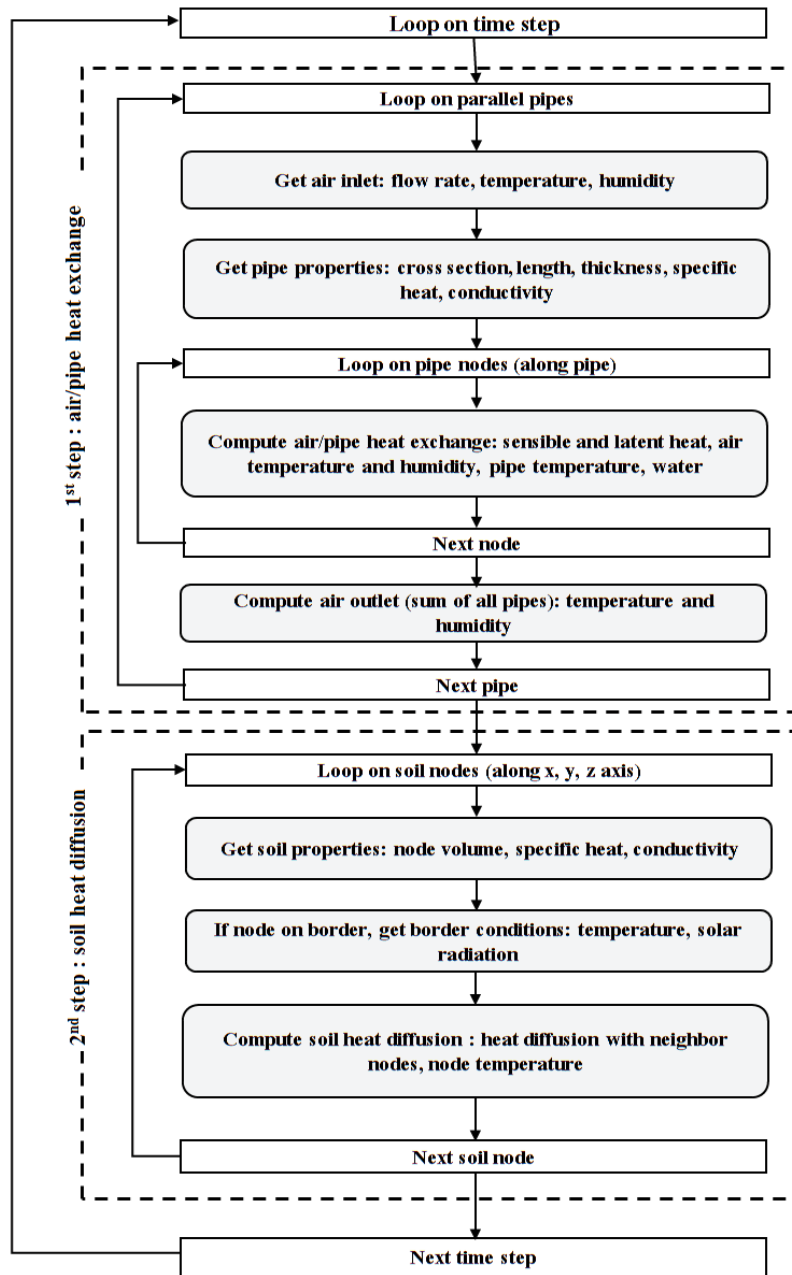


Fig. II.4 Organigramme du calcul du type 460

Les conditions aux limites sont spécifiées à la surface du sol à travers la donnée des conditions météorologiques en termes de température et de rayonnement solaire global et aussi du coefficient d'absorption du sol. Les conditions aux limites sur les frontières latérales et inférieures du sol sont supposées adiabatiques à une distance typique de 20 m des tubes, où l'échangeur n'a plus d'effet sur le sol (Fig. II.2).

Les conditions initiales sont prises égales à la température moyenne annuelle de l'année du lieu considéré.

Afin d'assurer un bon conditionnement thermique du sol, le calcul est réalisé sur au moins deux années consécutives. Les résultats considérés sont ceux de la deuxième année. Le code de calcul du type 460 écrit par Pierre Hollmuller a été adapté au logiciel TRNSYS. Cette routine peut être utilisée en dehors de l'environnement graphique Simulation Studio de TRNSYS. Pour cela, les données doivent être saisies sur un fichier d'entrée dit DECK FILE. Afin de faciliter cette saisie, nous avons utilisé une interface Excel établie par Pierre Hollmuller. Cette interface dite EASY PIPE permet également la visualisation des résultats.

Par ailleurs, nous avons adopté la routine type 460 à l'environnement graphique de TRNSYS. La simulation peut donc être réalisée sous cet environnement à travers la connexion aux différents types nécessaires à son exécution (lecture de fichier météo, sortie des résultats,...). Cette façon de réaliser la simulation permet de coupler l'échangeur air-sol (type 460) avec d'autres systèmes tel qu'un bâtiment (type 56).

II.5 Conclusion

Dans ce chapitre nous avons présenté l'état de l'art des différents modèles qui calculent les performances thermiques des échangeurs de chaleur air-sol. Nous avons aussi présenté d'une façon détaillée le modèle mathématique du type 460 adapté à TRNSYS 17 que nous avons choisi, pour réaliser nos simulations. Dans le chapitre suivant ce modèle sera validé par confrontation avec les résultats expérimentaux issus du suivi sur une longue période de l'échangeur de chaleur air-sol considéré dans ce travail.

Chapitre III : Échangeur de chaleur air-sol : Étude expérimentale et validation du code de calcul.

III.1 Introduction

L'objectif de ce troisième chapitre c'est la présentation détaillée des campagnes du suivi, d'un échangeur de chaleur air-sol installé dans un bâtiment situé dans la banlieue de Marrakech. Les résultats expérimentaux issus de ce suivi sont analysés et commentés. Ces résultats sont ensuite comparés à ceux issus de la simulation numérique afin de valider notre code de calcul.

III.2 Description de la maison AMYS

La maison, dite AMYS où est installé l'échangeur de chaleur étudié, est située dans la banlieue de Marrakech (31°37' Nord en latitude et 8°2' Ouest en longitude). Elle est construite sur un terrain nu et elle se compose d'un rez-de-chaussée d'une surface de 167 m² et un étage de 117 m². Ses murs externes et son toit sont isolés, de plus le mur sud est caractérisé par un grand pourcentage de surface vitrée par rapport aux autres murs, ce pourcentage est de l'ordre de 36% pour le rez-de-chaussée et 18% pour l'étage. Un auvent horizontal surplombe l'étage sur toute la longueur de la façade sud au-dessus de la grande terrasse, sa profondeur est de 1.20m.

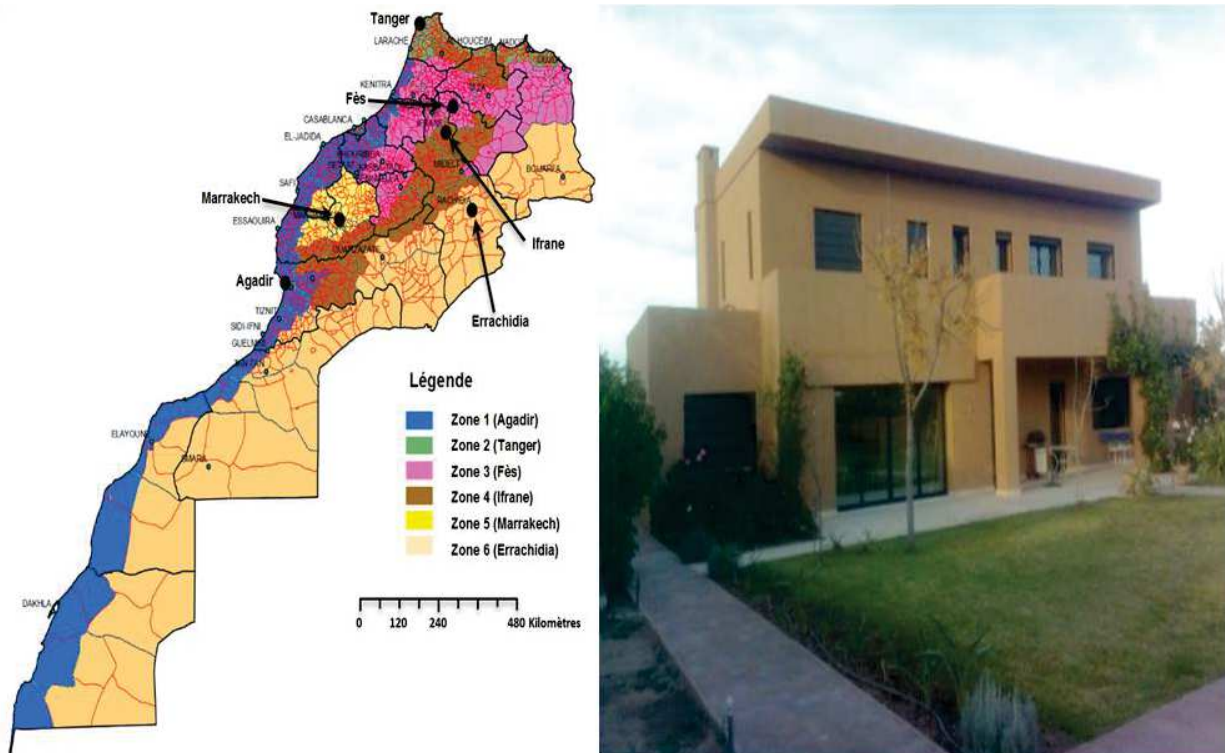


Figure III.1: Vue Sud de la maison AMYS et carte de zonage climatique du Maroc montrant la zone climatique où est située la maison.

III.3 Description de l'échangeur de chaleur air-sol étudié

Afin de pourvoir la maison AMYS d'un système de refroidissement à faible consommation d'énergie, le propriétaire y a installé un échangeur de chaleur air-sol, que nous étudierons dans ce travail. Cet échangeur étudié est constitué de 3 tubes en PVC parallèles et identiques de 77,4 m de longueur chacun (incluant les parties verticales), de 15cm de diamètre

intérieur et 16 cm de diamètre extérieur. Ces tubes sont enterrés à une profondeur de 2.2 à 3.2 m au-dessous du jardin de la maison. La figure III.2 présente un schéma de l'échangeur couplé avec la maison et des photos de sa mise en place. Chaque tube de l'échangeur est muni à son entrée d'un ventilateur qui y souffle de l'air ambiant pour le refroidir avant de l'injecter dans la maison. Le tube orienté Est est divisé à sa sortie du sol donnant ainsi deux bouches de soufflage pour le petit salon et le grand salon qui sont au RDC. Le tube de milieu alimente une bouche de soufflage dans le bureau au RDC (Figure III.3). Le troisième tube qui est orienté Ouest alimente une bouche de soufflage en haut de l'escalier à l'étage.

Comme le montre la figure III.2, l'échangeur de chaleur air-sol est constitué essentiellement de la partie horizontale de 3 tubes d'une longueur de 72 m chacun. Cette partie n'est pas parfaitement horizontale et présente ainsi une pente d'environ 1% afin d'évacuer d'éventuels condensats de la vapeur d'eau de l'air circulant dans les tubes. Rappelons que la connexion entre l'échangeur et la maison est réalisée à travers des tubes en PVC isolés par 4 cm de polystyrène expansé. Ainsi, on peut espérer que l'air est soufflé dans la maison à une température pratiquement égale à celle atteinte à la sortie de l'échangeur enfouie à 3.2 m sous le sol. Notons qu'un regard de service (Fig. III.2) est installé au niveau de la connexion avec la maison.

Dans ce travail nous avons instrumenté un des trois tubes avec des capteurs de température afin d'en suivre les performances thermique sur une période de temps d'environ un mois en été 2013. Les ventilateurs installés sont de type axial et de puissance 44, 60 et 90W. Chaque entrée des tubes est munie de ventilateurs et se situe dans un local technique dédié, comportant des ouvertures protégées par des moustiquaires.

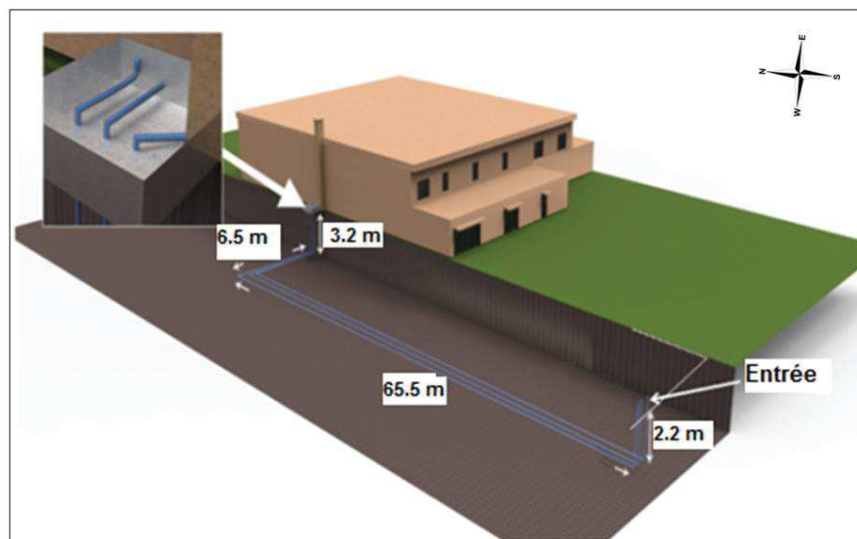




Figure. III.2. Schéma du puits installé dans la maison AMYS, photos de sa mise en place.



Figure.III.3.a. Bouche de soufflage au grand salon (RDC)

Figure III.3.b. Bouche de soufflage au petit salon (RDC.)

III.4 Configuration et mise en place des dataloggers.

La mesure de la température et de l'humidité relative au sein du puits canadien et la maison AMYS est assurée par les dataloggers (enregistreurs de données) TESTO174H et TESTO174T. Les valeurs enregistrées peuvent être lues à l'aide du logiciel **TESTO Comsoft**. La photo de la figure 3 montre l'interface graphique de ce logiciel.

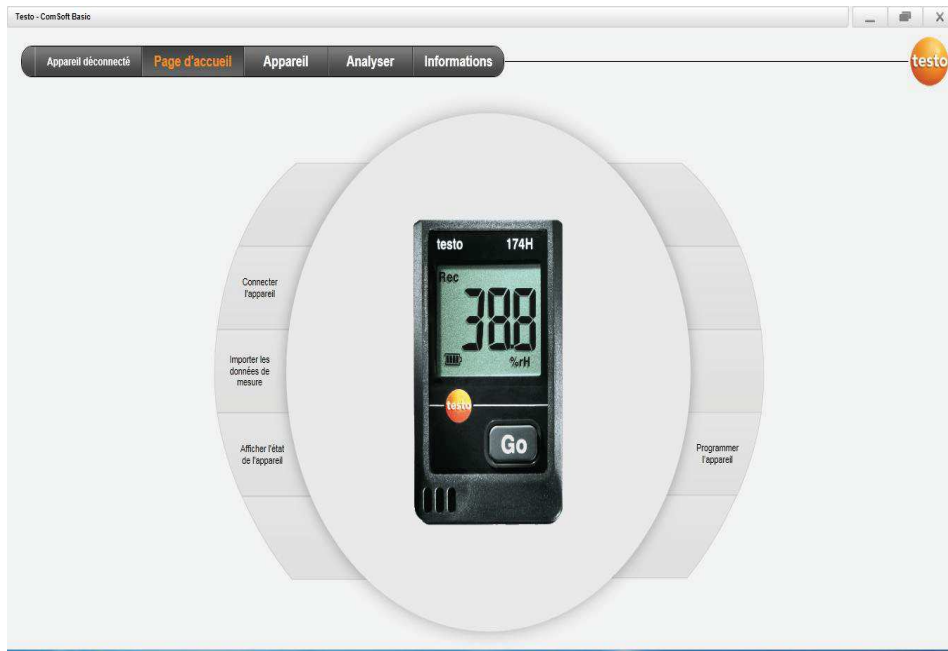


Figure.III.4.Interface graphique du logiciel TESTO Comsoft

Lors de la construction de la maison en 2005, les 3 tubes du puits canadien ont été munis de cordes pour les besoins de mesure. Malheureusement, uniquement la corde du tube orienté Est a résisté. Seul ce tube sera donc monitoré.

III.4.1.Description du TESTO 174H

Le datalogger TESTO 174H, permet le contrôle de la température et de l'humidité relative, notamment le contrôle en permanence des conditions d'ambiance des bâtiments de façon sûre et discrète.

Ses principales caractéristiques sont :

- Capteur d'humidité stable à long terme ;
- Haute sécurité des données, même pile vide ;
- Grande capacité de mémoire (2*8000 valeurs) ;
- Affichage digital avec la valeur actuelle de la température et de l'humidité ;
- Transfert des données via une interface USB.

Les dataloggers TESTO 174H seront mis à l'entrée et à la sortie du puits canadien, ainsi qu'à l'intérieur de la maison AMYS.

La figure III.5.a présente les caractéristiques techniques du TESTO 174H.


	Données techniques	
	Mémoire	2 * 8.000 valeurs
	Autonomie	1 an (avec un pas de 15 min , +25 °C)
	Température de stockage	-40 ... +70 °C
	Température de fonctionnement	-20 ... +70 °C
	Type de batteries	2 piles lithium (CR 2032)
	Dimension	60 x 38 x 18,5 mm
	Type de sonde NTC	
	Plage de mesure	-20 ... +70 °C
	Précision	±0.5 °C (-20 ... +70 °C)
	Résolution	0.1 °C
	Type de sonde Sonde d'humidité capacitive	
Plage de mesure	0 ... 100 %RH	
Précision	±3 %HR (2 ... 98%HR)	
Résolution	0.1 %HR	

Figure.III.5.a. : Caractéristiques techniques du TESTO 174H.

III.4.2. Description du TESTO 174T :

Le datalogger TESTO 174T (Figure.III.5.b), mesure la température uniquement, mais sa principale particularité c'est qu'il est étanche ce qui assure un contrôle de température sûr et fiable même dans des endroits à très forte humidité.

Les dataloggers TESTO 174T seront placés à l'intérieur du tube suivi expérimentalement.


	Données techniques	
	Mémoire	16.000 valeurs
	Autonomie	500 jours (avec un pas de 15 min , +25 °C)
	Température de stockage	(-40°C ... +70 °C)
	Température de fonctionnement	(-30°C ... +70 °C)
	Type de batteries	2 piles lithium (CR 2032)
	Dimension	60 x 38 x 18,5 mm
	Type de sonde NTC	
	Plage de mesure	(-30°C ... +70 °C)
	Précision	±0.5 °C (-20°C ... +70 °C)
	Résolution	0.1 °C

Figure.III.5.b. : Caractéristiques techniques du TESTO 174T

Afin d'anticiper tout problèmes technique, notamment un éventuel contact avec l'eau de condensation au sein des tubes, des essais ont été réalisés sur un prototype du échangeur air-sol au laboratoire. Ces essais nous ont amenés à réaliser un support de dataloggers à la fois

rigide, léger, qui intégrera facilement le puits canadien et protégera les dataloggers. La photo de la figure III.6 montre ce support.



Figure.III.6. Support métallique des dataloggers.

III.4.3. Instrumentation de l'échangeur air-sol

Avant leur mise en place dans le puits canadien les dataloggers ont été configurés avec les paramètres suivants :

- Heure de démarrage de l'acquisition: après 24 h de la mise en place, soit le **28 Juin 2013 à 12:00**;
- Pas de temps = **15 min** ;
- Critère d'arrêt : **mémoire pleine**.

Afin d'éviter tout problème de détérioration des sondes d'humidité à l'intérieur du puits canadien, du fait d'une éventuelle condensation, nous avons opté pour des dataloggers TESTO 174T qui mesurent uniquement la température. La mesure de l'humidité est faite dans l'ambiance, juste au-dessus de l'entrée de tube et dans la bouche de soufflage dans le grand salon de la maison par les TESTO 174H. Neuf dataloggers type TESTO 174T ont ainsi été placés dans le tube monitoré, sept de ces dataloggers ont été placés dans la partie horizontale du tube et deux autres dans la partie verticale vers la sortie.

Pour la mise en place des dataloggers à l'intérieur du tube, nous avons opté pour une échelle logarithmique. Ainsi le plus grand nombre des dataloggers est placé dans les premiers 40 mètres où il y a un maximum d'échange thermique entre le sol et l'air circulant dans le tube. Le tableau ci-dessous présente les coordonnées exactes d'implantation des dataloggers TESTO 174T dans le tube monitoré.

Tableau III.2 : Coordonnée axiale de l'implantation des TESTO 174T au sein du tube monitoré.

Dataloggers N°	1	2	3	4	5	6	7
X (m)	0	1	3	7	15	31	63

Les dataloggers sont fixés à une corde solide (corde n° 2) aux repères prédéterminés auparavant selon le tableau III.2. Cette corde est ensuite attachée à la corde déjà présente dans le tube. Les dataloggers TESTO 174T ont été installés dans le tube monitoré selon le protocole suivant :

- Numérotation des dataloggers, le N°1 correspondant au premier à placer dans la partie horizontale vers l'entrée. La position de ce datalogger est prise comme référence X = 0.
- Repérage sur la corde N°2 de la position X= 0 à environ 5m d'un ses bouts.
- Fixation du support métallique du datalogger N°1 sur la corde à X=0 par un nœud solide.
- Repérage sur la corde N°2 la position du datalogger N°2 relativement à celle du datalogger N°1.
- Fixation du support métallique du datalogger N°2 par un nœud solide.
- Réalisation des mêmes opérations pour les 5 autres dataloggers.
- Fixation des dataloggers sur leurs supports métalliques.
- Fixation de la corde N°2 à la corde N°1 (qui est installée dans le tube) du côté de l'entrée.
- Tirage de la corde N°1 par la sortie (coté regard) jusqu'au placement de tous les dataloggers.
- S'assurer que les dataloggers sont bien dans les positions prédéfinies (Tableau.III.2). Pour cela, visualiser le datalogger N°1 à l'aide d'une lampe et bien tendre la corde dans le tube.
- S'assurer que la corde est bien tendue, et donc les dataloggers bien à leurs positions prédéfinies. Pour cela, deux marques ont été faites sur la corde N°2 avec un intervalle de 77.4 m correspondant à la longueur totale de tube (y compris la partie verticale). Les deux marques doivent être visibles, l'une à l'entrée l'autre à la sortie du tube.

Deux autres dataloggers (TESTO 174T) ont été suspendus dans la partie verticale vers la sortie du tube monitoré :

Tableau III.2 : Coordonnée axiale de l'implantation des TESTO 174T au sein du tube monitoré.

Dataloggers N°	8	9
Emplacement (m)	72	72
Hauteur de suspension (m)	-3.2	-0.2

Le schéma de la *Figure.III.7* donne une présentation approximative de l'emplacement de tous les dataloggers (174T) à l'intérieur du tube monitoré.

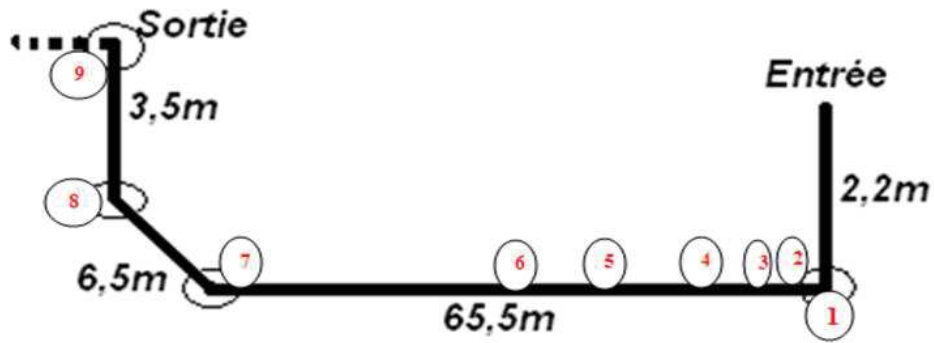


Figure.III.7 :Schéma de l'emplacement de tous les dataloggers à l'intérieur du tube monitoré (schéma non à l'échelle)

La figure III.8 montre des photos prises lors de la mise en place de l'instrumentation.



Dataloggers TESTO 174T dans leurs supports métalliques fixés sur la corde N° 2.

Insertion de la corde N°2 sur laquelle sont fixés les dataloggers dans le tube par son entrée

Figure.III.8 :.Photos de la mise en place des dataloggers dans le tube monitoré.

Pour pouvoir réaliser le bilan hydrique sur l'air circulant dans le tube monitoré, nous avons placé deux dataloggers type TESTO 174H dans le local technique, où est située l'entrée de tube, et dans la bouche de soufflage au sein de la maison. Le premier a été suspendu à une hauteur de 50 cm à l'entrée du tube. Les figures III.9 montrent des photos de l'emplacement de ces deux dataloggers.



Figure.III.9.a : Mise en place du TESTO174H a 50 cm de l'entrée du tube monitoré.



Figure.III.9.b : Mise en place du TESTO174H dans la bouche du soufflage dans le grand salon de la maison AMYS.

III.5 Scenario du monitoring

La campagne du monitoring a duré 39 jours durant l'Été 2013 (du 28/06 au 05/08/2013). Durant cette période plusieurs paramètres ont été variés : Un ou trois tubes en fonctionnement et puissance du ventilateur. Chaque tube est muni à son entrée d'un ventilateur qui y souffle de l'air ambiant pour le refroidir avant de l'injecter dans la maison. Le ventilateur du tube monitoré a fonctionné en continu durant les 39 jours du monitoring sauf les premières 24h et quelques périodes de temps au cours desquelles le ventilateur a été arrêté volontairement ou accidentellement. La figure III.10 présente la chronologie de fonctionnement du ventilateur raccordé au tube monitoré. On y voit nettement les périodes d'arrêts et la puissance du ventilateur.

Le tableau III.3 présente la chronologie des principaux événements qui ont marqué la durée du monitoring.

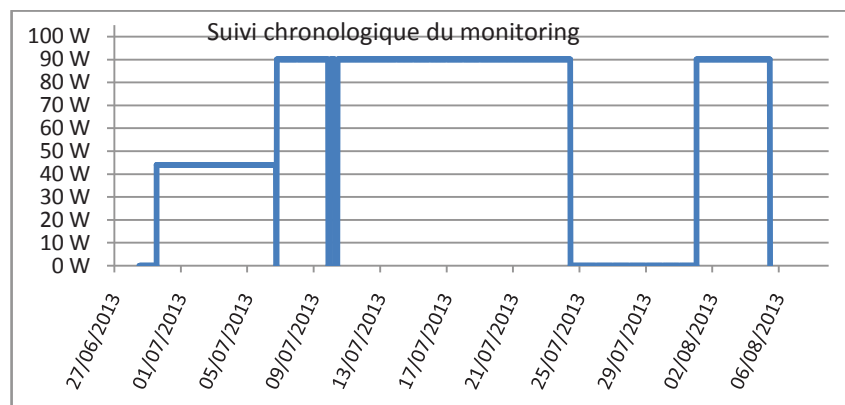


Figure.III.10 : Chronologie de fonctionnement de ventilateur raccordé au tube monitoré.

Tableau.III.3 Actions durant le monitoring.

Date/heure	Observations
Judi 27/06/13 à 15h	Mise en place des dataloggers.
Vendredi 28/06/13 à 12h	Début des mesures sans circulation d'air.
Samedi 29/06/2013 à 13h	mise en route ventilateur TD 500 (44W) fixé sur le tube monitoré.
Mardi 02/07 à 9h au jeudi 04/07 à 9h15	Mise en route des ventilateurs TT150 (60W) et TT200 (90W) des 2 autres tubes non monitorés.
Samedi 06/07 du 17h15 à 18h30	Extinction des ventilateurs. Démontage du ventilateur TD 500 (44W) sur le tube monitoré et remplacement par TT200 (90W) et mise en marche à 18h30.
Dimanche 07/07 10h	Mise en route des 2 autres ventilateurs TD 500 (44W) et TT150 (30W) des tubes non monitorés.
Dimanche 07/07 17h-18h	Pluie
Dimanche 07/07 19h	Arrêt des ventilateurs des tubes non monitorés.
Lundi 08/07/13 à 10h	Mise en place du datalogger TESTO 174T dans la bouche du soufflage, début des mesures à 11h.
Mardi 09/07/13 entre 21h15 et 23h30	Arrêt des ventilateurs.
Mercredi 10/07/13 entre 6h45 et 10h15	Coupure de courant.
Dimanche 14/07/2013 à 17h00	Remplacement du TESTO 174T (DATA10) par le TESTO 174H à l'intérieur de la bouche de soufflage
Mercredi 24/07/13 à 11h	arrêt de tous les ventilateurs
Judi 01/08/13	Mise en marche de 3 ventilateurs avec TT200 (90W) sur le tube monitoré.
Lundi 05/08/13 à 11h30	Arrêt de ventilateurs et Récupération des données.

III.6 Configuration et mise en place de la station météorologique bws200

Pour les besoins de simulation numérique du puits canadien et de la maison AMYS une station météorologique BWS200 a été placée au-dessus du local technique abritant l'entrée du puits canadien (Figure III.11). La BWS200 (Basic Weather Station) est une station météorologique qui comprend un coffret étanche, contenant la centrale de mesure et l'alimentation, complétée par un panneau solaire et les capteurs de base : température de l'air, humidité relative, vitesse et direction du vent, rayonnement solaire global sur un plan horizontal, et ainsi que les valeurs maximales et minimales de ces mesures sont stockées à chaque heure.



Figure.III.11.Installation et configuration de la station météo BWS200 sur le site AMYS.

La figure III.12 ci-dessous présente les valeurs horaires moyennes de la température et de l'irradiation solaire mesurées sur site. Le tableau III.4 présente quelques données météorologiques. On peut constater que la température minimale se produit durant le mois de décembre (0.1 °C) même si ce mois est légèrement chaud comparé au mois du janvier. Les mois les plus froids sont Décembre Janvier et Février. On note aussi que la température la plus chaude se produit durant le mois d'aout, quoique le mois le plus ensoleillé est juillet. Le tableau III.4 révèle que l'irradiation globale journalière moyenne varie entre 3,23 kWh.m⁻²/jour et 7,78 kW.m⁻²/jour.

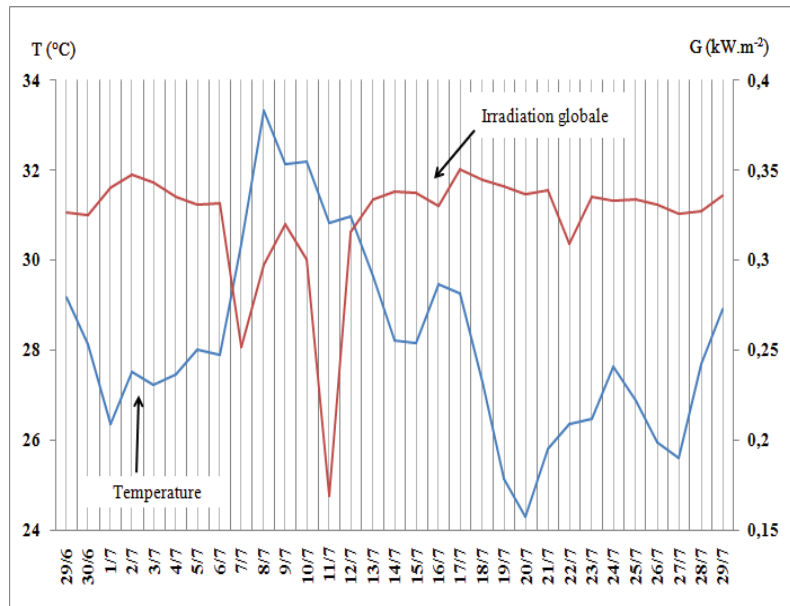


Figure III.12 : Données météorologiques mesurées sur site AMYS (du 29/06/13 au 29/07/13).

Table III.4: Données météorologiques mesurées sur site.

Mois	T _{max} (°C)	T _{min} (°C)	T _{mean} (°C)	G (kWh.m ⁻²) Cumul mensuel	G _{mean} (kWh.m ⁻² .day ⁻¹) cumul moyen par jour.
Juillet 2013	45.5	16.2	28.5	239.42	7.72
Aout 2013	45	17.3	30.8	204.47	6.60
Septembre 2013	38.1	15.0	23.6	154.06	5.14
Octobre 2013	33.7	7.6	21.1	139.74	4.51
Novembre 2013	31.1	3.8	16.3	115.84	3.86
Décembre 2013	23.6	0.1	12.4	100.25	3.23
Janvier 2014	26.4	2.1	11.8	100.59	3.24
Février 2014	25.7	3.2	12.7	125.19	4.47
Mars 2014	32.3	5.3	15.6	163.30	5.27
Avril 2014	35.1	7.4	20.4	205.81	6.86
Mai 2014	41.9	11.2	23.2	223.52	7.21
Juin 2014	40.9	13.1	23.9	233.37	7.78

III.7 Résultats expérimentaux

III.7.1.Mesure des débits

La vitesse de l'air dans les tubes est un paramètre très important pour le dimensionnement d'un puits canadien, car elle influe, non seulement sur le type d'écoulement (laminaire ou turbulent), mais aussi sur le coefficient d'échange convectif et sur les pertes de charge mécaniques qui doivent être compensées par le ventilateur. La mesure de vitesse de

l'air au sein des tubes a été assurée par une sonde à hélices (à petit diamètre). La figure III.13 montre une photo de cette sonde.

Les Caractéristiques de cette sonde sont :

- **Étendue de mesure** : +0.6 à +20m/s (à des températures entre -30 et +140°C) ;
- **Précision** : ± 0.2 m/s ou $\pm 1\%$ de la valeur mesurée.



Figure.III.13.Sonde à hélices

Les trois ventilateurs utilisés lors du monitoring sont de type axial et leur puissance varie entre 30 et 125 W. Le tableau III.4 montre les caractéristiques de ces ventilateurs, avec les débits mesurés. Notons que chaque mesure a été répétée au moins 3 fois en plusieurs positions de la section du tube monitoré dans le regard de service. Le nombre de Reynolds a été calculé en supportant les valeurs standards des propriétés physiques de l'air.

Tableau .III.4.Caractéristiques des ventilateurs utilisés durant le monitoring

Ventilateur	Puissance (W)	Débit (m ³ /h)	Nombre de Reynolds
TT150	30W	202 ± 10	3,269E+04
	60W	236 ± 10	3,815E+04
TD500	44W	244 ± 13	3,933E+04
	50W	309 ± 6	4,994E+04
TT200	90W	312 ± 6	5,039E+04
	125W	246 ± 10	3,649E+04

Les résultats de la campagne de suivi expérimental de l'échangeur air-sol sont présentés et analysés ici.

III.7.2. Évolution de la température et l'humidité de l'air dans le tube

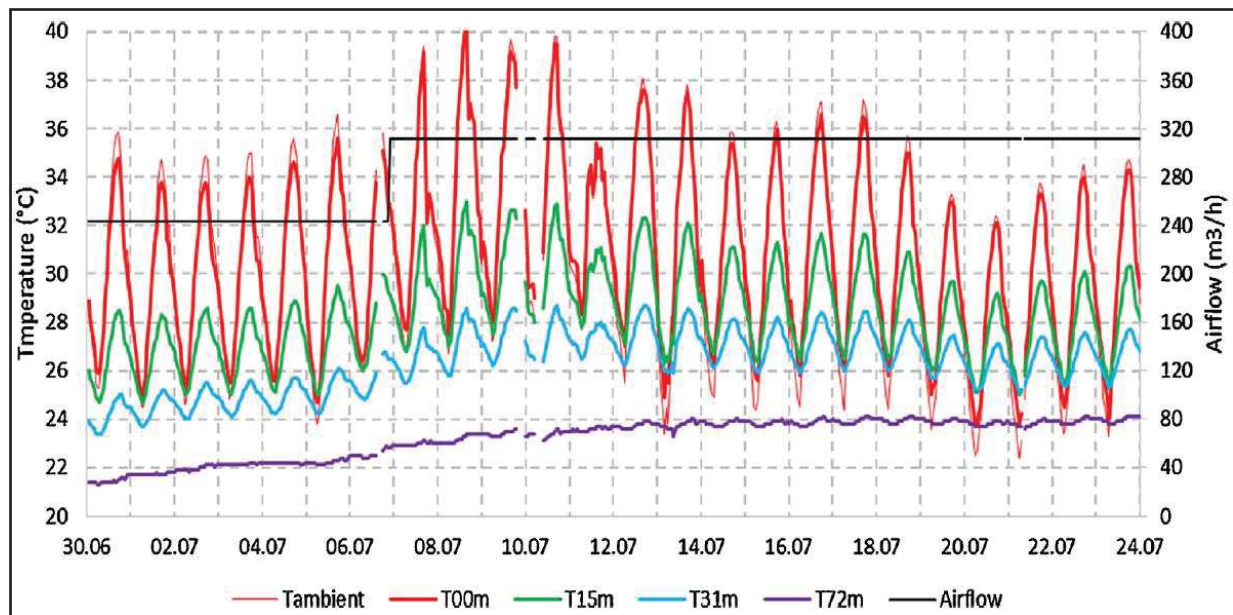


Figure III.14 Évolution de la température de l'air extérieur et dans le tube monitoré à différents débits et positions axiales (valeurs moyennes horaires)

La figure III.14 présente l'évolution de la température de l'air le long de tube monitoré ainsi que du débit d'air et de la température de l'air extérieur enregistrée à l'ombre dans le local technique abritant les ventilateurs. Quatre positions axiales dans le tube sont choisies pour illustrer la variation de la température de l'air dans le tube enterré durant une période de 24 jours de suivi expérimental. Les positions 0 m et 72 m correspondent respectivement à l'entrée et à la sortie de la partie horizontale du tube enterré. Nous notons deux phases distinctes, une avec un débit d'air fixé à 244 m³/h et l'autre à 312 m³/h. Les discontinuités présentes le 6,9 et 10 juillet correspondent à de très courtes périodes d'arrêt du ventilateur comme mentionné auparavant (Tableau III.3). Durant la période du suivi expérimental, la température de l'air extérieur présente une moyenne de 30.7°C. Cette température atteint 34°C à 40°C durant la journée et descend rarement en dessous de 26 °C pendant la nuit. L'effet du soufflage de l'air à travers l'échangeur de chaleur air-sol est double :

Au fur et à mesure que l'air traverse le tube enterré et bénéficie de l'inertie thermique du sol, l'amplitude des oscillations journalières de sa température sont réduites de manière drastique passant ainsi d'une amplitude (différences entre les extrêmes journalières) moyenne de 9.8°C à l'entrée de tube(0 m) à 0.3 °C à sa sortie (72 m). En même temps la température moyenne journalière diminue de 30.7°C à l'entrée de tube à 23.2°C à sa sortie. Il s'en suit qu'à la sortie du tube enterré (72m) la température de l'air reste pratiquement constant et confortable tout eu long de 24 jours de suivi. En effet cette température oscille entre 21,3°C et 24,1°C. Notons par ailleurs que malgré une chute assez conséquente de la température moyenne de l'air extérieur durant les derniers jours du suivi expérimental, nous observons une augmentation d'environ 3°C de la température de l'air à la sortie de tube enterré (72 m). Ce résultat résulte de la combinaison de 3 facteurs :

- L'inertie thermique de l'échangeur qui induit un retard de réponse thermique au démarrage des ventilateurs le 29 juin et à la vague de chaleur extérieure observée entre le 7 et le 11 juillet.
- L'absorption du rayonnement solaire à la surface du sol qui s'y accumule.
- L'augmentation du débit d'air le 6 juillet. Cette augmentation entraîne, en effet, une diminution du temps de séjour de l'air dans le tube.

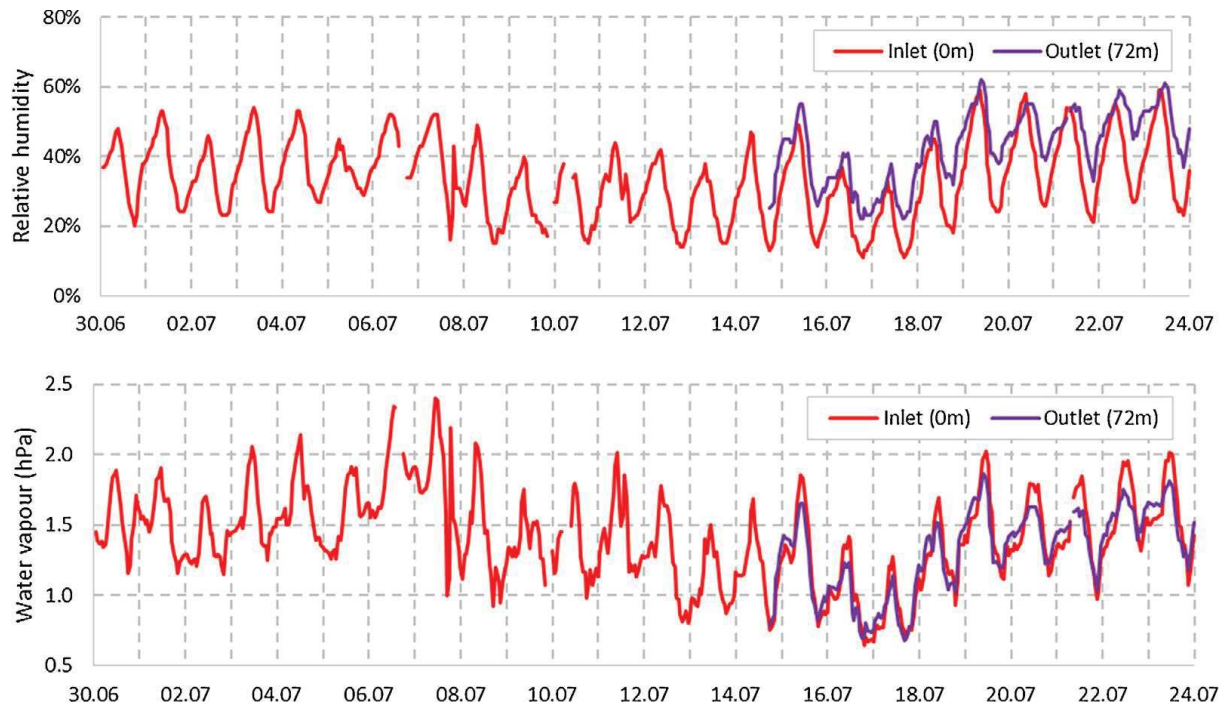


Figure III.15 : Évolution de l'humidité relative de l'air extérieur et aussi au soufflage dans la maison durant la période de monitoring.

La figure III.15 montre l'évolution de l'humidité relative de l'air extérieur (dans le local technique abritant les ventilateurs) et au soufflage dans le bâtiment (gaine de soufflage dans le grand salon de la maison AMYS). Cette évolution est présentée sur les 24 jours complets du suivi expérimental, malgré que l'enregistrement de l'humidité de l'air au soufflage n'a débuté qu'en fin de la journée du 14 juillet comme indiquée dans le Tableau III.3. Comme mentionné ci-dessus les discontinuités correspondent aux courtes périodes d'arrêt du ventilateur spécifiées dans le Tableau III.3. Nous remarquons sur la figure III.15 que l'humidité relative de l'air extérieur est assez basse puisqu'elle est d'environ 40-50% durant la journée et 10-23% durant la nuit. Ces humidités sont typiques du climat semi-aride de Marrakech. Au soufflage, l'humidité relative de l'air a une amplitude plus faible, mais avec des niveaux légèrement plus élevée comparée à l'air extérieur. Cependant l'humidité de l'air de soufflage dans la maison reste loin de la saturation avec des valeurs inférieures à 60%. Ceci indique l'absence de condensation de la vapeur d'eau de l'air sur les parois du tube enterré. Ce point sera traité plus loin.

III.7.3. Amortissement des amplitudes journalières et annuelles de la température de l'air.

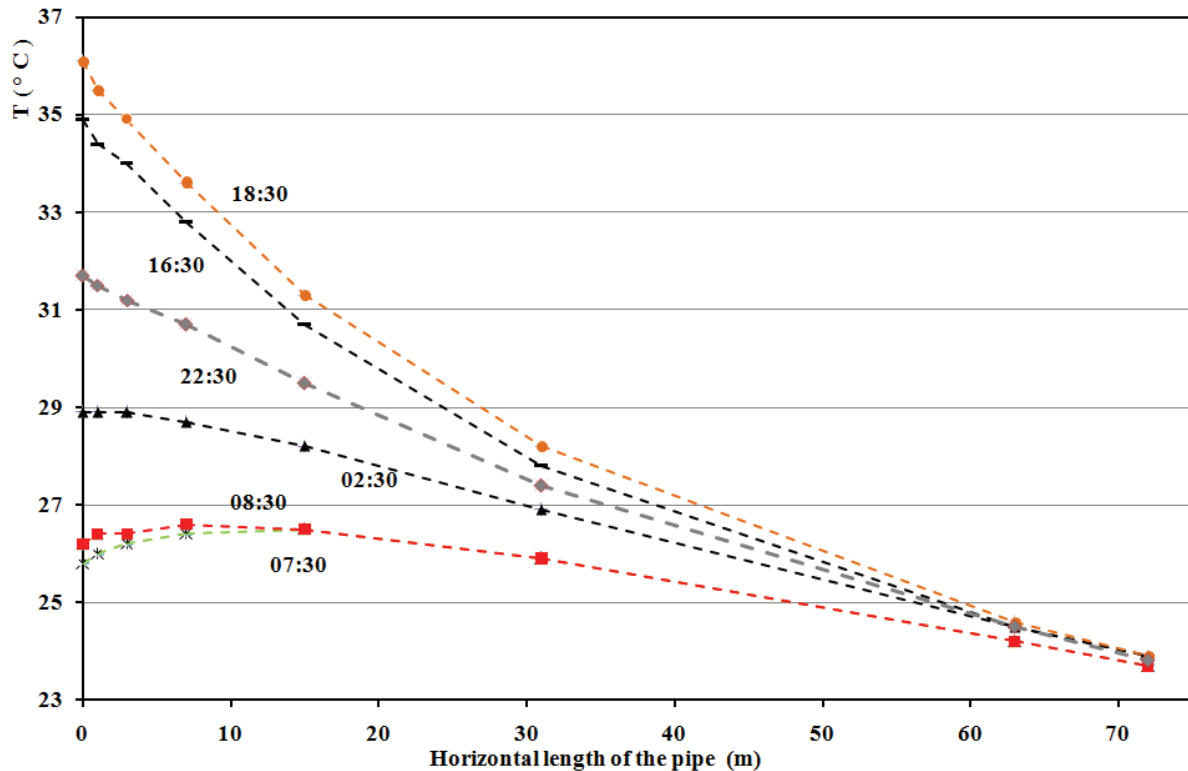


Figure III.16 : Profil de la température de l'air le long du tube enterré durant la journée du 15 juillet 2013 pour un débit d'air de $312\text{m}^3/\text{h}$

La figure III.16 présente les profils de la température de l'air le long du tube enterré monitoré. Ces profils correspondent à la journée du 15 juillet 2013 durant laquelle le débit de soufflage de l'air dans le tube est de $312\text{ m}^3/\text{h}$. Nous constatons que durant toute la journée, la température de l'air à la sortie du tube enterré (position axiale $x=72\text{ m}$ enterré à 3.2 m sous la surface du sol) prend une valeur pratiquement constante et égale à 24°C . Par ailleurs nous remarquons qu'au fur et à mesure que l'air avance dans le tube, sa température chute de manière quasi-exponentielle sauf durant les premières heures du jour (2h30- 8h30), pour lesquelles l'air est très légèrement réchauffé sur les 10 premiers mètres du tube et de l'ordre de 0.5°C . Afin de mieux visualiser ce qui se passe durant les premières heures de la journée nous présentons sur la figure III.17, l'évolution de la température moyenne horaire de l'air au soufflage dans la maison et à l'extérieur de la maison (température ambiante enregistrée par la station météo in-situ). L'humidité relative de l'air au soufflage est aussi reportée.

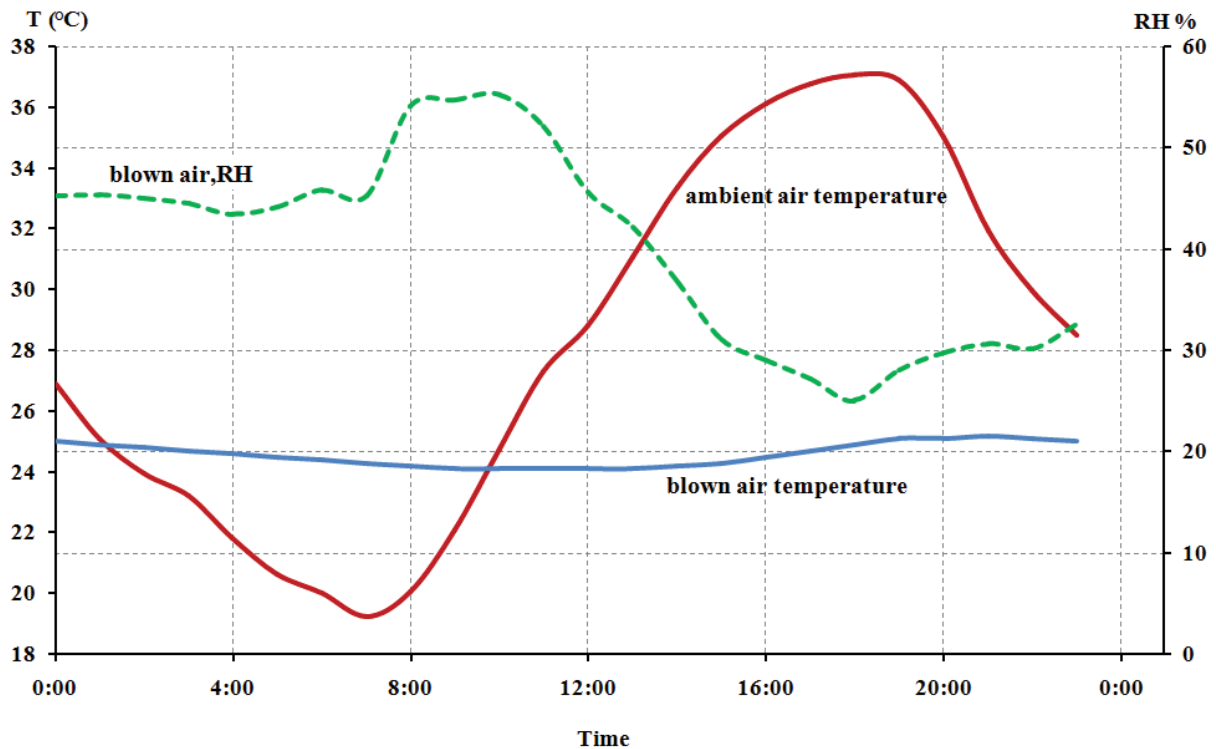


Figure. III.17 : Variation horaire de la température et de l'humidité de l'air au soufflage et de la température de l'air ambiant. Journée du 15 juillet 2013. Débit d'air : 312m³/h

Les valeurs reportées sur la figure III.17 sont celle enregistrées durant la journée du 15 juillet 2013 durant laquelle l'air a été soufflé avec un débit de 312 m³/h. Cette figure montre clairement que le puits canadien souffle l'air dans la maison à une température supérieure à celle de l'air ambiant à l'extérieur de la maison entre 1h00 et 9h30. Il est clair qu'une ventilation naturelle est plus efficace que le puits canadien durant ces quelques heures. Cependant, comme suggéré par (Mathur et al. 2015) faire fonctionner le puits canadien durant ces périodes où la température de l'air extérieur est plus basse que celle du sol peut être utile pour la régénération de la fraîcheur du sol.

Notons finalement que la figure III.17 montre que le puits canadien souffle l'air dans la maison à une température quasi-constante égale à 25°C durant toute la journée et ce même après 16 jours de fonctionnement continu. Cette température de soufflage est de 1 °C supérieure à celle mesurée à la sortie du tube enterré à 3.2 m sous le sol (position axiale x =72 m, sur Fig.III.16). Cette légère élévation de la température de l'air au soufflage est attribuée à l'échauffement de l'air lors de son passage par le regard de service connectant les tubes enterré à la maison. Dans ce regard les tubes sont mal isolés et sont exposés au rayonnement solaire surtout en fin de journée. D'autre part, l'humidité de l'air au soufflage dans la maison évolue entre 25% et 55%, ce qui est très confortable en comparaison avec les niveaux de températures qui résulteront du brassage de l'air soufflé à 25°C et l'air de la maison. Nous pouvons donc conclure que le puits canadien considéré dans cette étude est capable de fournir de l'air frais et confortable à la maison le long de la période estivale même avec des pics de température extérieurs pouvant atteindre 40°C et plus.

Concernant l'amortissement de l'amplitude des oscillations de la température de l'air à son passage dans le tube enterré à environ 3 m de la surface du sol, la figure III.16 permet de faire les deux observations suivantes :

- La différence entre les extrêmes journaliers de la température de l'air tend à s'évanouir au fur et à mesure que l'air avance dans le tube enterré.
- La température moyenne horaire est drastiquement réduite et tend vers la température du sol non perturbé à une profondeur de 3m. Cette dernière température, qui est d'environ 20°C à Marrakech (température météorologiques moyenne annuelle), n'est cependant pas atteinte avec une longueur de tube de 72m.

Afin de caractériser l'amortissement de l'amplitude de la température de l'air lors de son passage dans le tube enterré nous définissons, par les relations ci-après, l'amplitude journalière et annuelle de cette température ainsi que leurs formes réduites, à une position axiale donnée dans le tube :

Amplitude journalière :

$$\Delta T_{day}(x) = \frac{1}{2}[T_{day,max}(x) - T_{day,min}(x)] \quad (III.1)$$

Amplitude annuelle :

$$\Delta T_{an}(x) = \frac{1}{2}[T_{day,avg}(x) - T_{year,avg}(x)] \quad (III.2)$$

Amplitude journalière réduite :

$$\theta_{day}(x) = \frac{\Delta T_{day}(x)}{\Delta T_{day}(x=0)} \quad (III.3)$$

Amplitude annuelle réduite :

$$\theta_{an}(x) = \frac{\Delta T_{an}(x)}{\Delta T_{an}(x=0)} \quad (III.4)$$

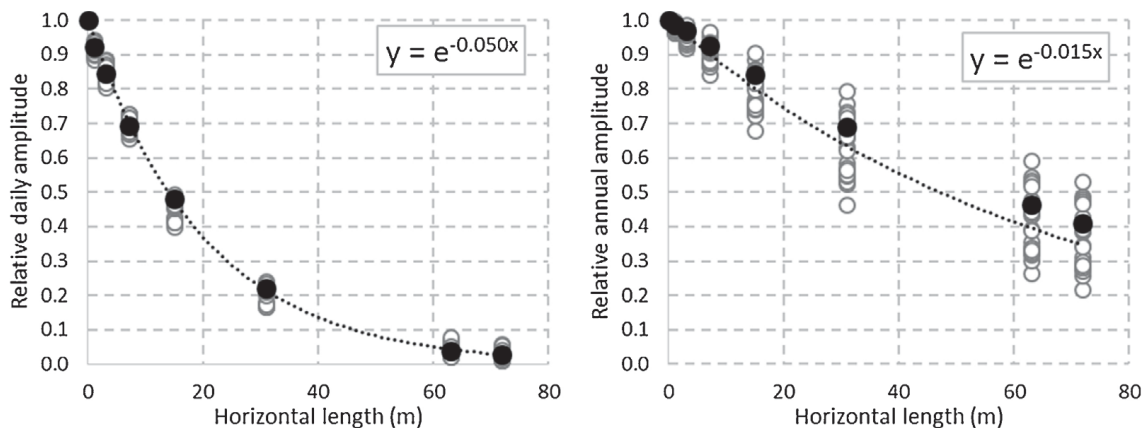


Figure. III.18 : Variation des amplitudes réduites journalière (à gauche) et annuelle (à droite) le long de tube enterré.

La figure III.18 montre l'évolution des amplitudes réduites journalière et annuelle le long du tube monitoré durant les 24 jours du suivi expérimental (30 juin- 23 juillet). Pour chaque position axiale, les valeurs de ces amplitudes réduites ont été calculées et reportées. Les valeurs correspondantes à la journée de 15 juillet 2013 sont mises en évidence les cercles pleins. Une régression exponentielle des résultats est reportée sur chaque figure (trait en pointillé).

Nous constatons que les deux amplitudes réduites peuvent être caractérisées par une chute exponentielle en fonction de la longueur de tube. L'amortissement de l'amplitude journalière est très bien caractérisée par la régression exponentielle avec une longueur caractéristique de 20 m correspondant à une amplitude réduite résiduelle de $e^{-1} = 0.37$. D'autre part, l'amortissement de l'amplitude réduite annuelle est plus dispersée avec une longueur caractéristique varie de 45 m durant les premiers jours du monitoring à 100 m durant les derniers jours (obtenu par extrapolation des points supérieurs du graphique). Cette dispersion des résultats est expliquée par l'augmentation de la température moyenne journalière de l'air à la sortie du tube enterré relevée et commentée ci-dessus.

Les résultats reportés ci-haut sur l'amortissement des amplitudes réduites journalières et annuelle de la température de l'air le long du tube enterré, peuvent être discutés en relation avec les lignes directrices développées par (Hollmuller & Lachal 2014). Ces lignes directrices de conception des échangeurs de chaleur air-sol ont été développées sur la base d'une solution analytique pour un débit constant en fonctionnement continu (24h/24 et 365j/an) et en l'absence d'une perturbation météorologique à la surface supérieur du sol (échangeur enterré sous un bâtiment très bien isolé). Selon ces lignes directrices notre système (échangeur à un tube enterré à 3m et fonctionnant avec un débit de 240-320 m³/h devrait avoir une longueur caractéristique de 19-23 m pour l'amortissement de l'amplitude réduite journalière de la température de l'air. Cette prédiction est en parfait accord avec le résultat observé pour notre système, soit 20 m.

Concernant l'amortissement de l'amplitude réduite annuelle, les lignes directrices (Hollmuller & Lachal 2014) prédisent une longueur caractéristique de 35-45m. La valeur observé pour notre échangeur durant les premiers jours du suivi expérimentale, soit 45m, reste en accord avec cette prédiction. Cependant la valeur moyenne de la longueur caractéristique pour l'amortissement de l'amplitude annuelle de la température de l'air dans notre échangeur, soit 67 m, ainsi que la valeur de cette longueur durant les derniers jours de l'expérimentation, soit 100m, sont très loin des valeurs prédites. Rappelons que les lignes directrices évoquées ci-haut ont été établies pour un échangeur de chaleur air-sol deux conditions très restrictives :

- Absence de perturbation météorologique à la surface supérieure du sol.
- Débit constant en fonctionnement continu toute l'année durant lequel le sol se charge en chaleur durant l'hiver.

Ces deux conditions ne sont pas satisfaites dans notre cas. On peut donc en déduire que les lignes directrices développées (Hollmuller & Lachal 2014) pour le dimensionnement des échangeurs de chaleur air-sol et l'estimation de leur température de sortie ne peuvent s'appliquer de manière directe au cas d'un échangeur enterré sous une surface de sol soumise

aux perturbations météorologiques et/ou qui ne fonctionne pas de manière continue durant toute l'année. Dans ces situations, la simulation numérique par un outil bien validé est nécessaire pour la conception ou l'étude des performances d'un échangeur de chaleur air-sol. Cet aspect, en soit, justifie pleinement l'étude entreprise dans ce travail.

III.7.4.Effet des variations de débit sur la température

Afin de visualiser l'effet du débit sur la température à la sortie du tube enterré monitoré (position axiale $x = 72$ m à une profondeur de 3.2m), nous avons pris des journées avec des météo similaires pour des différents débits : sans écoulement, 244 m³/h (ventilateur d'une puissance de 44 W) et 312 m³/h (ventilateur d'une puissance de 90 W).

En premier lieu, nous avons pris la première journée du monitoring où le fonctionnement était sans circulation d'air du 28/06/13 à 12h00 jusqu'au 29/06/13 à 12h00 qu'on a comparé avec la journée du 05/07/13 à 12h au 06/07/13 à 12h00 où le fonctionnement était avec un débit de 244 m³/h(44 W) et celle du 16/07/13 à 12h au 17/07/13 à 12h où le fonctionnement était avec un débit de 312 m³/h (90W).

La figure III.19 présente les résultats de cette comparaison, nous constatons qu'en augmentant le débit de l'air dans le tube monitoré, la température de l'air à la sortie augmente. Nous remarquons aussi que pour le fonctionnement sans circulation d'air la température de sortie oscille entre 21,6 °C et 20,6°C qui est pratiquement celle du sol à la profondeur d'enfouissement du puits (de 2,2m à 3,2m). En effet à ces profondeurs, le sol est à une température quasi-constante et égale à la température moyenne annuelle, qui est de 20° à Marrakech. Pour le fonctionnement avec le débit 244 m³/h la température de sortie oscille entre 22,2 °C et 22,5°C, tandis que pour le fonctionnement 312 m³/h la température de sortie oscille entre 23,8 °C et 24,1°C

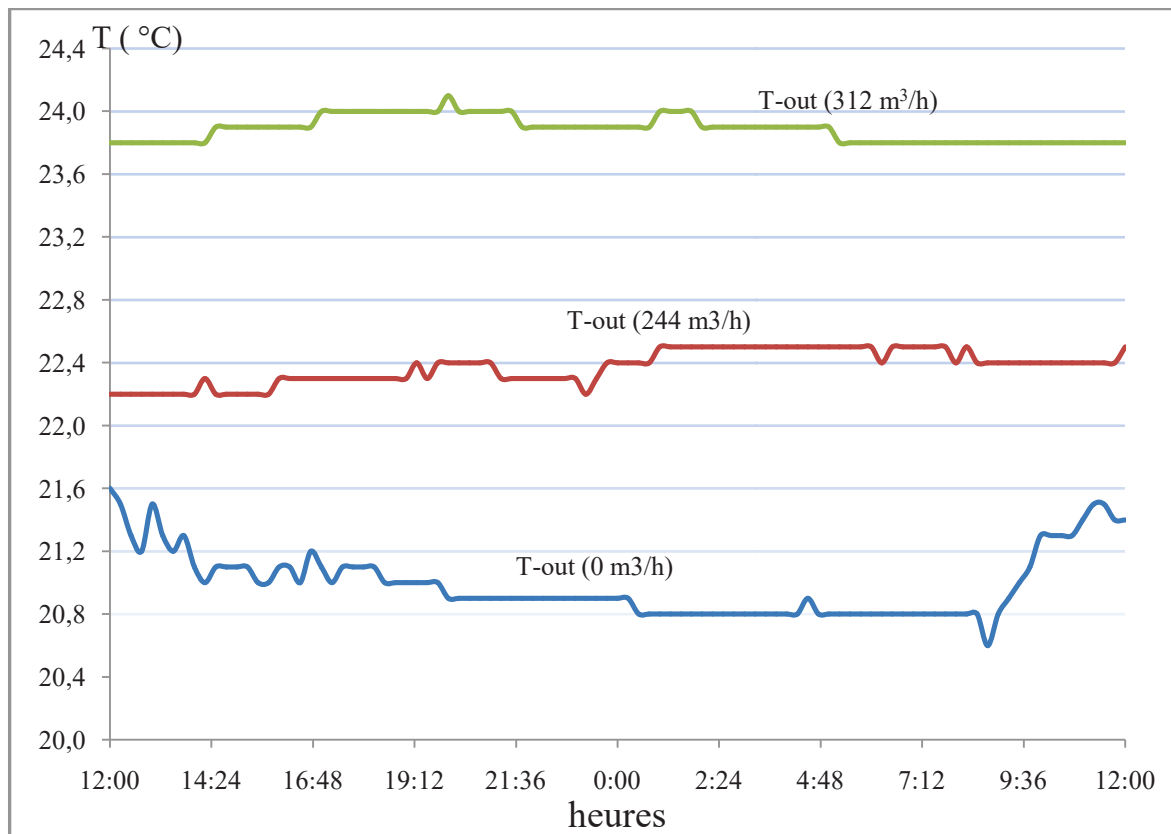


Figure.III.19.Effet du débit d'air différents débit d'air sur la température à la sortie du tube monitoré.

Afin d'affiner les résultats précédents, nous avons essayé cette fois-ci de prendre trois journées avec des météo similaires, pour cela nous avons remplacé la première journée du monitoring(fonctionnement sans circulation d'air) par la journée du 30/07/2013 (mesure à vide après 5 jours de l'arrêt des ventilateurs) qui est relativement similaire aux journées du 05/07 où le fonctionnement était avec un débit de 244 m³/h et le 16/07 où le fonctionnement était avec un débit de 312 m³/h.

La figure III.20 présente les résultats de cette comparaison, qui sont en accord avec les résultats précédents. Pour le fonctionnement à vide la température de sortie oscille entre 22,6°C et 22,5°C. Ce qui montre un effet de chargement en chaleur du sol dû au fonctionnement quasi-continu du puits canadien durant le mois précédent. Pour le fonctionnement avec le débit 244 m³/h la température de sortie oscille entre 22,6°C et 22,9°C, tandis que pour le fonctionnement 312 m³/h elle oscille entre 23,7°C et 24,1°C. Ce qui peut être expliqué par le faite que pour le fonctionnement en 244 m³/h le temps du séjour de l'air

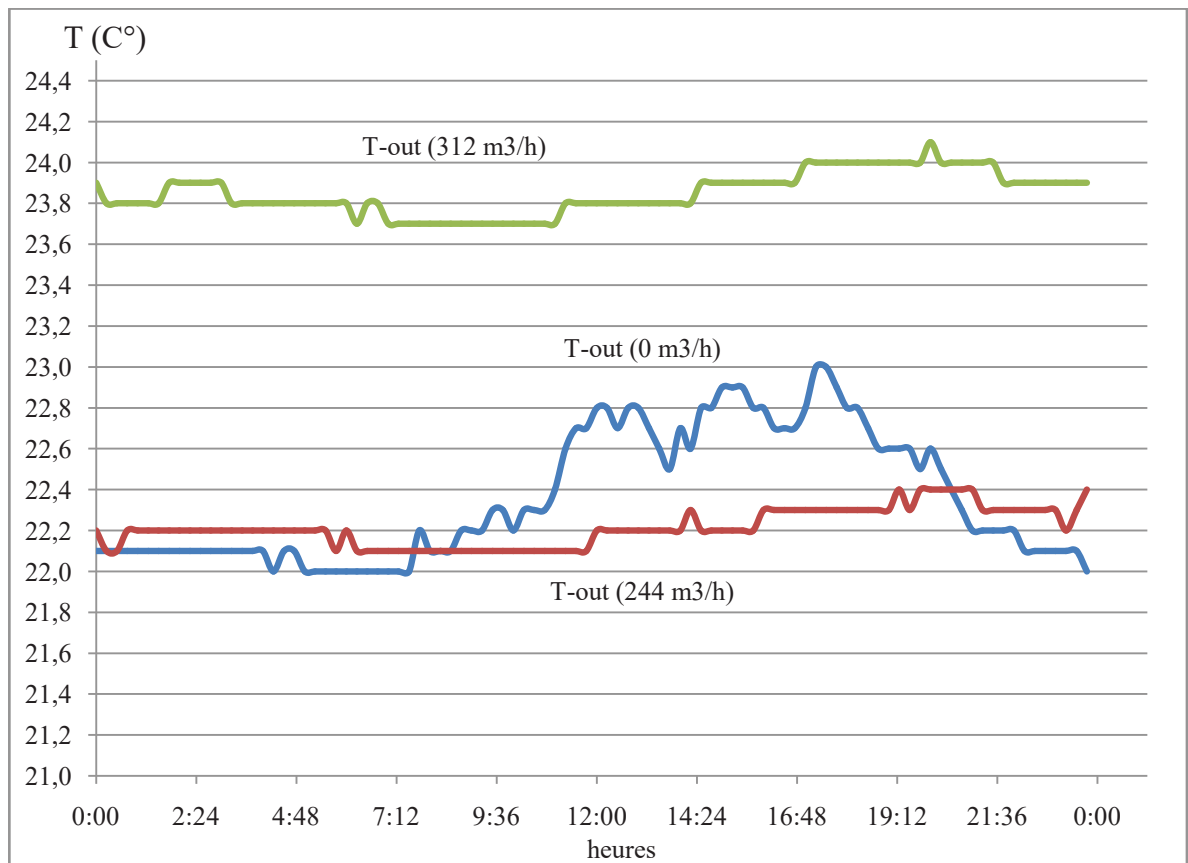


Figure. III.20: Effet du débit d'air sur la température à la sortie pour des journées similaires du 30/7 (0 m³/h), 5/7 (244 m³/h) et 16/7/2013 (312m³/h).

La figure III.21 présente l'évolution de la température de l'air le long du tube durant l'une des heures les plus chaudes de la journée (18h30) pour des journées qui ont des météo relativement similaires. Nous constatons un écart de température de l'ordre de 0,8 °C entre le fonctionnement en 244 m³/h et le fonctionnement en 312 m³/h pour la première position axiale de tube. Cet écart augmente au fur et mesure que l'air avance dans le tube pour atteindre 2°C.

La chute de température entre le sortie et l'entrée du tube est de 13,4°C pour le fonctionnement en 244 m³/h, alors que cette chute n'est que 12,5°C pour le fonctionnement 312 m³/h, ceci montre nettement que le débit de 244 m³/h est favorable à l'échange entre l'air circulant dans le tube et la paroi de celui-ci. Dans la suite nous analysons les résultats expérimentaux pour les deux débits d'air étudiés.

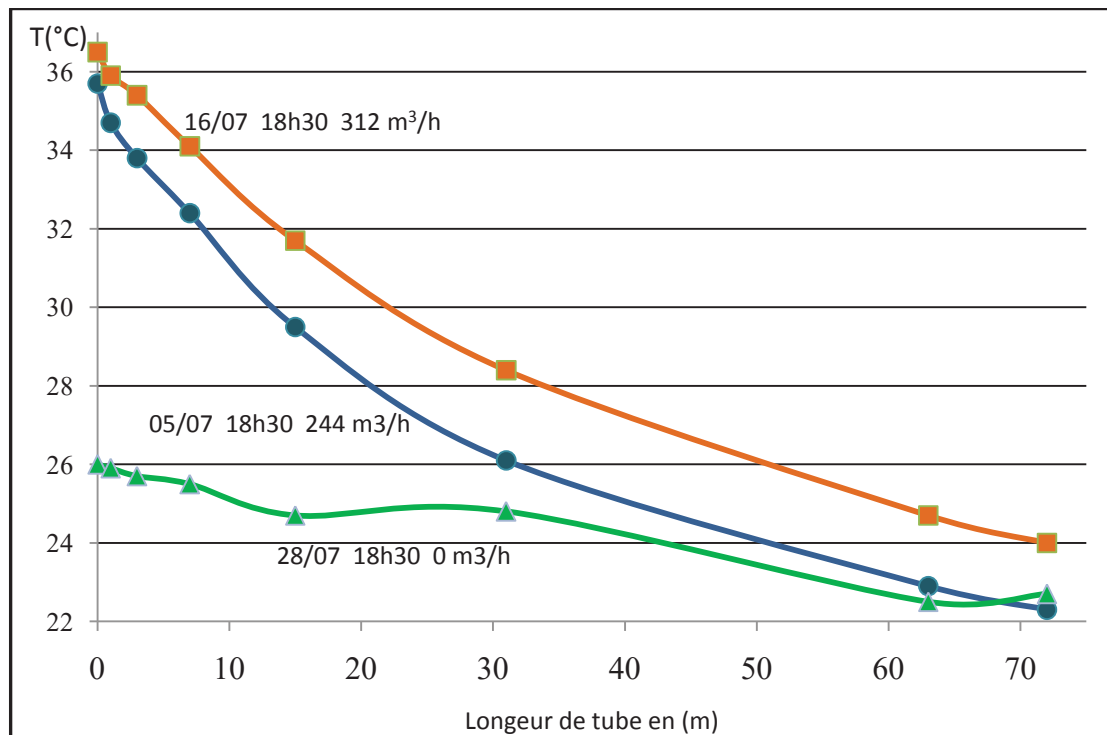


Figure.III.21 .Profil de la température de l'air le long du tube pour différents débits d'air à heure fixe pour des journées similaires.

III.7.5.Résultats de la ventilation 312 m³/h

a) Température du soufflage dans la maison

La figure III.22 présente la variation de la température du soufflage enregistré dans la gaine de soufflage à l'intérieur de la maison pour la période allant du 08/07 au 23/07. Nous constatons que la température de soufflage durant cette période varie entre 25,4°C et 23,5°C soit un écart d'environ 2 °C, tandis que pour la même période la température à l'entrée du ventilateur soufflant dans le tube oscille entre 40,8 °C et 22,2 °C soit un écart d'environ 19 °C. Nous remarquons ainsi que les oscillations journalières de la température de l'air sont fortement réduites par le passage de l'air par le tube enterré. Cet aspect a été amplement analysé dans les sections précédentes.

La température de l'air ambiant dans le local technique abritant les ventilateurs est aussi reportée. Rappelons que cette température a été mesurée à 50 cm au dessus du ventilateur installé à l'entrée du tube monitoré.

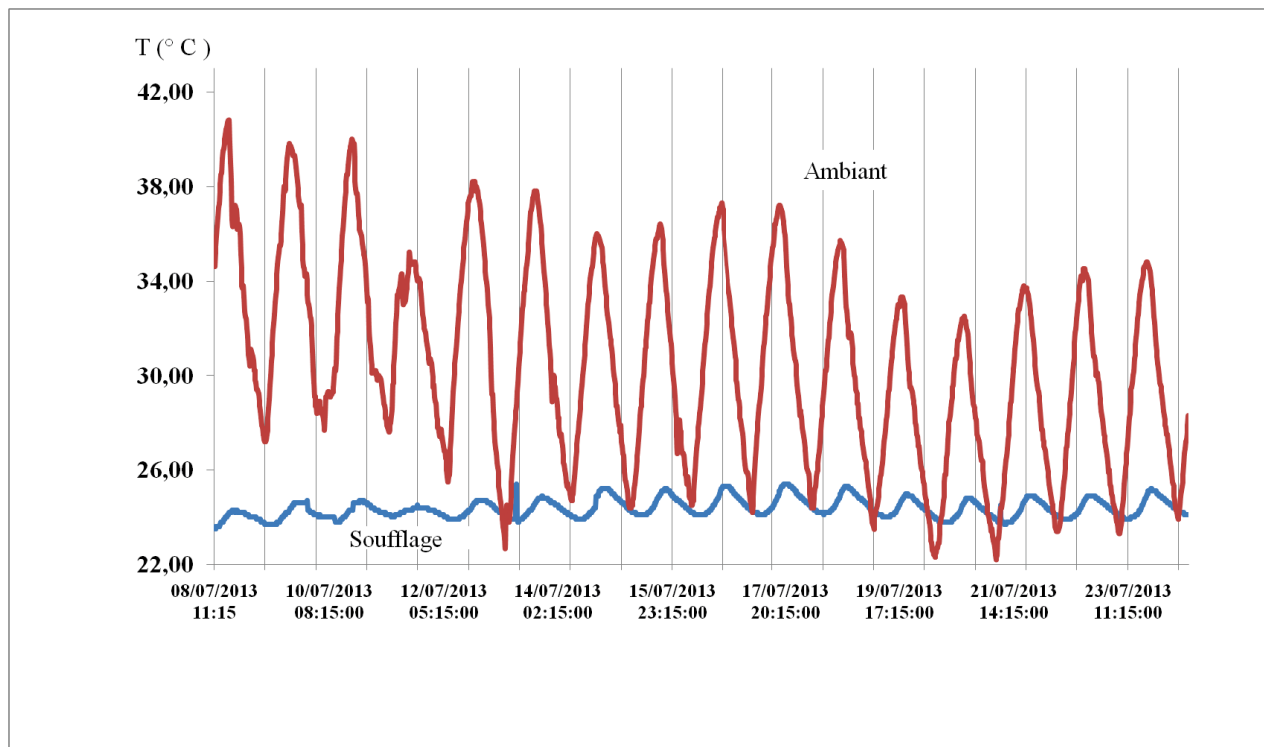


Figure.III.22.Évolution de la température moyenne horaire au soufflage avec un débit de $312 \text{ m}^3/\text{h}$

b) Profil de température de l'air dans le tube monitoré durant une journée typique.

La figure III.23 illustre les profils de la température en fonction de la position dans le tube à différentes heures durant la journée du 13/07/2013. La position axiale $x=0$ correspond à l'entrée de la partie horizontale du tube enterré à une profondeur de 2,20m. Durant ce jour, la température à la sortie horizontale du tube située à une profondeur de 3.2m est pratiquement égale à $23,8^\circ\text{C}$. La température de l'air parcourant le tube chute en dessous de 25°C au-delà de 60m, et ce durant toutes les heures de la journée considérée. On constate que durant les premières heures de la journée (2:30-8:30), l'air est légèrement chauffé le long des premiers 15 m avant d'être rafraîchi et tend vers une température légèrement inférieure à 24°C . Cet effet relevé dans une section précédente (Fig.III.16), est ici plus accentué même s'il reste marginal. Il peut être expliqué en se référant à la figure III.22 où on peut constater aisément que l'air ambiant au-dessus du ventilateur soufflant dans le tube enterré est assez frais avec une température d'environ 23°C durant les premières heures de la journée. Cet air frais se réchauffe ainsi à sa mise en contact avec la partie verticale et les premiers 15m de la partie horizontale du tube. Ce réchauffement est dû au sol chargé en chaleur dans ces zones.

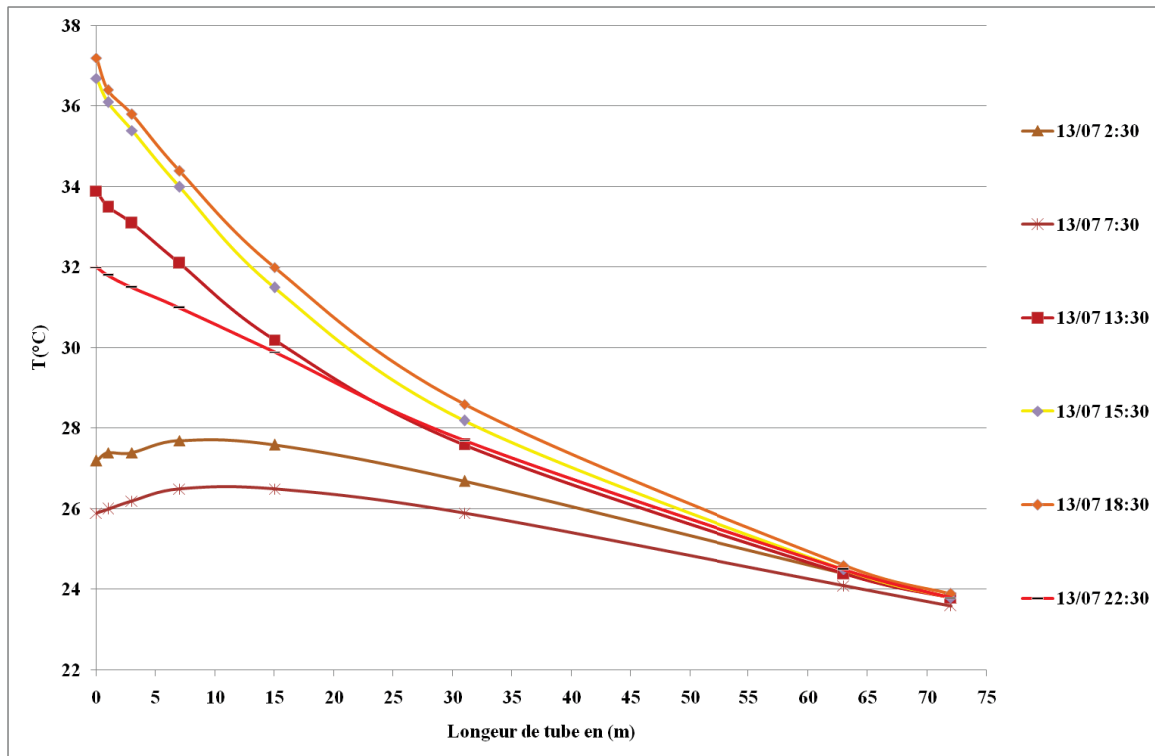


Figure.III.23.Profils de température de l'air dans la partie horizontale du tube monitoré. Journée du 13 /07/2013 avec un débit d'air 312 m³/h.

III.7.6.Résultats de la ventilation 244 m³/h

a) Températures à l'entrée et à la sortie du puits canadien

La figure III.24 présente la variation de la température moyenne horaire de l'air à la sortie du tube monitoré à une position axiale de x=72m enterré à une profondeur de 3,2m durant la période allant du 29/06 au 05/07/2013.Nous constatons que la température de l'air à la sortie de tube est à une température quasi-constante de 21,8°C, en effet cette température varie entre 22,6°C et 20,8°C avec une amplitude journalière d'environ 0,15°C. D'un autre coté la température ambiante varie entre 37,4°C et 23,8 C avec une amplitude qui atteint 6,3°C. Nous remarquons une nouvelle fois que les oscillations journalières de température sont fortement réduites par le passage de l'air dans l'échangeur air-sol

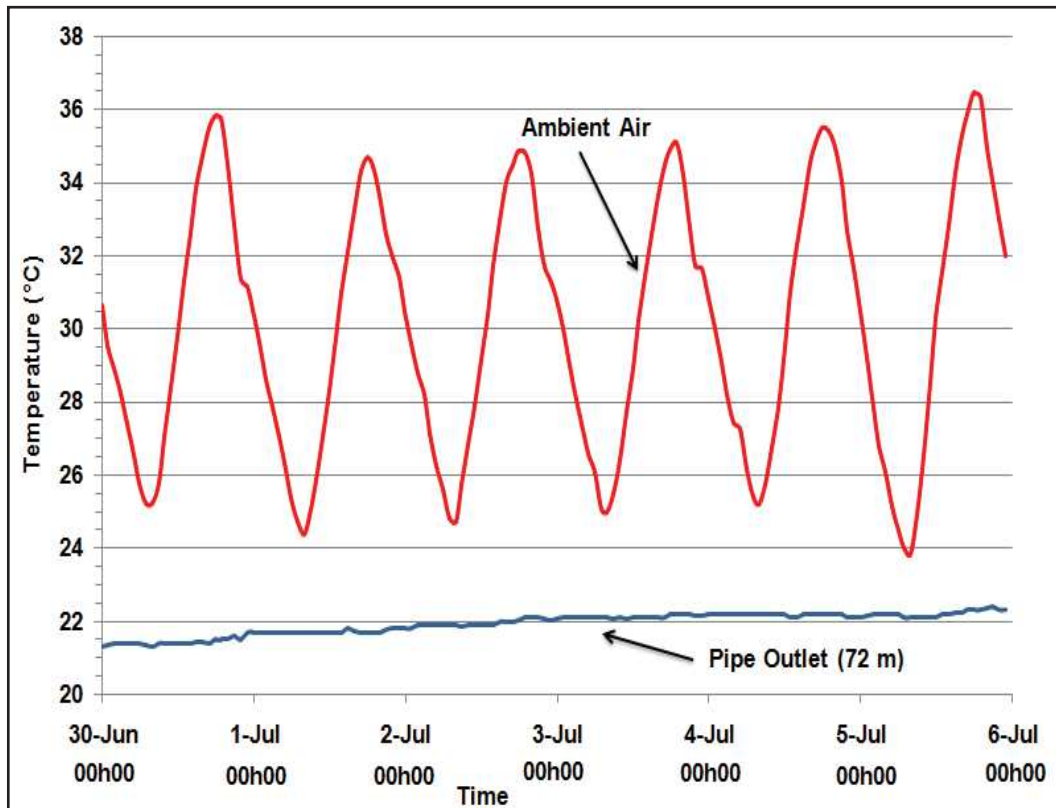


Figure.III.24.Évolution horaire de la température moyenne horaire de l'air (dans le local technique abritant le ventilateur) et du soufflage ($x=72$ m) pour un débit $244 \text{ m}^3/\text{h}$ (44W)

b) Profil de température moyenne horaire dans le tube monitoré

La figure III.25 présente la température moyenne horaire de l'air en fonction de la position axiale dans le tube durant la journée du 05/07/13 avec un débit de $244 \text{ m}^3/\text{h}$. La position axiale $x=0$ correspond à l'entrée horizontale du tube à une profondeur de 2.20m. Durant toute cette journée, la température à la sortie de la partie horizontale du puits, situé à une profondeur de 3.2 m, tend à une température quasi-constante, dans les alentours de $22 \text{ }^\circ\text{C}$, soit une valeur inférieure d'environ 2°C à celle obtenue avec un débit plus élevé de $312 \text{ m}^3/\text{h}$. La température à l'intérieur de tube monitoré chute en dessous de $25 \text{ }^\circ\text{C}$ au-delà des premiers 40m. Le puits canadien étudié peut donc être considéré efficace pour une longueur de tube enterré de 40 m si l'air y est soufflé avec un débit de $244 \text{ m}^3/\text{h}$. Cette longueur, que nous considérons comme efficace est très inférieure à celle correspondante à un débit d'air de 30 % plus élevé comme constaté dans la section précédente consacrée aux résultats du débit de $312 \text{ m}^3/\text{h}$. Nous constatons ainsi qu'en réduisant le débit d'air d'environ 30 %, la longueur efficace de tube enterré est réduite de 50 %. Ce résultat est d'autant plus intéressant qu'un débit élevé entraîne une vitesse plus grande (en gardant la même section) et donc des pertes de charge plus importante entraînant une consommation d'énergie plus élevée par le ventilateur. Notons que dans notre cas les débits étudiés de $244 \text{ m}^3/\text{h}$ et $312 \text{ m}^3/\text{h}$ correspondant à des vitesses de l'air respectives de $3,8 \text{ m/s}$ et $4,9 \text{ m/s}$ dans le tube de 15 cm de diamètre interne.

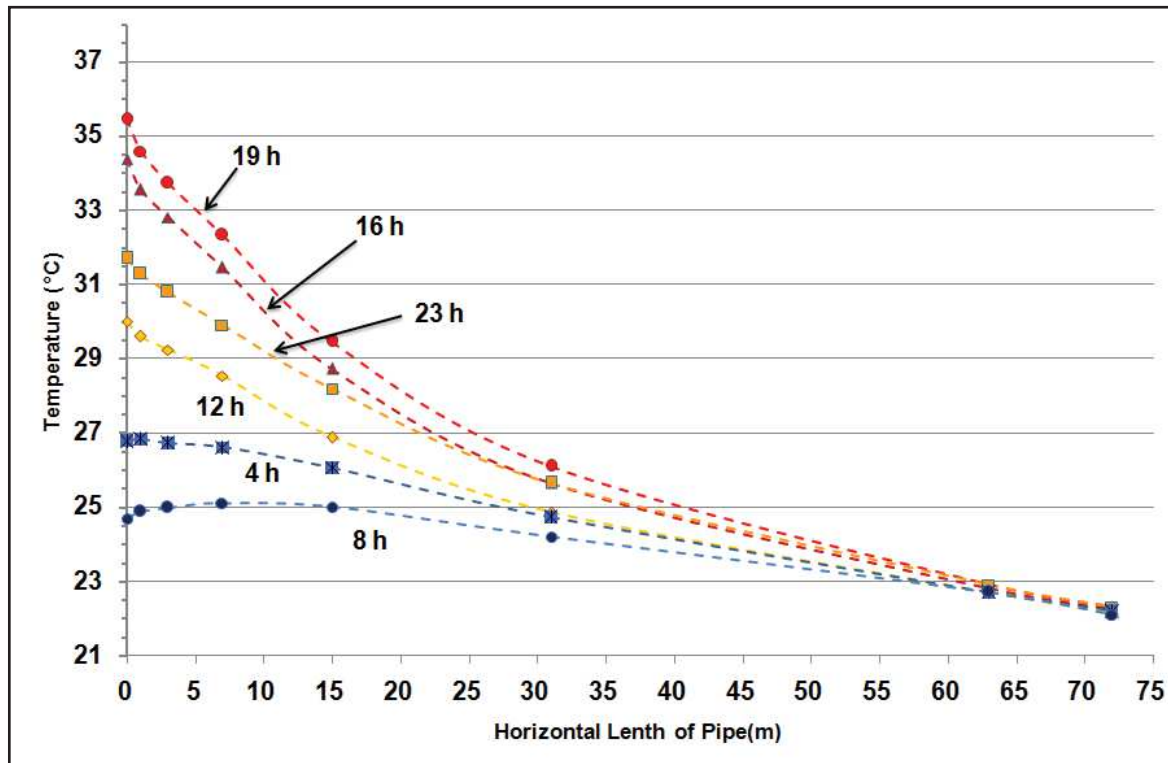


Figure.III.25.Profils de température de l'air dans la partie horizontale du tube. Journée du 05 /07/13 /244 m³/h (44 W)

III.7.7.Bilan hydrique

Pour vérifier l'éventuelle présence d'une condensation de la vapeur d'eau contenu dans l'air sur les parois du tube enterré durant la période du monitoring nous avons calculé l'humidité absolue ω à l'entrée et dans la bouche du soufflage à partir des données de l'humidité relative mesurées par les datalogger TESTO 174H.

Les équations utilisées pour le calcul de l'humidité absolue sont les suivantes :

$$\omega = 0,622 \frac{P - P_{as}}{p_{as}} = 0,622 \frac{P_v}{P - P_v} \quad (III.5)$$

où :

ω : Humidité absolue en kg/kg_{as}

P (Pression atmosphérique), P_{as} (Pression de l'air sec) et P_v (Pression de vapeur) en Pa

Avec :

$$\phi = \frac{P_v}{P_{sat}(t)}$$

ϕ : Humidité relative en (%)

$$\text{Log}_{10}(P_{sat}) = \frac{7,625 * t}{241 + t} + 2,7877 \quad (III.6)$$

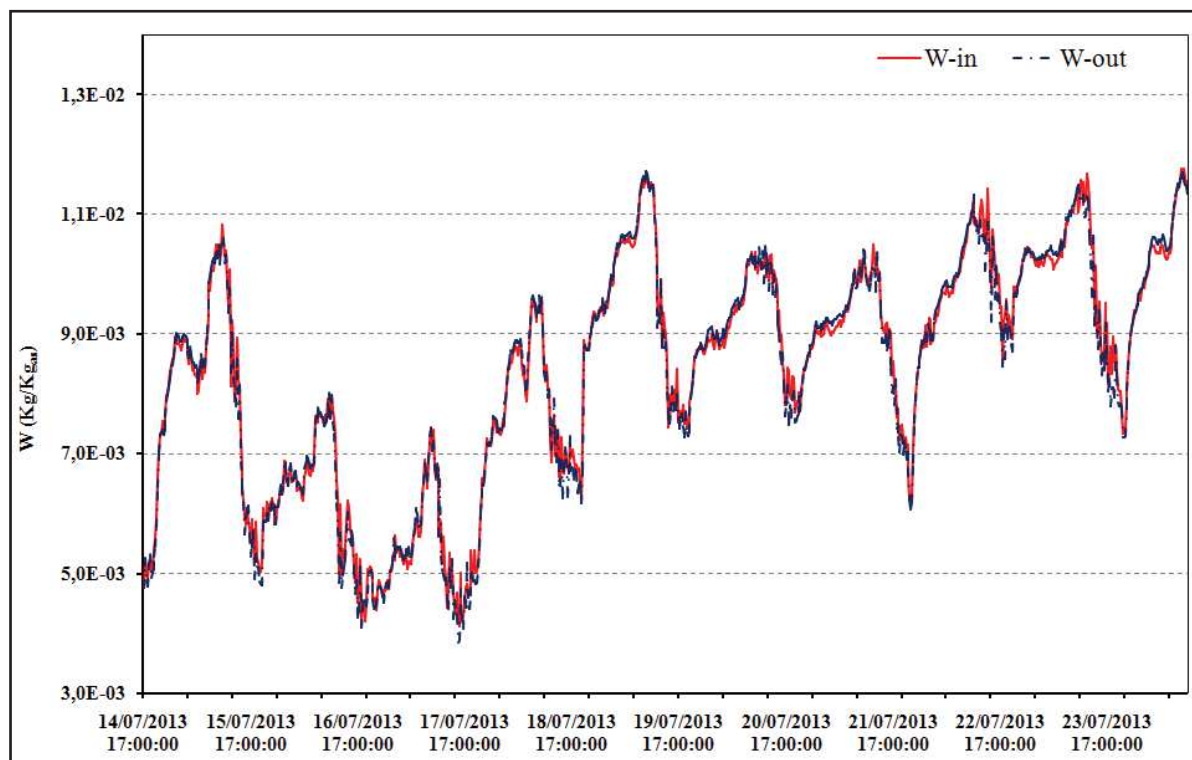


Figure.III.26 : Variation de l'humidité absolue de l'air entre l'entrée du puits et la bouche du soufflage.

La figure III.26 présente la variation de l'humidité absolue entre l'entrée du puits et la bouche du soufflage pour la période de 14 /07 au 23 /07/2013. On constate que les deux courbes sont en parfaite concordance. Par ailleurs, le bilan hydrique du tube montre un écart relatif entre l'humidité absolue à l'entrée de tube ω_{in} et l'humidité absolue à sa sortie ω_{out} inférieure à 9%. L'erreur de mesure sur l'humidité relative est de 3% (selon le constructeur des dataloggers) L'écart relatif entre ω_{in} et ω_{out} est inférieur à l'erreur relative sur ω , on peut donc considérer que $\omega_{in} \approx \omega_{out}$. et par la suite aucune condensation ne s'est produite au sein du tube. Cette conclusion est appuyée par le niveau des températures de rosée correspondant à l'écart le plus grand entre ω_{in} et ω_{out} qui est dans une marge entre 6 °C et 12 °C. Le sol de Marrakech à 3 m ne peut pas être à ce niveau de température.

III.8 Confrontation des résultats : mesure et prédiction

Nous avons fait une comparaison entre les résultats des mesures et des simulations pour le profil de température en fonction du temps pour les différents points de mesure : 1m, 3m, 15m, 31m, 63m et 72m, et ce pour les deux débits de fonctionnement 244 m³/h et 312 m³/h. Ensuite nous avons choisi quelques dates typiques pour confronter encore les résultats des simulations et ceux des mesures, en traçant le profil de température en fonction de la longueur du tube, pour les débits de fonctionnement 244 m³/h et 312 m³/h.

a) Profil de température en fonction du temps

La figure III.26 présente une comparaison des profils de température de l'air en fonction du temps pour la période de 07/07/13 à 00h jusqu'au 23/07/13 à 23 h, pour les positions axiales dans le tube de 1m et 72m. Le fonctionnement était avec un débit de 312 m³/h. Durant cette

période deux arrêts involontaires ont été enregistrés pour le fonctionnement du ventilateur, le premier arrêt est survenu le 09/07/13 entre 20h00 et 22h30 et le deuxième le 10/07/13 entre 5h45 et 9h15.

La figure III.27 présente une comparaison des profils de température en fonction du temps pour la période de 29/06/13 à 12h jusqu'au 05/07/13 à 23 h, pour les positions axiales dans le tube de 1m et 72m. Le fonctionnement était avec un débit de 244 m³/h. Sur ces deux figures, on constate une excellente correspondance entre les résultats de simulations et ceux de la mesure avec une erreur type de l'ordre de 0,2°C pour une la position axiale 1m et 0,3°C pour la position axiale 72 m. Pour les autres positions axiales, on constate la même correspondance avec une erreur type qui ne dépasse 0,4°C.

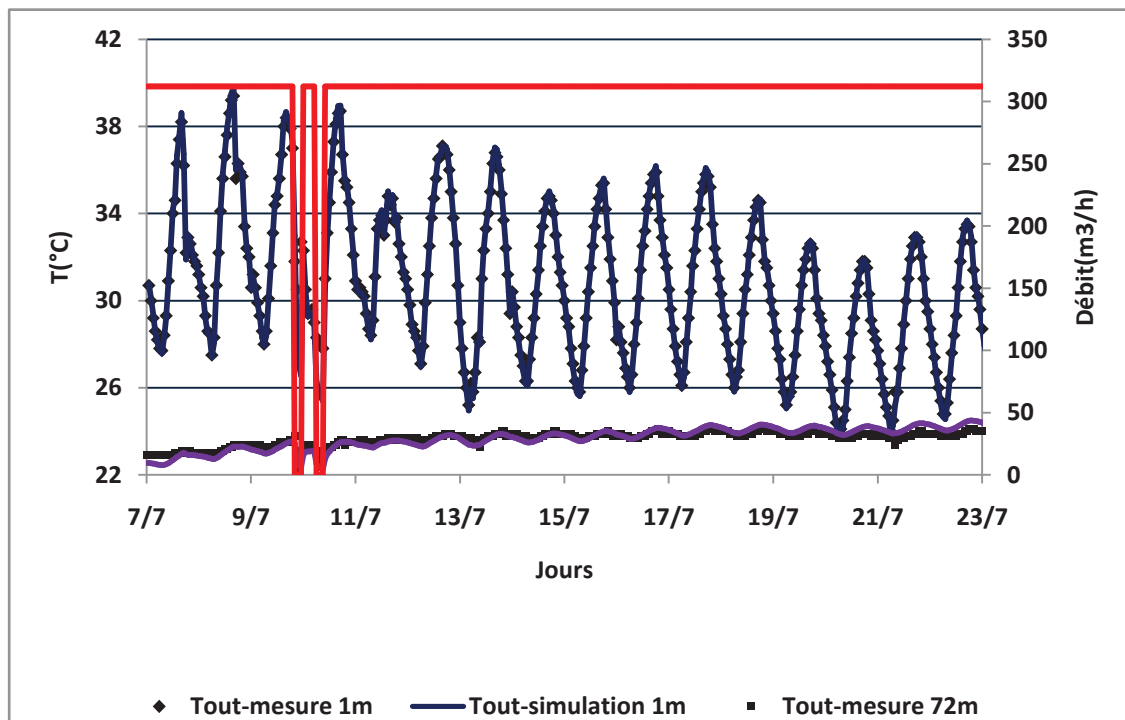


Figure.III.26 : Évolution dans le temps des températures moyennes horaires de l'air mesurées et simulées pour les positions axiales dans le tube 1m et 72m avec un débit d'air de 312 m³/h.

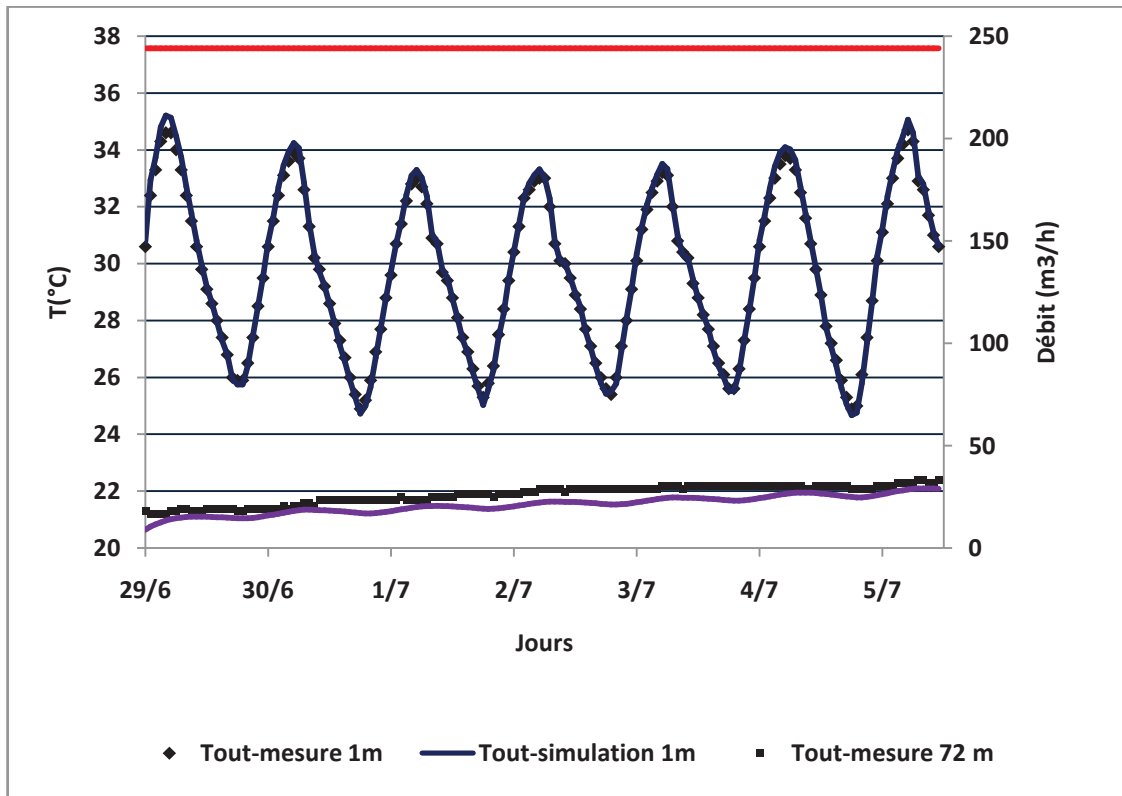


Figure.III.27 : Évolution dans le temps des températures moyennes horaires de l'air mesurées et simulées pour les positions axiales dans le tube 1m et 72m avec un débit d'air de 244 m³/h.

b) Profil de température en fonction de la position dans le tube

Les figures III.28 et III.29 présentent une comparaison entre les résultats de simulation et de mesure de la température moyenne horaire de l'air le long du tube pour deux journées typiques le 05/07 et le 15/07/2013 où le fonctionnement était avec un débit de 312 m³/h et 244 m³/h. On voit sur ces figures que les résultats de simulation et de mesure concordent surtout durant les heures chaudes de la journée. L'écart entre ces résultats est plus net dans les premiers mètres du tube. Cet écart s'évanouie vers la sortie de tube. Notons que la simulation en générale, sous-estime la température de l'air. Cette sous-estimation est flagrante durant les premières heures de la journée pour lesquelles la simulation n'est pas capable de prédire le léger réchauffement de l'air durant les 10 à 15 premiers mètres de tube

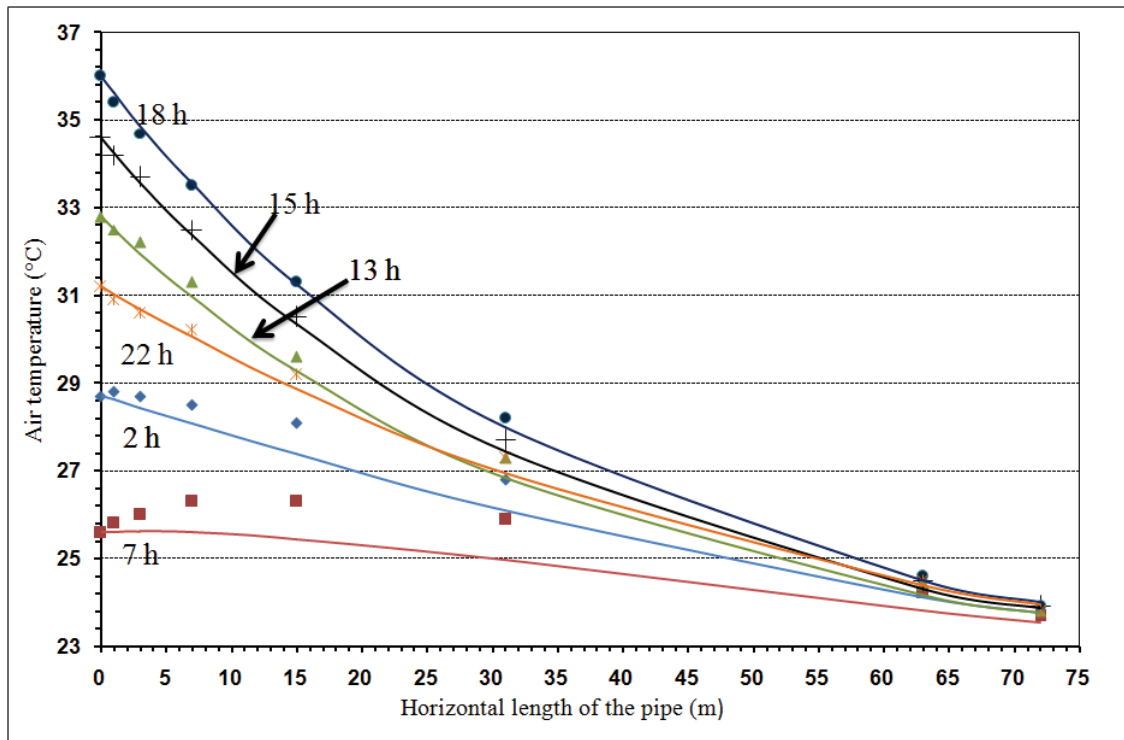


Figure.III.28. Comparaison des profils de température de l'air mesurée (symboles) et simulée (lignes continues) dans la partie horizontale du tube. Journée du 15 /07/13 pour un débit d'air de $312\text{m}^3/\text{h}$

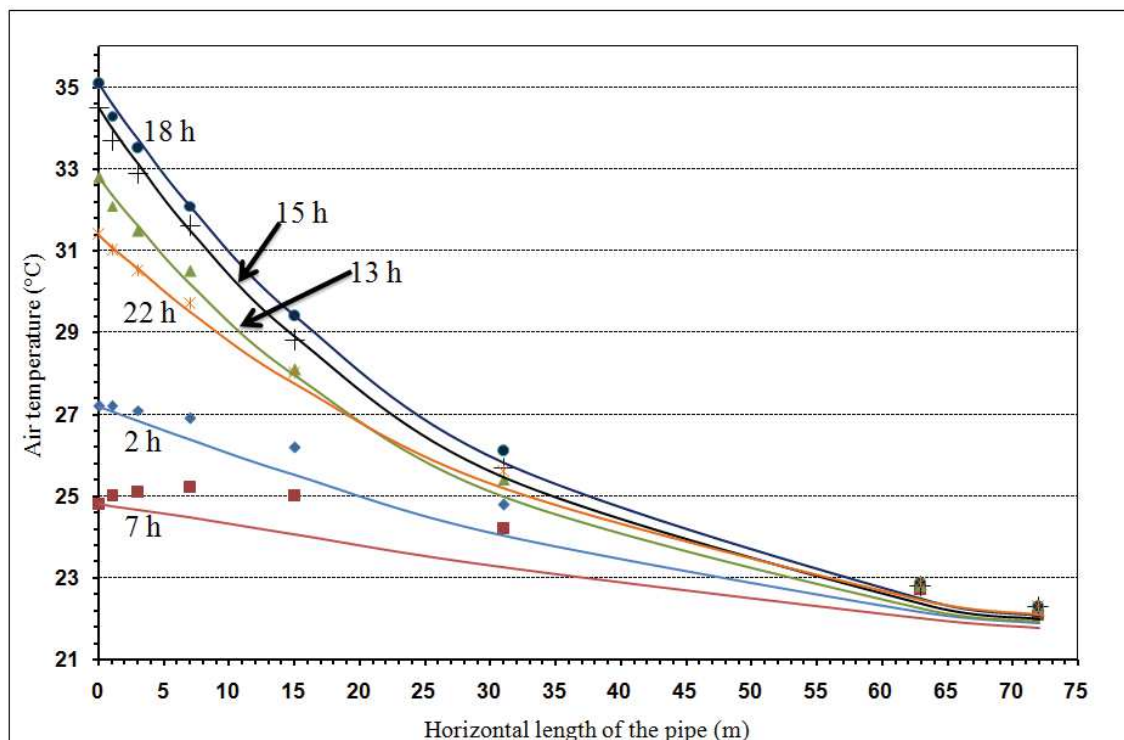


Figure.III.29. Comparaison de température de l'air mesurée (Symboles) et calculée (lignes continues) dans la partie horizontale du tube. Journée du 05/07/2013 pour un débit d'air de $244\text{m}^3/\text{h}$.

L'écart entre les températures de l'air mesurées et simulées en deux positions axiales du tube est analysé durant toute la période de 24 jours complets de monitoring (30/06 au 23/07/2013) sur la figure III.30. Cette figure permet de résumer les principaux résultats de la validation du code de calcul utilisé (Type 460 de TRNSYS) comme suit :

- En moyenne, le code de calcul a une légère tendance à sous-estimer la température de l'air dans le tube ; en particulier durant les 10 premiers jours du fonctionnement. Cependant l'écart moyen entre les mesures et la simulation reste toujours inférieure à 0,5°C. Cet écart diminue drastiquement vers la sortie de tube.
- L'écart absolu moyen entre la mesure et la simulation reste aussi inférieur à 0,5°C et décroît à 0,2°C à la sortie de tube ($x=72\text{m}$).
- Exceptionnellement, l'écart absolu entre la mesure et la simulation atteint un maximum de 1,3°C à une position axiale de 7m, mais cet écart ne dépasse pas 0,6°C à la sortie de tube ($x=72\text{m}$).

Les résultats excellents constatés à la confrontation des mesures et la simulation, confirme la robustesse du modèle mathématique et de la méthode numérique intégrée dans le code de calcul utilisé (Type 460 de TRNSYS). Cette validation montre que le Type 460 prédit correctement la température de l'air au sein d'un tube enterré et, de manière excellente, à sa sortie dans le cas où la surface du sol au dessus du tube est soumise aux perturbations météorologique. Cette validation particulière semble n'avoir pas été entreprise auparavant dans la littérature.

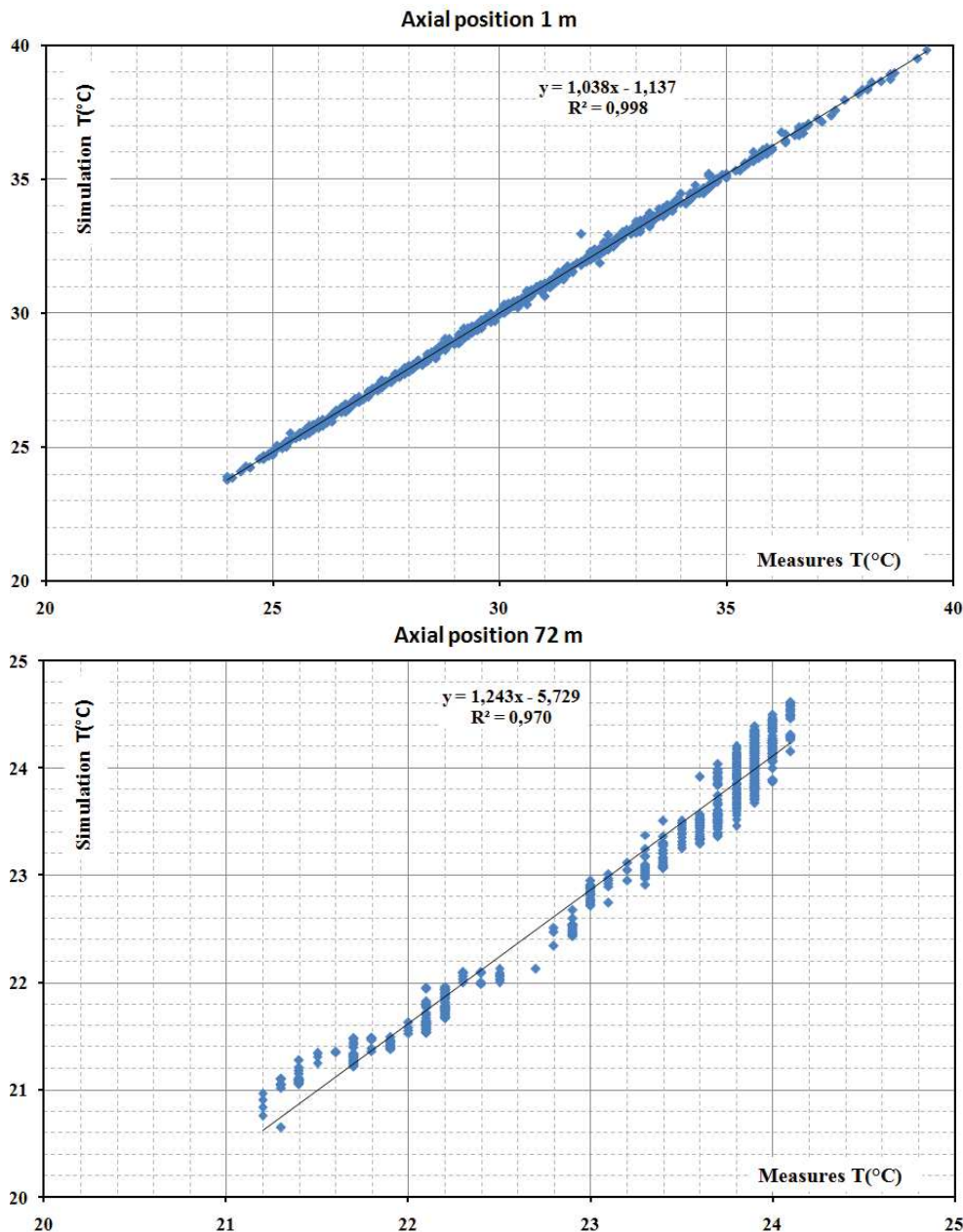


Figure.III.30 : Confrontation des résultats de mesure et de la simulation pour la durée du monitoring, pour les positions axiales 1m et 72m.

III.9 Conclusion

Dans ce chapitre nous avons présenté de manière détaillée les résultats du monitoring réalisé tout au long de ce projet de thèse. La confrontation des résultats expérimentaux avec le la simulation numérique via le Type 460 de TRNSYS a révélé une très bonne concordance entre ceux-ci. Les résultats expérimentaux de la période du monitoring qui a duré au total 39 jours durant l'été 2013 ont montré que ce système procure à la sortie du puits canadien étudié une température et une humidité de l'air de sortie dans la zone du confort thermique. En effet, quand la température extérieure dépasse 40 °C, la température à la sortie de tube enterré est quasi-constante et égale à de 22°C pour le débit 244 m³ /h et 25°C pour le débit de 312m³/h, avec une humidité relative autour de 50 %. La réduction de température qui atteint 19,8 °C et 16,3°C respectivement pour les débits 244 m³/h et 312 m³/h. La suite du travail qui fera

l'objet du chapitre suivant, se focalise sur l'analyse par simulation numérique des performances du puits canadien pour le rafraîchissement passif dans un bâtiment résidentiel.

Chapitre IV : Performances thermiques et étude de sensibilité d'un échangeur air-sol pour le rafraîchissement de l'air.

IV.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous étudions les performances de rafraîchissement de l'échangeur air-sol installé dans la maison AMYS située dans la banlieue de Marrakech. Une étude de sensibilité, utilisant la méthode de (Sobol' 2001), de la performance thermique de l'échangeur durant la saison chaude (Mai-Septembre) permet de dégager les paramètres les plus influents. Nous déterminons ainsi, les paramètres qui présentent des interactions mutuelles et aussi les plus influents entre eux. Ce choix nous permettra de diminuer considérablement le nombre de simulations à réaliser pour mener correctement l'étude paramétrique (généralement très couteuse en temps de calcul). L'étude de sensibilité a été réalisée avec un couplage entre le langage de programmation Python doté d'un module d'analyse de sensibilité et le TYPE 460 du logiciel TRNSYS dédié à la simulation des échangeurs de chaleur air-sol. Par la suite, une étude paramétrique sur l'énergie sensible totale perdue par l'air lors de son passage dans l'échangeur est réalisée en fonction des paramètres les plus influents.

IV.2 Performance thermique de l'échangeur AMYS

Dans cette partie, nous présentons et analysons les résultats de la simulation numérique de l'échangeur air-sol étudié. Pour cette simulation, nous avons utilisé le code de calcul de Type 460 de TRNSYS expérimentalement validé dans le chapitre précédent. L'échangeur a été opéré avec un seul tube ou trois tubes. Le débit de soufflage a été pris égal à 312 m³/h par tube. L'air ambiant est soufflé de manière continue 24h/24 durant une année complète. Les données météorologiques considérées sont celles mesurées sur site comme mentionné dans le chapitre 3, durant la période de 01/07/2013 à 30/06/2014. Mentionnons que les simulations ont été réalisées sur deux années consécutives (avec le même fichier météo) pour assurer un bon conditionnement thermique du système dont la température initiale est prise égale à la moyenne annuelle, qui est ici de 20.1°C. Les résultats présentés ici sont ceux obtenus en deuxième année de simulation.

Dans la suite nous analysons les performances thermiques de l'échangeur air-sol AMYS à travers la température à sa sortie et sa capacité de refroidissement.

IV.2.1.Évolution de température de sortie de l'échangeur

La figure IV.1 présente l'évolution sur une année complète de la température de sortie de l'échangeur air-sol AMYS en fonctionnement un ou trois tubes avec un débit d'air de 312 m³/h par tube. Rappelons que les parties verticales des tubes constituant l'échangeur ne sont pas prises en compte dans la simulation. Les données météorologiques sont ainsi appliquées à l'entrée de la partie horizontale de chaque tube et la température de sortie considérée ici est celle obtenue à la sortie de la partie horizontale de chaque tube. Dans le cas du fonctionnement de l'échangeur avec trois tubes, la température de sortie présentée ici est la moyenne des trois tubes, en gardant à l'esprit que les tubes n'ont pas le même comportement thermique du fait de l'interaction mutuelle. La température moyenne horaire de l'extérieur est aussi reportée sur la figure IV.1.

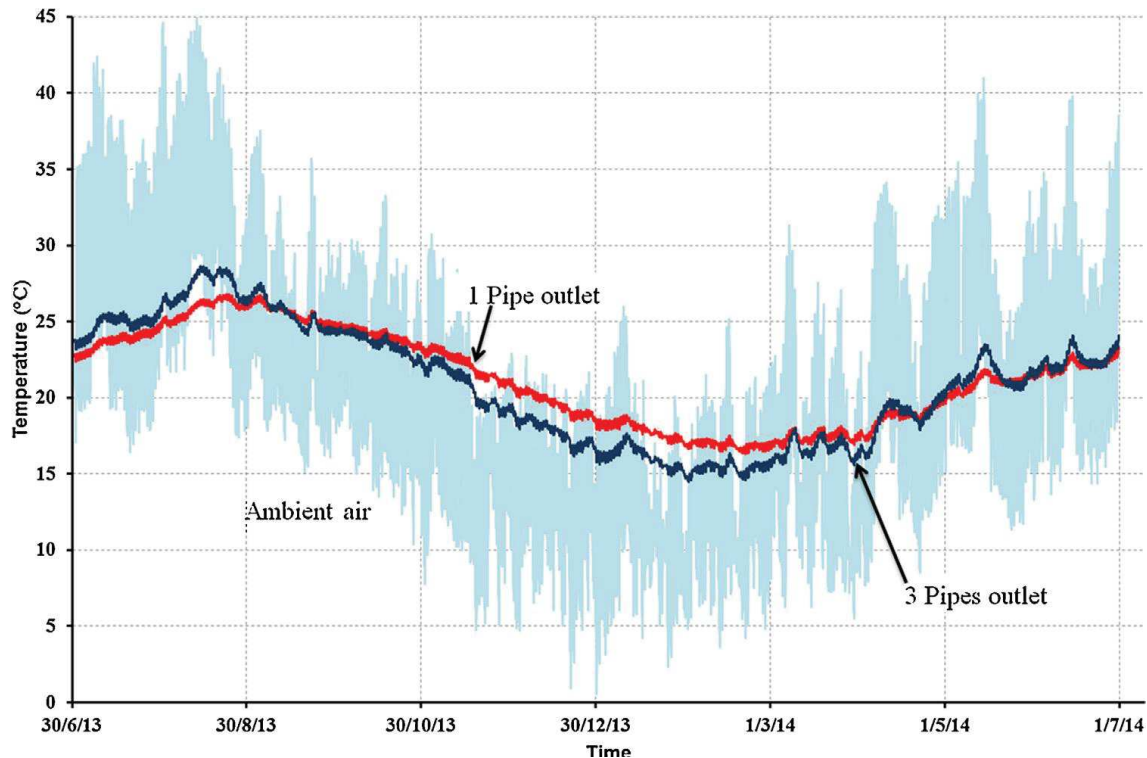


Figure IV.1 : Évolution sur une année de la température moyenne horaire de l'air ambiant et à la sortie des tubes enterrés de l'échangeur de l'échangeur air-sol AMYS en fonctionnement continu avec un débit d'air de 312 m³/h

La figure IV.1 montre qu'alors que la température de l'air ambiant varie entre 45°C, à l'heure la plus chaude de l'année, et 0,5°C, à l'heure la plus froide de l'année, la température de sortie de l'échangeur air-sol AMYS reste, durant toute l'année, entre 16.7 °C et 26.5°C (pour 1 tube) et entre 14.5°C et 28.7 °C (pour 3 tubes). Les minimums annuels de la température moyenne horaire calculée à la sortie de l'échangeur se produisent le 20/02/2014 et le 31/01/2014 respectivement pour un fonctionnement avec 1 et 3 tubes, alors que les maximums annuels de cette température se produisent respectivement le 23/08/2013 et le 14/08/2013. Par conséquent, la demi-amplitude annuelle (i.e. la moitié de la différence entre le maximum et le minimum annuel) de la température moyenne horaire à la sortie de l'échangeur est respectivement 5,3°C et 7,1°C pour 1 et 3 tubes. Il est donc clair que l'amortissement annuel de la température de l'échangeur à 3 tubes est légèrement plus faible. Cependant, l'amortissement journalier de la température moyenne horaire de sortie de l'échangeur air-sol n'est pas affecté de manière significative par le nombre de tubes en fonctionnement. En parallèle à ces amortissements, notons le déphasage des extrêmes qui est légèrement plus faible avec un fonctionnement en 3 tubes.

IV.2.2. Capacité de refroidissement de l'échangeur air-sol

La figure IV.1 montre que, durant les mois chauds de l'année (Mai-Septembre), alors que le maximum de la température de l'air extérieur oscille entre 45°C et 25°C, l'échangeur de chaleur air-sol AMYS procure de l'air frais à une température pratiquement constante durant la journée et qui est dans l'intervalle 19,6°C-26,8°C (1 tube) et 20°C -28,6°C (3

tubes). Ces températures même si elles semblent élevées pour certaines journées, sont tout à fait acceptable pour le confort thermique résidentiel di fait des faibles humidités relatives associées comme cela a été vérifié dans l'étude expérimentale. Durant l'une des journées les plus chaudes de la période considérée pour laquelle la température de l'air extérieur atteint 44.6°C (31/07/2013), l'échangeur AMYS fournit de l'air frais à 25,1°C (1 tube) et 26,3°C (3 tubes) faisant ainsi chuter la température de l'air y circulant de 19,5°C et 18,3°C respectivement. La chute de température de l'air réalisé par l'échangeur de chaleur air-sol peut être analysée en termes de "Capacité spécifique de refroidissement". Cette dernière exprime la chaleur perdue par l'air en contact avec le tube par unité de surface de contact. Elle est définie comme suit (Shukla et al. 2006) :

$$Q_{cooling} = \frac{\dot{m}_{air} \cdot c_{air} \cdot (T_{in} - T_{out})}{S_l} \quad (IV.1)$$

Où S_l est la surface totale intérieure des tubes qui contribue au transfert thermique entre les tubes et l'écoulement d'air les parcourant. Le débit massique d'air considéré dans l'équation IV.1 est le débit total dans les tubes en opération.

Le maximum de la capacité spécifique de refroidissement de l'échangeur air-sol AMYS calculé durant la période considérée est de 58,2 w/m² (1 tube) 54,6 w/m² (3 tubes). Ces valeurs en accord avec les résultats expérimentaux disponibles dans la littérature et analysés par Santamouris et Kolokosta (Santamouris & Kolokotsa 2013). Notons par ailleurs que la valeur moyenne de la capacité spécifique de refroidissement de l'échangeur étudié calculée durant la saison chaude (Mai-Septembre) est de 19,9w/m² (1 tube) et 18,5 w/m² (3 tubes).

En complément à l'analyse ci-dessus, la figure IV.2 présente la variation de la capacité spécifique de refroidissement moyenne horaire de l'échangeur AMYS calculée durant une journée typique d'été (15/07/2013). L'échangeur a fonctionné avec 1 ou 3 tubes avec un débit d'air de 244 ou 312 m³/h par tube. La température moyenne horaire de l'air ambiant, mesurée par la station météo installée in-situ, est aussi reportée sur la figure IV.2. Cette figure montre que :

- Quand le débit d'air est augmenté de 244 à 312 m³/h la capacité de refroidissement augmente de manière proportionnelle.
- Quand le fonctionnement de l'échangeur passe de 1 à 3 tubes, la capacité spécifique de refroidissement subit une légère baisse due à l'interaction entre les tubes.

Il s'en suit que la capacité de refroidissement augmente avec le débit d'air et diminue avec l'augmentation du nombre des tubes en fonctionnement. Rappelons tout de même, que le niveau de température de sortie de l'échangeur s'élève quand le débit d'air est augmenté comme motionné dans l'étude expérimentale (Chapitre 3).

En conclusion, nous pouvons affirmer que nos résultats montrent que l'échangeur de chaleur air-sol est un système efficace pour le refroidissement de l'air dans le bâtiment dans des climats chauds et semi-aride tel que celui de Marrakech. Ce système procure ainsi un niveau de température acceptable pour l'être humain durant les 5 mois de saison chaude à Marrakech.

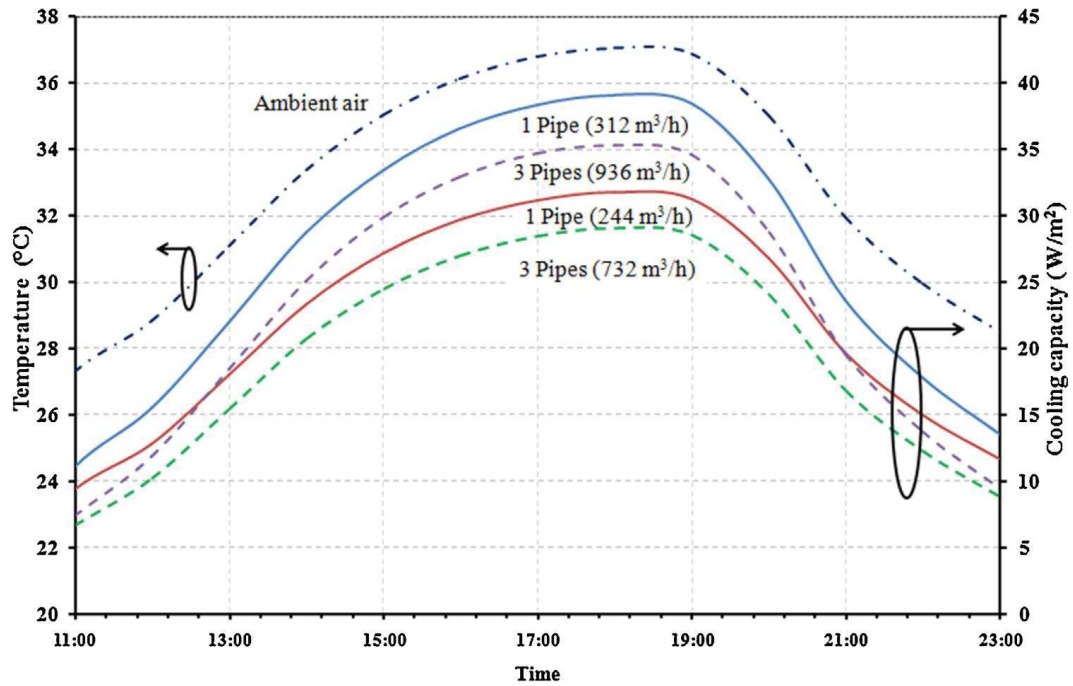


Figure IV.2 : Variation de la température de l'air extérieur et de la capacité spécifique de refroidissement de l'échangeur AMYS calculée durant la journée du 15/07/2013.

IV.2.3. Performances de chauffage de l'échangeur air-sol

Concernant les performances de l'échangeur AMYS pour le chauffage de l'air, la figure IV.1 révèle que durant les mois froids (Décembre- Février), quand la température de l'air extérieur oscille entre $0,1^{\circ}\text{C}$ et $11,8^{\circ}\text{C}$, l'échangeur AMYS procure de l'air chauffé à un niveau de température situé dans l'intervalle $16,3\text{-}25^{\circ}\text{C}$ (1 tube) et $14,5\text{-}24,6^{\circ}\text{C}$ (3 tubes), pour un débit de fonctionnement de $312\text{m}^3/\text{h}$ par tube. En principe, on peut affirmer que l'échangeur de chaleur air-sol peut être considéré comme un système adapté au chauffage de l'air des bâtiments dans un climat continental avec des hivers doux à froids comme celui de Marrakech. Cependant, dans le cas particulier de la maison AMYS, considérée dans cette étude, il a été montré que, grâce aux gains solaires et à l'isolation thermiques de son enveloppe ainsi qu'à son inertie thermique, l'air à l'intérieur de cette maison ne descend jamais en dessous de 19°C (Benhamou & Bennouna 2013). L'échangeur de chaleur air-sol n'est donc pas nécessaire pour maintenir des conditions de confort thermique dans la maison AMYS en hiver.

IV.3 Positionnement de la méthode

Les méthodes d'analyse de sensibilité permettent de traiter l'effet des paramètres d'entrée et de leur incertitude vis-à-vis des résultats à la sortie. En somme, elles permettent de déterminer comment un modèle numérique répond à des variations intervenant sur ses entrées.

Les méthodes d'analyse de sensibilité globale s'intéressent à étudier l'effet des paramètres incertains, sur l'intégralité de leur intervalle de variation sur la sortie du modèle. Elles permettent de prendre en compte la distribution de probabilité de chaque entrée et de faire varier tous les paramètres à la fois. Dans le cas de la méthode de Sobol, la sensibilité de

la sortie par rapport aux paramètres incertains est donnée par des indices de sensibilité qui sont de différents ordres (Sobol' 2001):

- • Un indice de sensibilité du 1^{er} ordre qui permet d'étudier l'effet d'un paramètre seul, sur son intervalle de variation, sur la sortie.
- • Un indice de sensibilité du 2nd ordre qui permet d'étudier l'effet des interactions de 2 paramètres sur la sortie.
- • Un indice de sensibilité d'ordre total, introduit par (Saltelli et al. 2008), qui permet d'étudier l'effet du paramètre seul et les effets de son interaction avec tous les autres paramètres sur la variation de la sortie.

La méthode de Sobol est basée sur le calcul de la contribution de chaque paramètre à la variance de la sortie. Donc cela revient à étudier de combien la variance de "y" décroît si la variable "x_i" est fixée à une valeur x_i* : $V(y | x_i = x_i^*)$. Il s'agit de calculer son espérance pour toutes les valeurs possibles de x_i: $E(V(y | x_i))$. Ainsi, plus la variable "x_i" est importante vis-à-vis de la variance de "y", plus cette quantité sera petite. En tenant compte de l'expression de la variance totale donnée par :

$$V(y) = E(V(y | x_i)) + V(E(y | x_i)) \quad (IV.2)$$

Nous pouvons utiliser de façon équivalente la quantité $V(E(y | x_i))$ qui sera plus grande lorsque la variable "x_i" est importante vis-à-vis de la variance de "y". L'indice de sensibilité de premier ordre qui quantifie la part de la variance de "y" due à la variable "x_i" est alors donné par l'expression suivante :

$$S_i = \frac{V(E(y | x_i))}{V(y)} \quad (IV.3)$$

(Sobol' 2001) a introduit cet indice en décomposant la fonction en une somme de fonctions de dimensions croissantes, ou représentation ANOVA (ANalysis Of VA riance) depuis:

$$Y = f(x_1, \dots, x_n) = f_0 + \sum_i f_i(x_i) + \sum_{i < j} f_{ij}(x_i, x_j) + \dots + f_{12\dots n}(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (IV.4)$$

Puis il s'est basé sur la décomposition de la variance pour définir les indices de sensibilité d'ordre supérieur à 1 :

$$V = \sum_{i=1}^n V_i + \sum_{i < j} V_{ij} + \dots + V_{1\dots n} \quad (IV.5)$$

Par suite, l'indice de 2^{ème} ordre est donné par :

$$S_{ij} = \frac{V_{ij}}{V} \quad (IV.6)$$

L'expression de l'indice d'ordre total est alors :

$$S_T = \sum_i S_i \quad (IV.7)$$

Les indices de Sobol sont appréciés, car ils sont synthétiques et faciles à interpréter :

- Si l'indice du 1er ordre, S_i , est grand, le paramètre x_i est influent sur y . La réciproque n'est pas vraie.
- Si l'indice d'ordre total, S_{Ti} , est faible, le paramètre x_i n'a qu'une faible influence sur y .
- Si l'indice du premier ordre est faible, mais que l'indice total est fort, ce sont des effets d'interaction entre les variables qui donne son l'influence à x_i .

Le signe de l'indice du 1er ordre, S_i nous renseigne sur le sens de la variabilité de la sortie vis-à-vis du paramètre mis en question. Si ce signe est positif, alors la sortie augmente en augmentant la valeur de ce paramètre, et si cet indice est négatif c'est l'inverse.

La méthode de propagation des distributions par échantillonnage de Monte-Carlo permet d'obtenir directement la distribution statistique de la variable d'intérêt. Sa mise en place ne repose sur aucune hypothèse simplificatrice. Son application nécessite de générer, par tirage aléatoire, "n" échantillons de "x" en respectant les densités de probabilité et les éventuelles corrélations entre les variables.

IV.3.1. Application de la méthode Sobol à un échangeur air-sol

Dans ce travail nous nous sommes intéressés à étudier l'effet de 8 paramètres sur l'écart de la température maximum entre l'entrée et la sortie de l'échangeur :

- Longueur du tube ;
- Diamètre du tube ;
- Profondeur d'enfouissement des tubes ;
- Débit d'air ;
- Conductivité thermique du sol ;
- Capacité thermique du sol ;
- Nombre de tubes;
- Distance entre les tubes.

Pour le climat de Marrakech, il a été montré que l'échangeur air-sol a un potentiel de rafraîchissement durant l'été plus élevé par rapport à son potentiel de chauffage en hiver [Bouhess et al, 2013]. Par conséquent, l'analyse de sensibilité est réalisée pour la saison chaude (Mai - Septembre), avec un fichier météo standard de Marrakech, dit TMY (*Typical Meteorological Year*) représentant statistiquement les variations météorologiques sur une période d'au moins 10 ans. Ainsi, afin que notre étude soit représentative du climat de Marrakech, nous avons utilisé les données météorologiques typiques issues d'une analyse statistique par le logiciel METEONORM des grandeurs météorologiques mesurées par MÉTÉO MAROC ou estimées à partir de données satellitaires l'analyse statistique réalisée sur une longue période (10 ans et plus) permet d'établir une année météorologique typique (TMY). Les grandeurs météorologiques ainsi considérées sont :

- La température et l'humidité relative : mesurées sur le site de l'aéroport MARRAKECH-MENARA par MÉTÉO MAROC. Leur analyse statistique a été réalisée sur la période de 2000-2009. Leurs incertitudes sont 0.3°C et 5%.
- Le rayonnement solaire global sur un plan horizontal, mesuré sur le site de l'aéroport MARRAKECH-MENARA par MÉTÉO MAROC ou, le cas échéant, estimé à partir de données satellitaires. Son analyse statistique a été réalisée sur la période de 1986-2005. Son incertitude est de 5%.

Les figures IV.3 et IV.4 présentent les moyennes mensuelles de l'année météorologique typique établie à l'aide du logiciel METEONORM.

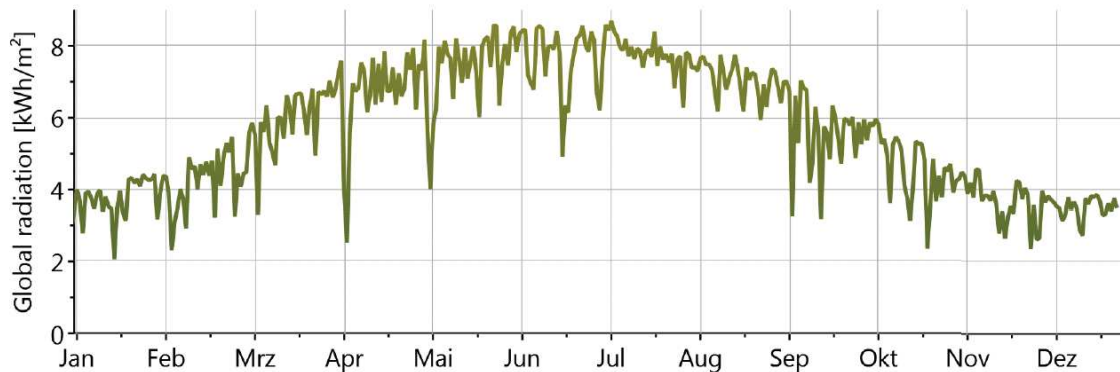


Figure IV.3 : Moyenne mensuelle du rayonnement solaire global et diffus représentant une année météorologique typique de Marrakech [Source : METEONORM]

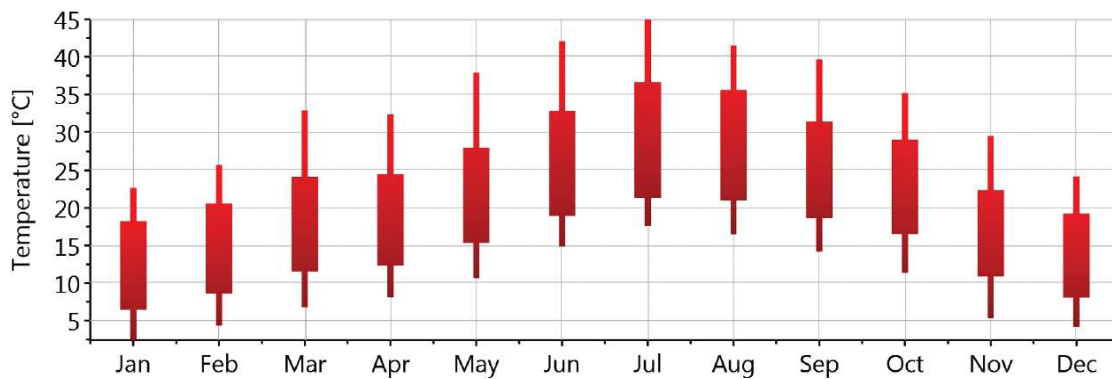


Figure IV.4 : Moyenne mensuelle de la température représentant une année météorologique typique de Marrakech [Source : METEONORM]

Rappelons que, pour assurer un bon conditionnement thermique du système dont la température initiale du sol est prise constante est égal à la température moyenne annuelle (qui est dans le cas présent de TMY de 20,3°C), les simulations sont réalisées sur deux années avec le même fichier météo. Les résultats présentés ici sont ceux de la deuxième année.

Afin de mener l'étude de sensibilité, nous avons réalisé un couplage entre le langage de programmation Python et le code de calcul TYPE 460 de TRNSYS de simulation des échangeurs de chaleur air-sol. En exploitant le module SALib (Sensitivity Analysis Library) dédié à l'analyse de sensibilité, nous avons réalisé un script avec un échantillonnage initial de

$n = 100$ et un nombre de paramètres $p = 8$. Au total un nombre $N = n \cdot (p+2) = 1000$ échantillons finaux vont être générés par la méthode.

La figure IV.5 présente les résultats de l'étude de sensibilité réalisée sur les 8 paramètres, par la méthode de Sobol. On constate que :

- Les paramètres les plus influents sur les performances thermiques de l'échangeur air-sol sont, dans l'ordre décroissant : la longueur du tube, la profondeur d'enfouissement, le diamètre de tube et la capacité thermique du sol.
- La distance entre les tubes a un effet très marginal sur l'usage saisonnier de l'échangeur air-sol.
- L'augmentation du diamètre, de débit et du nombre de tubes a un effet inverse sur la température à la sortie de l'échangeur.
- Les paramètres qui présentent beaucoup d'interactions avec les autres paramètres sont dans l'ordre décroissant : La longueur de tube, la profondeur d'enfouissement, le nombre de tube, la capacité thermique et le débit d'air..
- La conductivité thermique et la capacité thermique du sol ont un faible effet sur la température à la sortie pour un fonctionnement saisonnier de l'échangeur air-sol.

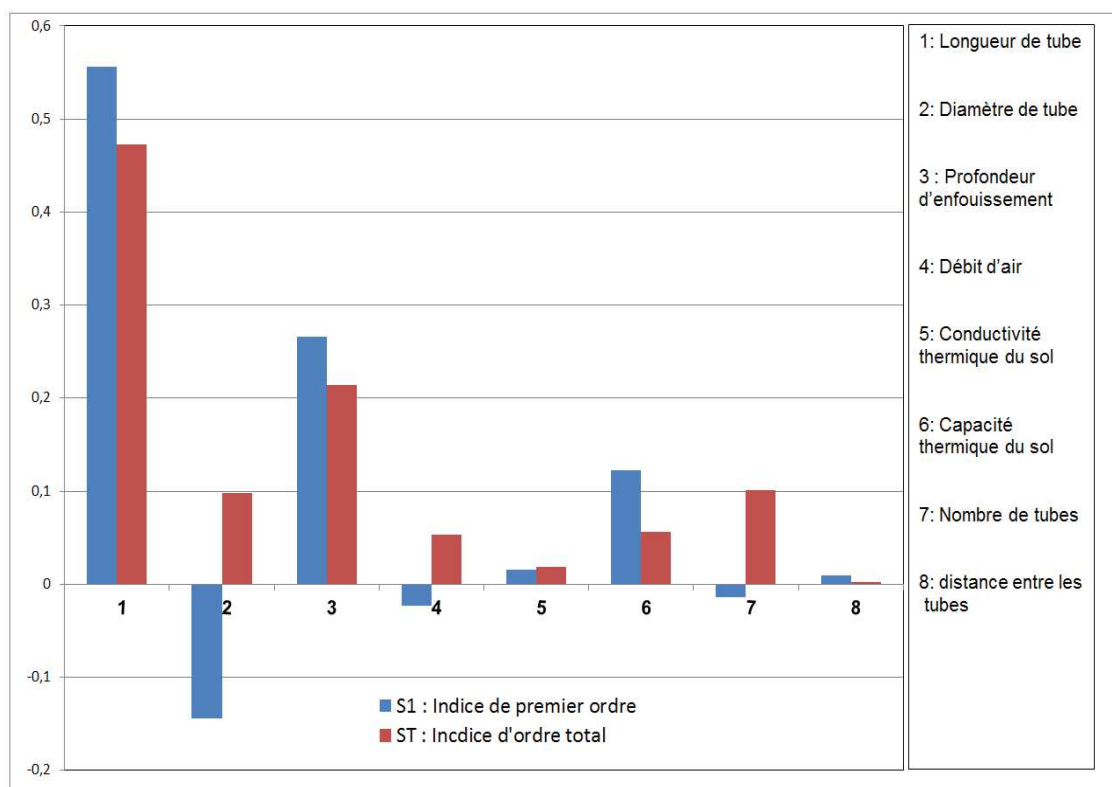


Figure IV.7 : Indices de Sobol de 1er ordre et d'ordre total de l'échangeur air-sol pour le climat de Marrakech.

IV.4 Étude paramétrique complète d'un échangeur air-sol

Plusieurs auteurs ont mené des études paramétriques sur les performances thermiques des échangeurs de chaleur air-sol afin de déterminer ceux qui sont les plus influents. Ainsi, (Mihalakakou et al. 1995) et (Lee & Strand 2008) ont étudié l'effet du diamètre des tubes,

leurs longueurs, le débit d'air et la profondeur de l'enfouissement sur la performance globale d'un échangeur air-sol sous diverses conditions durant la saison chaude. Les auteurs ont conclu que la longueur de tube et sa profondeur d'enfouissement ont un effet significatif sur la performance globale de rafraîchissement de l'échangeur air-sol. Alors que le diamètre de tube et le débit d'air affectent principalement la température du sol à l'entrée du tube. (Bansal et al. 2013) et (Misra et al 2013) ont développé un nouveau concept '*dereating factor*' afin d'évaluer l'influence de la durée de fonctionnement, la conductivité thermique du sol, le diamètre de tube et la vitesse d'écoulement sur les performances thermiques d'un échangeur air-sol. Les auteurs ont constaté que l'influence du diamètre est marginale dans un sol avec une grande conductivité thermique et que l'augmentation de la vitesse d'écoulement (i.e. le débit) entraîne une chute de la performance thermique de l'échangeur. (Woodson 2012) a présenté une étude de cas pour examiner le gradient de température du sol et le rendement des échangeurs air-sol au Burkina Faso. L'auteur a mené des expériences à des profondeurs d'enfouissement de 0.5 m, 1.0 m et 1.5 m. Il a conclu que la diminution d'environ 8 °C de la température extérieure est réalisée avec un tube de 25 m de longueur enterré à la profondeur de 1,5 m et muni d'un ventilateur de capacité de 95 m³/h. (Kabashnikov et al. 2002) ont développé un modèle mathématique qui calcule la température du sol et celle de l'air au sein de l'échangeur air-sol. L'influence de la minimisation de la distance entre les tubes sur l'efficacité de l'échangeur, ainsi que la dépendance de sa puissance thermique de la longueur des tubes, leurs diamètres, leurs profondeurs d'enfouissement, et le débit d'air. (Hollmuller 2002) a montré clairement que les variations de température de l'air extérieur sont amorties et déphasées par le sol, et ceci est d'autant plus marqué que la profondeur est grande.

Dans cette partie, nous présentons les résultats d'une étude paramétrique sur les paramètres les plus influents déterminés par l'analyse de Sobol. Les paramètres étudiés sont: la longueur de tube, la profondeur d'enfouissement, le nombre de tubes et le débit de l'air dans les tubes. Cette étude a été appliquée au cas de l'échangeur de chaleur air-sol installé à Marrakech en gardant les propriétés thermo-physiques du sol qui l'abrite et en faisant varier chacun des 4 paramètres étudiés dans un intervalle prédéterminé. Au total 540 combinaisons ont été générées. L'intervalle de variation de chaque paramètre, fournit dans le tableau IV.1, a été fixé en nous référons à nos résultats expérimentaux et numériques exposés dans les chapitres précédents.

Tableau IV.1 : intervalles de variation des paramètres.

Paramètres	Valeur minimale	Valeur maximale
Longueur (m)	30	70
Profondeur (m)	1	4
Nombre de tubes	1	3
Débit d'air (m ³ /h)	130	450

L'énergie sensible totale perdue par l'air lors de son passage dans les tubes enterrés constituant l'échangeur de chaleur air-sol étudié, est prise comme indice de performance thermique. Cette énergie sensible totale est calculée comme suit :

$$Q_s = \int \dot{m}_{air} \dot{c}_{air} (T_{in} - T_{out}) dt \quad (IV.8)$$

L'intégration dans l'équation IV.8 est calculée sur la période de 1^{er} Mai au 30 Septembre correspondante à la saison chaude considérée ici.

Les figures IV.8-12 présentent la variation de l'énergie sensible totale perdue par l'air lors dans son passage dans l'échangeur air-sol obtenue à partir de la relation IV.8. Chaque figure correspond à la variation de deux paramètres, les deux autres étant fixés aux valeurs indiquées. Le débit est le débit total de l'air traversant l'échangeur

La figure IV.8 présente la variation de l'énergie sensible totale perdue par l'air en fonction de la longueur de tube et du débit d'air. On constate que, pour des débits d'air supérieurs à environ 300 m³/h et une longueur de tube supérieure à 35 m, qu'une augmentation de la longueur entraîne une augmentation de l'énergie sensible perdue par l'air. En deçà de ces valeurs, l'augmentation de la longueur n'a pas beaucoup d'effet. En effet, pour les faibles débits, l'échange entre l'air et le sol n'est pas efficace. On peut donc en déduire qu'il y a un débit minimal de l'air qui permet un bon refroidissement de l'air circulant dans l'échangeur. Ce débit est d'environ 100 m³/h/tube. Ce qui correspond, dans notre cas, à une vitesse d'environ 1,3m/s.

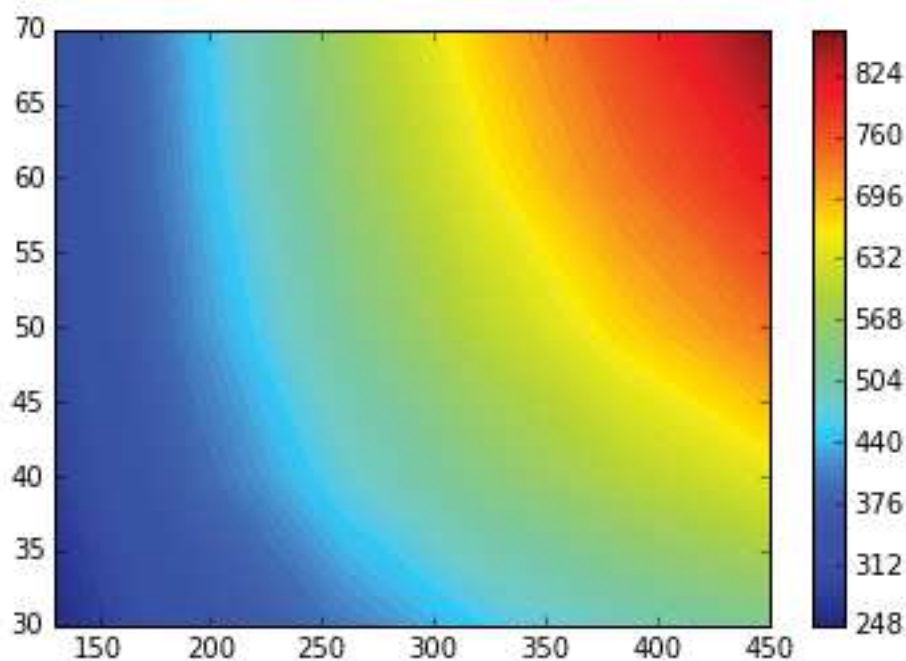


Figure IV.8 : Variation de l'énergie sensible totale perdue par l'air (en kWh) en fonction de la longueur de tube et du débit d'air. Nombre des tubes = 3 et profondeur d'enfouissement = 2,5 m.

La figure IV.9.a illustre la variation de l'énergie sensible totale perdue par l'air circulant dans l'échangeur air-sol, en fonction de la profondeur d'enfouissement et du nombre de tubes. Là aussi on constate que la profondeur d'enfouissement est un paramètre très influent. Une augmentation de cette profondeur entraîne une augmentation importante de l'énergie sensible, même si cette augmentation a tendance à se stabiliser au-delà de 3m. L'augmentation du nombre de tubes augmente aussi l'énergie sensible perdue surtout pour des profondeurs d'enfouissement au-delà de 2,5m (Fig. IV.9.a) et des débits au-delà de 300m³/h (Fig. IV.9.b). Ces débits relativement forts assurent en effet une bonne turbulence et par conséquent un bon échange thermique entre l'air chaud et le sol frais. L'augmentation du débit d'air (i.e. de la vitesse de soufflage) est d'autant plus bénéfique que le nombre de tubes est élevé, du fait de l'augmentation de la surface d'échange entre l'air et le sol induite par un nombre élevé de tubes. Notons que l'augmentation du débit entraîne une augmentation quadratique des pertes de charges, et par conséquent de la puissance électrique consommée par le ventilateur.

La figure IV.10 présente la variation de l'énergie sensible en fonction de la longueur et la profondeur. On constate qu'au-delà d'une profondeur d'enfouissement de 2.5m, l'augmentation de la longueur des tubes accroît considérablement l'énergie sensible perdue par l'air. Certes l'augmentation de la longueur de tube augmente aussi les pertes de charges et ainsi la consommation d'énergie pour assurer le soufflage et le renouvellement d'air souhaité.

La figure IV.11 présente la variation de l'énergie sensible perdue par l'air en fonction du débit et la profondeur d'enfouissement (longueur= 70 m, nombre de tubes= 3), on constate aussi qu'au-delà d'une profondeur de 2,5 m l'augmentation du débit augmente l'énergie sensible perdue par l'air. Certes pour la mise en place il faut prendre en compte le coût d'investissement qui augmente aussi en augmentant la profondeur d'enfouissement.

La figure IV.12 présente la variation de l'énergie sensible perdue par l'air en fonction de nombre de tubes et de la longueur des tubes. On constate qu'au-delà de 35 m l'augmentation de nombre de tubes accroît l'énergie sensible perdue par l'air.

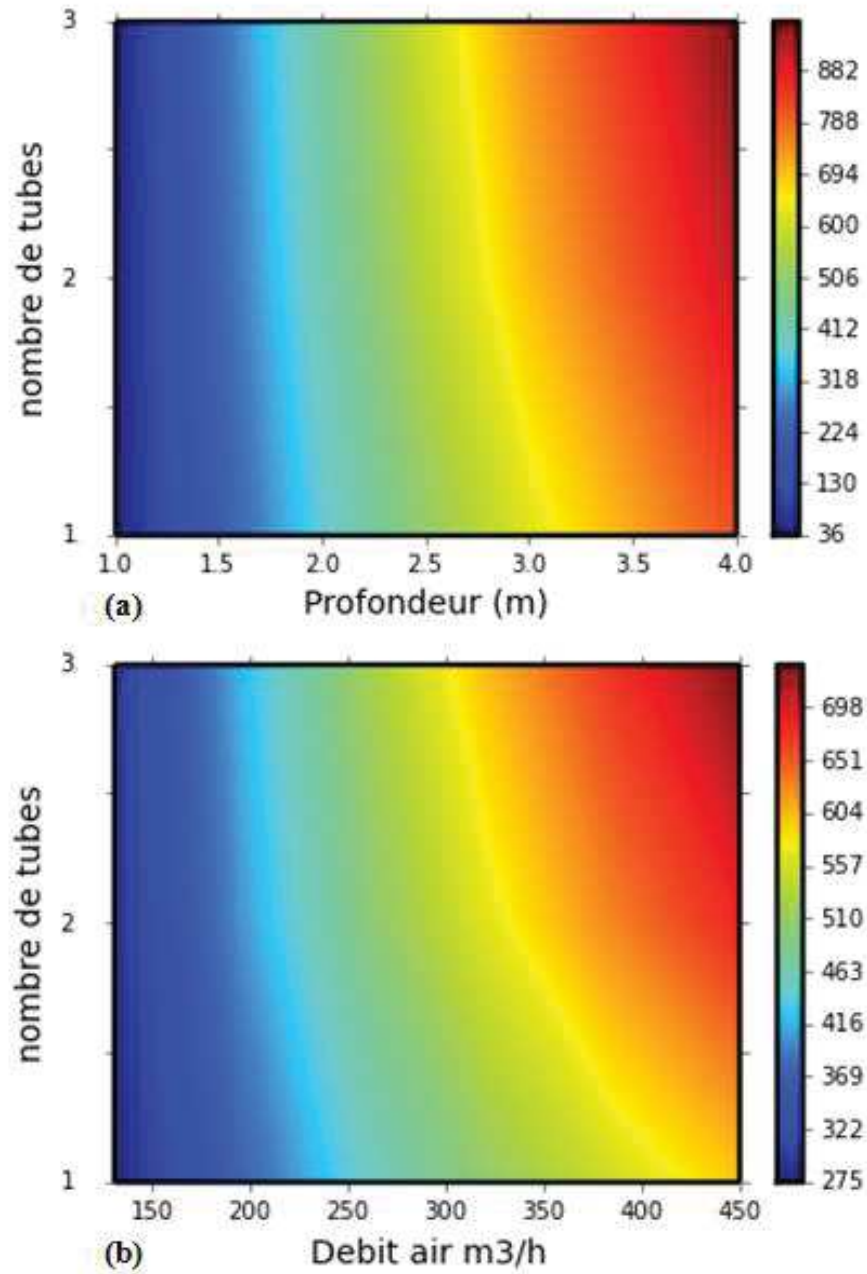


Figure IV.9 : Variation de l'énergie sensible totale perdue par l'air (kWh) en fonction du nombre de tubes et de la profondeur (a) et du débit (b).

Paramètres fixes : (a) : Longueur = 50m, débit = 320m³/h, (b) :
Longueur= 50m, profondeur = 2,5m

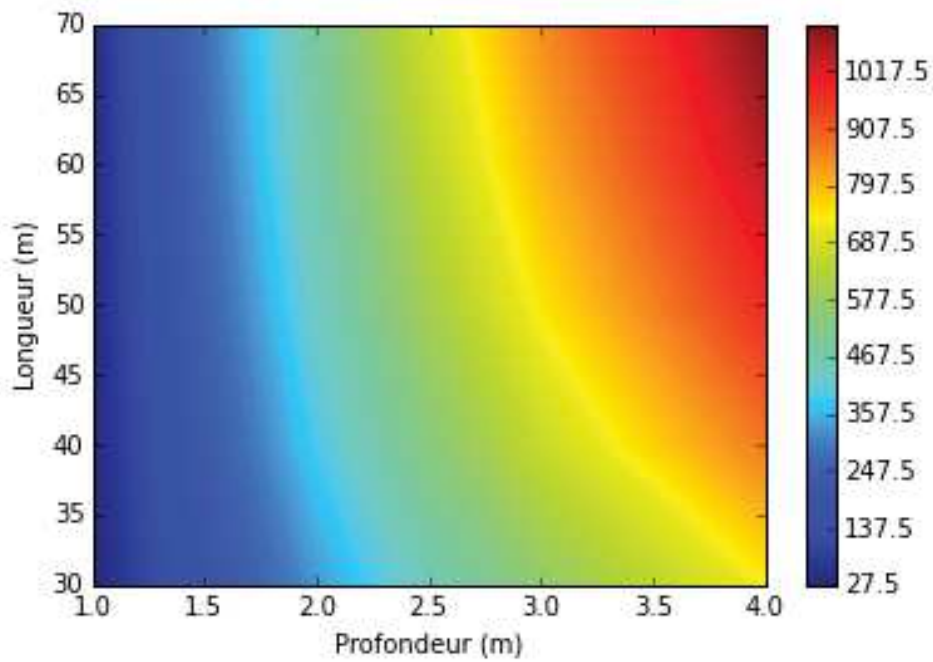


Figure IV.10 : Variation de l'énergie sensible totale perdue par l'air (kWh) en fonction de la longueur et de la profondeur. Nombre des tubes = 3 et débit = $320 \text{ m}^3/\text{h}$

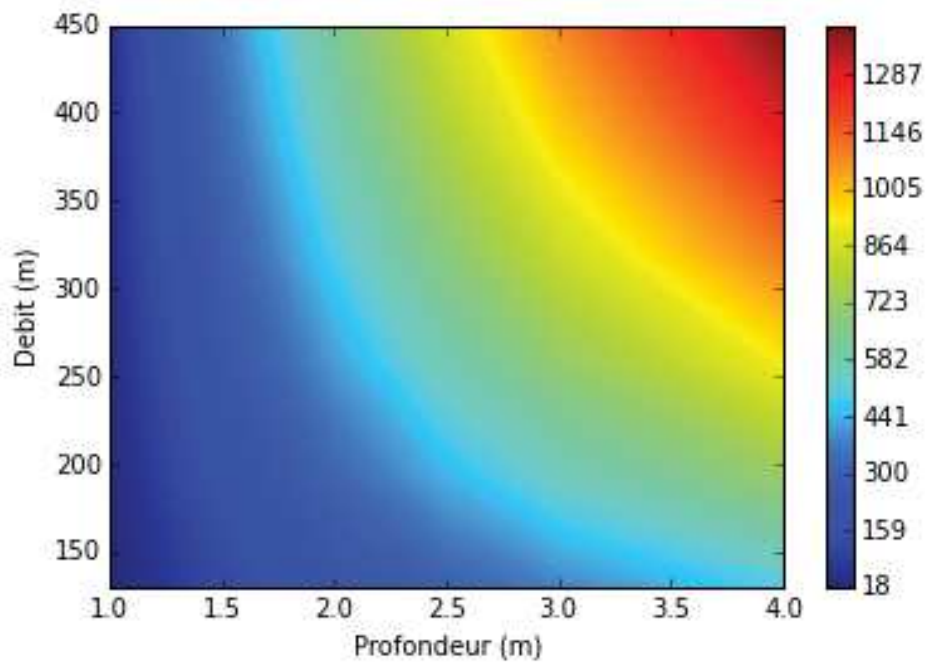


Figure IV.11 : Variation de l'énergie sensible totale perdue par l'air (kWh) en fonction du débit et de la profondeur. Nombre des tubes = 3 et Longueur = 70 m

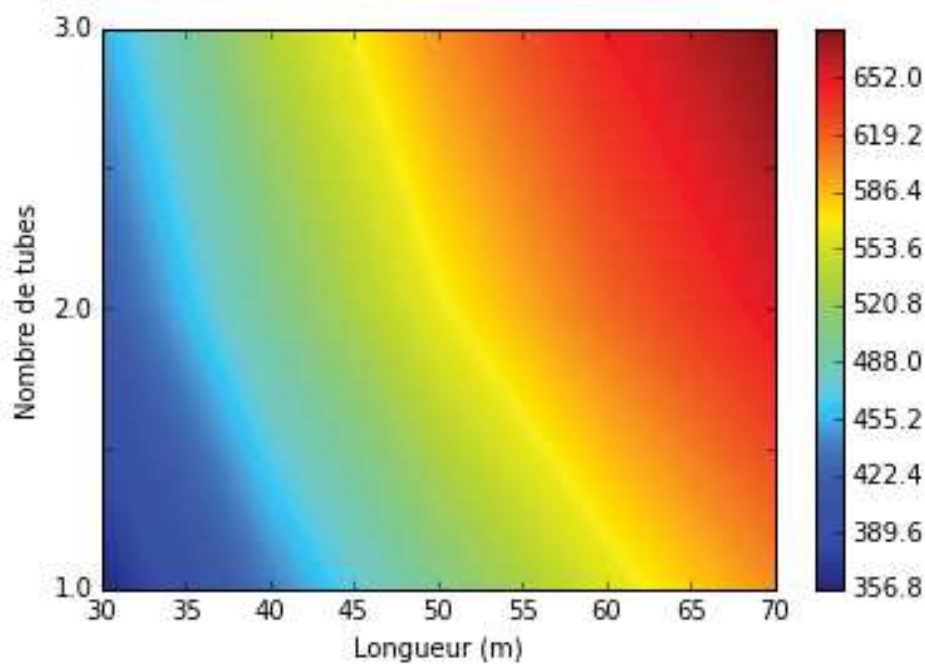


Figure IV.12 : Variation de l'énergie sensible totale perdue par l'air (kWh) en fonction du nombre de tubes et de la longueur. Profondeur = 2,5 m, débit = 320 m³/h

IV.5 Conclusion

Dans ce chapitre nous avons présenté une étude numérique des performances thermiques de l'échangeur air-sol étudié. Cette étude montre que ce système permet de procurer un niveau de température confortable aussi bien qu'en été qu'en hiver. En outre une étude de sensibilité basée sur la méthode de Sobol appliquée à un échangeur air-sol opérant sous le climat de Marrakech durant la saison chaude (Mai-septembre) a été entreprise. Cette étude a révélé que les paramètres les plus influents sur les performances thermiques de l'échangeur sont: la longueur du tube, sa profondeur d'enfouissement, le nombre de tubes et le débit. Une étude paramétrique complète sur ces 4 paramètres a été menée sur un échangeur air-sol installé à Marrakech afin d'évaluer l'effet de chaque paramètre ou de la combinaison de deux paramètres sur l'énergie sensible totale perdue par l'air chaud au contact avec les parois des tubes enterré de l'échangeur durant la saison chaude (Mai-Septembre). Il a été établi que :

- L'augmentation de la longueur du tube augmente l'énergie sensible perdue.
- L'augmentation de la profondeur d'enfouissement augmente considérablement l'énergie sensible perdue, mais au-delà de 3 m de profondeur la température de l'air ne diminue pas d'une façon significative. Le cout d'investissement qui augmente avec la profondeur doit être pris en considération lors de dimensionnement.
- L'augmentation du débit d'air (i.e. de la vitesse de l'air) entraîne une diminution l'énergie sensible. Plus le débit est important plus la longueur et/ou le nombre de tubes doit être augmenté. L'optimisation de débit doit cependant prendre en compte aussi le taux de

renouvellement d'air dans le bâtiment et la puissance électrique consommée par le ventilateur qui augmente avec le débit.

Conclusion générale

La présente étude a pour objectif principal l'évaluation numérique et expérimentale des performances énergétiques d'un échangeur de chaleur air-sol installé dans une maison type villa située dans la banlieue de Marrakech. Le climat est chaud et sec l'été, avec des pics de température avoisinant parfois 46°C. Ce travail est en relation directe avec l'actualité, du fait que le système étudié s'inscrit dans la tendance internationale en matière de la consommation rationnelle d'énergie, la promotion des énergies renouvelables ainsi que la minimisation des émissions de gaz à effet de serre. En effet l'échangeur de chaleur air-sol (communément appelé le « *puits canadien* ») utilise la géothermie du sol pour rafraîchir l'air ou le chauffer avec une dépense énergétique minimale comparée aux systèmes conventionnels de climatisation.

Un suivi expérimental, en fonctionnement continu, de l'échangeur air-sol étudié, nous a permis de mesurer ses performances thermiques avec deux débits d'air et sous des conditions climatiques estivales diverses. La mesure de la température de l'air le long d'un tube de l'échangeur nous a fourni des données pour la validation du modèle mathématique du code de calcul TYPE 460 de TRNSYS utilisé dans la partie numérique de ce travail. Cette validation réalisée avec un échangeur enfoui sous une surface du sol soumise au rayonnement solaire est unique. L'analyse des mesures expérimentales a montré que ce système réduit considérablement l'amplitude des oscillations journalières de la température et offre à sa sortie une température et une humidité dans l'intervalle du confort thermique. En effet, même si la température extérieure dépasse 40 °C, la température à la sortie de tube enterré est quasi-constante et égale à 22°C pour un débit 244 m³/h et 25°C pour le débit de 312m³/h, avec une humidité relative autour de 50 %. La validation de ce code de calcul a été réalisée grâce à la confrontation des résultats numériques et expérimentaux, a révélé une excellente concordance, avec un écart absolu moyen entre la mesure et la simulation toujours inférieur à 0,5°C et décroît à 0,2°C à la sortie de tube enterré.

L'analyse par simulation numérique des performances de l'échangeur air-sol pour le rafraîchissement passif sous le climat de Marrakech, est réalisée en fonctionnement continu avec 1 ou 3 tubes durant la période chaude de l'année (Mai-Septembre). Les résultats montrent que le système fournit une réduction de température de l'ordre de 19,5°C et 18,3°C pour un fonctionnement avec 1 tube et 3 tubes respectivement, avec une température à la sortie de tube enterré de 25,1°C et 26 °C. Il en découle une capacité de refroidissement de 58w/m² (1 tube) et 55w/m² pour une température à l'entrée de 44,6°C. Ensuite nous avons réalisé une étude de sensibilité sur 8 paramètres (Longueur du tube, Diamètre du tube, Profondeur d'enfouissement des tubes, Débit d'air, Conductivité thermique du sol, Capacité thermique du sol, Nombre de tubes, Distance entre les tubes) afin d'en déterminer les plus influents sur les performances thermiques de l'échangeur air-sol. Sur la base des résultats de l'étude de sensibilité nous avons déterminé les 4 paramètres les plus influents (Longueur du tube, Profondeur d'enfouissement des tubes, Débit d'air, Nombre de tubes). Ces paramètres ont servi à la réalisation d'une étude paramétrique complète afin d'évaluer l'effet de chaque paramètre ou de la combinaison de deux paramètres sur l'énergie sensible totale durant la période de fonctionnement.

Pour la suite de ce travail, plusieurs pistes peuvent être envisagées :

- Couplage entre le système étudié ici et la maison AMYS, devra être réalisé pour étudier l'impact réel du système sur l'ambiance intérieure de la maison évoluant dans le climat de Marrakech.
- Étude économique pour bien illustrer la plus-value qu'apportera l'échangeur air-sol couplé avec un bâtiment résidentiel en comparaison avec les systèmes conventionnels de climatisation.
- Réalisation des études sur les autres zones climatiques du Maroc, et réflexions sur l'application de ce système sur d'autres types de bâtiments (Résidentiel, tertiaire, agricole...).

Références bibliographiques

- A.C. Kent, 1989. *Mass Transfer, in: Ashrae Handbook, Fundamentals* R. and A. E. American Society of Heating, ed., Atlanta.
- ADEREE, 2011. National Agency for the Development of Renewable Energy and Energy Efficiency. Available at: <Http://www.aderee.ma> [Accessed January 1, 2016].
- Al-Ajmi, F., Loveday, D.L. & Hanby, V.I., 2006. The cooling potential of earth–air heat exchangers for domestic buildings in a desert climate. *Building and Environment*, 41(3), pp.235–244.
- ASHRAE, 2009. *ASHRAE Handbook Fundamentals*,
- Ashrae & Ies, 2011. ANSI/ASHRAE/IES Standard 90.1-2010 Energy Standard for Buildings Except Low-Rise Residential Buildings. *Ashrae Standard*, 2010, p.469.
- Badescu, V., 2007. Economic aspects of using ground thermal energy for passive house heating. *Renewable Energy*, 32(6), pp.895–903.
- Bahadori, M.N., 1978. Passive cooling systems in Iranian architecture. *Sci. Am.; (United States)*, 238:2.
- Bansal, V. et al., 2013. “Derating Factor” new concept for evaluating thermal performance of earth air tunnel heat exchanger: A transient CFD analysis. *Applied Energy*, 102, pp.418–426.
- Bansal, V. et al., 2010. Performance analysis of earth–pipe–air heat exchanger for summer cooling. *Energy and Buildings*, 42(5), pp.645–648.
- Bansal, V. et al., 2011. Performance analysis of integrated earth–air–tunnel–evaporative cooling system in hot and dry climate. *Energy & Buildings*, 47, pp.525–532.
- Benhamou, B. & Bennouna, A., 2013. Energy Performances of a Passive Building in Marrakech: Parametric Study. *Energy Procedia*, 42, pp.624–632.
- Bernstein, L. et al., 2008. Bilan 2007 des changements climatiques : Rapport de synthèse.
- BIRD-IDA, 2015. Données de La Banque mondiale. Available at: <http://donnees.banquemondiale.org>.
- Bojic, M. et al., 1997. Numerical simulation, technical and economic evaluation of air-to-earth heat exchanger coupled to a building. *Energy*, 22(12), pp.1151–1158.
- Bouhess, H. et al., 2013. Dynamic simulation of an earth-to-air heat exchanger connected to a villa type house in Marrakech.
- Boulard, T., Razafinjohany, E. & Baille, A., 1989a. Heat and water vapour transfer in a greenhouse with an underground heat storage system part I. Experimental results.

- Agricultural and Forest Meteorology*, 45(3–4), pp.175–184.
- Boulard, T., Razafinjohany, E. & Baille, A., 1989b. Heat and water vapour transfer in a greenhouse with an underground heat storage system part II. Model. *Agricultural and Forest Meteorology*, 45(3–4), pp.185–194.
- Brum, R. da S. et al., 2013. A new computational modeling to predict the behavior of Earth-Air Heat Exchangers. *Energy and Buildings*, 64, pp.395–402.
- Depecker, P., 1989. Qualité thermique des ambiances. *Cahiers pédagogiques - Thermique et architecture*.
- Edenhofer, O. et al., 2014. *IPCC, 2014: Climate Change 2014: Mitigation of Climate Change. Contribution of Working Group III to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change*, Cambridge, United Kingdom and New York, NY, USA: Cambridge University Press.
- Gauthier, C., Lacroix, M. & Bernier, H., 1997. Numerical simulation of soil heat exchanger-storage systems for greenhouses. *Solar Energy*, 60(6), pp.333–346.
- Givoni, B., 2007. Cooled soil as a cooling source for buildings. *Solar Energy*, 81(3), pp.316–328.
- Givoni, B., 1976. *Man, climate and architecture* 2 nd editi., London: Applied Science.
- Gnielinski, V., 1975. Neue Gleichungen für den Wärme- und den Stoffübergang in turbulent durchströmten Rohren und Kanälen. *Forschung im Ingenieurwesen*, 41(1), pp.8–16.
- Gygli W, F.K., 1994. Trnsys-model type 60 for hypocaust thermal storage and floor heating. *User manual*.
- Haghighat, F. & Rao, J., 1991. Computer-aided building ventilation system design - a system-theoretic approach. *Energy and Buildings*, 17(2), pp.147–155.
- Hollmuller, P., 2003. Analytical characterisation of amplitude-dampening and phase-shifting in air/soil heat-exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46(22), pp.4303–4317.
- Hollmuller, P., 2002. *Utilisation des échangeurs air/sol pour le chauffage et le rafraîchissement des bâtiments: mesures in situ, modélisation analytique, simulation numérique et analyse systémique*. PhD Thesis, University of Geneva.
- Hollmuller, P. & Lachal, B., 2014. Air-soil heat exchangers for heating and cooling of buildings: Design guidelines, potentials and constraints, system integration and global energy balance. *Applied Energy*, 119, pp.476–487.
- Hollmuller, P. & Lachal, B., 2005. Buried pipe systems with sensible and latent heat exchanges: validation of numerical simulation against analytical solution and long-term

- monitoring. *Proceedings of the 9th International Building Performance Simulation Association Building Simulation (BS 2005)*, 1, pp.411–418.
- Hollmuller, P. & Lachal, B., 2001. Cooling and preheating with buried pipe systems: monitoring, simulation and economic aspects. *Energy and Buildings*, 5, pp.509–518.
- Huber, A. & Remeund, S., 1996. Widerstands-Kapazitäten-Model WKM_Lte : Program for the simulation of air-earth heat exchangers. *Huber Energietechnik*.
- IEA, 2009. International Energy Agency. *Energy technology essentials - biofuel production*. Available at: <http://www.iea.org/techno/essentials2.pdf>.
- IEA, 2012. *World Energy Outlook 2012*, OECD/IEA.
- Jaouhari, S., Jelaidi, M. & Nassir el hak, R., 2013. *Tendances de l'efficacité énergétique au Maroc*,
- Kabashnikov, V.P. et al., 2002. Analytical and numerical investigation of the characteristics of a soil heat exchanger for ventilation systems. *International journal of heat and mass transfer*, 45(11), pp.2407–2418.
- Kumar, R., Ramesh, S. & Kaushik, S.C., 2003. Performance evaluation and energy conservation potential of earth–air–tunnel system coupled with non-air-conditioned building. *Building and Environment*, 38(6), pp.807–813.
- Lee, K.H. & Strand, R.K., 2008. The cooling and heating potential of an earth tube system in buildings. *Energy and Buildings*.
- Levit, H.J., Gaspar, R. & Piacentini, R.D., 1989. Simulation of greenhouse microclimate produced by earth tube heat exchangers. *Agricultural and Forest Meteorology*, 47(1), pp.31–47.
- Lund, J. et al., 2004. Geothermal(ground-source) heatpumps a worldoverview.
- Mathur, A. et al., 2015. Investigation of soil thermal saturation and recovery under intermittent and continuous operation of EATHE. *Energy and Buildings*, 109, pp.291–303.
- Mihalakakou, G. et al., 1995. Parametric prediction of the buried pipes cooling potential for passive cooling applications. *Solar Energy*, 55(3), pp.163–173.
- Mihalakakou, G., Santamouris, M. & Asimakopoulos, D., 1994. Modelling the thermal performance of earth-to-air heat exchangers. *Solar Energy*, 53(3), pp.301–305.
- Mihalakakou, G., Santamouris, M. & Asimakopoulos, D., 1994. Use of the Ground for heat dissipation. , 19, pp.17–25.
- Misra, R., Bansal, V., Agrawal, G. Das, Mathur, J. & Aseri, T.K., 2013. CFD analysis based parametric study of derating factor for Earth Air Tunnel Heat Exchanger. *Applied Energy*, 103, pp.266–277.

- Misra, R., Bansal, V., Agrawal, G. Das, Mathur, J. & Aseri, T., 2013. Transient analysis based determination of derating factor for earth air tunnel heat exchanger in summer. *Energy and Buildings*, 58, pp.103–110.
- Moujalled, B., 2007. *Modélisation dynamique du confort thermique dans les bâtiments naturellement ventilés*. Lyon, France: Université Claude Bernard Lyon 1.
- Ochoa, C.E. & Capeluto, I.G., 2008. Strategic decision-making for intelligent buildings: Comparative impact of passive design strategies and active features in a hot climate. *Building and Environment*, 43(11), pp.1829–1839.
- ONEE, 2013. L'office national de l'électricité et de l'eau potable. Available at: <http://www.one.org.ma/>.
- De Paepe, M., 2002. Three-dimensional time accurate unstructured finite volume technique for modelling ground-coupled heat exchangers. *Proceedings of the 1st International Conference on Heat transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, Kruger National Park, 2002, p. 1099-1104*. -.
- De Paepe, M. & Janssens, A., 2003. Thermo-hydraulic design of earth-air heat exchangers. *Energy and Buildings*, 35(4), pp.389–397.
- Parsons, K., 2003. *Human thermal environments*,
- Saltelli, A. et al., 2008. *Global Sensitivity Analysis. The Primer* John Wiley & Sons Ltd, ed.,
- Santamouris, M. et al., 2007. Recent progress on passive cooling techniques. *Energy and Buildings*, 39(7), pp.859–866.
- Santamouris, M. & Kolokotsa, D., 2013. Passive cooling dissipation techniques for buildings and other structures: The state of the art. *Energy and Buildings*, 57, pp.74–94.
- Shukla, A., Tiwari, G.N. & Sodha, M.S., 2006. Parametric and experimental study on thermal performance of an earth–air heat exchanger. *INTERNATIONAL JOURNAL OF ENERGY RESEARCH Int. J. Energy Res*, 30, pp.365–379.
- Sobol', I., 2001. Global sensitivity indices for nonlinear mathematical models and their Monte Carlo estimates. *Mathematics and Computers in Simulation*, 55(1–3), pp.271–280.
- Soni, S.K., Pandey, M. & Bartaria, V.N., 2015. Ground coupled heat exchangers: A review and applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 47, pp.83–92.
- Thiers, S. & Peuportier, B., 2008. Thermal and environmental assessment of a passive building equipped with an earth-to-air heat exchanger in France. *Solar Energy*, 82(9), pp.820–831.
- Tzaferis, A. et al., 1992. Analysis of the accuracy and sensitivity of eight models to predict the performance of earth-to-air heat exchangers. , 18, pp.35–43.

- Vaz, J. et al., 2014. An experimental study on the use of Earth-Air Heat Exchangers (EAHE). *Energy and Buildings*, 72, pp.122–131.
- Vaz, J. et al., 2011. Experimental and numerical analysis of an earth–air heat exchanger. *Energy and Buildings*, 43(9), pp.2476–2482.
- Woodson, T., 2012. Earth-Air Heat Exchangers for Passive Air Conditioning: Case Study Burkina Faso. *ournal of Construction in Developing Countries*.