



ANALYSE DE FAISABILITE TECHNICO- ECONOMIQUE D'UNE INSTALLATION DE CLIMATISATION PAR PUIITS CANADIEN

MEMOIRE POUR L'OBTENTION DU DIPLOME D'INGENIEUR 2IE AVEC GRADE DE
MASTER
SPECIALITE ENERGIES RENOUVELABLES

Présenté et soutenu publiquement le 16/01/2020 par

Malik ABOUBACAR ABDOULAYE (20140134)

Mémoire dirigé par : M. Adamah MESSAN,
Maître de conférences CAMES
Responsable du Laboratoire Eco-Matériaux et Habitats Durables (LEMHaD, 2iE)

Encadrant : M. Daniel YAMEGUEU NGUEWO,
Maître assistant CAMES
Enseignant-chercheur en Génie Energétique

Jury d'évaluation du stage :

Président : M. Sayon SIDIBE, Maître Assistant

Membres et correcteurs : M. Adamah MESSAN, Maître de conférences
M. Daniel YAMEGUEU, Maître Assistant
M. Francis SEMPORE, Ingénieur

Promotion [2019/2020]



DEDICACES

*Je dédie ce document à ma mère, à ma mère, à ma
mère et à mon père qui ont fait de moi ce que je suis
aujourd'hui.*

REMERCIEMENTS

Ce travail n'aurait pu arriver à terme sans l'implication de plusieurs dont je serai à jamais reconnaissant. Il s'agit principalement de :

Prof. Adamah MESSAN, mon directeur de mémoire qui a toujours répondu à mes inquiétudes, qui m'a et motivé lors des réflexions relatives à mon thème. L'intérêt que vous avez accordé à mon travail et votre implication pour sa réussite m'ont énormément motivé ;

Dr. Daniel YAMEGUEU NGUEWO sans l'aide de qui je n'aurai eu ce thème de recherche passionnant. Vous avez toujours créé du temps pour suivre mon travail. Votre patience et votre professionnalisme m'ont été très inspirant ;

Dr Marie SAWADOGO / TIEMTORE, responsable du LabEREE pour avoir accepté m'accueillir dans son laboratoire.

Ibrahim NEYA, doctorant au LabEREE, tu m'as été d'une grande aide dans mes premiers moments de stagiaire à travers le suivi que tu m'as accordé. Futur docteur, je te souhaite une excellente suite de carrière ;

M. Arnaud OUEDRAOGO, doctorant et enseignant au LEMaHD qui partage ma passion pour le confort thermique. Je suis reconnaissant pour l'intérêt et les conseils que vous m'avez donnés pour la réalisation de mes essais ;

Les membres du

Mon cher promotionnaire, camarade de terrain Simon Pierre Joy SALASSI, étudiant stagiaire au LEMaHD sans l'aide de qui je n'aurais réussi mes essais sur le terrain. Toujours optimiste, tu as su me remonter le moral dans les moments les plus durs. J'en suis très reconnaissant ;

L'ensemble des doctorants du LabEREE pour leur très bon sens de l'hospitalité, les stagiaires du LEMaHD pour leur courtoisie ;

Aussi je ne pourrai oublier d'adresser mes remerciements à l'endroit de :

Mes parents et mes frères Salim et Mourtala pour leur amour, leur solide soutien et pour avoir tout donné pour ma réussite ;

Tous les membres de la CM-2iE qui se sentaient concerné, pour leurs encouragements et leurs invocations à mon égard.

Mon tuteur, Gnomato Bernard OUATTARA ainsi que toute sa famille pour leur hospitalité, leur gentillesse et leur patience face à mes manquements. Que le Seigneur de l'univers vous récompense pour cela.

Tous les membres de ma famille résidant au Niger et au Burkina qui m'ont toujours épaulé pendant tout mon cursus.

RÉSUMÉ

La recherche de solutions passives ou semi-passives pour l'atteinte du confort thermique est nécessaire pour les pays en déficit énergétique comme le Burkina Faso. Le système de climatisation par puits canadien se révèle être une alternative dans l'atteinte de cet objectif. Son principe est le refroidissement de l'air extérieur au travers d'un tube enterré dans le sol. Malgré les recherches menées dans la compréhension de ce système, des points restent à être élucidés pour accroître la maîtrise de la technologie. Le but de notre travail est de proposer un outil de dimensionnement pour cette technologie, proposer des pistes d'optimisation et d'évaluer la rentabilité du système. Un modèle de prototype a ainsi été proposé et une simulation a été effectuée en effectuant une analyse de sensibilité sur les paramètres du système susceptibles d'influencer ses performances. Ainsi, l'importance du diamètre, du débit et du type de conduite utilisé ont été mis en exergue. L'étude économique quant à elle révèle des aspects positifs à l'égard de cette technologie comparée à la climatisation classique. La valeur actuelle nette d'un tel projet sur sa durée de vie est très satisfaisante. Elle est de l'ordre de 5 140 977 FCFA. Aussi, le retour sur investissement de notre système est atteint après seulement 2 ans et 4 mois. Cependant, Le coût de l'énergie du système est défavorable car nous obtenons 150,5 FCFA/kWh de froid produit contre 109,35 FCFA/kWh pour la climatisation classique.

Mots-Clés :

-
- 1 – Confort thermique
 - 2 – Climatisation
 - 3 – Outil de dimensionnement
 - 4 – Puits canadien
 - 5 – Rentabilité

ABSTRACT

The search for passive or semi-passive solutions to achieve thermal comfort is necessary for energy-deficient countries such as Burkina Faso. The Canadian well air conditioning system is proving to be an alternative in achieving this objective. Its principle is the cooling of the outside air through a tube buried in the ground. Despite the research carried out to understand this system, points remain to be clarified to increase the mastery of the technology. The purpose of our work is to propose a sizing tool for this technology, to propose optimization paths and to evaluate the profitability of the system. A prototype model was proposed and a simulation was carried out by performing a sensitivity analysis on the system parameters that could influence its performance. Thus, the importance of the diameter, flow rate and type of pipe used were highlighted. The economic study reveals positive aspects of this technology compared to conventional air conditioning. The net present value of such a project over its lifetime is very satisfactory. It is in the order of 5 140 977 CFAF. Also, the return on investment of our system is achieved after only 2 years and 4 months. However, the cost of the energy of the system is unfavourable because we obtain 150.5 CFAF/kWh of cold produced against 109.35 CFAF/kWh for conventional air conditioning.

Keywords :

- 1 – Thermal comfort
- 2 – Air conditioning
- 3 – Sizing tool
- 4 – Canadian well
- 5 – Profitability

LISTE DES ABRÉVIATIONS

Général

2iE	Institut International d'Ingénierie de l'Eau et de l'Environnement	
Cp	Capacité thermique massique	J. kg ⁻¹ . °C ⁻¹
CF	Cash-Flow	FCFA
D	Diamètre extérieur	m
h	Coefficient d'échange thermique	W. m ⁻² K
L	Longueur	m
LCC	Life Cycle Cost	FCFA
LCOE	Levelized Cost Of Energy	FCFA
Nu	Nombre de Nusselt	-
PEHD	Polyéthylène haute densité	
PPR	Polypropylène	
PtCnd	Puits canadien	
PVC	Polychlorure de vinyle	
Pr	Nombre de Prandlt	-
q	Débit d'air	m ³ /h
Q	Gains thermiques	W
r	Rayon intérieur	m
Re	Nombre de Reynold	-
Rho	Résistivité	°C. cm. W ⁻¹
Rth	Résistance thermique	K. m ² W ⁻¹
T	Température	°C
TRI	Temps de retour sur Investissement	ans
VAN	Valeur actuelle nette	FCFA

Lettres grecques

λ	Conductivité	W. m ⁻¹ K ⁻¹
	Masse volumique	kg. m ⁻³
ΔT	Delta (écart de températures)	°C
φ	Flux	W. m ⁻³

TABLE DES MATIÈRES

<i>I. Introduction</i>	1
I.1. Contexte de l'étude : L'atteinte du confort thermique.....	1
I.2. Justification du sujet de mémoire.....	2
I.3. Objectifs de l'étude.....	2
<i>II. Etat de l'art sur le Confort Thermique et le PtCnd</i>	2
II.1. Confort Thermique.....	2
I.1.1. Définition.....	2
I.1.2. Indicateurs et plages de confort.....	3
I.1.3. Paramètres influençant le confort thermique en climat tropical sec.....	3
I.1.4. Zone de confort thermique en zone sahélienne.....	4
I.1.5. Confort thermique, conception architecturale et concept bioclimatique en climat tropical sec.....	4
II.2. Puits Canadien.....	6
II.2.1. Définition - types - principe de fonctionnement du PtCnd.....	6
II.2.2. Historique : Evolution du PtCnd.....	6
II.2.3. Paramètres de conception des PtCnd.....	8
II.2.4. Les paramètres influençant les performances du PtCnd.....	9
<i>III. Matériels et Méthodes</i>	9
III.1. Matériels.....	9
III.2. Méthodes.....	10
III.2.1. Paramètres de dimensionnement et Hypothèses.....	10
III.2.2. Etude de variantes.....	12
III.2.3. Dimensionnement - Conception.....	16
III.2.4. Simulation dynamique.....	19
III.2.5. Eléments pour la réalisation.....	21
<i>IV. Résultats et discussion</i>	22
IV.1. Dimensionnement - Conception.....	22
IV.1.1. Évaluation des besoins énergétiques.....	22
IV.1.2. Évaluation de la longueur.....	23
IV.2. Simulation dynamique.....	26

IV.3. Récapitulatif de nos résultats.....	29
IV.4. Outils d'aide à la décision.....	30
V. <i>Comparaison économique : PtCnd - Système de climatisation classique.....</i>	<i>30</i>
V.1. Devis.....	30
V.2. Valeur Actuelle Nette (VAN).....	32
V.3. Levelized Cost Of Energy (LCOE).....	3
V.3. Temps de Retour sur Investissement (TRI).....	2
VI. <i>Conclusion-Perspectives.....</i>	<i>3</i>
VII. <i>Recommandations.....</i>	<i>4</i>

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1: Paramètres du bilan thermique	10
Tableau 2: Caractéristiques des différents types de conduites.....	13
Tableau 3: Valeurs thermiques du sol.....	14
Tableau 4: Données statistiques de la courbe.....	15
Tableau 5: Paramètres pour les calculs de l'évaluation de la longueur.....	18
Tableau 6: Résumé des gains de chaleur du bâtiment pilote.....	22
Tableau 7: Bilan de puissance	23
Tableau 8: Résumé des valeurs pour l'évaluation de la longueur	23
Tableau 9: Evolution de la longueur pour différentes températures	24
Tableau 10: Quelques résultats d'études similaires	25
Tableau 11: Quelques résultats de notre étude.....	25
Tableau 12: Prise de position de nos résultats	29
Tableau 13: Proposition de support pour prise de décision.....	30
Tableau 14: Devis du PtCnd.....	31
Tableau 15: Devis de la climatisation classique	31
Tableau 16: Eléments de calcul de la VAN (PtCnd).....	3
Tableau 17: Eléments de calcul du LCOE du PtCnd.....	2
Tableau 18: Eléments de calcul du LCOE du climatiseur.....	2
Tableau 19: Prix des conduites en PVC.....	VII
Tableau 20: Prix des conduites en PEHD.....	VII
Tableau 21: Prix des conduites en PPR	VII
Tableau 22: Fiche de calcul des besoins énergétiques	XIII
Tableau 23: Données pour le calcul des besoins énergétiques	XV
Tableau 24: Détails de calcul VAN (PtCnd).....	XXIII
Tableau 25: Détails de calcul VAN (Clim_class).....	XXIV

LISTE DES FIGURES

Figure 1: Zone de confort en climat tropical	4
Figure 2: Principe de fonctionnement du Puits Canadien	6
Figure 3: Bâtiment pilote	10
Figure 4: Schématique des échanges.....	11
Figure 5: Evolution journalière des températures du sol.....	15
Figure 6: Etapes pour l'évaluation de la longueur de conduite.....	17
Figure 7: Etapes pour le premier cas de simulation.....	20
Figure 8: Étapes pour le deuxième cas de simulation	20
Figure 9: Configuration de notre PtCnd.....	21
Figure 10: Courbe de l'évolution de la longueur	24
Figure 11: Evaluation de la longueur à débit constant.....	27
Figure 12: Evolution du flux à débit constant pour les types de conduites	27
Figure 13: Evolution de la longueur du PEHD pour différents débits	28
Figure 14: Evolution du flux du PEHD pour différents débits.....	28
Figure 15: Graphe de comparaison des devis	32
Figure 16: Aperçue du KD2 Pro.....	VIII
Figure 17: Le KD2 Pro.....	IX
Figure 18: Vue de la sonde dans le trou	IX
Figure 19: Aperçu du Datalogger HD32.8.16.....	X
Figure 20: Insertion des sondes dans les trous	XI
Figure 21: Interface du Datalogger HD32.8.16.....	XI
Figure 22: Ports du Datalogger HD32.8.16	XI
Figure 23: Mise en place du Datalogger HD32.8.16	XII

I. INTRODUCTION

I.1. CONTEXTE DE L'ETUDE : L'ATTEINTE DU CONFORT THERMIQUE

Se protéger des aléas climatiques est la raison première qui pousse les individus à construire leurs habitats. Mais une fois cet objectif atteint, une autre nécessité vitale s'est imposée : *celle de se sentir bien chez soi*, d'où le terme de *confort dans l'habitat*. Les besoins fondamentaux pour un confort sont liés à nos 05 sens : Le confort visuel, le confort acoustique, le confort thermique et dans une moindre mesure, le confort olfactif et le confort lié au toucher. Pour la suite de ce qui sera abordé, nous nous limiterons au confort thermique.

L'atteinte du confort thermique constitue un défi en Afrique, particulièrement dans la zone subsaharienne ayant un climat tropical sec comme le cas du Burkina Faso.

Et au-delà de l'aspect confort, la majorité des habitats actuels sont réputés pour leurs aspects énergivores. On estime que la part de la consommation annuelle d'électricité due à la climatisation avoisine 50 % dans la plupart des immeubles des pays de la sous-région Afrique Occidentale et Centrale. Au Burkina Faso, les besoins de développement sont étroitement liés à une forte demande énergétique. Cependant la part de la consommation due à la climatisation à elle seule dans les édifices publics va de 60 % à 75 % de la facture électrique totale, le pays consacre donc une grande partie de sa consommation énergétique aux seules fins de la climatisation. De plus, les systèmes de climatisation classique utilisent pour leur fonctionnement des composés chimiques (fluides frigorigènes) qui ne sont pas toujours sans impact négatifs sur l'environnement.

L'utilisation des moyens actifs pour la climatisation afin d'atteindre le confort thermique prend des proportions inquiétantes au Burkina, raison pour laquelle il est nécessaire de trouver des alternatives afin d'y remédier en se basant sur les recherches effectuées sur ce domaine.

Une des possibilités et sur laquelle repose notre étude porte sur l'utilisation du puits canadien ou puits provençal qui se présente comme une voie de développement intéressante, particulièrement pour un pays comme le Burkina Faso. Il est intéressant dans la mesure où les études réalisées au Burkina, en Algérie et au Maroc prouvent l'aspect prometteur de cette solution pour l'atteinte du confort. Cependant, les études réalisées soulèvent des problèmes assez similaires notamment sur la nécessité d'optimiser les paramètres influençant les performances du système.

Quels sont les principaux paramètres affectant les performances de ce système dans les conditions climatiques de Ouagadougou ? Quels sont les avantages que l'on puisse tirer d'un tel système ? Permettra-t-il de se passer de la climatisation active ?

I.2. JUSTIFICATION DU SUJET DE MEMOIRE

Le présent mémoire tentera d'accroître la compréhension et une certaine maîtrise de cette technologie qui pourrait : contribuer à l'atteinte du confort thermique, la réduction de la consommation énergétique dans les bâtiments résidentiels en climat tropical sec et limiter les émissions des gaz à effets de serre.

I.3. OBJECTIFS DE L'ÉTUDE

L'objectif global est de mener une étude de faisabilité technique et économique d'un système de climatisation par Puits Canadien.

De façon spécifique il s'agit de :

- Faire une étude bibliographique sur le confort thermique et le puits canadien dans le contexte sahélien ;
- Effectuer le dimensionnement et la conception théorique du prototype de climatisation par PtCnd
- Faire une simulation du prototype et dégager des pistes d'optimisation ;
- Effectuer une étude comparative avec un système de climatisation classique sur le plan et économique.

II. ÉTAT DE L'ART SUR LE CONFORT THERMIQUE ET LE PTCND

II.1. CONFORT THERMIQUE

I.1.1. Définition

La notion de confort thermique dans le bâtiment est fortement liée à tous les paramètres entrant dans sa conception (localisation, orientation, matériaux utilisés) et son utilisation (fonction de la pièce). Cette notion est cependant très subjective car les sensations humaines varient selon les personnes.

« Le confort thermique est un état d'esprit qui exprime une satisfaction de son environnement ; le sujet ne peut pas dire s'il veut avoir plus chaud ou plus froid ». Il est perçu en considérant plusieurs aspects tels que le physique, le physiologique, le psychologique et le sensationnel (Lavoye, 2008).

Ainsi, le confort thermique définit reste un jugement personnel car plusieurs appréciations peuvent

être recueillies pour une même ambiance.

I.1.2. Indicateurs et plages de confort

Les indices et plage de confort ont été développés à partir du bilan thermique très simplifié de l'individu avec son environnement. Les indices internationalement reconnus pour qualifier une ambiance sont : PMV (Predicted Mean Vote) et PPD (Predicted Percentage of Dissatisfied), développés dans les années 1970 par Fanger et fournis par les normes ISO 7730 (1994).

Le PMV donne des valeurs comprises entre - 3 et 3. Le PPD, quant à lui, représente le pourcentage de personnes non satisfaites. Pour des valeurs du PMV comprises entre - 0,5 et 0,5, le PPD est inférieur à 10 %, ce qui correspond à des situations acceptables (Lavoye, 2008).

Le travail de Lawson a prouvé qu'une personne habituée à vivre dans les ambiances chaudes peut trouver supportables des niveaux de températures élevés. Aussi, un sujet acclimaté en climat tropical peut trouver acceptable une ambiance correspondant à un PMV inférieur à 1,5 (Jannot & Djiako, 1994).

I.1.3. Paramètres influençant le confort thermique en climat tropical sec

Les paramètres influençant le confort thermique sont au nombre de six (6) selon Fanger (1970) et peuvent être classés en deux catégories :

- Les paramètres subjectifs ;
- Les paramètres objectifs.

I.1.3.1. Les paramètres subjectifs

Ce sont des paramètres qui sont dans certains cas mesurables et dont on ne peut parfois pas modifier la nature car ils dépendent des facteurs sociaux, culturels, individuels, religieux...

Il s'agit principalement du **métabolisme**, l'**habillement** et l'**état (physique, physiologique et psychologique)** de la personne.

I.1.3.2 Les paramètres objectifs

Ils sont mesurables et dépendent de l'environnement. Les travaux de Jannot & Djiako, (1994) permirent de comprendre concrètement les paramètres objectifs influençant le confort thermique en climat tropical sec. À partir d'une situation de base, ils firent varier successivement chacun des paramètres pour évaluer leur influence sur la sensation thermique en utilisant l'expression de PMV établie par Fanger. Ils aboutirent aux résultats suivants :

- **La température ambiante**

C'est la température sèche de l'air indiqué par un thermomètre placé dans une pièce. Cette température de confort varie beaucoup selon les régions. Il est à noter qu'un écart supérieur à 3 °C entre

la température ambiante et la température radiante moyenne (moyenne de la température des parois) peut conduire à une situation d'inconfort.

- **L'humidité relative**

C'est le rapport exprimé en pourcentages entre la quantité d'eau contenue dans l'air à la température T_a et la quantité maximale d'eau pouvant être contenue à la même température lorsque l'air est saturé. L'humidité relative doit être comprise entre 30 % et 80 % : en dessous de 30 % (cas de Ouagadougou en période sèche), il se produit une irritation des muqueuses et au-dessus de 80 %, on peut observer un gêne respiratoire.

- **La vitesse de l'air**

Elle influence les échanges de chaleur par convection. La vitesse de l'air doit être comprise entre 0,1 et 0,2 $m.s^{-1}$.

I.1.4. Zone de confort thermique en zone sahélienne

La zone de confort permet de définir une plage dans laquelle les paramètres moyens des températures, humidités et vitesse de l'air sont tels que la moyenne des personnes éprouve une sensation de bien-être. Elle est définie par un polygone dans le diagramme psychrométrique. Elle est présentée par la figure 1 :

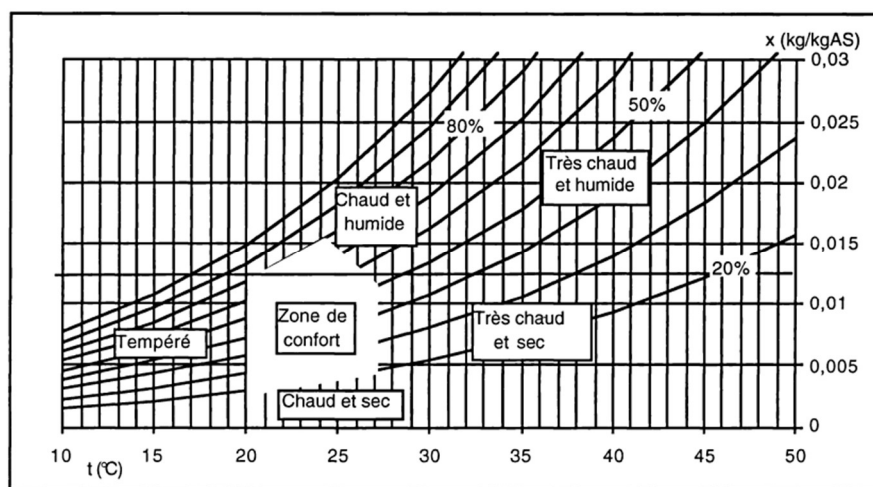


Figure 1 : Zone de confort en climat tropical

(Coulibaly, Thiombiano, & Traoré M., 1998)

I.1.5. Confort thermique, conception architecturale et concept bioclimatique en climat tropical sec

La conception architecturale est un défi dans l'atteinte du confort thermique en climat tropical sec. Pourtant cela n'est pas le cas pour les constructions anciennes qui, malgré les méthodes et matériaux archaïques utilisés ont fait leurs preuves sur plan du confort thermique. Le problème de l'habitat de nos

jours est dû à la tendance du monde actuel qui privilégie plus l'esthétique à l'efficacité thermique et énergétique des bâtiments, ce qui engendre encore des problèmes financiers. L'atteinte du confort est dans beaucoup de cas possible avec des méthodes simples et pratiques. Ainsi, de nombreuses solutions passives et efficaces existent pour l'atteinte du confort thermique selon les localités.

Les études réalisées par Coulibaly et al., (1998) sur le confort thermique en climat tropical sec et plus précisément au Burkina Faso aboutissent à des recommandations pour l'amélioration du confort thermique dans l'habitat ou pour réduire la charge climatique des locaux qui bénéficient du conditionnement d'air.

Les concepts bioclimatiques permettent d'étendre la zone confort en créant des zones de microclimat confortables dans le cadre de vie. Le **diagramme bioclimatique de Givoni** nous montre que la création d'un microclimat est possible pour chaque type de climat de la zone. Donc, il est possible d'étendre la zone de confort du fait d'un effet bioclimatique particulier. Ainsi, pour le climat chaud sec, il faudrait (Coulibaly et al., 1998) :

- Privilégier les habitats à forte **inertie thermique** et des **enveloppes (murs)** à base des matériaux locaux pour un meilleur contrôle de l'ambiance intérieur ;
- Utiliser la **ventilation naturelle** pour rafraîchir les locaux. La ventilation artificielle n'est à prioriser que pendant les moments de pics tels qu'avril, mai et juin ;
- Étudier l'orientation optimale du bâtiment. Celle-ci aura pour but de limiter l'exposition de l'enveloppe aux radiations solaires (les murs Sud et Nord recevront généralement moins de radiations) tout en maximisant le potentiel pour un éclairage et une ventilation naturelle. L'utilisation de diagrammes solaires, combinée avec une analyse approfondie des différents obstacles (topographie, végétation, urbanisation) est généralement recommandée ;
- Bien réfléchir sur la forme du bâtiment en se référant aux techniques de construction anciennes en climat tropical sec (comme celle de la voûte nubienne) ;

Concernant les composants, il faudra veiller au choix judicieux des enveloppes des bâtiments (Claessens et al., 2002) :

- On privilégiera généralement une structure avec une inclinaison favorisant l'évacuation des eaux de pluie et les toits étendus afin de fournir une protection supplémentaire contre les radiations solaires tout en veillant aux matériaux utilisés et le niveau d'isolation.
- Pour les parois extérieures et les fenêtres, deux éléments entrent ici en considération : la conductivité et l'inertie thermique des parois.

Les fenêtres doivent éviter une exposition directe au ciel, principale source d'éblouissement, et doivent de préférence être larges et ouvrables afin de permettre une meilleure ventilation naturelle lorsque l'humidité est élevée.

II.2. PUIITS CANADIEN

II.2.1. Définition - types - principe de fonctionnement du PtCnd

Il s'agit d'un système dit géothermique qui utilise l'énergie du sol non loin de la surface afin de chauffer ou refroidir un air neuf destinées à la ventilation des bâtiments. Il est surtout utilisé dans le secteur résidentiel et les installations de ce genre ne cessent d'augmenter dans près de 30 pays à travers le monde.

Son principe de fonctionnement consiste à faire passer l'air neuf extérieurs 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 3 m. La figure 2 montre le principe de fonctionnement de puits canadien.

Avec les lois physiques d'inertie thermique du sol et de transfert de chaleur, il est possible d'estimer les niveaux de températures tout au long du tube.

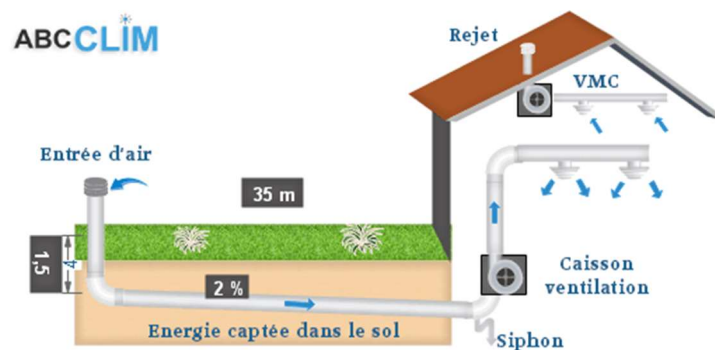


Figure 2 : Principe de fonctionnement du Puits Canadien

II.2.2. Historique : Evolution du PtCnd

Les premiers calculs sur les échangeurs air-sol étaient basés sur l'échange thermique par conduction entre le sol et le tube dans le but d'améliorer leurs performances.

Les travaux de Hollmuller, (2002) portant sur l'utilisation des échangeurs air/sol pour le chauffage et le refroidissement des bâtiments sont à souligner. Ces résultats permirent d'une part d'acquérir une bonne compréhension de certains phénomènes liés au système et surtout de dégager le phénomène nouveau du déphasage à amortissement quasi-nul d'une oscillation thermique. D'autre part, ils posèrent les bases du préchauffage/rafraîchissement par puits canadien appliqué au bâtiment.

Amitrano, (2006) publia ses recherches concernant les éléments de dimensionnement d'un échangeur air/sol, dit « puits canadien ». Sa notice de dimensionnement permit de proposer des critères objectifs pour le choix des différentes caractéristiques ou paramètres à optimiser pour le dimensionnement d'un puits canadien tel que : la longueur, diamètre et nombre de tubes, profondeur

d'enfouissement, distance entre les tubes, débit de ventilation. Grâce à ces simulations, l'effet influant des périodes d'apport de chaleur et ou de fraîcheur au cours de l'année ainsi que la nécessité de coupure aux intersaisons furent démontrée. Enfin, quelques éléments sur le calcul des pertes de charges aéraulique furent présentés.

Un autre aspect important pour le confort et entrant dans la conception des puits canadiens est la qualité de l'air. La qualité de l'air intérieur protège la santé des occupants et les questions de cet ordre n'avaient pas encore été traitées de façon conséquente. D'après les analyses de Lucie, (2009), trois (3) sources de dégradations de la qualité de l'air intérieur ont été identifiées : l'air extérieur, le sol et les matériaux constituant le puits. De ces trois sources peuvent ainsi se dégager une grande diversité de d'agents potentiels dangereux pour la santé humaine : des agents physiques, des agents chimiques et des agents d'origine biologique. Ce qui permet à la fin de proposer plusieurs préconisations et de suggérer des moyens de gestion.

En Afrique, les études sur ce système géothermique commenceront au Maghreb où en Algérie Moumami, Benfatah, Hatraf, & Moumami, (2010) essayèrent d'évaluer les performances d'un échangeur air/sol dit « puits canadien » à travers la modélisation et l'expérimentation. Étude effectuée dans le but principal d'évaluer les possibilités offertes à la technique du rafraîchissement par la géothermie pour être utilisé dans les sites de climats arides variés en Algérie. À l'issue de leur étude et à travers les résultats obtenus, ils pointèrent l'aspect prometteur de ce système en Algérie car leur modèle pourrait être largement amélioré.

Mebarki, Draoui, Abdessemed, Keboucha, & Drici, (2012) procédèrent à une étude dans la zone de Bechar (Algérie) visant à étudier les performances d'un échangeur air/sol par voie de modélisation analytique. Les résultats dégagés par cette étude permirent de comprendre davantage le comportement de l'échangeur air/sol au cours des saisons.

En 2014, des études similaires à celles de Bechar furent réalisées par Khabbaz et al., (2014) au Maroc. Cette fois-ci, il s'agissait de faire l'étude expérimentale d'un échangeur air/sol pour le rafraîchissement d'un bâtiment résidentiel dans la banlieue de Marrakech. Ils réalisèrent un monitoring de ce système à travers un suivi des températures et humidités et aboutirent à des résultats satisfaisants. Ils montrent que le système est adapté pour le rafraîchissement de l'air dans les bâtiments à Marrakech, puisqu'il procure une température de soufflage quasi-constante d'environ 24 °C, acceptable pour le confort dans cette localité.

Les études sur le puits canadien en Afrique noir ont aussi attiré attention et intérêt. Une installation de PtCnd à 2iE fut l'objet d'expérimentation suite au mémoire de master réalisé par NGOULA EWOUKI Uriel de Jésus. Woodson, Coulibaly, & Traoré, (2012) effectuèrent une étude de cas sur cette même installation permettant de mieux comprendre cette technologie. Kabore & Kam, (2017) de l'Université Ouaga I déterminèrent à l'aide d'une modélisation analytique les flux thermiques dans le cas du fonctionnement d'un puits provençal dans une habitation à Ouagadougou, puis dégagèrent les

périodes de refroidissement et de chauffage. L'issu de leur travail révèle des points assez importants quant à l'utilisation d'un tel système dans les zones sahéliennes.

II.2.3. Paramètres de conception des PtCnd

Avant d'aborder les paramètres pour la conception d'un puits canadien/provençal, les éléments suivants sont à prendre en compte (HEINTZ, 2008) :

- **Nature du sol** : Liée à la capacité calorifique et à la conductivité thermique du sol ;
- **Localisation géographique** : Le différentiel de température doit être pris en compte pour une utilisation performante de ce système dans la zone.
- **Place disponible pour l'enfouissement des conduits et coût** : L'espace est un aspect important car le transfert de chaleur s'effectue à travers celui.
- **Type de bâtiment et ventilation hygiénique** : Les bâtiments d'habitation supportent mieux le PtCnd comparé aux bâtiments tertiaires.
- **Étude thermique** : Il faudra étudier les principales caractéristiques que doit avoir ce puits en fonction des conditions climatiques et des besoins de rafraîchissement de la zone.

Ce n'est qu'après l'analyse des éléments cités précédemment que les paramètres d'influence entrent en jeu. Ceux-ci sont directement liés à **la configuration de l'installation**. Cependant il faudrait comprendre avant tout que chaque localité possède des comportements qui lui sont propres. Ainsi, les paramètres suivants sont à prendre en compte (HEINTZ, 2008) :

1. **La profondeur d'enfouissement du collecteur** : Il faudrait que la profondeur permette d'obtenir une température basse tout en minimisant les contraintes de sécurité et les coûts de réalisation.
2. **La longueur et la forme des conduites** : La longueur des tubes détermine la surface d'échange et le temps de séjour de l'air dans les tubes. Elle doit être suffisante pour permettre un meilleur transfert. 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.
3. **Le débit d'air total** : Il doit couvrir les besoins du local à rafraîchir.
4. **Le nombre et le diamètre des conduites** : Ils influent sur la vitesse d'écoulement de l'air et sur les surfaces de contact air-tubes et sol-tubes. Ces paramètres sont ajustés en fonction du débit d'air nécessaire.
5. **La vitesse de passage de l'air dans les tubes** : Elle est liée au débit d'air total, au nombre et au diamètre des conduites. Elle doit cependant permettre un bon échange convectif entre l'air et

les tubes et vaincre en même temps les pertes de charges.

6. **La température du sol et la température de sortie** : La température du sol à une profondeur z et à un temps t varie selon l'endroit d'implantation pour une zone donnée. Elle est soit un paramètre mesurer soit calculer par la fonction sinusoïdale suivante après résolution de l'équation de la chaleur en milieu semi-infini. La température de sortie de l'air en considérant une température T_{sol} du sol homogène peut être évaluée.

II.2.4. Les paramètres influençant les performances du PtCnd

L'atteinte du confort dans un local à travers le PtCnd passe par la maîtrise des paramètres qui affectent considérablement les performances du système afin de mieux les choisir. Les plus importants dans notre cas sont :

- Le diamètre ;
- La longueur ;
- Le débit volumique de l'air
- Les valeurs thermiques du sol ;
- Le climat environnant ;
- Les catégories de tubes

Concernant les catégories de tubes, nous en avons trois (03) : Les minéraux (béton et terre cuite), les métalliques (fonte, acier galvanisé, aluminium, etc.) et les synthétiques (PVC, PEHD, PPR).

III. MATERIELS ET METHODES

III.1. MATERIELS

La plateforme expérimentale sur laquelle sera installé le PtCnd est un bâtiment pilote (voir figure 3) ayant un volume de $41,6 \text{ m}^3$ soit $4,06 \text{ m}$ de longueur, $3,06 \text{ m}$ de largeur et $3,35 \text{ m}$ de hauteur sous plafond. Tous les côtés du bâtiment donnent sur l'extérieur. Les murs ont une épaisseur de 19 cm et ont été construits localement avec du parpaing en ciment. Le plafond est constitué de bois contre-plaqué au-dessus duquel se trouvent un comble aéré et la toiture en tôle imitation tuile.



Figure 3 : Bâtiment pilote

Afin de faciliter l'atteinte de nos objectifs, un certain nombre d'outils logiciels seront utilisés, notamment EXCEL pour l'évaluation des besoins énergétiques, de la longueur de conduite nécessaire, du devis, de l'étude économique et d'éventuelles optimisations et SKETCHUP pour réaliser les croquis.

Les données générales du site qui nous serviront lors de nos différents calculs et simulations ont été obtenues à travers des visites et mesures sur le terrain, le personnel des 2 laboratoires et des recherches personnels sur internet. De plus nous avons eu à utiliser les appareils tel que DeltaOHM pour l'analyse de la température du sol à différentes profondeurs et KD2 Pro pour les mesures des propriétés thermiques du sol.

III.2. METHODES

III.2.1. Paramètres de dimensionnement et Hypothèses

Pour le bilan thermique de climatisation, le local technique à climatiser a des murs de teinte grise de 3 m sous plafond. Les deux fenêtres, vitrage clair (avec rideau extérieur) sont de 1,2 m² et la porte métallique, couleur grise de 2,25 m².

On estime le coefficient global d'échange des murs à 2,5 W/m²/K. Celui des fenêtres et portes est estimé à 6 W/m²/K. La masse surfacique des murs correspond à une structure légère. Le faux plafond est en contre-plaqué avec un comble aéré.

Pour simplifier les calculs on supposera que 2 personnes (assises en travail léger) sont à mesure d'utiliser le local et recevront 28 m³/h d'air neuf. Le local abrite des appareils de mesure scientifiques de puissance totale 50 W, un souffleur de 38 W et est éclairé par un tube au néon de 36 W.

Un ventilateur de rafraîchissement y est installé mais sera considéré inexistant dans les calculs. Les murs sont en aggloméré creux ciment avec enduit et les gains par infiltration sont négligés.

Les paramètres de dimensionnement sont donnés à dans le tableau I ci-dessous.

Tableau 1 : Paramètres du bilan thermique

Base	Température Sèche		Humidité relative		Teneur en eau (g/kgas)	
	Extérieure (°C)	Intérieure (°C)	Extérieure (%)	Intérieure (%)	Extérieur	Intérieur
Avril						
14h	43	28	30	50	12	10
he	Face Est-Ouest	Face Nord-Sud	Fenêtre Nord-Sud	Porte Sud	Toit	
15	10.4185	13.7685	1.2	2.002	12.782	

Le processus de refroidissement de l'air à travers un PtCnd fait intervenir deux modes de transferts de chaleur : La conduction et la convection. La figure 4 suivante élaborée par Pierre Hollmuller illustre de manière détaillée tous les échanges sensibles, latents et diffusifs entrant en jeu.

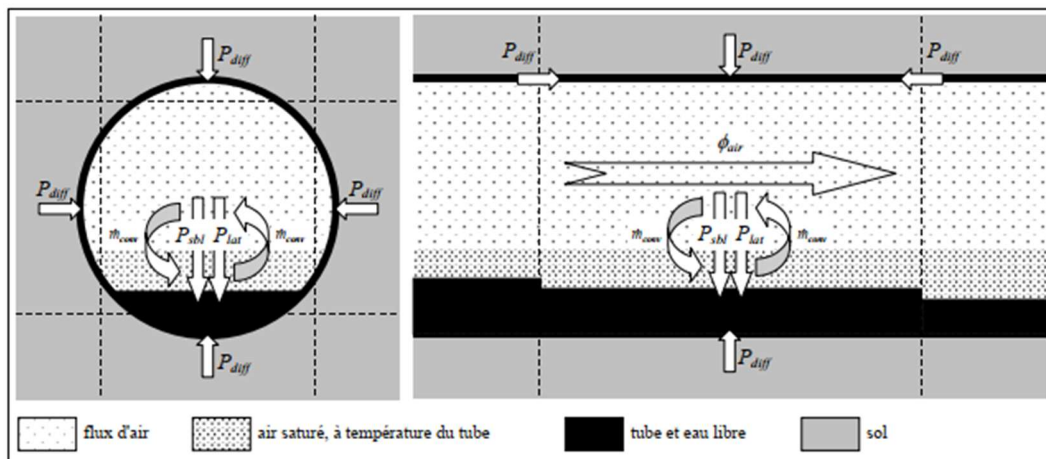


Figure 4 : Schématique des échanges

La conduction s'opère le long de la paroi de la conduite tandis que la convection s'opère sur les surfaces internes afin d'évacuer la chaleur de l'air à insuffler dans le local, mais aussi sur les surfaces externes de façon minimale bien que la conduite soit en contact avec le sol. En effet, le sol n'étant pas totalement compact, il existe des zones le long de la conduite où il n'existe pas de contact direct entre le sol et la conduite. Pour cette raison, il devient nécessaire de considérer cette résistance qui se crée, contribuant à diminuer la capacité d'évacuation de la chaleur de l'air.

Notre cas d'étude est donc celui d'une conduction dans un cylindre creux avec convection sur les surfaces.

À partir de ces modes de transferts, les hypothèses suivantes seront utilisées pour la suite de nos raisonnements et calculs :

- ✓ Il n'y a pas de génération de chaleur à l'intérieur du système ;
- ✓ Le régime permanent est considéré ;
- ✓ La conductivité du matériau constituant le cylindre est une constante ;

- ✓ La chaleur se propage uniquement suivant l'axe radial $T = T(r)$.

III.2.2. Étude de variantes

III.2.2.1. Les variantes de sols

Les sols, comme tous matériaux sont caractérisés par leurs inerties thermiques, quantifiées grâce aux phénomènes de diffusivités et ou d'effusivités. Alors que la diffusivité d'un matériau continu est une grandeur physique qui caractérise sa capacité à transmettre un signal de température d'un point à un autre de ce matériau, l'effusivité quant à elle caractérise sa capacité à échanger de l'énergie thermique avec son environnement. Elles sont toutes fonction de la conductivité thermique λ et de l'inertie thermique (capacité thermique volumique ρC_V). Plus la diffusivité est élevée, plus la chaleur se déplace rapidement à travers la masse du matériau. C'est ce type de sol qu'il faudra éviter lors de la réalisation pour ne pas être obligés d'implanter la conduite du PtCnd à une grande profondeur.

Le tableau 20 à l'annexe A nous donne les valeurs de diffusivités de quelques matériaux.

Les sols argileux sont meilleurs en termes de conductivité et de rétention d'eau alors que les sols sablonneux ont pour avantage de mieux retenir les flux de chaleur en surface.

III.2.2.2. Les variantes de conduites

Comme énoncé au I.2.4. du document, la conduite fait partie des paramètres pouvant affecter la performance du PtCnd. Pour cela il serait judicieux d'étudier les variétés de conduites afin de pouvoir choisir celle qui pourrait augmenter les performances de notre système ("Puits canadien": les conduits extérieurs," 2014). Le tableau 2 résume les points forts et les défauts des différentes conduites pouvant être utilisées sur la base de la littérature.

Tableau 2 : Caractéristiques des différents types de conduites

	Conduites	Avantages	Inconvénients
TYPES	Terre cuite ou grès vitrifié	Lambda= 1.16, 4 fois > PEHD; Pas de condensation et régule H; écologique; étanchéité parfaite, bonne qualité de l'air, bonne longévité	Prix un peu + élevé que PE
	PEHD	Lambda= 0.5, 3 fois > PVC; Intérieur lisse et extérieur annelé; excellente résistance; Pas de dégagement toxique	Présence de condensation; prix moyennement élevé; pas écologique; utilisé pour l'adduction d'EP
	PPR	Lambda= 0.35, 2 fois > PVC; Intérieur lisse; Présence de couche anti-bactériennes; excellente longévité; excellente résistance	Présence de condensation; extérieur lisse; prix moyennement élevé; étanchéité à vérifier; pas écologique
	PVC	Prix bas	Lambda= 0.17; présence de condensation; pas écologique; risque de dégagements toxiques; possibilités d'odeurs désagréables; intérieur pas assez lisse
	Fonte	Lambda= 50; Rigide et résistant; bonne longévité; étanche.	Présence de condensation; prix élevé; pas écologique; problème de corrosion et de rouille
	Acier galvanisé	Lambda= 60; Rigide et résistant; bonne longévité; étanche.	Présence de condensation; prix très élevé; pas écologique; Risque de corrosion et de rouille

De ce tableau, il est clair qu'à priori le type de conduite qui serait plus efficace dans notre système est la conduite en terre cuite. Étant constitué d'argile, ce type de conduite pourra mieux capter l'humidité, ce qui gardera la température de la conduite plus proche de celle du sol. Cependant ce dernier pose comme seul problème la disponibilité puisque l'utilisation de conduite en terre cuite n'est pas fréquente dans notre milieu.

À défaut de celui-ci, les conduites en PPR et PEHD peuvent être une bonne alternative. Avec leurs conductivités thermique supérieure à celle des conduites en PVC, le coefficient global d'échange sera amélioré ; l'inconvénient de leur utilisation étant leurs coûts qui sont assez élevés.

Le PVC est celui à utiliser lorsque des contraintes financières s'imposent. Mis à part sa mauvaise conductivité thermique, l'utilisation du PVC peut causer des problèmes de qualité de l'air intérieur qui est aussi un aspect à ne pas négliger.

Les conduites en métaux sont les plus attractives sur le point de vue transfert thermique mais le problème de corrosion remet en cause leur fiabilité pendant l'utilisation. Il existe cependant cinq techniques possibles pour protéger les produits en acier contre les effets de la corrosion avec une durée minimale de vie allant jusqu'à 30 ans mais nous préférons quand même abandonner l'option par manque de maîtrise.

III.2.2.3. Choix du diamètre, du type de conduites et de la profondeur

Pour ces choix, deux paramètres doivent guider notre décision ; d'une part il y a l'espace disponible. Pour la réalisation de notre prototype nous disposons d'une surface d'environ 300 m². Il faudrait que le diamètre choisi nous permette d'obtenir une longueur de conduite qui tienne dans l'espace qui nous a été accordé ; d'autre part il y a le prix des conduites à prendre en compte car plus on augmente le diamètre dans l'optique de réduire la longueur, on a le prix des conduites qui augmente considérablement surtout pour le cas des PPR et PEHD comme le montrent les tableaux 21-23 en annexe B.

De plus nous nous sommes délibérément permis de veiller à ce que le coût total du système ne dépasse pas exagérément le coût des systèmes de climatisation classique.

Pour ce qui est de la profondeur à laquelle nous allons placer la conduite, nous avons effectué des mesures sur terrain afin de se décider. Ces mesures ont été prises à l'aide du KD2 Pro et du DeltaOHM.

Le KD2 Pro sert à faire les mesures des propriétés thermiques du sol tel que la conductivité, la résistivité, la diffusivité et la chaleur spécifique. Le protocole de mesure est à retrouver dans l'annexe C.

Le KD2 Pro nous donne les valeurs présentées dans le tableau 3.

Tableau 3: Valeurs thermiques du sol

Profondeur (m)	Temp(°C)			Résistivité(°C.cm/W)			Conductivité (W/m.K)		
	T	TMoy	Ecart-type	Rho	Rho_Moy	Ecart-type	λ	k_Moy	Ecart-type
2.7	28.3	28.1	0.151	68.2	80.003	12.881	1.47	1.269	0.204
	28.0			78.1			1.28		
	28.1			93.7			1.06		
2	27.2	27.2	0.035	393.8	300.8	131.522	0.25	0.368	0.161
	27.2			207.8			0.48		
1.5	26.9	26.6	0.162	106.5	280.7	54.674	0.94	0.63	0.268
	26.6			204.9			0.49		
	26.6			215.4			0.46		
1	27.7	27.4	0.150	172.2	210.8	48.914	0.58	0.452	0.113
	27.4			249.4			0.40		
	27.4			268.2			0.37		
0.5	29.6	29.4	0.133	152.3	202.85	57.414	0.66	0.484	0.150
	29.4			253.4			0.40		
	29.4			250.0			0.40		
Moyenne	27.31			220.501			0.7556		
Ecart-type	0.78			122.089			0.4636		

Pour chaque niveau nous avons pris 2 mesures. Ainsi, nous remarquons que pour notre type de sol, les valeurs de températures et les conductivités ne suivent pas la même tendance suivant la profondeur. Pour ces valeurs instantanées, la profondeur de 1,5 nous donne la meilleure température tandis que la meilleure conductivité est obtenue à la profondeur de 2,7.

Le DeltaOHM sert à faire les mesures de température du sol sur un intervalle de temps afin de voir son évolution. Le protocole de mesure est donné dans l'annexe D. Nous avons effectué une prise de température sur 24 heures partant du 18 novembre 2019 à 12 heures et l'évolution des températures du sol est donnée par la figure 5 suivante :

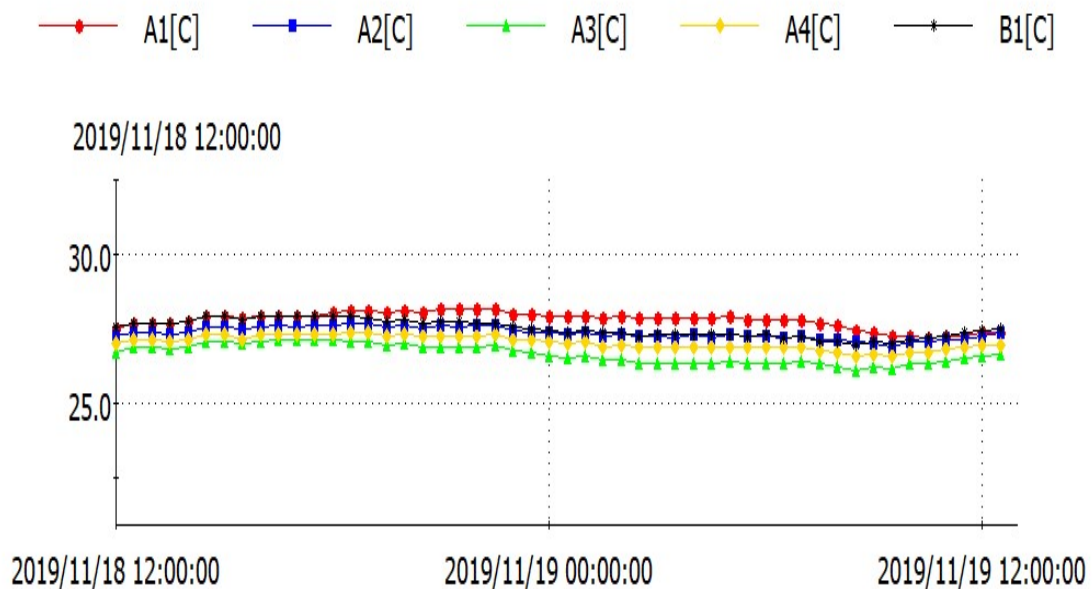


Figure 5 : Évolution journalière des températures du sol

Les données statistiques de notre courbe sont résumées dans le tableau 4 suivant :

Tableau 4 : Données statistiques de la courbe

STATISTIQUES	A1 : 0,5 m	A2 : 1 m	A3 : 1,5 m	A4 : 2 m	B1 : 2,7 m
Échantillons	50	50	50	50	50
Moyenne	27,7	27,3	26,6	27,0	27,5
Max	28,1	27,6	27,1	27,35	27,9
Min	27,2	26,9	26,1	26,6	26,9
Max-Min	0,95	0,75	1,00	0,75	1,00

Les valeurs journalières prises nous donnent toujours les meilleures températures à la profondeur de 1,5 m. Nous avons aussi remarqué sur le terrain que cette profondeur est la zone de transition entre la zone humide et la zone sèche de notre sol.

Pour nos calculs nous retiendrons les valeurs prises à la profondeur de 1,5 m.

III.2.3. Dimensionnement - Conception

Le dimensionnement d'un PtCnd est l'aspect important à assurer car c'est de ce dernier que dépendront l'efficacité et la rentabilité de l'installation. Il consistera d'abord à évaluer les besoins énergétiques du local, ensuite choisir le système de ventilation et enfin évaluer la longueur de conduite nécessaire pour atteindre la température de sortie voulue dans le local.

III.2.3.1. Evaluation des besoins énergétiques de climatisation

Afin de créer une zone de confort dans le local, la machine frigorifique à installer aura pour rôle d'évacuer la chaleur fournie par les éléments internes et externes au local. Une bonne évaluation de ces apports est importante pour bien les compenser et éviter un surdimensionnement inutile.

Les formules de calcul des gains de chaleur de notre bâtiment se présentent comme suit :

Pour les charges externes

$$Q_{S_{1+3}} = H \cdot S \cdot (\theta_e - \theta_i) [W] \quad (1)$$

$$Q_{S_2} = H \cdot S \cdot \Delta T_f [W] \quad (2)$$

$$Q_{S_4} = g \cdot F \cdot S \cdot G [W] \quad (3)$$

Ce sont respectivement les gains de chaleur murs + vitres, les gains calorifiques dus au rayonnement solaire global G par les parois opaques et les gains solaires dus aux parois vitrées.

Pour les charges internes

$$Q_{S_5} = n \cdot Q_s \cdot 1,16 [W] \quad (4)$$

$$Q_{l_1} = n \cdot Q_l \cdot 1,16 [W] \quad (5)$$

$$Q_{S_6} = n \cdot P_{unit} [W] \quad (6)$$

Ce sont respectivement les gains sensibles occupants, les gains latents occupants et les apports sensibles par les machines et appareillages (les apports latents étant négligés).

La puissance frigorifique de l'installation sera la somme des apports sensibles et des apports latents obtenus. À partir de celle-ci sera choisi l'équipement de production de froid.

$$Q_f = \sum Q_s + \sum Q_l \quad (7)$$

III.2.3.2. Évaluation de la longueur

L'évaluation de la longueur est basée sur le calcul du flux de chaleur le long d'une conduite avec convection sur les parois (extérieur et intérieur). Aussi, faudrait-il comprendre que le flux de chaleur a pour sens l'intérieur vers l'extérieur (loi de Fourier).

Cette évaluation de longueur suivra les étapes de conception suivante :

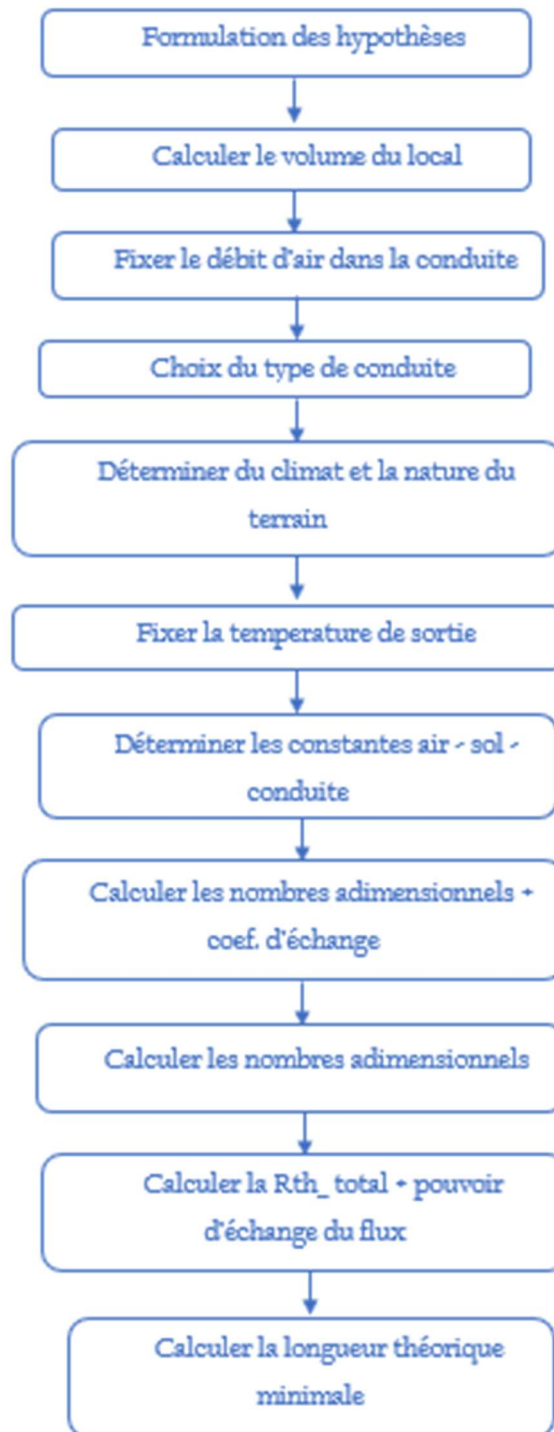


Figure 6 : Étapes pour l'évaluation de la longueur de conduite

Les paramètres caractéristiques de l'air, du sol et de la conduite prise de la littérature et des mesures sont résumés dans le tableau suivant :

Tableau 5 : Paramètres pour les calculs de l'évaluation de la longueur

LES PARAMETRES CARACTERISTIQUES AIR_CONDUITE_SOL

Température extérieure	43	°C		
Température de sortie	28	°C		
Température moyenne du sol	28	°C	soit un écart maximum demandé de:	15 °C
Conductivité du tuyau	0.5	W/m/K		
Conductivité thermique de l'air	0.0262	W/m/K		
Conductivité thermique de l'eau	0.6	W/m/K		
Cap calorifique massique de l'air	1004	J/kg/K	1.004	kJ/kg/K
Masse volumique de l'air	1.2	kg/m ³	0.015	kg/s
Viscosité dynamique de l'air	0.0000208	kg/m/s		
Hydrométrie moyenne	20%			
Conductivité de la terre sèche	0.63	W/m/K		
Conductivité de l'air à 10% d'hygrométrie	0.03	W/m/K		

Le flux thermique par unité de volume φ à travers la paroi du tube est proportionnel à la différence de température entre l'extérieur du tube et la moyenne du sol, et à l'inverse de la résistance thermique totale de la paroi, R.

$$\varphi = \frac{(T_e - T_{moy_{sol}})}{R_{th_{totale}}} \quad (8)$$

La longueur de conduite est alors déduite de l'équation (9) après avoir déterminé le débit d'air nécessaire pour favoriser un bon renouvellement d'air ;

$$L = \frac{\rho_{air} \cdot C_{p_{air}} \cdot q \cdot (T_e - T_{moy_{sol}})}{2\pi \cdot r_{int} \cdot \varphi} \quad (9)$$

La résistance de la paroi est composée de résistance thermique de convection air-conduite (R_{th_1}), de la résistance thermique de convection terre-conduite (R_{th_2}), et de la résistance thermique de conduction (R_{th_3}).

$$R_{th_{totale}} = R_{th_1} + R_{th_2} + R_{th_3} \quad (10)$$

Le calcul des résistances thermiques de convection se fait sur la base des coefficients de convection air-conduite et conduite-terre, et celui de la résistance thermique de conduction avec la connaissance de la conductivité et des rayons intérieur et extérieur de la conduite.

$$R_{th_1} = \frac{1}{2\pi \cdot r_1 \cdot h_1} \quad (11)$$

$$R_{th_2} = \frac{1}{2\pi \cdot r_2 \cdot h_2} \quad (12)$$

$$R_{th_3} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi \cdot \lambda_{conduite}} \quad (13)$$

Les coefficients de convection sont calculés à partir du nombre de Nusselt (Gnielinski, 1976) :

$$h_1 = \frac{Nu \cdot \lambda_{air}}{D_{int}} \quad (14)$$

$$h_2 = \frac{Nu \cdot \lambda_{sol}}{D_{ext}} \quad (15), \text{ avec}$$

$$Nu = \frac{hD}{\lambda} = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{f}{8}\right)^{0,5} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (16)$$

Pour le calcul du coefficient f nous utiliserons la formule de S. E. Haaland, 1983 et donnée par,

$$f = \left[-1,8 \log_{10} \left(\left(\frac{\epsilon}{3,7D} \right)^{1,11} + \frac{6,9}{Re} \right) \right]^{-2} \quad (17)$$

Connaissant le diamètre intérieur, le nombre de Reynold ($Re = 8640$) caractérisant un régime turbulent et la rugosité absolue qui sera prise égale à 0 car ayant affaire à une conduite lisse de l'intérieur en plastique, nous obtenons $f = \mathbf{0.03216}$.

III.2.4. Simulation dynamique

III.2.4.1. Objectif de la simulation

Cette simulation est un guide à la prise de décision. L'objectif de notre dimensionnement en amont ayant été de déterminer la longueur de conduite nécessaire ainsi que le flux qu'il engendre, la simulation mettra en évidence l'influence des paramètres importants tels que le débit, les différents diamètres pouvant être utilisés, les types de conduites et les types de sols afin de mieux les choisir tout en respectant les hypothèses techniques (au II.2. du document) sans beaucoup affecter les performances de notre système.

III.2.4.2. Organigramme retenu pour la simulation

La simulation se fera suivant deux procédures. Celles-ci se présentent comme suit :

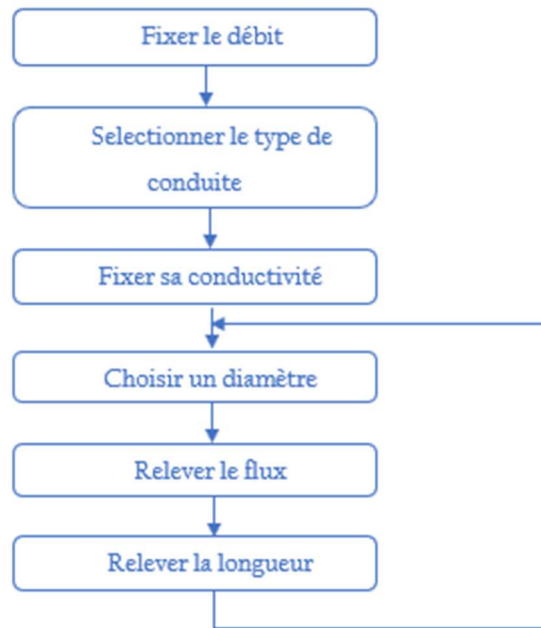


Figure 7 : Étapes pour le premier cas de simulation

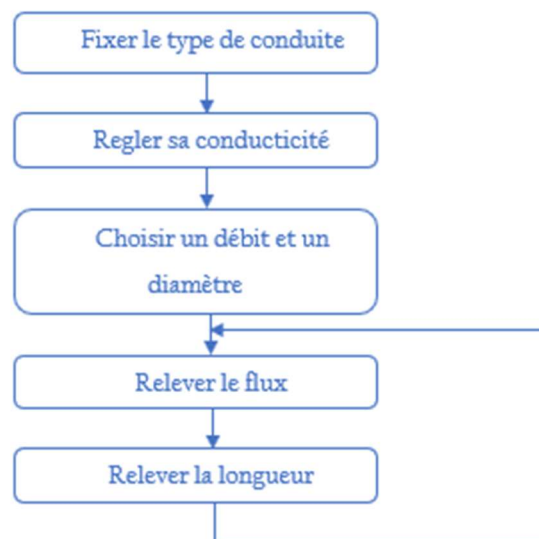


Figure 8 : Étapes pour le deuxième cas de simulation

Les diamètres qui serviront à la simulation sont les suivants : 20, 25, 32, 40, 50, 75, 110, 125 et 160 mm.

Le premier cas de simulation (figure 7) permettra de visualiser l'évolution de la longueur et du flux selon les types de conduites à débit constant sur les diamètres de conduite disponible. Le débit retenu pour le second cas est de 17 m³/h.

Le second quant à lui (figure 8) permettra de visualiser l'évolution de la longueur et du flux par variation de débits sur les diamètres de conduite disponible pour les quatre types de conduites. Les débits retenus sont : 17, 30, 60, 90 et 120 m³/h.

III.2.5. Éléments pour la réalisation

III.2.5.1. Inventaire

Les composants entrant dans la conception du système sont :

- Conduites + Coudes (87°) ;
- Ventilateur de soufflage ;
- Filtres à air ;
- Colle ou collier métallique ;
- Grillage avertisseur.

III.2.5.2. Configuration retenue

Le challenge à ce niveau est de proposer une configuration qui tienne dans cet espace tout en minimisant les singularités.

Ainsi, la figure 9 présente la configuration retenue pour notre réalisation.

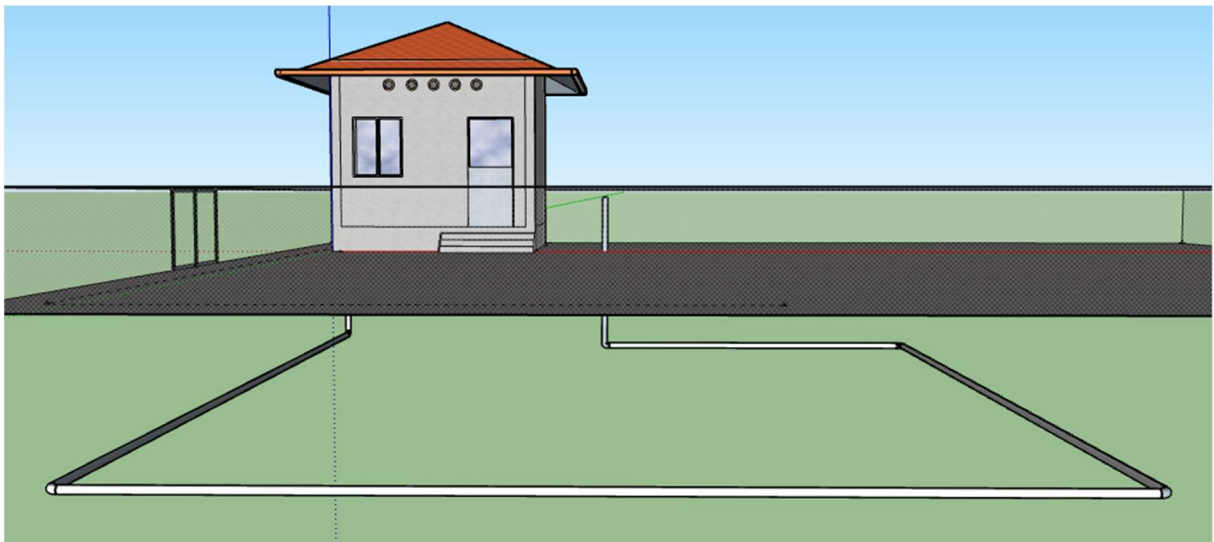


Figure 9 : Configuration de notre PtCnd

Les principales caractéristiques de la configuration sont :

- Type de configuration : Boucle
- Durée de vie du système en années : 50 ans minimum
- Longueur de la conduite : 40 m
- Type de conduite : PEHD
- Diamètre de la conduite : 50 mm
- Puissance frigorifique requise (local) : 6 kW
- Puissance du PtCnd : 0,25 kW
- Débit du souffleur : 50 m³/h
- Puissance du souffleur : 38 W

III.2.5.3. Étapes pour l'installation

L'installation du prototype devrait se faire suivant les étapes suivantes :

- Déblaiement
- Pose
 - Collecteur et filtres à air
 - Conduites
 - Sondes
 - Ventilateur de soufflage
- Raccordements électriques et mécaniques
- Remblaiement.

IV. RESULTATS ET DISCUSSION

Cette partie présentera les résultats qui découlent de notre méthodologie et les discutera qui s'y rapportent.

Les résultats importants feront l'objet d'analyse puis de confrontation avec les résultats d'études similaires afin de pouvoir dans la mesure du possible tirer des conclusions.

IV.1. DIMENSIONNEMENT - CONCEPTION

IV.1.1. Évaluation des besoins énergétiques

Voici en résumé dans le tableau 6, les résultats du calcul des gains de chaleur du bâtiment pilote. Pour le bilan thermique détaillé, voir la note de calcul Excel « Besoins énergétiques » dans l'annexe E.

Tableau 6 : Résumé des gains de chaleur du bâtiment pilote

	VALEURS	UNITÉS
$Q_{S_{1+3}}$	2399	W
Q_{S_2}	2897	W
Q_{S_4}	343	W
Q_{S_5}	139	W
Q_{I_1}	93	W
Q_{S_6}	126	W

La puissance frigorifique totale du local et la puissance réelle de la machine qui conviendrait sont données dans le tableau 7 qui suit :

Tableau 7: Bilan de puissance

	PUISSANCE FRIGORIFIQUE TOTAL (kW)	CHARGES SENSIBLES TOTALES (kW)	CHARGES LATENTES TOTALES (kW)
TOTAL	6	5.9	0.1
BTU/hr	20455.9		
Facteur de chaleur sensible	0.98		
Puissance prise du catalogue (kW)	1.99		
Puissance de la machine (cv)	1.4		

IV.1.2. Évaluation de la longueur

Au terme des calculs, nous obtenons les valeurs résumées dans le tableau 8 pour l'évaluation de la longueur de notre conduite.

Tableau 8 : Résumé des valeurs pour l'évaluation de la longueur

	VALEURS	UNITÉS
N_u	69,8	-
h_2	50,07	$W/m^2/K$
h_1	879	$W/m^2/K$
R_{th3}	0,17	$K \cdot m^2/W$
R_{th2}	0,01	$K \cdot m^2/W$
R_{th1}	0,10	$K \cdot m^2/W$
R_{th_totale}	0,28	$K \cdot m^2/W$

La longueur minimale de conduite nécessaire afin d'espérer atteindre la température de consigne de 28 °C avec une température moyenne du sol de 28 °C est de 40,2 m et le pouvoir d'échange du flux dans la conduite correspond dans ce cas à 54 W/m³.

Cette longueur est assez longue lorsqu'on considère le périmètre disponible d'où la nécessité de faire une configuration en boucle pour l'adapter.

L'évolution de la longueur pour différentes températures de sortie nous donne les valeurs de longueurs et d'écart dans le tableau 9 pour une conduite en PEHD, 17 m³/h :

Tableau 9: Évolution de la longueur pour différentes températures

Temp sortie (°C)	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35
Longueur (m)	40.2	40.2	40.2	40.2	40.2	40.2	40.2	37.5	34.8	32.1	29.5	26.8	24.1	21.4
Delta T	15	15	15	15	15	15	15	14	13	12	11	10	9	8

L'allure de cette évolution de la longueur donne :

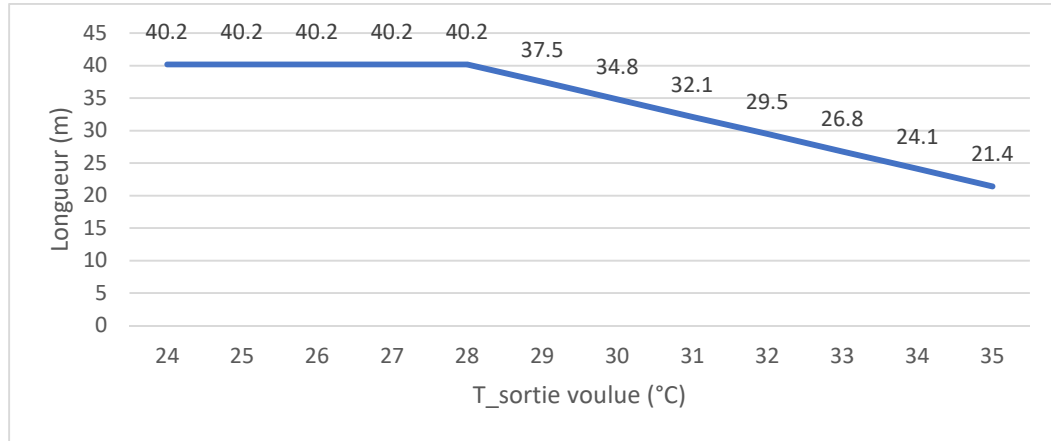


Figure 10: Courbe de l'évolution de la longueur

Le dimensionnement que nous proposons donne effectivement la longueur minimale de conduite à installer pour espérer atteindre la température voulue dans le local. C'est pour cela que nous remarquons l'allure constante de la courbe lorsque T_{sortie} voulue est inférieure à la température moyenne du sol. Rappelons que c'est la formule (9) qui nous a permis de calculer la longueur de conduite nécessaire.

Le paramètre qui varie dans cette formule est l'écart de température (différence de température) Δt .

En réalité il peut s'écrire de deux manières :

$$\begin{cases} |\Delta t = T_{\text{ext}} - T_{\text{sortie}}| & |1| \\ |\Delta t = T_{\text{ext}} - T_{\text{moy}_{\text{sol}}}| & |2| \end{cases}$$

- Lorsque la température de sortie voulue dans le local est en deçà de 30 °C ($T_{\text{moy}_{\text{sol}}}$), on utilise l'équation |2|, qui devient dans ce cas un terme constant, d'où l'allure constante de la courbe ;
- Dans le cas où la température de sortie sera voulue supérieur à $T_{\text{moy}_{\text{sol}}}$, on pourra se permettre de diminuer la longueur de conduite puisque l'équation |1| sera décroissante, de même que la longueur.

L'équation |2| se justifie par le fait que l'air qui traversera la conduite ne pourra en aucun cas être inférieur à la température du sol (dans le cas d'un refroidissement bien entendu) quand la température que l'on souhaite avoir est plus basse que la température même du sol mais on souhaiterait qu'elle s'y approche.

L'équation |1| tire son sens du fait que la température que l'on veut est supérieure à la température du sol. Raison pour laquelle la longueur de conduite diminue pour limiter les échanges de chaleur. C'est ce principe que nous avons considéré pour le dimensionnement de notre système de climatisation.

Le diamètre de la conduite, la conductivité de la terre, la conductivité de la conduite et la vitesse de l'air sont les paramètres qui jouent considérablement sur le flux et la longueur de conduite après analyse de nos formules de dimensionnement. S'assurer de l'utilisation des meilleures valeurs de ces paramètres lors de l'installation du prototype permettra de maximiser le rendement du système. Si en plus de cela on prend le temps d'évaluer la longueur de conduite qu'il faudrait installer, les espoirs d'atteindre de bonnes performances ne peuvent que s'accroître.

L'évaluation de la longueur de conduite avant l'installation du PtCnd est une étape qui n'est pas adoptée dans les recherches que nous avons rencontrées bien que cela soit possible, raison même qui a motivé notre prise de décision de le faire. Les recherches rencontrées sur le PtCnd ont pour objectif l'amélioration des performances du système car c'est le but recherché. Cela passe par une installation du système, son instrumentation puis son optimisation. L'installation du système consiste à se fixer les éléments de conception (type de conduite, diamètre, longueur, débit d'air de ventilation) sans étude préalable visant à justifier le choix des matériaux choisis. Ce qui limite dès le départ les performances du système. L'instrumentation de ces systèmes sans études préalables se sont malgré tout avérer prometteur pour l'atteinte du confort. L'optimisation qui suit ces études consiste à une série de variation des paramètres clés pour une meilleure compréhension du système.

Les travaux sur le PtCnd effectués par Pierre Hollmuller dans le cadre de sa thèse restent par ailleurs la référence car elle pose les bases de dimensionnement et les études postérieures se sont inspirées de ces derniers. Il posa les bases de la modélisation analytique par transformation de Fourier et la modélisation numérique.

Les études réalisées dans des climats à peu près similaires au notre nous donnent les indications suivantes dans le tableau 10 :

Tableau 10 : Quelques résultats d'études similaires

Auteurs	Lieu	Diamètre (mm)	Débit (m3/h)	Profondeur (m)	Longueur (m)	Temp_sortie (°C)
NGOULA De Jésus	2iE (Ouaga)	125	95	1,5	25	30,1 ^a
Moumimi et al.	Biskra (Algérie)	110	130	3	60	24,8
B. Mebarki et al.	Béchar (Algérie)	75	130	3	50	21,7

^a Moyenne des températures de sortie des mois de mars, avril et mai.

Rappelons aussi que dans notre cas nous avons :

Tableau 11 : Quelques résultats de notre étude

Diamètre ^b (mm)	Débit ^d (m3/h)	Profondeur ^b (m)	Longueur (m)	Temp_sortie ^c (°C)
----------------------------	---------------------------	-----------------------------	--------------	-------------------------------

50	17	1,5	25,7	$\leq 28\text{ }^{\circ}\text{C}$
50	30	1,5	31,8	$\leq 28\text{ }^{\circ}\text{C}$
50	60	1,5	44,1	$\leq 28\text{ }^{\circ}\text{C}$
50	90	1,5	55	$\leq 28\text{ }^{\circ}\text{C}$
50	120	1,5	65,4	$\leq 28\text{ }^{\circ}\text{C}$

^b Paramètres fixes

^c Ce que l'on souhaite avoir comme température à la sortie

^d Paramètre à varier

Les études du tableau 10 ont abouti au fait qu'il existe une longueur limite au-delà de laquelle il n'y a plus de chute de température ; 35 m pour Moumami et al., (2010) et longueur compris entre 25 et 40 m pour Mebarki et al., (2012). Cette longueur peut aussi dans notre cas être déterminée et nous retenons de ce fait qu'elle varie selon la localité et les paramètres d'influence choisis. Cependant, La variation du débit (ou d'un des paramètres d'influence) suffira à faire varier cette longueur comme nous le montre le tableau 11. L'expérimentation de NGOULA EWOUKI, (2010) montre qu'une température de 30 °C est atteignable avec une conduite de 25 m.

IV.2. SIMULATION DYNAMIQUE

Les résultats de la simulation dynamique qui seront présentés se focaliseront sur nos valeurs prises dans le dimensionnement pour éviter de charger le corps du document avec tous les cas de figure possibles. Cependant, les analyses et discussions prendront tout en compte et les autres cas pourront être retrouvés dans l'annexe F.

- Nous présentons d'abord le premier cas de simulation. Les courbes qui suivront traitent uniquement du cas des évolutions pour le débit de 17 m³/h.

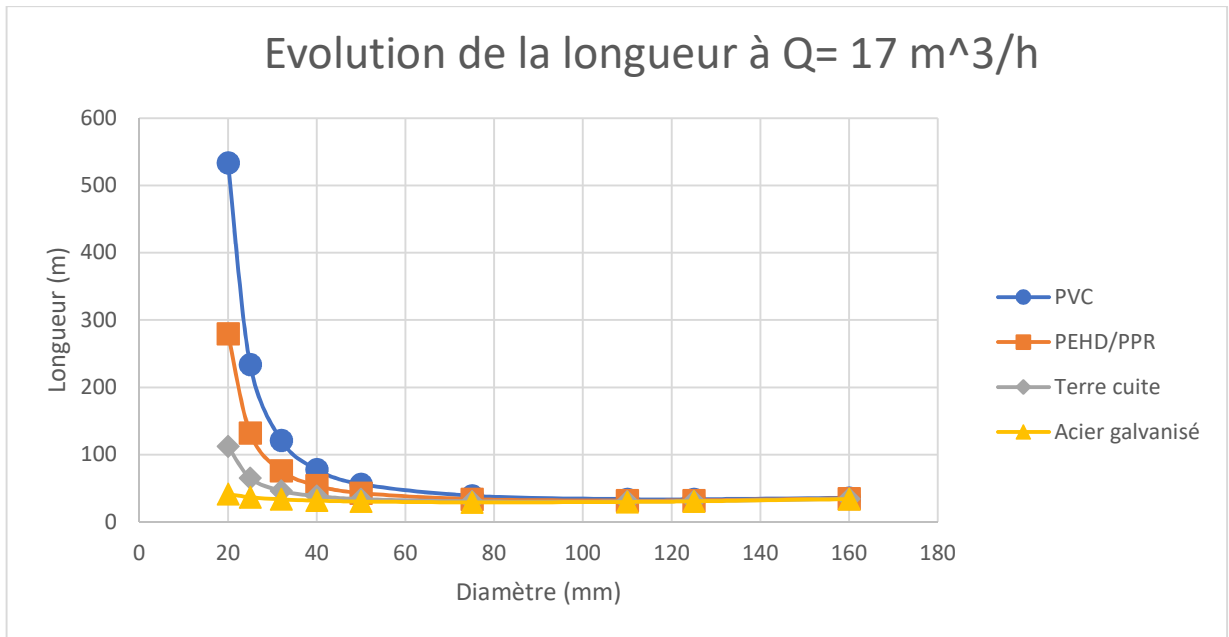


Figure 11 : Évaluation de la longueur à débit constant

On remarque que l'augmentation du débit entraîne une augmentation de la longueur de conduite lorsqu'on a affaire à des petits diamètres. Pour les grands diamètres l'allure de l'évolution nous conduit à un minimum avant de remonter à des valeurs de plus en plus grandes. Aussi nous pouvons nous rendre compte que la longueur de conduite diminue au fur et à mesure que le type de conduite a une bonne conductivité.

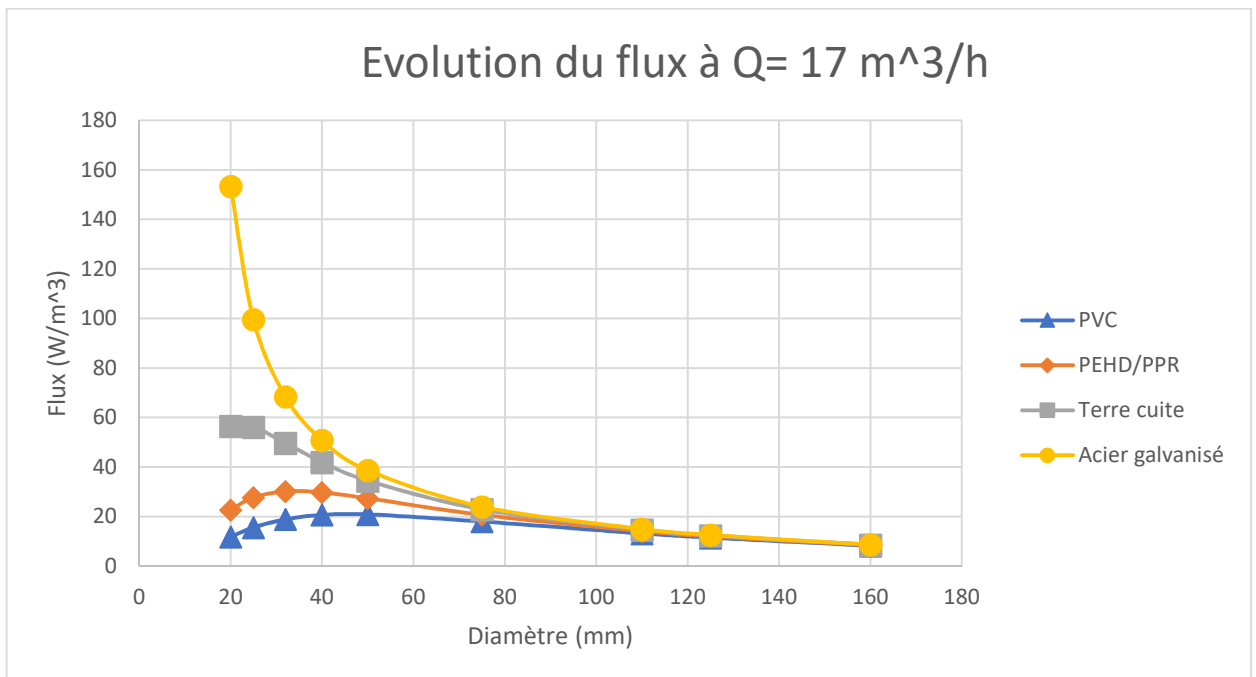


Figure 12 : Évolution du flux à débit constant pour les types de conduites

Concernant le flux nous constatons que le flux est optimisé à un diamètre précis pour chaque débit. Aussi, les débits élevés donnent les meilleurs flux.

- Le deuxième cas de simulation traite de la conduite en PEHD. L'évolution de la longueur et du flux se présente comme suit :

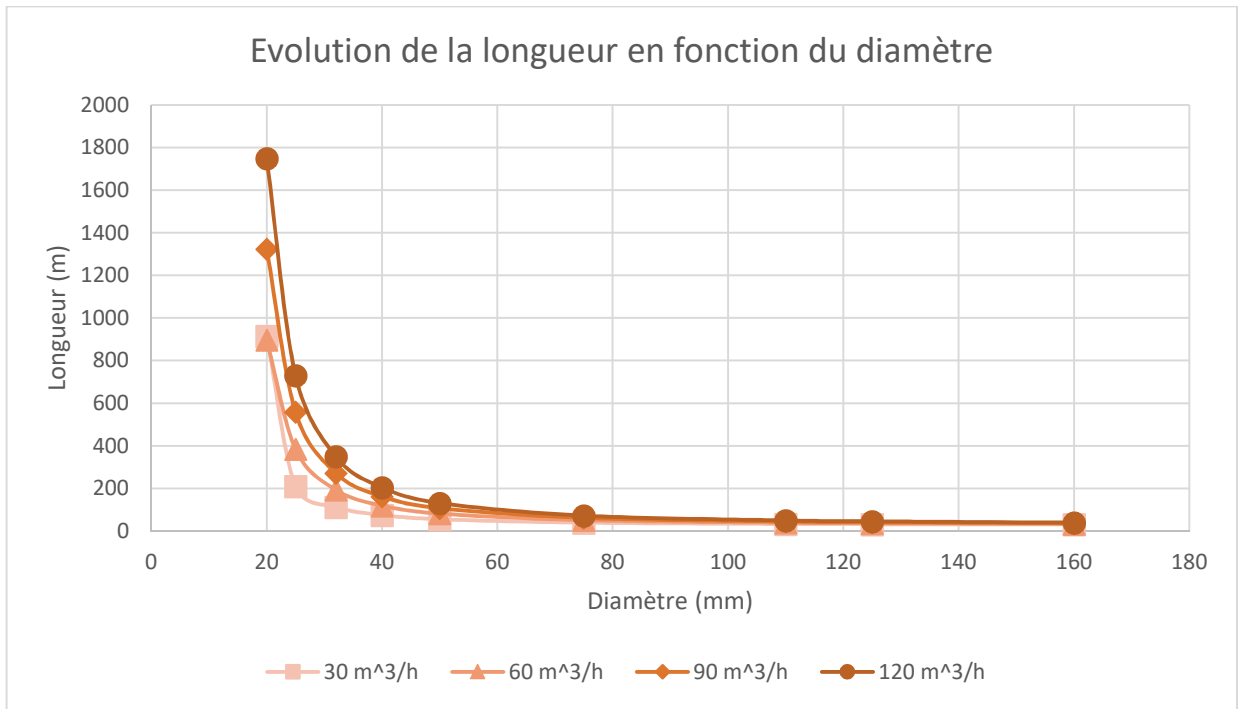


Figure 13 : Évolution de la longueur du PEHD pour différents débits

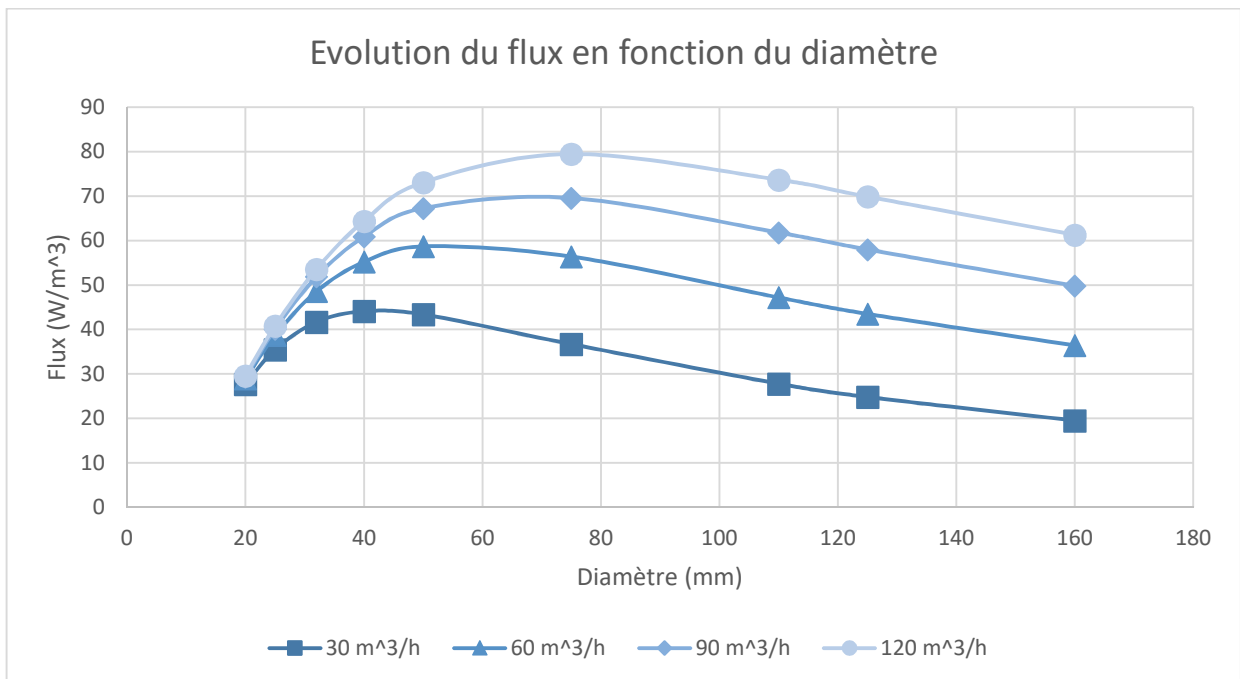


Figure 14 : Évolution du flux du PEHD pour différents débits

Pour les longueurs nous constatons toujours des valeurs élevées de longueur pour les petits diamètres. L'allure de la courbe du flux nous permet de comprendre que pour optimiser le flux il faudra prioriser les conduites à forte conductivité et ayant les plus faibles diamètres.

Les analyses découlant de nos simulations permettent de dégager quelques similarités entre nos résultats et la littérature :

L'effet du diamètre sur la longueur de conduite et la température de sortie est confirmé par les travaux de Mebarki et al., (2012) qui aboutissent au fait que la température de l'air croît au fur et mesure en augmentant le diamètre pour une même longueur de conduite, situation expliquée comme étant due au fait que pour des grandes valeurs de diamètre, le débit devient maximal, de ce fait l'air n'a pas suffisamment de temps pour absorber la chaleur stockée au niveau du sol.

De plus, il existe une plage de température à atteindre pour espérer atteindre une température de confort.

La variation du flux thermique récupérable pour une température de sol et une température de l'air fixée montre une augmentation de cette dernière.

IV.3. RECAPITULATIF DE NOS RESULTATS

Nos résultats nous ont permis de comprendre et de relever dans le tableau 12 les avantages et limites (susceptible d'être engendrés) des paramètres que nous avons pris pour le dimensionnement de notre système.

Tableau 12 : Prise de position de nos résultats

Paramètres d'influence	Valeurs prises (P) - Mesurée (M)	Avantages	Limites
Diamètre	50 mm (P)	Bon échange de flux	Pertes de charges à considérer
Débit d'air	17 m ³ /h (P)	Temps de passage satisfaisant de l'air dans la conduite	Défavorable si les pertes de charges sont importantes
Sol (Conductivité)	0,63 W/m/K (M)	Bonne diffusivité du sol; Profondeur de placement de la conduite satisfaisante	Type de sol peu compact après remblaiement
Catégories de tubes	PEHD (P)	Lambda= 0.5, 3 fois > PVC; Intérieur lisse et extérieur annelé; excellente résistance; Pas de dégagement toxique	Presence de condensation; prix moyennement élevé; pas écologique; utilisé pour l'adduction d'EP

Ainsi nous comprenons que chaque paramètre possède ses limites ; il faudrait alors penser à trouver des solutions pour minimiser les contraintes liées à chaque limite.

IV.4. OUTILS D'AIDE A LA DECISION

Le tableau 13 peut être qualifié d'outil d'aide à la décision car il présente les principaux paramètres d'influence des performances du système ainsi que les mesures à envisager lors de leur prise en compte.

Tableau 13 : Proposition de support pour prise de décision

Paramètres d'influence	Marges de manoeuvre	Ce qu'il faudrait	Ce qui pourrait limiter l'option
Diamètre	Plusieurs gammes existent	Chercher le diamètre qui maximise le flux sans trop engendrer des pertes de charge (par simulation)	Le diamètre influe sur la longueur et augmente le prix de la conduite
Longueur	Plusieurs gammes existent	Doit être suffisante pour permettre à l'air de se refroidir	Augmentation du prix d'achat des conduites
Débit d'air	Plusieurs gammes existent	Chercher à utiliser un débit qui permettra à l'air de se refroidir sur la longueur de conduite choisi	La disponibilité des souffleurs est parfois limité dans le localité
Valeurs du sol	Possibilité de réaliser un mélange ou de procéder à un remplacement complet d'une portion de sol	Avoir un sol qui retient l'humidité en surface	La disponibilité des types de sol est parfois limité
Climat environnant	Peut être améliorer en créant des micro-climats afin de protéger le sol	Avoir un climat verdoyant autour de la zone d'installation	Certaines localités peuvent en être hostiles
Catégories de tubes	Possibilité de choisir un type de tube	Utiliser des conduites ayant les meilleurs conductivités	Le rapport qualité - prix est important

V. COMPARAISON ECONOMIQUE : PTCND - SYSTEME DE CLIMATISATION CLASSIQUE

V.1. DEVIS

Sur la base de l'inventaire présenté dans la partie III.2.5.1. du document, nous nous sommes rendus dans les points de ventes locaux afin de recenser les prix de chaque composant. À partir de ces prix nous avons dressé le devis estimatif de notre PtCnd, mais aussi celui de son système de climatisation classique équivalent. Le tableau 14 présente le devis du prône et le tableau 15, celui du système de climatisation classique.

ANALYSE DE FAISABILITE TECHNICO-ECONOMIQUE D'UNE INSTALLATION DE
CLIMATISATION PAR PUIITS CANADIEN

Tableau 14 : Devis du PtCnd

Articles	Prix unitaires TTC (FCFA)	Quantités	Prix nets TTC (FCFA)
Conduite PEHD Diamètre ext. 50 mm	18500 /Barre de 100 m	12	222000
Coude PEHD 87 °C	2500	7	17500
Ventilateur souffleur (38 W)	16000	1	16000
Colle	8000 /1 kg	1	8000
Grillage avertisseur	21000	1	21000
Travaux (Main d'œuvre)	460000	1	460000
Imprévis (10 %)			28450
Total TTC			772 950

Nous remarquons que la majorité de la part du devis est occupée par le prix de la conduite.

Tableau 15: Devis de la climatisation classique

Articles	Prix unitaires TTC (FCFA)	Quantités	Prix nets TTC (FCFA)
Climatiseur	280 000	1	280000
Travaux (Main d'oeuvre)	30 000	1	30000
Total TTC			310000

La répartition des devis selon les différents types de conduites, climatisation classique comprise nous donne le graphique suivant :

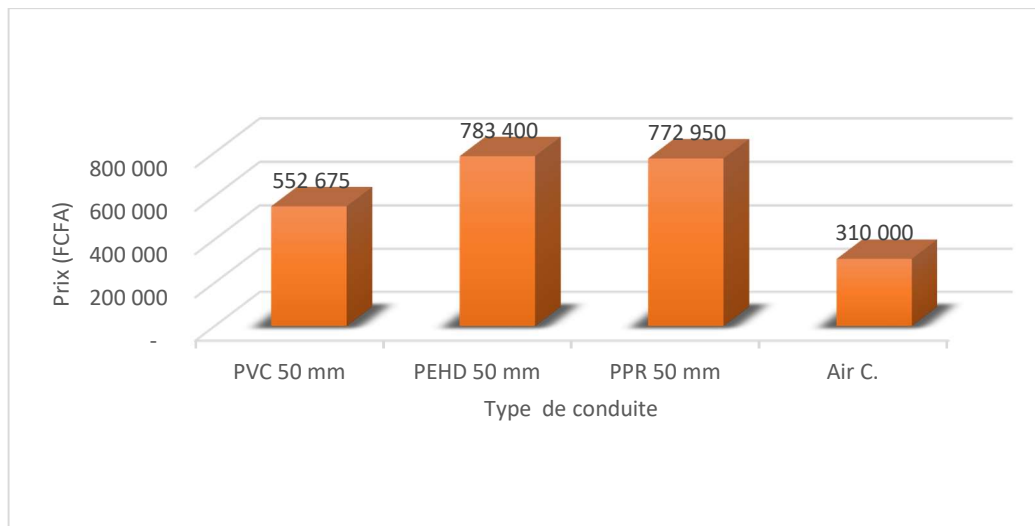


Figure 15 : Graphe de comparaison des devis

Les systèmes utilisant les conduites en PPR et en PEHD sont les plus coûteux.

V.2. VALEUR ACTUELLE NETTE (VAN)

Le calcul de la Valeur Actuelle Nette sur la durée de vie du système permettra de comparer l'option PtCnd et climatisation classique. Il doit inclure tous les coûts qui permettront d'assurer sa viabilité sur une certaine période de temps, ramenés à une valeur actualisée. Le principe de base de cette analyse économique consiste à établir les coûts suivants, en valeur actualisée sur la durée de vie du système :

- Coût d'investissement initial de l'installation ;
- Frais annuels de fonctionnement ;
- Coûts annuels de maintenance ;
- Coûts de remplacement des équipements ;
- Coûts annuels de la source d'énergie extérieure ;
- Valeur de rachat du système.

La durée de vie de moyenne du PtCnd sera prise égale à 50 ans, qui correspond à la durée minimale de vie des conduites tandis que la durée de vie du climatiseur split sera prise égale à 20 ans.

Afin de déterminer le coût sur la durée de vie des différentes options, les données suivantes sont nécessaires :

Paramètres économiques

1. Taux d'intérêt (i) : 10 %
2. Taux d'investissement (inv) : 8 %
3. Taux d'inflation (inf) : 3 %
4. Taux d'actualisation net (2-3) (t) : 5 %

Le coût d'investissement initial de l'installation correspond aux dépenses qui doivent être payées et

financés par le maître d'ouvrage. Ce dernier est dans notre cas le 2iE et ces coûts initiaux correspondent au montant de notre devis. Aussi, cet investissement *ne provient pas d'un prêt*.

Les coûts récurrents regrouperont les frais annuels de fonctionnement, les coûts annuels de maintenance et les coûts de remplacement des équipements. Les frais de fonctionnement font référence aux dépenses pour petites réparations telles que les fuites ou la maçonnerie ; les frais de maintenance seront les coûts d'intervention du personnel qualifié pour les entretiens ou réparations poussées des composants ; les frais de remplacement font allusion aux coûts des composants à renouveler durant la durée de vie du système. Les coûts récurrents sont considérés comme des frais ponctuels. Nous procéderons alors à une actualisation simple de la valeur présente de la composante pour l'année de la dépense.

Tous ces coûts sont exprimés en devise (FCFA/an).

La formule ci-dessous permet de calculer la valeur actuelle de cette dépense par rapport au moment futur où elle sera effectuée.

$$V_a = V_{init} \cdot (1 + t)^{-n} \quad (18)$$

où,

V_a = La valeur actualisée simple de la composante

V_{init} = La valeur initiale de la composante

t = Le taux d'actualisation

n = La durée de vie de la composante

Les coûts annuels de la source d'énergie extérieure sont dans notre cas la facture d'électricité qu'engendrerait l'utilisation du ventilateur de soufflage pendant le fonctionnement du système. Sachant que notre ventilateur a une puissance de 38 W, si nous considérons le coût du kWh d'énergie à une valeur constante de 102 FCFA avec un temps de fonctionnement annuel de 1800 heures, nous avons les coûts annuels de la source d'énergie extérieure qui s'élève à :

$$C = P_V \cdot k \cdot C_{kWh} \quad (19)$$

où,

C = Coûts annuels de l'énergie

P_V = Puissance du composant

k = Temps de fonctionnement du système

C_{kWh} = Coût du kWh d'énergie.

La valeur de rachat du système, encore appelée valeur résiduelle est le montant que pourra rapporter la vente des composants du système à la fin de leurs cycles de vie. Nous ne tiendrons pas compte de cette valeur dans nos calculs.

La valeur actuelle nette pour la mise en place de notre système s'obtient par la formule suivante :

$$VAN = CF_0 + US_f(t, n) \cdot CF \quad (20)$$

- CF_0 est l'investissement à la première année ;
- CF (Cash-Flow) correspond à la différence entre les gains et les dépenses annuelles engendrées par la mise en place de notre système.
- $US_f(t, n)$ (série uniforme des facteurs d'actualisation) est obtenue en fonction du taux d'actualisation (t) et la durée de vie de l'installation (n) :

$$US_f(t, n) = \frac{1 - (1 + t)^n}{t \cdot (1 + t)^n}$$

Nous obtenons les valeurs présentées dans les tableaux 16 ci-après et la feuille de calcul en annexe G présente les éléments utilisés pour le calcul de la VAN.

Tableau 16 : Éléments de calcul de la VAN (PtCnd)

Valeur Actuelle Nette PtCnd

CF ₀ (FCFA)	744 500
CF (FCFA)	322 387
US _f	18,26
VAN	5 140 977

La valeur de la VAN nous permet de déduire la rentabilité de ce projet de réalisation de PtCnd, ce qui n'est pas le cas pour la climatisation classique.

V.3. LEVELIZED COST OF ENERGY (LCOE)

Le LCOE est le coût moyen constant de chaque unité d'énergie produite par un générateur sur toute sa durée, ramenée à la valeur actuelle de cette unité d'énergie. Elle est obtenue dans notre cas par la formule suivante :

$$LCOE = \frac{\text{Coût total du cycle de vie du PtCnd}}{\text{Prod. d'énergie totale sur la durée de vie du PtCnd}} \quad (21)$$

De façon analytique,

$$LCOE = \frac{LCC}{US_f(i, a, d) \cdot C_e} \quad (22)$$

LCC étant le coût total du cycle de vie du PtCnd, C_e , l'énergie produite par le système sur sa durée de vie et $US_f(i, a, d)$ la série uniforme des facteurs d'actualisation prenant en compte le taux d'intérêt et le taux d'inflation. Ils sont déterminés par les formules suivantes :

$$LCC = C_I + US_f(i, a, d) \cdot [C_M + C_O] + US_f(i, a', d) \cdot C_R - \left(\frac{1 + a}{1 + i}\right)^d \cdot S \quad (23)$$

Avec,

C_I = Coût d'investissement

C_M = Coût de maintenance

C_O = Coût d'opération

C_R = Coût de remplacement

S = Coût résiduel (considéré nul dans notre cas)

$$US_f(i, a, d) = \frac{\left(\frac{1+i}{1+a}\right) \cdot \left[\left(\frac{1+i}{1+a}\right)^d - 1\right]}{\frac{1+i}{1+a} - 1} \quad (24)$$

et $a' = \frac{(1+a)^d}{(1+i)^{d-1}}$ (taux d'inflation ajusté pour les coûts périodiques tels que les coûts de remplacement).

Les tableaux 17 et 18 qui suivent résument les valeurs des éléments de calculs du LCOE du PtCnd et de la climatisation classique.

Tableau 17 : Éléments de calcul du LCOE du PtCnd

Levelized Cost Of Energy (LCOE) PtCnd

Ci (FCFA)	744 500
Cm (FCFA)	15 000
Co (FCFA)	51 084
Cr (FCFA)	16 000
USf (i,a,d)	405,1
a'	1,1
USf(i,a',d)	1,1
LCC (FCFA)	27 531 106
Puissance frig. (kW)	0,25
durée (h)	1800
Eie (kWh/an)	452
LCOE (FCFA/kWh)	150,43

Tableau 18 : Éléments de calcul du LCOE du climatiseur

Levelized Cost Of Energy (LCOE) Climatiseur

Ci (FCFA)	320 000
Cm (FCFA)	45 000
Co (FCFA)	988 387
Cr (FCFA)	280 000
USf(i,a,d)	405,1
a'	1
USf(i,a',d)	1,2
LCC (FCFA)	419 264 410
Puissance frig. (kW)	6
durée (h)	1600
Eie (kWh/an)	9592
LCOE (FCFA/kWh)	107,90

Le LCOE du PtCnd est inférieur à celui de la climatisation classique. Cela est dû au fait que ce LCOE et dépendant de la puissance (ayant le débit massique de l'air comme principale variante) produite par le système qui est dans notre cas très faible (0,25 kW contre 6 kW). Il faudrait alors fortement songer

à l'améliorer pour qu'il soit compétitif.

V.3. TEMPS DE RETOUR SUR INVESTISSEMENT (TRI)

Il est obtenu par la formule suivante :

$$TRI = \frac{LCC}{CF} \quad (25)$$

Il n'est pas déterminable pour la climatisation classique ; nous obtenons un temps de retour d'environ 18 ans et demi pour notre PtCnd.

VI. CONCLUSION-PERSPECTIVES.

Les travaux présentés dans ce document se situe dans le cadre de l'étude d'un procédé de climatisation semi-passif par PtCnd pour l'atteinte du confort thermique en zone sahélienne. Les principaux objectifs étaient la proposition d'un outil de dimensionnement, la conception théorique et simulation d'un prototype et une étude économique du prototype comparé à un système de climatisation classique, le tout pour démontrer la faisabilité réelle du concept.

Nous avons d'abord présenté dans la revue bibliographique les travaux antérieurs menés dans le domaine du confort thermique en Afrique, puis ceux effectués sur le PtCnd. Nous avons ainsi remarqué que ce sont des sujets qui ont tous abordé particulièrement au Burkina Faso et que des solutions sont envisageables. Aussi, cette revue nous permet de déceler les paramètres à prendre en compte pour la suite.

Pour le dimensionnement du système nous avons procédé à une analyse des phénomènes entrant en jeu dans le processus de refroidissement. Puis, à partir des hypothèses simplificatrices nous avons réalisé une fiche de dimensionnement basé sur nos connaissances académiques, consistant à faire une évaluation de la longueur qui conviendrait dans notre situation pour l'obtention d'une température de sortie que nous nous sommes fixés. De plus, nous avons relevé les variantes et nous les avons analysés et établis pour certaines des mesures sur le terrain afin d'élargir nos possibilités dans la réalisation. Ainsi, pour notre site, nous avons obtenu une longueur de 39 m si nous voulons avoir une température de 28 °C dans le local avec un tube en PEHD placé à 1,5 m de profondeur. La confrontation de nos résultats avec la littérature nous donne des résultats pas exactement les mêmes et pouvant s'expliquer par les conditions des environnements qui sont différents.

Ensuite suivit la simulation que nous avons effectuée en faisant varier les diamètres, les types de conduites et le débit que nous avons jugé important pour voir l'impact de la surface d'échange, la conductivité de la conduite et la vitesse de l'air le long de la conduite sur la longueur de la conduite et le flux. Nous avons ainsi remarqué que les paramètres que nous avons simulés ont tous un impact dans la température que nous recherchons.

La partie économique avec laquelle nous avons achevé notre étude nous a permis de comparer les coûts d'installation d'un tel système selon les variétés de conduites possibles avec un système de climatisation classique. Le devis d'un PtCnd dépend fortement du diamètre choisi. Quelque soit le type de conduite, le devis du PtCnd est dans notre cas plus élevé que celui d'une climatisation classique pour un diamètre de 50 mm. En termes de rentabilité du projet, la VAN du PtCnd montre qu'il est largement meilleur à celui de la climatisation classique et le retour sur investissement est obtenu en moins de 3 ans de fonctionnement. Par contre, pour notre cas de figure, le LCOE du PtCnd est beaucoup moins avantageux (150,5 FCFA contre 109,35 FCFA) mais peut être amélioré et des pistes existent.

VII. RECOMMANDATIONS

Bien que l'outil de dimensionnement que nous proposons nous donne des résultats que nous avons pu comparer avec les études similaires, il faudrait plus d'études spécifiques pour établir un outil encore plus précis. Une étude plus poussée sur les transferts thermiques et la modélisation s'avèrent ainsi très nécessaires. Elle permettra non seulement une meilleure optimisation du système, mais aussi une optimisation des composants.

Il reste aussi à étudier l'impact des autres paramètres d'influence de façon plus précise afin de pouvoir optimiser leur choix.

Une étude du comportement thermique du sol sur le site le long de l'année est aussi nécessaire afin d'être plus précis dans les calculs et la profondeur optimale de placement de la conduite.

L'utilisation des outils de simulation comme TRNsys sont à envisager pour prévoir à l'avance le comportement du système et obtenir des résultats plus précis.

Pousser les réflexions sur la possibilité d'utiliser les conduites métalliques ou en terre cuite dans le système.

BIBLIOGRAPHIE.

Ouvrages et articles

- Amitrano, D. (2006). *Eléments de dimensionnement d'un échangeur air/sol, dit « puits canadien »*. 14.
- Claessens, J., Coulibaly, Y., Djiako, T., Gnamké, M., Kanmogne, A., Kemajou, A., ... Stamatoukos, D. (2002, January). *Efficacité Energétique de la climatisation des bâtiments en pays tropical*. Institut de l'énergie et de l'environnement de la francophonie.
- Coulibaly, Y., Thiombiano, G., & Traoré M., Y. (1998). Climat et confort thermique. *SUD SCIENCES & TECHNOLOGIES*, (2), 22–27.
- HEINTZ, J. (2008, January). *Les puits canadiens/provençaux*.
- 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*.
<https://doi.org/10.13097/archive-ouverte/unige:147>
- Jannot, Y., & Djiako, T. (1994). Economie d'énergie et confort thermique dans l'habitat en zone tropicale. *Revue Internationale Du Froid*, 17(3), 166–173.
- Kabore, B., & Kam, S. (2017). Étude analytique du fonctionnement annuel d'un puits provençal pour la détermination des différences de température, des flux thermiques et des périodes de refroidissement dans une habitation à Ouagadougou. *Afrique SCIENCE*, 13(1), 118–128.
- Khabbaz, M., Benhamou, B., Liman, K., Hamdi, H., Bennouna, A., & Hollmuller, P. (2014). Etude expérimentale d'un échangeur de chaleur air-sol (puits canadien) pour le rafraîchissement d'un bâtiment résidentiel à Marrakech. *3ème Congrès de l'Association Marocaine de Thermique*, 6.
- Lavoie, F. (2008). Le confort thermique dans les bâtiments. *IEPF, Fiche technique PRISME(n°5)*, 1–8.
- Lucie, T. (2009). *Puits canadiens/provençaux et qualité de l'air intérieur : Analyse des dégradations potentielles*. 188.
- Mebarki, B., Draoui, B., Abdessemed, S., Keboucha, A., & Drici, S. (2012). Etude d'un système de climatisation intégrant un puits canadien dans les zones arides, cas de Béchar. *Revue des Energies Renouvelables*, 15(3), 465–478.

- Moummi, N., Benfatah, H., Hatraf, N., & Moummi, A. (2010). Le rafraîchissement par la géothermie: étude théorique et expérimentale dans le site de Biskra. *Revue des Energies Renouvelables*, 13(3), 399–406.
- NGOULA EWOUKI, U. D. J. (2010). *Réduction des coûts de la climatisation par utilisation de puits canadien* (p. 57) [MEMOIRE POUR L'OBTENTION DU MASTER D'INGENIERIE DE L'EAU DE L'ENVIRONNEMENT]. Ouagadougou: 2iE.
- Puits canadien: les conduits extérieurs. (2014). In *ooreka*. Retrieved from <https://puits-canadien.ooreka.fr/comprendre/puits-canadien-conduit-exterieur>
- Woodson, T., Coulibaly, Y., & Traoré, E. S. (2012). Earth-Air Heat Exchangers for Passive Air Conditioning: Case Study Burkina Faso. *Journal of Construction in Developing Countries*, 17(1), 21–32.

LISTE DES ANNEXES

Annexe A. Propriétés thermiques de quelques matériaux.....	IV
Annexe B. Prix des conduites.....	VII
Annexe C. Protocole de mesure des propriétés thermiques du sol.....	VIII
Annexe D. Protocole de mesure des températures du sol.....	X
Annexe E. Note de calcul Excel « Besoins énergétiques ».....	XIII
Annexe F. Suite des résultats des cas de simulation.....	XVI
Annexe G. Détails de calcul de la VAN.....	XXIII

Annexe A. Propriétés thermiques de quelques matériaux

Tableau 19 : Propriétés thermiques de quelques matériaux

Type de roche	Conductivité thermique λ (W/mK)		Capacité thermique volumétrique ρC (MJ/m ³ K)	
	min	valeur typique	min	max
Roches magmatiques				
Basalte	1.3	1.7	2.3	2.3 – 2.6
Diorite	2.0	2.6	2.9	2.9
Gabbro	1.7	1.9	2.5	2.6
Granit	2.1	3.4	4.1	2.1 – 3.0
Péridotite	3.8	4.0	5.3	2.7
Rhyolithe	3.1	3.3	3.4	2.1
Roches métamorphiques				
Gneiss	1.9	2.9	4.0	1.8 – 2.4
Marbre	1.3	2.1	3.1	2.0
Métaquartzite	env. 5.8		2.1	
Méca-schistes	1.5	2.0	3.1	2.2

ANALYSE DE FAISABILITE TECHNICO-ECONOMIQUE D'UNE INSTALLATION DE
CLIMATISATION PAR PUIITS CANADIEN

Autres substances

Bentonite	0.5	0.6	0.8	env. 3.9
Béton	0.9	1.6	2.0	env. 1.8
Glace (-10°C)	2.32		1.87	
Plastique (PE)	0.39		-	
Air (0-20°C, sec)	0.02		0.0012	
Acier	60		3.12	
Eau (+10°C)	0.58		4.19	

ANALYSE DE FAISABILITE TECHNICO-ECONOMIQUE D'UNE INSTALLATION DE
CLIMATISATION PAR PUIITS CANADIEN

Schistes argileux	1.5	2.1	2.1	2.2 – 2.5
Roches sédimentaires				
Calcaire	2.5	2.8	4.0	2.1 – 2.4
Marne	1.5	2.1	3.5	2.2 – 2.3
Quartzite	3.6	6.0	6.6	2.1 – 2.2
Sel	5.3	5.4	6.4	1.2
Grès	1.3	2.3	5.1	1.6 – 2.8
Roches argileuses limoneuses	1.1	2.2	3.5	2.1 – 2.4
Roches non consolidées				
Gravier sec	0.4	0.4	0.5	1.4 – 1.6
Gravier saturé d'eau	env. 1.8		env. 2.4	
Moraine	1.0	2.0	2.5	1.5 – 2.5
Sable sec	0.3	0.4	0.8	1.3 – 1.6
Sable saturé d'eau	1.7	2.4	5.0	2.2 – 2.9
Argile/limon sec	0.4	0.5	1.0	1.5 – 1.6
Argile/limon saturé d'eau	0.9	1.7	2.3	1.6 – 3.4
Tourbe	0.2	0.4	0.7	0.5 – 3.8

Source: <https://energieplus-lesite.be/donnees/enveloppe44/caracteristiques-thermiques-des-sols/>

Annexe B. Prix des conduites

Les prix des différentes conduites qui suivent ont été récoltés auprès de l'entreprise PLOMBERIE DU FASO

Tableau 19 : Prix des conduites en PVC

Diamètre (mm)	Prix (FCFA)	
	Barre (6m)	Coude (87°)
25	1,500	300
40	2,500	400
50	3,000	600
75	4,250	750
110	7,500	1,500
125	12,500	2,000
160	21,000	6,000

Tableau 20 : Prix des conduites en PEHD

Diamètre (mm)	Prix (FCFA)	
	Rouleau (100m)	Coude (87°)
25	42,500	2,000
40	110,000	7,500
50	165,000	12,000
75	475,000	22,500
110	1,100,000	32,500
125	2,250,000	47,500
160	3,250,000	65,000

Tableau 21 : Prix des conduites en PPR

Diamètre (mm)	Prix (FCFA)	
	Barre (4m)	Coude (87°)
25	5,000	300
40	12,500	1,250
50	18,500	2,500
75	65,000	9,000
110	127,500	27,500
125	175,000	37,500
160	235,000	47,500

Annexe C. Protocole de mesure des propriétés thermiques du sol

Guide de terrain

But

Mesurer les propriétés thermiques du sol à différentes profondeurs afin d'avoir une idée approximative de son évolution. Cela permettra de fixer la profondeur la plus favorable pour l'implantation de la conduite du puits canadien et trouver la longueur de conduite qui correspondrait à cette profondeur.

Principe de la méthode

L'opération se fait par introduction de thermocouples à différentes profondeurs dans notre site où sera implanté le puits pour faire les relevés qui serviront à analyser l'évolution des propriétés thermiques du sol. À partir de ces valeurs, le comportement de notre sol sera mieux compris.

Durée

Une séance ; 2 heures au maximum.

Fréquence

Les mesures de température du sol sont réalisées de 7 h 30 à 15 h 30 à des intervalles de 30 minutes chacune.

Matériels

- Une pelle
- Une pioche
- KD2 Pro

- Thermocouple
- Une échelle
- Une perceuse + mèches de 6 mm max de diamètre
- Une chaîne pour la mesure de profondeur
- Un bloc-notes pour le relevé des valeurs
- Fiche Excel de relevé et d'analyse des données.



Figure 16: Aperçue du KD2 Pro

Mode opératoire

1. Creuser un puits de dimensions 1×1×3 m ;
2. Creuser un trou à chaque niveau où sera effectuée la mesure ;
3. Allumer l'appareil et connecter le thermocouple ;



Figure 17 : Le KD2 Pro

4. Recouvrir la partie métallique du thermocouple de gel afin d'assurer son bon contact avec le sol ;
5. Introduire le thermocouple dans le premier trou ;
6. Relever les valeurs ;

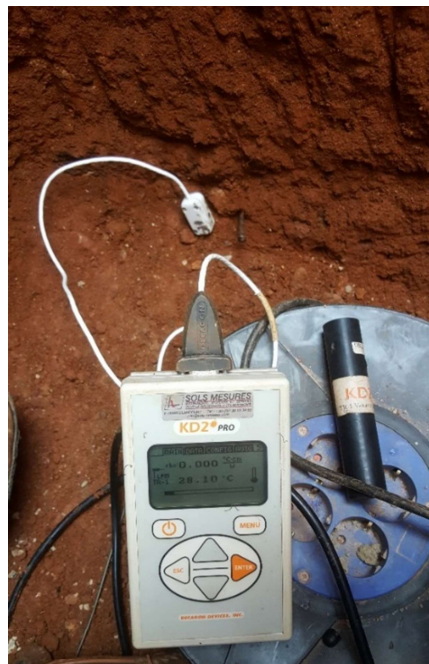


Figure 18 : Vue de la sonde dans le trou

7. Répéter les étapes 4, 5, et 6 pour les autres trous ;

Expression des résultats

Chaque mesure peut être enregistrée dans la mémoire interne du KD2 Pro afin d'être utilisée ultérieurement. Les valeurs obtenues pourront ainsi être reportées sur une feuille Excel et exploitée.

Annexe D. Protocole de mesure des températures du sol

Guide de terrain

But

Mesurer la température du sol à différentes profondeurs afin d'avoir une idée approximative de son évolution. Cela permettra de fixer la profondeur la plus favorable pour l'implantation de la conduite du puits canadien et trouver la longueur de conduite qui correspondrait à cette profondeur.

Principe de la méthode

L'opération se fait par introduction de thermocouples à différentes profondeurs dans notre site où sera implanté le puits pour faire les relever qui serviront à tracer les courbes de l'évolution de la température du sol à différentes profondeurs. À partir de ces courbes, le comportement de notre sol sera mieux compris.

Durée

Hebdomadaire.

Fréquence

Les mesures de température du sol sont réalisées par fréquence hebdomadaire à des intervalles de 30 minutes.

Matériels

- Datalogger HD32.8.16
- Thermocouples
- Tubes flexibles pour protection des thermocouples
- Une pelle
- Une pioche
- Une chaîne pour la mesure de profondeur
- Un ordinateur pour le transfert des données
- Fiche Excel de relevé et d'analyse des données.

Mode opératoire

1. Insérer les thermocouples dans les mêmes trous du puits creusé précédemment (les niveaux où seront effectuées les mesures) ;



Figure 19: Aperçu du Datalogger HD32.8.16

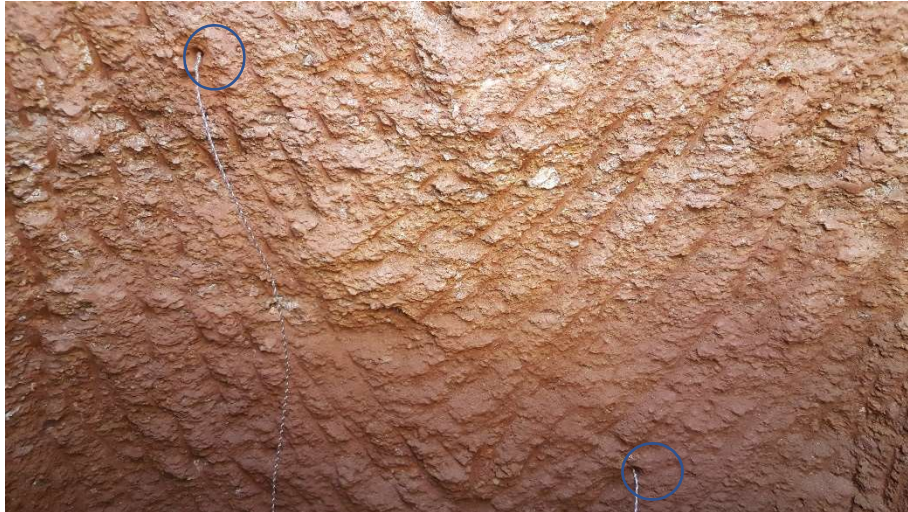


Figure 20 : Insertion des sondes dans les trous

2. Connecter les thermocouples au Datalogger HD32.8.16 dans l'ordre de profondeur croissant partant du groupe A et placer l'appareil dans le box météo situé près du puits pour sa protection ;



Figure 21 : Interface du Datalogger HD32.8.16



Figure 22 : Ports du Datalogger HD32.8.16



Figure 23 : Mise en place du Datalogger HD32.8.16

3. Allumer l'appareil puis régler la date et l'heure du jour ;
4. S'assurer que la température de mesure est en degré Celsius ;
5. S'assurer que les ports de mesures sont réinitialisés ;
6. Dans le LOGGING MENU, configurer la fréquence de mesure, le temps de début et le temps d'arrêt des mesures en mode automatique pour la semaine ;
7. S'assurer que régulièrement du bon niveau de la batterie et que l'appareil prenne les mesures (un bip retenti à chaque prise de température) ;

Expression des résultats

Chaque mesure de température est enregistrée dans la mémoire interne du Datalogger HD32.8.16. Ce dernier peut être connecté à un PC via un port série RS232C ou un port USB afin de transférer les informations et données à travers le logiciel DeltaLog9 (vers. 3.0 ou plus et disponible librement sur le site du constructeur) fonctionnant dans un environnement Windows. Il est aussi possible de directement imprimer les données (par la touche PRINT key) via un port série RS232C. Le relevé de température obtenu pourra enfin être exploité.

Annexe E. Note de calcul Excel « Besoins énergétiques »

Tableau 22 : Fiche de calcul des besoins énergétiques

Base	Température Sèche		Humidité relative		Teneur en eau (g/kgas)	
	Extérieure (°C)	Intérieure (°C)	Extérieure (%)	Intérieure (%)	Extérieur	Intérieur
Avril						
14h	43	24	30	50	18.17	9.3

Listes des locaux	Peroies	Surface nette [m²]	H [W/m² K]	G: Intensité du rayonnement [W/m²]	Text (°C)	Tint (°C)	a = coefficient d'absorption de la paroi recevant le rayonnement	g = facteur de réduction fonction du mode de protection de la fenêtre contre le rayonnement solaire	F = facteur de rayonnement solaire	$\Delta Tf = (a \cdot G \cdot F) / h_e$	Volume (m³)	Nombre d'occupants
Batiment pilote	N mur	12.5685	2.51	198	43	24	0.8	-	1	10.56	42.8	2
	N fenêtre	1.2	5.00	198	43		-	1	0.67	-		
	E mur	10.4185	2.51	198	43		0.8	-	1	10.56		
	O mur	10.4185	2.51	543	43		0.8	-	1	28.96		
	Sud mur	10.5685	2.51	231	43		0.8	-	1	12.32		
	Sud fenêtre	1.2	5.00	231	43		-	1	0.67	-		
	Sud porte	2.002	6.00	231	43		0.8	-	1	12.32		
	Toit	12.7821	2.00	774	43		0.8	-	1	41.28		

ANALYSE DE FAISABILITE TECHNICO-ECONOMIQUE D'UNE INSTALLATION DE CLIMATISATION PAR PUITS CANADIEN

Charges externes				Charges Internes							
Gains de chaleur par les murs externes	Gains calorifiques dus au rayonnement solaire global G par les parois	Calcul des Gains de chaleur par convection et conduction par les vitres	Gains solaires dus aux parois vitrées	Apport de chaleur par les occupants		Apport de chaleur par l'éclairage	Apport de chaleur par les machines et appareillages				
				Gains sensibles	Gains latents	Lampe fluorescente	Apports sensibles	Apports Latents			
$QS1 = H . S . (\theta e - \theta i) [W]$	$QS2 = H . S . \Delta Tf [W]$	$QS3 = H . S . (\theta e - \theta i) [W]$	$QS4 = g F S G [W]$	$QS5 = n . QS . 1.16 [W]$	$QI1 = n . QI . 1.16 [W]$	$QS6 = n . P . unit [W]$	$QS7 = QSequip . unit * n [W]$	$QI2 = QLequip . unit * n [W]$	Puissance Frigorifique totale [W]	Chaleur Latente [W]	Chaleur Sensible [W]
599	333	-		139	93	36	24	-	6571	93	6478
-	-	114	158								
497	276	-									
497	757	-									
504	327	-									
-	-	114	185								
228	148	-									
486	1055	-									

Tableau 23 : Données pour le calcul des besoins énergétiques

DONNEES

Gains S et L par les personnes

24°C

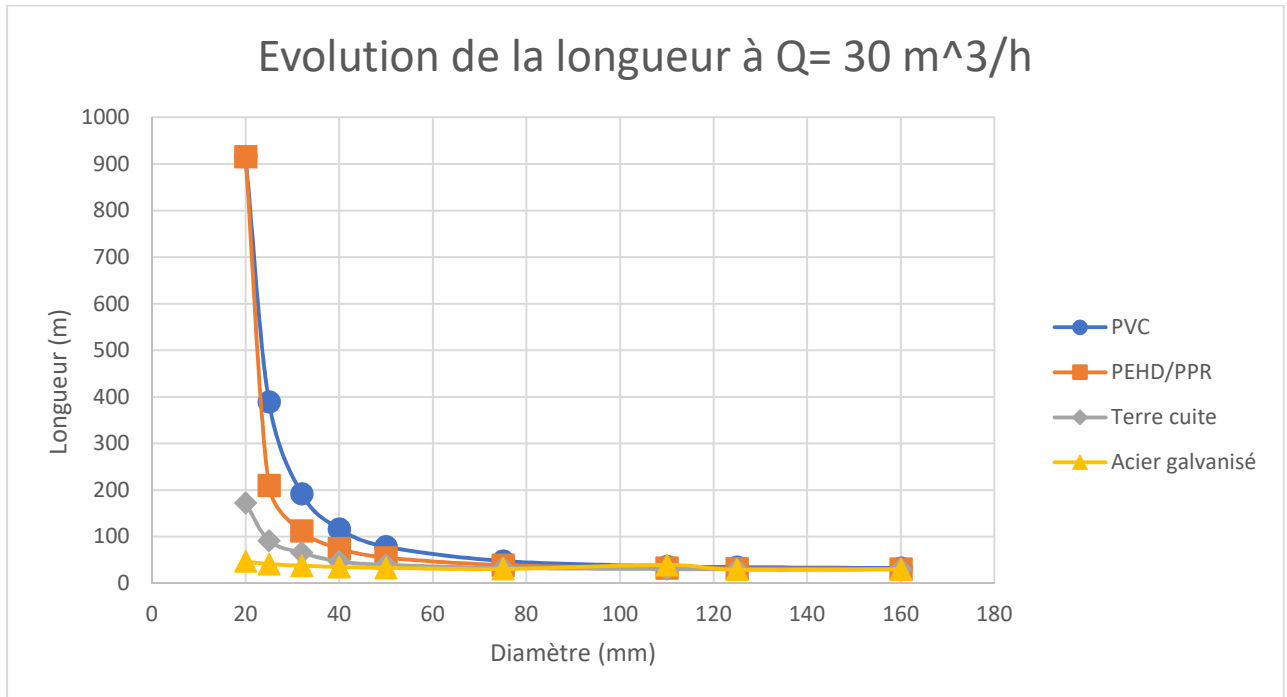
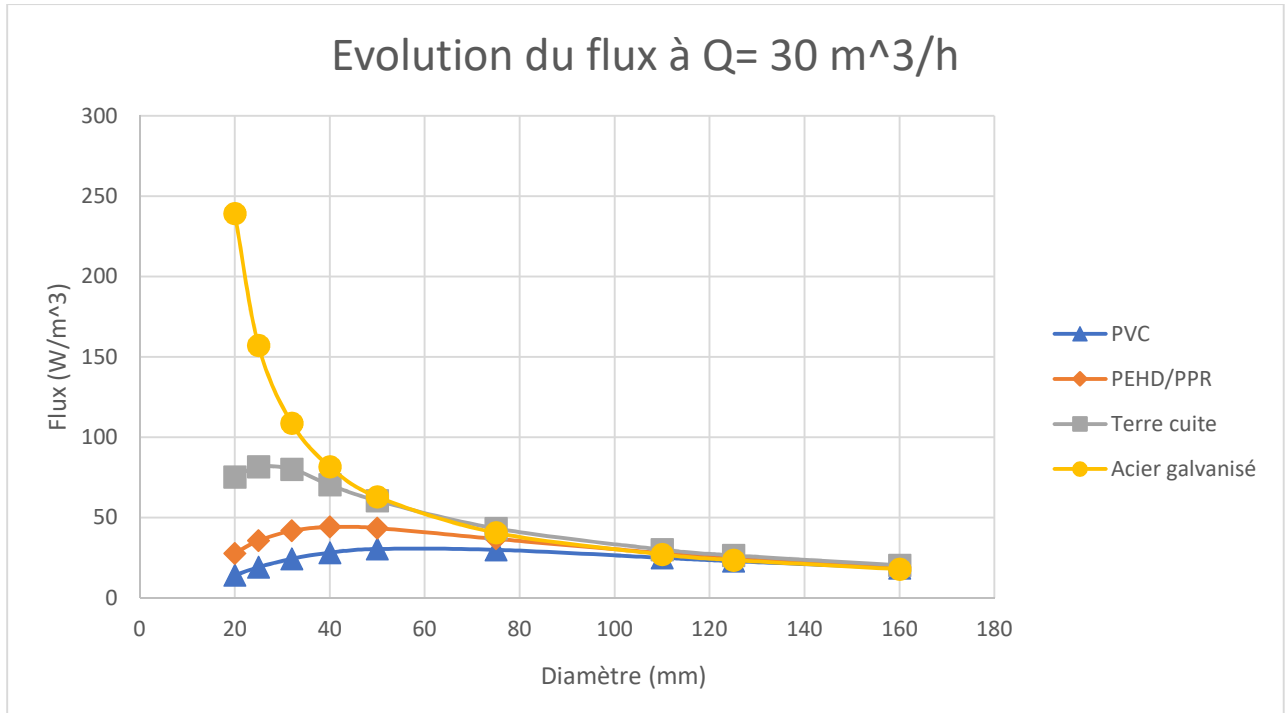
Activité des personnes	Qs	Ql
Assis travail leger	60	40

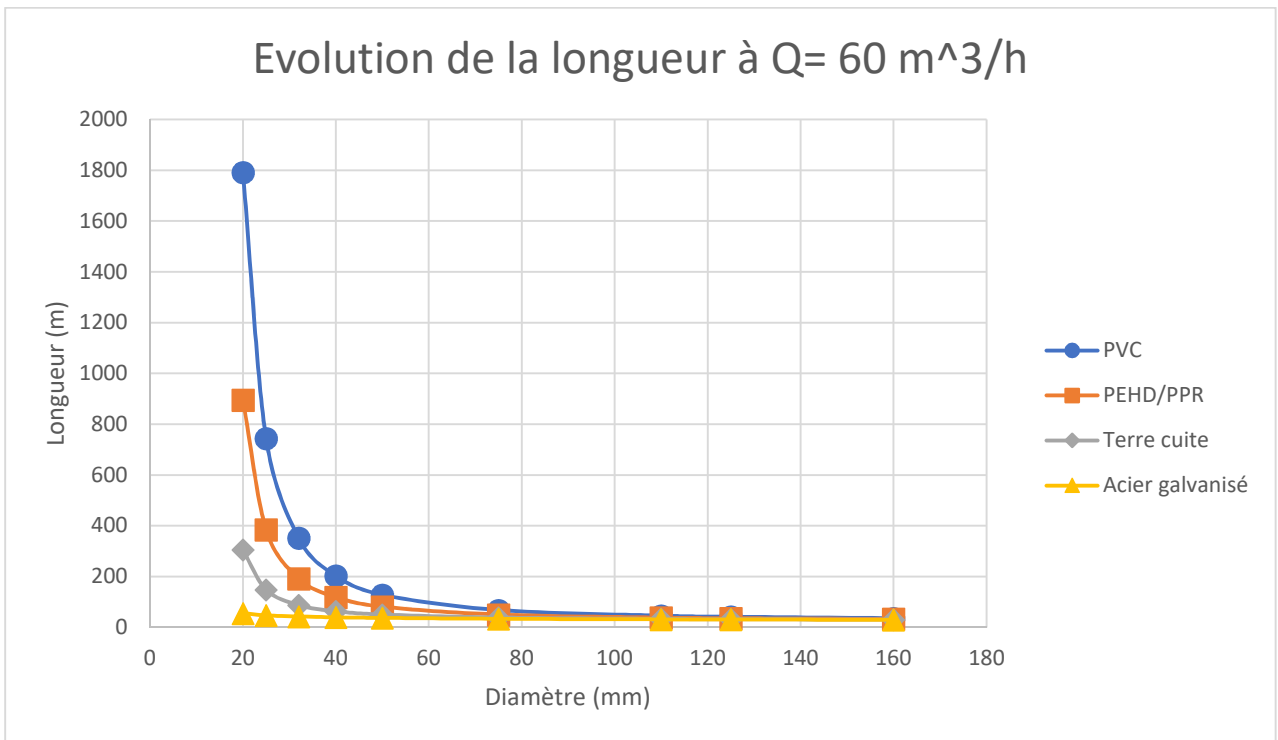
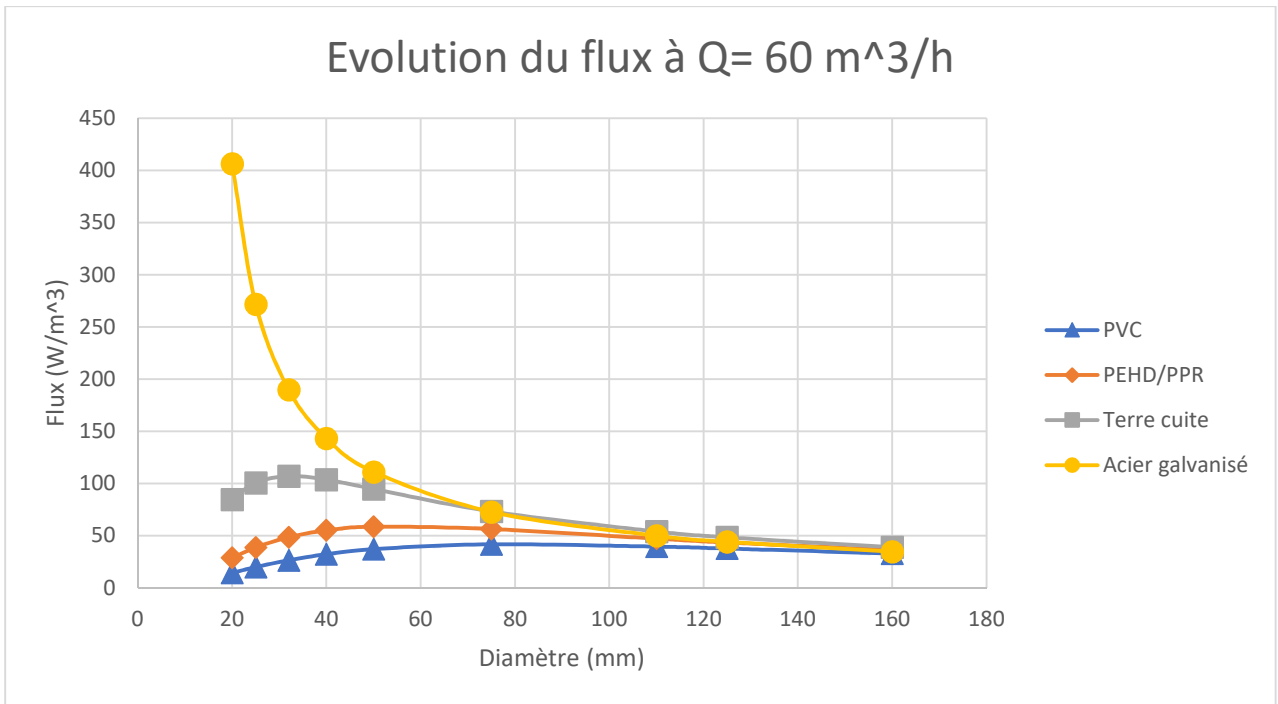
Gains dus aux équipements électriques

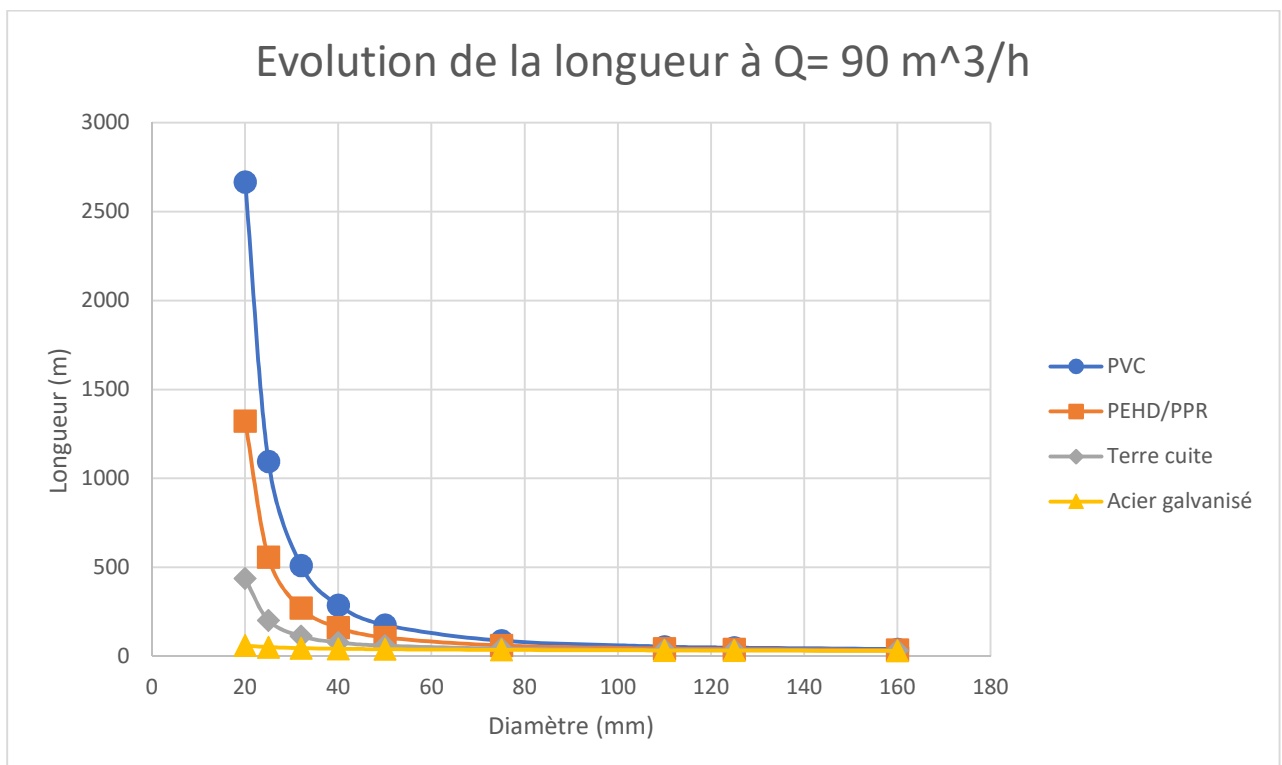
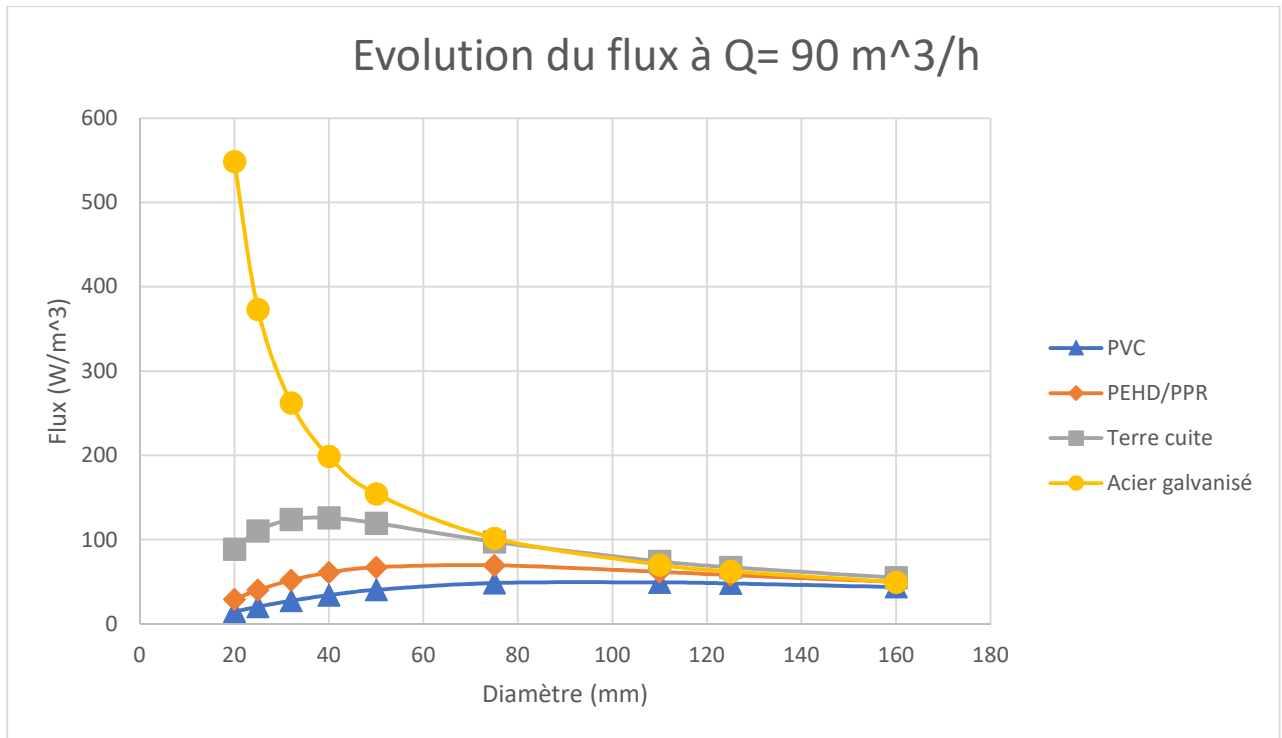
Équipements	Nbre	Puissance (W)	
Lampe fluo	1	36	
Équipements sc	1	50	
Souffleur	1	38	

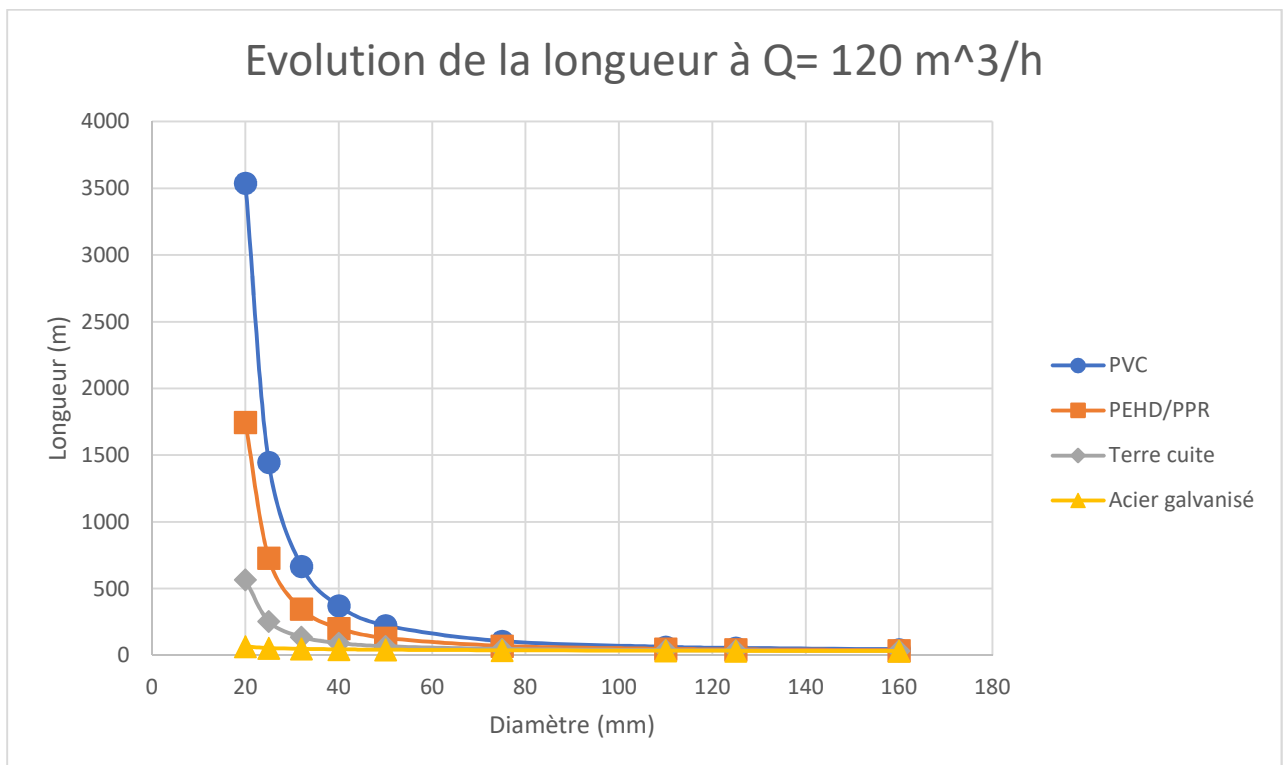
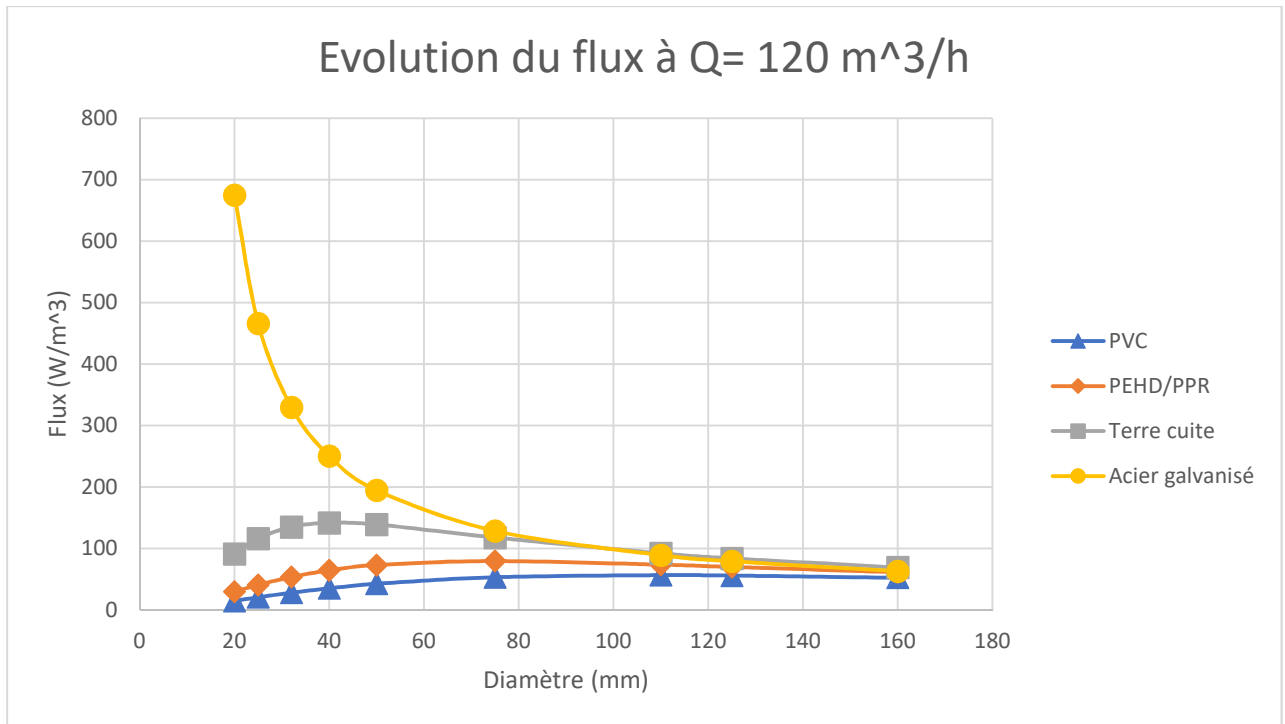
Annexe F. Suite des résultats des cas de simulation

1^{er} Cas :



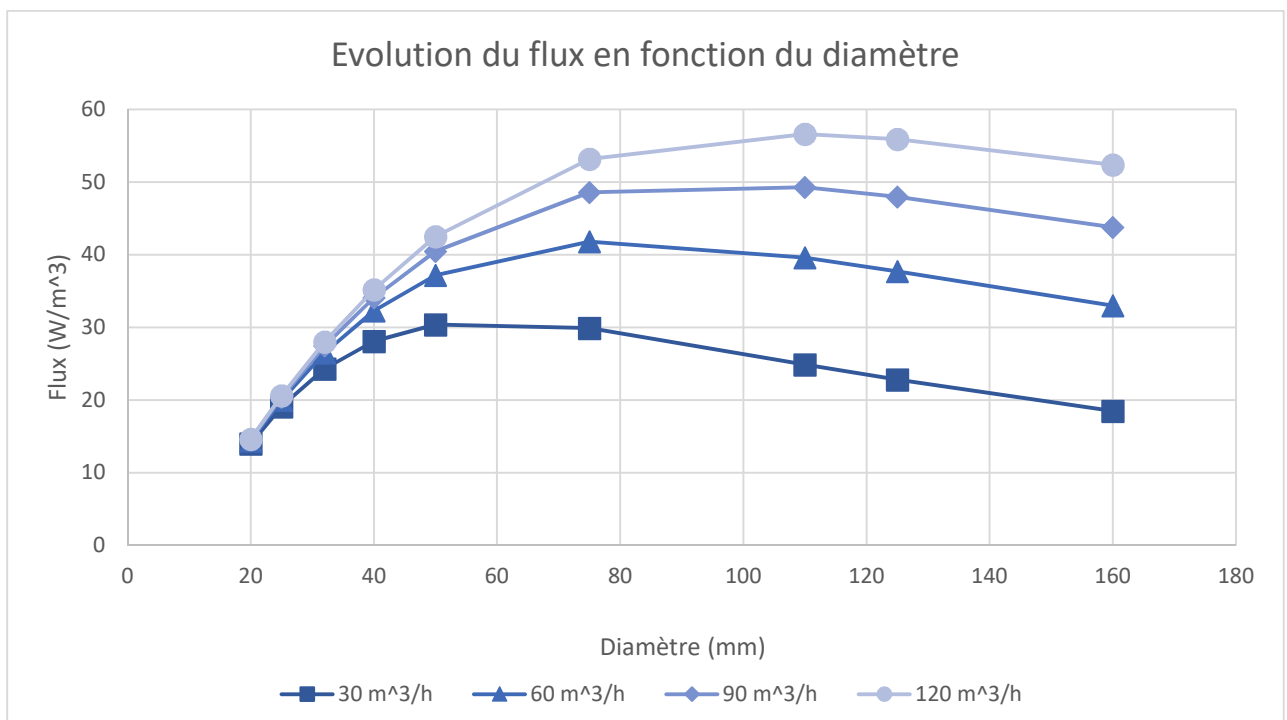
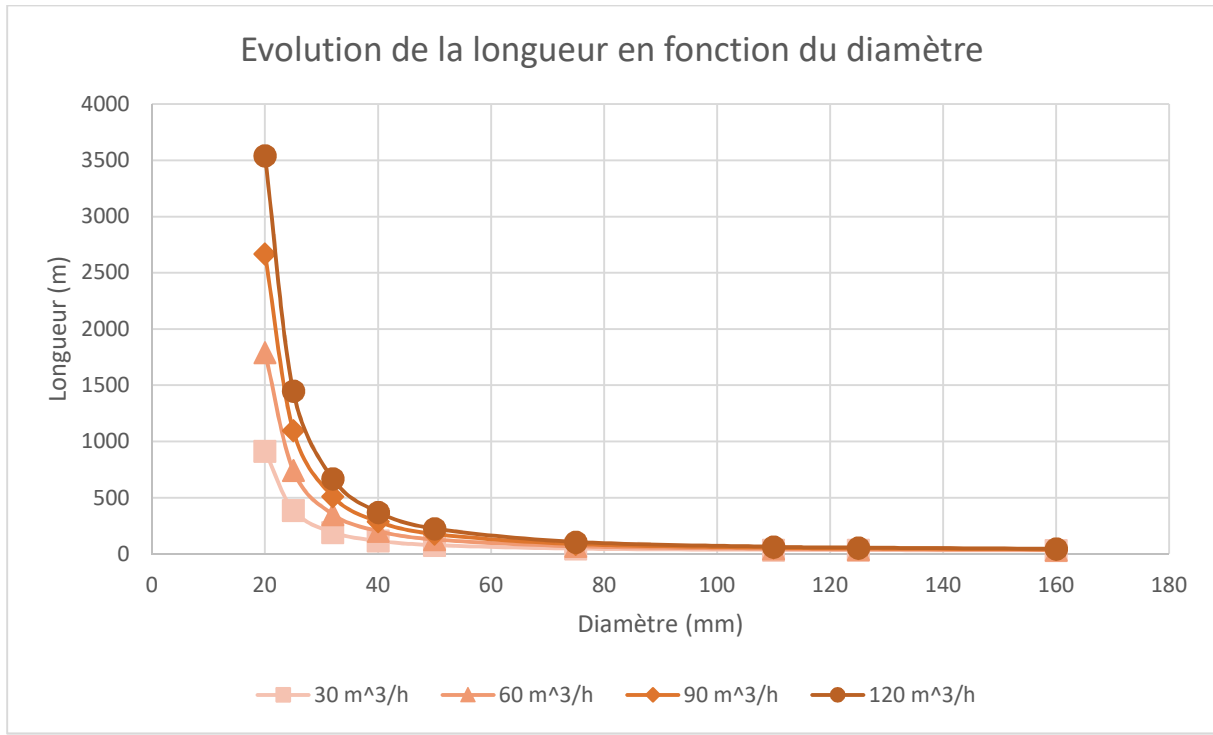




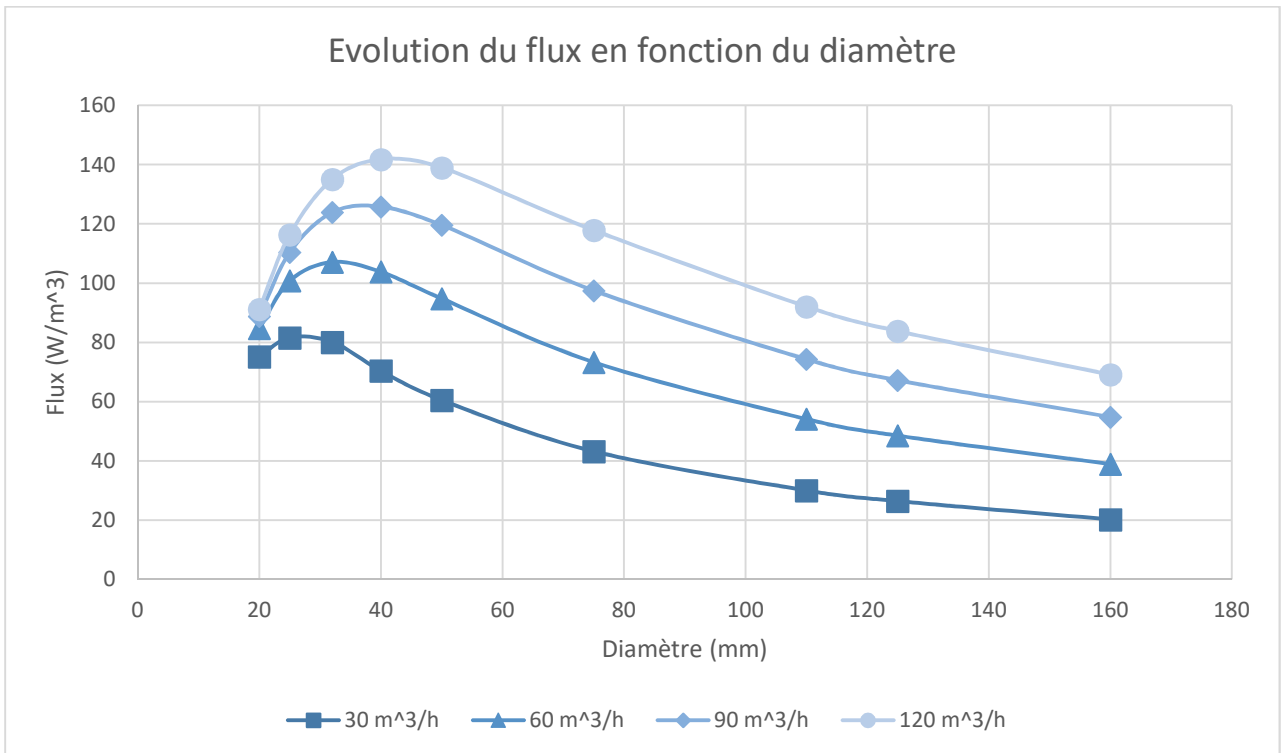
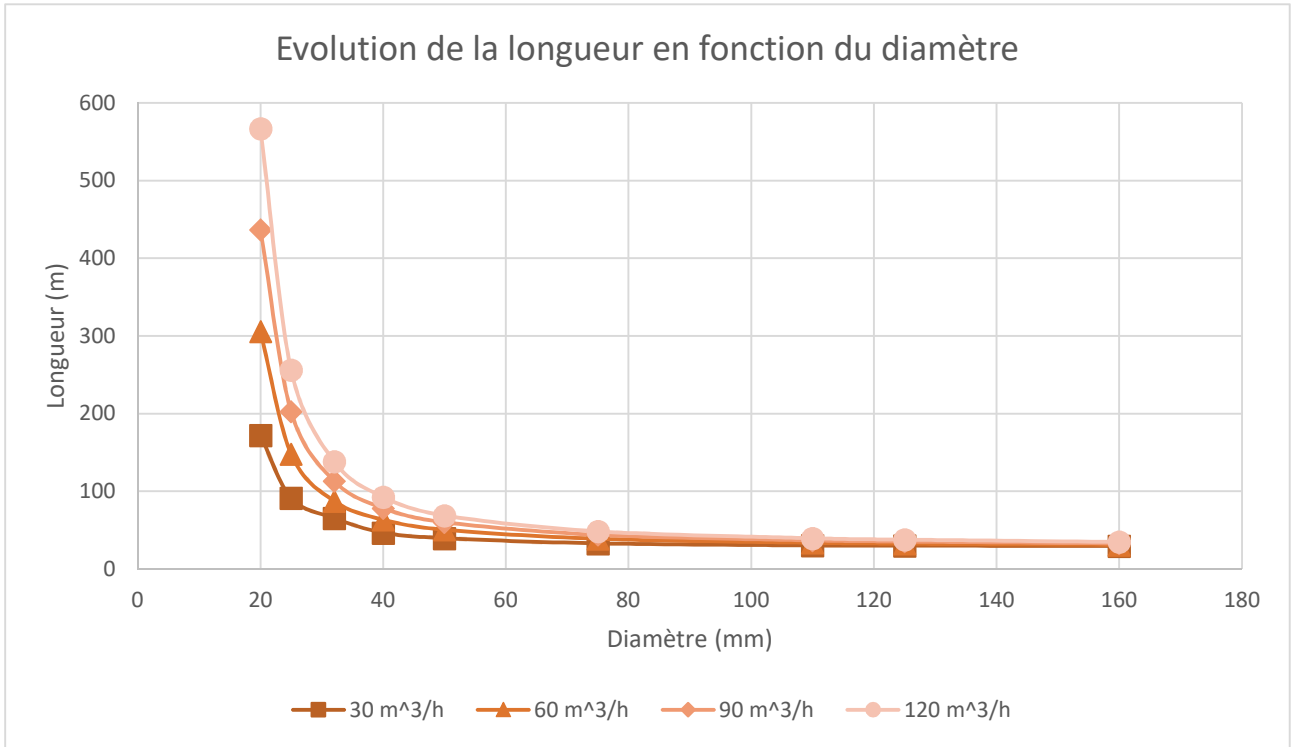


2^{ème} Cas :

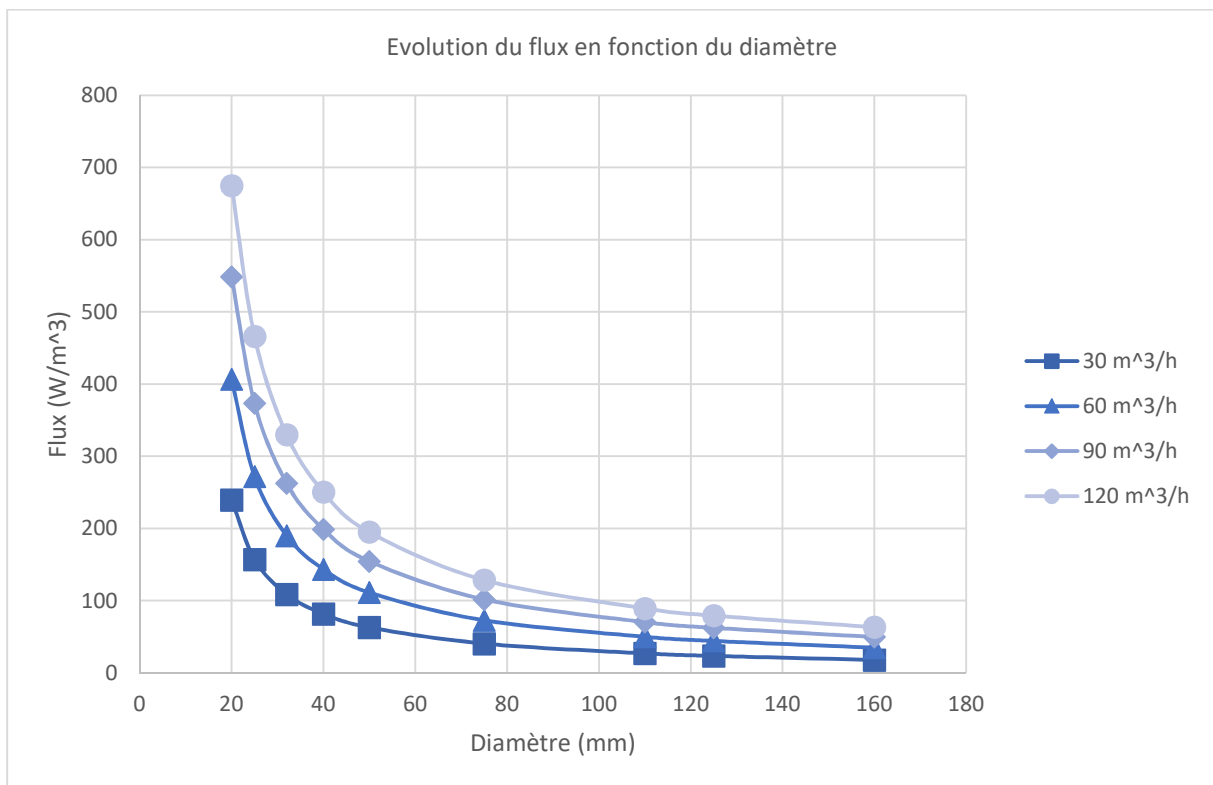
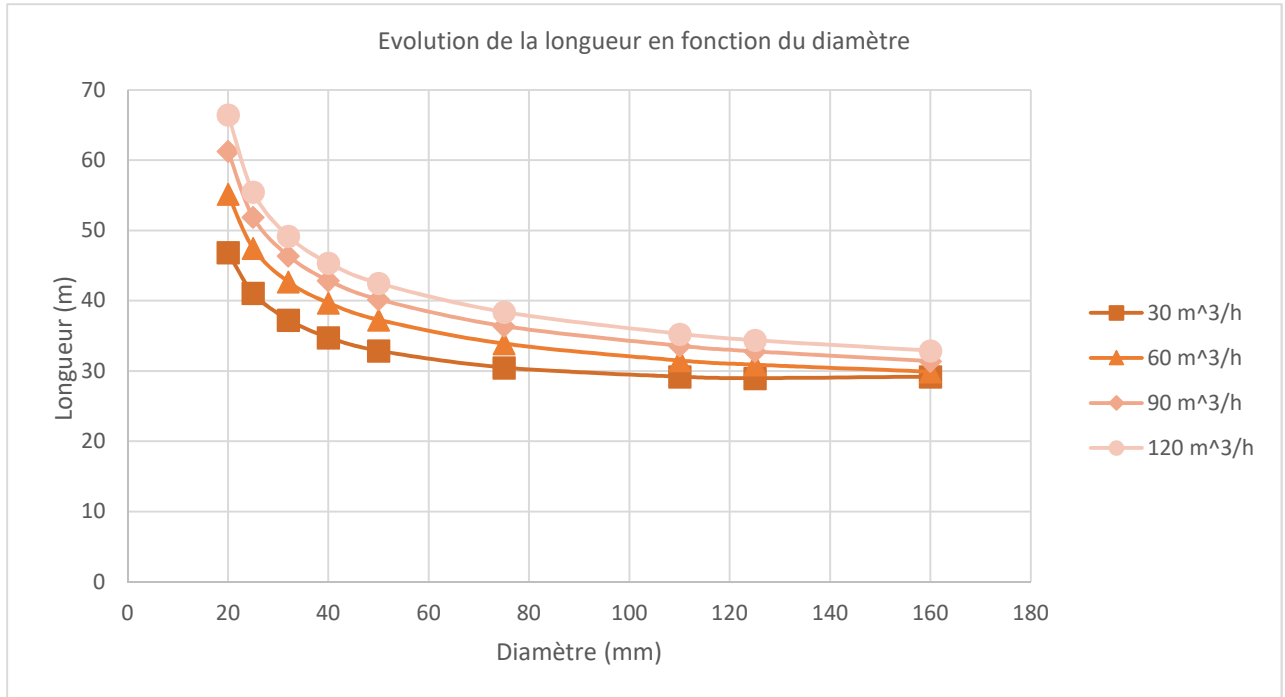
- PVC



- Terre cuite



- Acier galvanisé



Annexe G. Détails de calcul de la VAN

Tableau 24 : Détails de calcul VAN (PtCnd)

Charges et dépenses		Coûts TTC (FCFA)
Coûts initiaux		
Matériels	Conduite PE HD Diamètre ext. 50 mm	222,000
	Coude PEHD 87°C	17,500
	Ventilateur souffleur (38 W)	16,000
	Colle	8,000
	Grillage avertisseur	21,000
Travaux	Transport	15,000
	Terrassement	420,000
	Installation	25,000
Exploitation maintenance et remplacement		
	Coût d'exploitation	5,000
	Coût de maintenance	15,000
	Coût de remplacement	16,000
Coût de l'énergie		
	Facture d'électricité avec PtCnd	6,977
	Facture d'électricité sans PtCnd	365,364

Valeur Actuelle Nette PtCnd

CFo (FCFA)	744,500
CF (FCFA)	322,387
USf	18.26
VAN	5,140,977

Tableau 25 : Détails de calcul VAN (Clim_class)

Charges et dépenses		Coûts TTC (FCFA)
Coûts initiaux		
Matériels	Climatiseur	280,000
	<hr/>	
Travaux	Transport	10,000
	Installation	30,000
Exploitation maintenance et remplacement		
	Coût d'exploitation	10,000
	Coût de maintenance	45,000
	Coût de remplacement	280,000
Coût de l'énergie		
	Facture d'électricité avec climatiseur	365,364
	Facture d'électricité sans climatiseur	6,977

Valeur Actuelle Nette Climatiseur

CF0	320000
CF	-693387
USf	18.26
VAN	-12978425