POLYPUBLIE
Polytechnique Montréal

POLYTECHNIQUE MONTRÉAL
UNIVERSITÉ D'INGÉNIERIE

Titre: Title:	Modélisation des systèmes géothermiques à boucles horizontales pour chauffer les bâtiments et prévenir la fonte du pergélisol
Auteur: Author:	Pier-Olivier Fontaine
Date:	2010
Type:	Mémoire ou thèse / Dissertation or Thesis
Référence: Citation:	Fontaine, P.-O. (2010). Modélisation des systèmes géothermiques à boucles horizontales pour chauffer les bâtiments et prévenir la fonte du pergélisol [Mémoire de maîtrise, École Polytechnique de Montréal]. PolyPublie. https://publications.polymtl.ca/498/

Document en libre accès dans PolyPublie
Open Access document in PolyPublie

URL de PolyPublie: PolyPublie URL:	https://publications.polymtl.ca/498/
Directeurs de recherche: Advisors:	Denis Marcotte
Programme: Program:	Génie minéral

Ce fichier a été téléchargé à partir de PolyPublie, le dépôt institutionnel de Polytechnique Montréal
This file has been downloaded from PolyPublie, the institutional repository of Polytechnique Montréal

https://publications.polymtl.ca

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

MODÉLISATION DES SYSTÈMES GÉOTHERMIQUES À BOUCLES HORIZONTALES POUR CHAUFFER LES BÂTIMENTS ET PRÉVENIR LA FONTE DU PERGÉLISOL

PIER-OLIVIER FONTAINE
DÉPARTEMENT DES GÉNIES CIVIL, GÉOLOGIQUE ET DES MINES
ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

MÉMOIRE PRÉSENTÉ EN VUE DE L'OBTENTION
DU DIPLÔME DE MAÎTRISE ÈS SCIENCES APPLIQUÉES
(GÉNIE MINÉRAL)
DÉCEMBRE 2010

© Pier-Olivier Fontaine, 2010.

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

Ce mémoire intitulé:

MODÉLISATION DES SYSTÈMES GÉOTHERMIQUES À BOUCLES HORIZONTALES POUR CHAUFFER LES BÂTIMENTS ET PRÉVENIR LA FONTE DU PERGÉLISOL

présenté par: FONTAINE Pier-Olivier
en vue de l'obtention du diplôme de: Maîtrise ès sciences appliquées
a été dûment accepté par le jury d'examen constitué de:

M. BERNIER Michel, Ph.D., président
M. MARCOTTE Denis, Ph.D., membre et directeur de recherche
Mme SHERIFF Farah, M.Sc.A., membre

« *Il ne faudrait pas mettre la peau de l'ours devant la charrue, car ce n'est que la pointe de l'asperge !* » Perronismes

REMERCIEMENTS

Un sincère et énorme merci au Professeur Denis Marcotte pour son encadrement extraordinaire, son dévouement remarquable, son précieux temps, sa disponibilité démesurée, sa patience et surtout pour la tape sur l'épaule après ma première remise !

Merci au Professeur Philippe Pasquier pour sa patience, le prêt de ses modèles numériques, l'apprentissage de COMSOL et ses réponses rassurantes.

Je remercie le Professeur Michel Bernier et ses étudiants Antoine Langlois et Parham Eslami Nejad pour avoir pris de leur précieux temps pour répondre à mes questions. Merci également à Michel pour le cours de géothermie et applications. Ça m'a été grandement utile.

Merci au Professeur émérite Branko Ladanyi pour m'avoir partagé son expérience nordique.

Mes remerciements à Denis Thibodeau de la compagnie Génivar, pour sa collaboration.

Mes remerciements à Jacques Rotondo de la compagnie Geo-Air Industries Inc. et Alexandre Saint-Pierre de la compagnie Géo-Énergie Inc. pour leur précieuse collaboration également.

Je tiens beaucoup à remercier ma collègue Martine Rivest pour sa patience et son savoir informatique sans lesquels j'aurais perdu beaucoup de temps et de patience je dois l'avouer ! Merci aussi à tous mes autres collègues (Maude Giordanengo, Véronique Bouzaglou et Camille Dubreuil) pour les précieuses pauses en bonne compagnie.

Merci à tous mes ami(e)s (spécialement Jean-Philippe, Olivier, Christine et Pierre-Luc) qui ont su m'appuyer tout le long de la maîtrise.

Un gros merci à ma famille : ma mère Françoise, mon père Benoit, ma soeur Marie-Noëlle et mon-beau frère Mathieu.

Je tiens finalement à remercier Ann Lussier pour son courage et ses rayons de soleil qu'elle a sus m'envoyer au bon moment. Merci Ann !

RÉSUMÉ

Dans les régions nordiques et dans un contexte de changements climatiques, l'augmentation accrue de la température moyenne annuelle de l'air a pour conséquence d'augmenter la profondeur à laquelle le sol gelé en permanence (pergélisol) se trouve. Cette fonte cause l'instabilité du sol et donc, celle des bâtiments et des structures de transports s'y appuyant. De plus, ces régions dépendent grandement des combustibles fossiles pour chauffer les bâtiments et produire l'électricité. Une solution à ces problèmes est présentée dans ce mémoire. Il s'agit d'utiliser un échangeur géothermique horizontal couplé à une pompe à chaleur pour à la fois chauffer un bâtiment et conserver l'intégrité du pergélisol sous celui-ci.

Un nouveau modèle analytique pour boucle horizontale basé sur la méthode de la source linéique finie est présenté. Ce modèle est l'extension au cas transitoire dans le sol, et pour n'importe quelle disposition de tuyaux en série, du modèle en régime permanent pour tuyaux parallèles de Claesson et Dunand (1983). Il permet d'avoir une variation de flux le long de l'échangeur géothermique. Le modèle analytique ne peut pas tenir compte du changement de phase de l'eau souterraine étant donné la complexité du phénomène. Lorsqu'il n'y a pas de changement de phase, le modèle analytique est validé par un modèle numérique d'éléments finis 3D. Une comparaison entre un modèle numérique tenant compte du changement de phase et le modèle analytique utilisant les paramètres thermiques d'un sol gelé en permanence a été faite. Les résultats de cette comparaison ont démontré que le modèle analytique procure toujours une bonne approximation de la température du sol pendant la période annuelle de chauffage intensif et par le fait même, il permet de bien estimer la quantité d'énergie retirée du sol par l'échangeur géothermique souterrain (EGS). En été, la température du sol et l'épaisseur du mollisol sont surestimés par le modèle analytique ce qui fait que le modèle analytique donne des résultats conservateurs.

Une étude de cas de la solution proposée est réalisée. L'analyse est faite pour une habitation typique de Kuujjuaq (nord du Québec). L'EGS est de forme spirale caractérisée principalement par 3 paramètres : longueur L, profondeur D et espacement S. L'influence de tous ces paramètres sur la quantité d'énergie pouvant être retirée du sol et sur la température maximale du sol à un point de contrôle est étudiée. Cette étude montre que la solution proposée

peut être envisageable. Une étude d'impact montre l'importance de certains paramètres externes au modèle pour le dimensionnement d'un tel système. Les paramètres thermiques du sol gelé s'avèrent être déterminants.

Le modèle proposé, l'étude de cas et l'étude d'impact sont des outils utiles pour le dimensionnement de l'EGS dans les régions nordiques pour le double but de geler les sols et d'en extraire la chaleur.

ABSTRACT

In northern regions, due to climate change, the increase in the annual mean air temperature increases the depth at which the permanently frozen ground (permafrost) is located. This melting causes soil instability and therefore, the instability of the buildings and transport structures above it. These regions are highly dependent on fossil fuels as a large quantity is used to heat buildings and generate electricity. A solution to these problems is presented in this memoir. It involves using a heat exchanger coupled to a horizontal geothermal heat pump for both heating a building and maintaining the integrity of the permafrost beneath it.

A new analytical model for horizontal ground heat exchanger based on the finite line source is presented. This model extends to the transient case in the soil and to any desired pipe layout the steady state results for parallel horizontal pipes of Claesson et Dunand (1983). The heat transfer ratio can change along the pipe. The analytical model can not account for the groundwater phase change given the complexity of the phenomenon. When there is no phase change the analytical model is validated by a 3D finite element numerical model. When the phase change is accounted for in the numerical model, for weather data from northern regions, the analytical model still provides good approximations to the ground temperature during the intensive heating season, hence allowing to compute the heat extracted by the ground heat exchanger (GHE). However, summer ground temperature and thaw depth are overestimated by the analytical model, so that the analytical model gives conservative results.

A case study using a geoexchange thermal system is presented. It consists in freezing the ground under a building and heat it at the same time. A typical building in Kuujjuaq (northern Canada) is analyzed. The GHE layout follows a spiral pattern characterized globally by 3 parameters : length L, depth D and spacing S. The influence of each parameter on the amount of heat extracted from the ground and on the maximum ground temperature at a control point is assessed. This study shows that the proposed solution is feasible. An impact analysis shows the most important external parameters for the system design. The thermal properties of the frozen ground prove to be decisive parameters.

The model, the case study and the impact analysis provide useful GHE design guidelines in cold regions for the double purpose of ground freezing and heat extraction.

TABLE DES MATIÈRES

DÉDICACE iii

REMERCIEMENTS iv

RÉSUMÉ v

ABSTRACT vii

TABLE DES MATIÈRES ix

LISTE DES FIGURES xiii

LISTE DES NOTATIONS ET DES SYMBOLES xviii

LISTE DES TABLEAUX xxii

LISTE DES ANNEXES xxiii

CHAPITRE 1 INTRODUCTION 1

1.1 Problématique 1

1.2 Objectifs 2

1.3 Introduction au modèle utilisé 3

1.4 Organisation du mémoire 4

CHAPITRE 2 REVUE DE LITTÉRATURE 5

2.1 Effets des changements climatiques sur l'ingénierie nordique 5

2.2 Variation de température en surface 6

2.3 Méthodes pour la modélisation des puits géothermiques 7

2.3.1 Source linéique infinie 7

2.3.2 Source cylindrique infinie 8

2.3.3 Source linéique finie 8

2.4 Principaux ajouts aux méthodes analytiques 9

2.4.1 Ajouts et utilisation de la méthode SCI 9

2.4.2 Ajouts et utilisation de la méthode SLF 10
2.5 Système géothermique à boucle horizontal 11
2.6 Modèle incluant le changement de phase de l'eau 13
2.7 Applications géothermiques en climat froid 14

CHAPITRE 3 THÉORIE 15
3.1 Modes de transport de la chaleur et propriétés thermiques du sol 15
3.2 Notions de base pour les pompes à chaleur (PAC) 17
3.2.1 Généralités 17
3.2.2 Coefficient de performance (COP) 19
3.2.3 Charge au bâtiment versus charge au sol 20
3.3 Théorie de la source linéique finie (SLF) 20
3.4 La résistance thermique du puits 21
3.5 La température du fluide 23
3.6 Principe de superposition 23
3.6.1 Principe de superposition spatiale 23
3.6.2 Principe de superposition temporelle 24
3.7 Utilisation des FFTs 26
3.8 Sous-échantillonnage de la réponse analytique 26
3.9 Forages inclinés 27
3.10 Régime permanent pour les systèmes horizontaux 29
3.11 Changement de phase dans un milieu poreux 31
3.11.1 Loi des mélanges 32
3.11.2 Effet du CDP sur les puits géothermiques verticaux 33
3.11.3 Modélisation du CDP dans COMSOL 36
3.12 Variation de température en surface 37
3.13 Chauffage d'appoint 38
3.14 Résumé 39

CHAPITRE 4 DESCRIPTION DU MODÈLE ANALYTIQUE 40
4.1 Introduction 40

4.2 Hypothèses 40
4.3 Passage du régime permanent à transitoire 41
4.4 Étapes de calcul 42
4.5 Validation 43
4.5.1 Description du modèle numérique 44
4.5.2 Résultats 45
4.5.2.1 Validation de la température du sol 45
4.5.2.2 Validation du EWT 51
4.6 Conclusion 52

CHAPITRE 5 ÉTUDE DE CAS 53
5.1 Présentation du cas 53
5.2 Justification des paramètres de simulations 54
5.2.1 Disposition de la boucle horizontale 54
5.2.2 Paramètres pour la variation de température en surface 55
5.2.3 Paramètres thermiques du fluide caloporteur 56
5.2.4 Paramètres thermiques du sol 56
5.2.5 Résistance thermique du tuyau 62
5.2.6 Besoins en chauffage 62
5.2.7 Paramètres de la pompe à chaleur 63
5.3 Résultats 64
5.3.1 Ajustement de la charge 64
5.3.2 Profondeur du pergélisol 65
5.3.3 Paramètres du design 65
5.3.3.1 Proportion d'énergie provenant de l'échangeur géothermique 66
5.3.3.2 Calculs de la température au point de contrôle 67
5.3.3.3 Renseignements complémentaires 69
5.3.4 Modification de la charge 69
5.4 Conclusion 70

CHAPITRE 6 ÉTUDE D'IMPACT 71
6.1 Influence des propriétés thermiques du sol 71
6.2 Influence du besoin énergétique en chauffage 73
6.3 Influence du EWT limite de la PAC 74
6.4 Influence du réchauffement climatique 75
6.5 Influence de l'amplitude de température à la surface 77
6.6 Influence de la résistance des tuyaux 78
6.7 Économie de carburant 80
6.8 Conclusion 85

CHAPITRE 7 DISCUSSION GÉNÉRALE 86
7.1 Modèle analytique 86
7.2 Cohérence du système proposé dans l'étude de cas 87
7.3 Dimensionnement et autres considérations 88
7.4 Considérations économiques et environnementales 89

CHAPITRE 8 CONCLUSION 90

RÉFÉRENCES 91

ANNEXES 99

LISTE DES FIGURES

Figure 3.1 Représentation schématique des principales parties d'une pompe à chaleur. 18

Figure 3.2 Diagramme de la variation de la pression et de l'enthalpie du réfrigérant dans une pompe à chaleur. 19

Figure 3.3 Illustration d'un échangeur géothermique vertical couplé à une pompe à chaleur. 19

Figure 3.4 Coupe d'un tuyau perpendiculairement au débit de circulation 22

Figure 3.5 Illustration du principe de superposition spatiale. 24

Figure 3.6 Illustration du principe de superposition temporelle avec charge variant sur 6 heures. 25

Figure 3.7 Illustration du puits image et réel pour un forage incliné à situé à une profondeur D. 28

Figure 3.8 Illustration des paramètres utilisés dans les équations du régime permanent de Claesson et Dunand (1983) pour un tuyau horizontal. . . . 29

Figure 3.9 Illustration de la porosité d'un sol granulaire saturé. 32

Figure 3.10 Température au mur du forage par rapport au temps en considérant le changement de phase et en ne le considérant pas pour une charge de 20 W/m ; porosité de 25%. 34

Figure 3.11 Température au mur du forage par rapport au temps en considérant le changement de phase et en ne le considérant pas pour une charge de 60 W/m ; porosité de 25%. 35

Figure 3.12 Température au mur du forage par rapport au temps en considérant le changement de phase et en ne le considérant pas pour une charge de 60 W/m ; porosité de 3%. 35

Figure 3.13 Représentation des variations saisonnières de température dans le sol. 38

Figure 4.1 Représentation du tuyau séparé en segments. 43

Figure 4.2 Modèle numérique 3D avec 1 tuyau 45

Figure 4.3 Localisation des points de contrôle pour la validation du modèle analytique pour 1 tuyau. 46

Figure 4.4 Réponses numériques et analytiques de température aux points de contrôle 1 à 3 (voir figure 4.3) ; charge constante dans le sol (-15 kW) et température de 0 ℃ constante en surface. 47
Figure 4.5 Réponses numériques et analytiques de température aux points de contrôle 1 à 3 (voir figure 4.3) ; charge constante dans le sol (-15 kW) et température variable en surface avec A=12,5 ℃ et $T_s = -2$ ℃. . . 48
Figure 4.6 Modèle numérique 3D avec 2 tuyaux. 49
Figure 4.7 Localisation des points de contrôle utilisé pour la comparaison des modèles à deux tuyaux. 49
Figure 4.8 Réponses numériques et analytiques de température aux points de contrôle 4 et 5 (voir figure 4.7) ; charge constante dans le sol (-15 kW) et température de 0 ℃ constante en surface. 50
Figure 4.9 Réponses numériques et analytiques de température à la sortie du tuyau (EWT) ; charge constante dans le sol (-15 kW) avec température constante en surface. 51
Figure 5.1 Représentation schématique de la disposition de l'échangeur géothermique. 53
Figure 5.2 Températures maximales (lignes continues) et minimales (lignes pointillées) à chaque profondeur durant la 5^e année. Calculées avec CDP et sans CDP (paramètres sol gelé) ; modèle numérique 1D. 56
Figure 5.3 Comparaison des températures calculées avec des modèles numériques avec CDP, sans CDP et sol gelé et sans CDP et sol dégelé avec un modèle 1D sans tuyau pour la cinquième année. Profondeur de 1 m. . 58
Figure 5.4 Comparaison des températures calculées avec des modèles numériques avec CDP, sans CDP et sol gelé et sans CDP et sol dégelé avec un modèle 1D sans tuyau pour la cinquième année. Profondeur de 1 m. . 58
Figure 5.5 Comparaison des températures calculées au point 3 (voir figure 4.3) avec des modèles numériques avec CDP, sans CDP et sol gelé et sans CDP et sol dégelé pour 1 tuyau pour la cinquième année. 59

Figure 5.6 Comparaison des températures calculées au point 4 (voir figure 4.7) avec des modèles numériques avec CDP, sans CDP et sol gelé et sans CDP et sol dégelé pour 2 tuyaux pour la cinquième année. 60
Figure 5.7 EWT des modèles numériques avec CDP et sans CDP avec sol gelé pour la 5^e année. Modèle avec 2 tuyaux. 61
Figure 5.8 Écarts moyens mensuels entre les EWTs de la figure 5.7 et la proportion de chauffage mensuelle sur 75 MWh. 61
Figure 5.9 Profil des charges horaires du bâtiment utilisées pour les calculs . . . 63
Figure 5.10 EWTs pour un dimensionnement de $D = 2,5$ m, $L = 446,25$ m et $S = 1,5$ m calculés heure par heure sur 5 ans. 64
Figure 5.11 Profil de température le long de la section A-A' pour le temps le plus chaud à D=2 m. 66
Figure 5.12 Proportion de l'énergie en chauffage du bâtiment donnée par l'échangeur géothermique pour 3 différents espacements à D=2 m. 67
Figure 5.13 Proportion de l'énergie en chauffage du bâtiment donnée par l'échangeur géothermique pour 3 différents espacements à D=2,5 m. 67
Figure 5.14 Température maximale aux points de contrôle pour la 5^e année de simulation, pour 3 différents espacements à D=2 m 68
Figure 5.15 Température maximale aux points de contrôle pour la 5^e année de simulation, pour 3 différents espacements à D=2,5 m 68
Figure 5.16 Largeur de sol gelé pour différents espacements à $D = 2,5$ m. Résultats pour la 5^e année. 69
Figure 5.17 Énergie de chauffage d'un bâtiment avec charge minimale limitée à -5,6 kW durant l'été pour garder le sol gelé. $D = 2,5$ m, $L = 903$ m et $S = 2$ m. 70
Figure 6.1 Proportion de l'énergie en chauffage du bâtiment donnée par l'échangeur géothermique pour $S = 1m$ et $D = 2,5m$. Comparaison des résultats obtenus avec le sable et l'argile. 71

Figure 6.2 Température maximale au point de contrôle pour la 5^e année de simulation, pour S=1 m et D=2,5 m. Comparaison des résultats obtenus avec le sable et l'argile. 72
Figure 6.3 Proportion de l'énergie en chauffage du bâtiment donnée par l'échangeur géothermique pour S=1 m et D=2,5 m. Charges de chauffage de 60 MWh et de 75 MWh 73
Figure 6.4 Température maximale au point de contrôle pour la 5^e année de simulation, pour S=1 m et D=2,5 m. Charges de chauffage de 60 MWh et de 75 MWh. 73
Figure 6.5 Proportion de l'énergie en chauffage du bâtiment donnée par l'échangeur géothermique pour S=1 m et D=2,5 m. EWT limite de -7 ℃ et de -12,2 ℃. 74
Figure 6.6 Température maximale au point de contrôle pour la 5^e année de simulation, pour $S = 1$ m et $D = 2,5$ m. EWT limite de -7 ℃ et de -12,2 ℃. 75
Figure 6.7 Proportion de l'énergie en chauffage du bâtiment donnée par l'échangeur géothermique pour $S = 1$ m et $D = 2,5$ m. $T_s = 0$ ℃ et $T_s = -2$ ℃. . 76
Figure 6.8 Température maximale au point de contrôle pour la 5^e année de simulation, pour $S = 1$ m et $D = 2,5$ m. $T_s = 0$ ℃ et $T_s = -2$℃. 76
Figure 6.9 Proportion de l'énergie en chauffage du bâtiment donnée par l'échangeur géothermique pour $S = 1$ m et $D = 2,5$ m. Comparaison des résultats obtenus avec $A = 17,5$ ℃ et $A = 12,5$ ℃. 77
Figure 6.10 Température maximale au point de contrôle pour la 5^e année de simulation, pour S=1 m et D=2,5 m. Comparaison des résultats obtenus avec $A = 17,5$ ℃ et $A = 12,5$ ℃. 78
Figure 6.11 Proportion de l'énergie en chauffage du bâtiment donnée par l'échangeur géothermique pour $S = 1$ m et $D = 2,5$ m. Comparaison des résultats obtenus avec $R_p = 0,03$ et $R_p = 0,06$. 79

Figure 6.12 Température maximale au point de contrôle pour la 5^e année de simulation, pour $S = 1$ m et $D = 2,5$ m. Comparaison des résultats obtenus avec $R_p = 0,03$ et $R_p = 0,06$. 79

Figure II.1 Profil de température le long d'un tuyau pour trois cas ; fin de la 5^e année d'une charge constante. 101

Figure III.1 Réponses numériques et analytiques de température à la sortie du tuyau (EWT) ; charge constante dans le sol (-15 kW) avec température constante en surface. Modèle à 1 tuyau avec un débit égale à 947,5 l/s. 103

LISTE DES NOTATIONS ET DES SYMBOLES

CDP	Changement de phase
COP	Coefficient de performance
CPU	Central Processing Unit pour Unité centrale de traitement
EGS	Échangeur géothermique souterrain
EWT	Température d'entrée à la PAC (°C)
FFT	Fast Fourier Transform
GHE	Ground heat exchanger pour Transformée de Fourier
LWT	Température de sortie de la PAC (°C)
PAC	Pompe à chaleur
PEHD	Polyéthylène haute densité
SCI	Source cylindrique infinie
SLF	Source linéique finie
SLI	Source linéique infinie
$flc2hs$	Fonction COMSOL pour évaluer la fonction Heaviside lissé

BÉC	Besoins en énergie au compresseur (kWh)
BÉSA	Besoins en énergie au système d'appoint (kWh)
CC	Consommation de carburant (l)
CCSSA	Consommation de carburant à la source par le système d'appoint (l)
CCTS	Consommation de carburant totale à la source (l)
CDSC	Consommation de diesel à la source par le compresseur (l)
CÉS	Consommation d'énergie à la source (kWh)
CT	Centrale thermique au diesel
SP	Source propre d'énergie

A	Demi−amplitude température périodique en surface
C_f	Chaleur spécifique massique du fluide caloporteur (J/kg℃)
C_p	Chaleur spécifique massique de l'eau souterraine, du mélange minéraux + eau, ou des minéraux selon l'indice (J/kg℃)
dT	Borne pour la fonction Heaviside
D	Profondeur du puits (m)
h	Variable d'intégration
H	Fonction Heaviside
$I(b/\alpha_2)$	Intégrale exponentielle de b/α_2 à l'infinie
j	Nombre de jours après le 1^{er} janvier où la température à la surface du sol est minimum dans l'année (jour)
k	Conductivité thermique(W/m℃)
k_p	Conductivité thermique du tuyau (W/m℃)
k_s	Conductivité thermique du sol (W/m℃)
l_m	Chaleur latente (J/kg)
L	Longueur de l'échangeur géothermique horizontal ou hauteur du puits vertical (m)
m_f	Débit massique du fluide (kg/s)
n	Porosité du sol (%)
n_s	Nombre de segments
p_{y_1,y_2}	Proportion de la charge pour un segment compris entre les points y_1 et y_2
P	Dérivée de la fonction Heaviside
$q(t)$	Taux de transfert de chaleur par unité de longueur (W/m) au temps t
Q	Puissance de chaleur (kW)
Q_b	Puissance de chaleur au bâtiment (kW)
Q_i	Puissance de chaleur pour le segment i (kW)
Q_{sol}	Puissance de chaleur puisée (-) ou émise (+) dans le sol (kW)

r	Distance à partir du centre du puits (m)
r_{ext}	Rayon externe du tuyau (m)
r_{int}	Rayon interne du tuyau (m)
r_p	Rayon du tuyau (m)
R_b	Résistance thermique du puits (m℃$/W$)
R_g	Résistance thermique du sol (m℃$/W$)
R_p	Résistance thermique du tuyau (m℃$/W$)
S	Espacement entre les tuyaux de la forme spirale (m)
S_p	Surface du tuyau $= 2\pi r_p L$ (m^2)
t	Temps (s,h,j)
t_c	Temps d'un cycle de la température périodique en surface
T	Température (℃)
$\bar{T}$	Température moyenne (℃)
T_{in}	Température du fluide à l'entrée du tuyau souterrain (℃)
T_f	Température du fluide (℃)
T_{fr}	Température de fusion de l'eau (℃)
T_g	Température du sol influencée par la température périodique à une certaine profondeur (℃)
T_m	Température du sol au mur du tuyau (ou du puits) (℃)
T_{out}	Température du fluide à la sortie du tuyau souterrain (℃)
T_s	Température du sol non perturbée (℃)
ΔT	Différence de température entre le sol non perturbé et le point à la distance r du puits (℃)
W_{comp}	Travail fait par le compresseur (kW)
x, y	Coordonnées cartésiennes (m)
y_f	Longueur caractéristique (m)
z	Profondeur du point où l'on veut connaître la température (m)

α	Diffusivité (m^2/s)
$\mathfrak{F}$	Transformée de Fourier
$\mathfrak{F}^{-1}$	Transformée de Fourier inverse
ρ	Densité (kg/m^3)

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 3.1 Valeurs typiques des propriétés thermiques pour deux sols différents . 16
Tableau 4.1 Valeurs utilisées pour la validation 46
Tableau 5.1 Valeurs utilisées pour la comparaison[1] 57
Tableau 5.2 COP de la pompe à chaleur en fonction du EWT 63
Tableau 6.1 Valeurs utilisées pour le calcul des consommations 81
Tableau 6.2 Cas sans géothermie 82
Tableau 6.3 Cas avec géothermie pour la disposition 1 82
Tableau 6.4 Cas avec géothermie pour la disposition 2 82
Tableau 6.5 Cas avec géothermie pour la disposition 3 83
Tableau 6.6 Cas avec géothermie pour la disposition 4 83

LISTE DES ANNEXES

ANNEXE I PREUVE MATHÉMATIQUE POUR LA TEMPÉRATURE DU FLUIDE 99

ANNEXE II EFFETS DE BOUT 101

ANNEXE III VALIDATION DU EWT 103

CHAPITRE 1

INTRODUCTION

1.1 Problématique

Défini par une température moyenne du sol inférieure à 0 ℃, le pergélisol couvre 23,9% du territoire terrestre de l'hémisphère nord (Zhang *et al.*, 2008). Le Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC, 2001) prévoit une augmentation de la température moyenne annuelle de l'air de 1,4 ℃ à 5,8 ℃ d'ici 2100 et ces changements sont amplifiés dans les régions nordiques. À Kuujjuaq, à la suite d'un refroidissement de $-0{,}028$ ℃/an de 1948 à 1992, on assiste à une augmentation de la température de l'air moyenne annuelle passant de près de -6 ℃ en 1995 à $-2{,}41$ ℃ en 2006 (Allard *et al.*, 2007). Ces changements ont pour impact d'accroître l'épaisseur du mollisol et conséquemment d'augmenter le phénomène d'instabilité des bâtiments. Le mollisol, ou couche active, est la couche de sol en surface subissant le gel et le dégel suite aux variations de températures quotidiennes et saisonnières. Durant les dernières années, le réchauffement climatique a contribué à accentuer ce problème.

Le chauffage des bâtiments dans le Grand Nord canadien demande une importante quantité d'énergie. Les dispositifs de chauffage actuels typiques pour une résidence sont la chaudière au mazout et les systèmes de chauffage électriques. Étant donné que les chaudières au mazout ont un rendement entre 0,75 et 0,95 (Bernier, 1998) et que l'électricité est majoritairement produite à partir de centrales thermiques (rendement d'environ 0,4 selon Wikipédia (2010*b*)), beaucoup de combustibles fossiles sont utilisés.

Deux problèmes s'imposent alors aux communautés nordiques :

1. problème de stabilité des bâtiments et des structures de transport ;
2. problème de surconsommation énergétique, de dépendance aux combustibles fossiles et du coût associé élevé dû au transport.

Pour le problème de stabilité des bâtiments, les méthodes de dimensionnement de fondation

des bâtiments commencent à intégrer le facteur du réchauffement climatique. Toutefois, il est difficile de prévoir le comportement du sol à long terme. Certains ingénieurs proposent comme alternative l'installation de pieux. D'autres scientifiques proposent simplement de déménager les maisons dans des endroits moins à risque (sur le roc par exemple). Plusieurs autres suggèrent de geler le sol sous les bâtiments.

Il existe plusieurs méthodes pour geler les sols, mais celles-ci ne permettent généralement pas d'utiliser la chaleur extraite du sol pour chauffer le bâtiment. Par exemple, la nouvelle aérogare de Kuujjuaq, en activité depuis le 19 janvier 2008, utilise un système de thermosiphons pour éviter d'éventuels bris de la structure dus au dégel du pergélisol. Une telle technologie transfère la chaleur du sol sous le bâtiment à l'atmosphère (Transports Canada, 2009).

Le problème de la consommation élevée de combustibles fossiles peut être réglé par l'utilisation d'énergie propre comme l'énergie éolienne ou l'énergie solaire passif (chauffage) ou avec panneaux photovoltaïques (électricité).

Ce mémoire propose une solution pour résoudre les deux problèmes simultanément. Il s'agit d'installer un système géothermique à boucle horizontale permettant à la fois de geler le sol et de chauffer un bâtiment. Le sol demeurant gelé à une certaine profondeur pour plusieurs années permettra d'augmenter la longévité du bâtiment.

1.2 Objectifs

Les principaux objectifs de ce mémoire sont :

1. développer un modèle analytique pour les tuyaux horizontaux permettant de faire les calculs pour la forme de la disposition choisie ;
2. développer un modèle numérique permettant de modéliser l'effet du changement de phase de l'eau souterraine sur un système géothermique horizontal ;

3. comparer les résultats des modèles analytique et numérique pour déterminer l'information utile pouvant être obtenue du modèle analytique ;
4. déterminer l'influences des paramètres de design sur la performance du système à boucles horizontales.

À cela, s'ajoute l'objectif secondaire consistant à déterminer le potentiel de réduction de consommation de carburants fossiles que peut procurer les systèmes géothermiques horizontaux en régions nordiques.

1.3 Introduction au modèle utilisé

Aucun modèle d'échangeurs géothermiques horizontaux existant ne permet de satisfaire les besoins de ce projet. Un modèle analytique a donc été conçu dans le cadre de ce mémoire. Il est basé sur la théorie de la ligne source-finie et des forages inclinés (Marcotte et Pasquier, 2009). Des notions tirées du livre de Claesson et Dunand (1983) sont également utilisées. Pour améliorer la vitesse de calcul on utilise la méthode des FFTs (Marcotte et Pasquier, 2008). Le principe de superposition spatiale et temporelle est également appliqué (voir section 3.6). Le modèle a été validé par des modèles numériques construits à l'aide du logiciel COMSOL multiphysics 3.5a. Tous les calculs se font en régime transitoire, avec des températures en surface et une charge au bâtiment variant heure par heure. Aucun échange direct de chaleur (outre que par l'entremise de l'échangeur géothermique) bâtiment-sol a lieu puisque le bâtiment est surélevé par rapport au sol permettant ainsi à l'air de passer en-dessous. On suppose que le sol est homogène, saturé en eau et qu'il n'y a pas d'écoulement d'eau dans le sol. En considérant que le type de sol à Kuujjuaq est un silt et argile, ces hypothèses simplificatrices représentent bien la réalité. En effet, ce type de sol n'a pas une grande conductivité hydraulique. Quand le sol est gelé, ce que l'on veut, la conductivité hydraulique est quasi-nulle. Étant donné que le pergélisol est présent, l'eau de fonte durant l'été ne peut s'échapper et le sol demeure saturé en eau.

1.4 Organisation du mémoire

Ce mémoire est séparé en huit chapitres. Le chapitre 2 offre une revue de littérature sur l'influence du réchauffement climatique sur l'ingénierie nordique et les méthodes de calcul de la température du sol pour la modélisation de puits géothermiques. Le chapitre 3 est consacré à la théorie qui servira dans ce mémoire. Nous parlerons des paramètres thermiques du sol, du fonctionnement d'une pompe à chaleur, du principe de superposition, du changement de phase dans un milieu poreux, de la méthode de dimensionnement des tuyaux horizontaux de Claesson et Dunand (1983) et de l'ajout des FFTs au modèle ligne source-finie. La description plus détaillée du modèle analytique construit pour le projet sera faite au chapitre 4. Nous allons ensuite discuter du choix des paramètres de simulation utilisés et montrer les résultats obtenus au chapitre 5 . Une étude paramétrique sera présentée au chapitre 6 et une discussion générale des résultats au chapitre 7. Une conclusion rapportant l'atteinte des objectifs et quelques recommandations viendront clore ce mémoire.

Tous les résultats de l'étude de cas (chapitre 5) sont obtenus en se basant sur les données climatiques de Kuujjuaq pour l'année 2009. Cette ville se situe dans la zone de pergélisol discontinu au nord du Québec, tout juste au sud de la baie d'Ungava. Le bâtiment considéré est une maison de deux étages de 10 mètres de longueur par 10 mètres de largeur.

CHAPITRE 2

REVUE DE LITTÉRATURE

Ce chapitre présente une brève revue des ouvrages sur la géothermie relatifs à ce projet de maîtrise. La section 2.1 présente plutôt une mise en contexte documentée concernant les effets des changements climatiques sur le pergélisol. Les détails des principes utilisés dans la présente étude seront mentionnés dans le chapitre suivant.

2.1 Effets des changements climatiques sur l'ingénierie nordique

Avant le 20^{e} siècle, les ingénieurs en infrastructures dans les régions arctiques du Canada ne considéraient pas la présence du pergélisol. Maintenant, nous reconnaissons que la chaleur provenant des infrastructures peut réchauffer le pergélisol et par le fait même avoir une influence sur la stabilité du sol. Le réchauffement climatique ajoute un impact sur le régime thermique du pergélisol qui n'est pas systématiquement pris en considération (Smith et Riseborough, 2010). Désormais, les changements climatiques sont identifiés comme un élément supplémentaire à considérer dans la construction d'infrastructures (Lemmen *et al.*, 2008). Pour ce faire, nous avons besoin de comprendre la réponse de la température du pergélisol face aux changements climatiques. Modéliser ce phénomène n'est pas une tâche facile. Premièrement, nous savons que les scientifiques ne s'entendent pas sur la valeur du taux d'augmentation de la température de l'air pour le prochain siècle. La température du sol est bien évidemment reliée à cette valeur. De plus, la température du pergélisol dépend du microclimat régional, du type de sol, de la proportion de glace par rapport à l'eau liquide, de la salinité, du rayonnement solaire, de la topographie et bien plus encore (Smith et Riseborough, 1983, 1985; Riseborough, 1990). Même si les modèles de prédiction sont incertains, on peut anticiper que l'augmentation de la température de l'air fera éventuellement disparaître le pergélisol. Dans la zone de pergélisol discontinu, le pergélisol possède une température près du point de fusion (Ladanyi, 1998). Même si plusieurs siècles risquent de passer avant que le

pergélisol ne fonde complètement, le gain en épaisseur de la couche active et le réchauffement du sol gelé à partir de sa surface sont déjà commencés (Esch et Osterkamp, 1990; Osterkamp et Lachenbruch, 1990).

Considérant que les propriétés physiques et mécaniques du pergélisol dépendent fortement de la température, il est clair que le réchauffement et la fonte du pergélisol constituent un réel problème pour la conception des infrastructures dans les régions nordiques.

2.2 Variation de température en surface

La température ambiante extérieure a une grande influence sur la performance de la pompe à chaleur couplée à un échangeur de chaleur horizontal, car elle induit par conduction un transfert de chaleur dans le sol dont les effets se ressentent jusqu'à environ 15 m en profondeur (Ingersoll *et al.*, 1954). D'autres facteurs de surface influencent le régime thermique du sol à faible profondeur. Entre autres, il y a la radiation solaire, les précipitations, le vent, la végétation la topographie et la présence d'infrastructures. À des fins de simplification, on considère que la température dans le sol est seulement influencée par la température extérieure. Cette dernière température aura également une influence sur les besoins en chauffage et en climatisation du bâtiment. La variation de température dans le sol se fait sur une base saisonnière et journalière. Selon Eskilson (1987) vérifié par Nouanegue *et al.* (2009), la variation de température en surface et le gradient géothermique peuvent être remplacés par une température moyenne de sol non perturbé comme condition frontière en surface pour la modélisation de puits verticaux profonds. Dans le cas où un calcul heure par heure est nécessaire, il faut par contre en tenir compte. Pour le cas considéré dans ce mémoire, avec les tuyaux horizontaux qui sont normalement situés à une profondeur maximale de 3 mètres, il faut évidemment tenir compte des variations de température en surface.

2.3 Méthodes pour la modélisation des puits géothermiques

Il existe plusieurs méthodes pour modéliser un puits géothermique. Il y a des méthodes numériques et des méthodes analytiques. Parmi les méthodes analytiques, on distingue la méthode de la source linéique infinie (SLI), la méthode de la source cylindrique infinie (SCI) et la méthode de la source linéique finie (SLF). Dans cette section, une brève description de ces trois méthodes est présentée. On considère pour l'instant des puits géothermiques verticaux.

2.3.1 Source linéique infinie

Kelvin *et al.* (1882) furent des pionniers de la théorie sur la conduction thermique. À la suite de ces travaux, Ingersoll et Plass (1948) présentent la théorie relative à la méthode SLI. Ingersoll *et al.* (1954) ainsi que Carslaw et Jaeger (1959) reprennent ce concept pour connaître la température autour d'une source de chaleur définie comme une ligne infinie. Les principales hypothèses de ce modèle analytique sont les suivantes :

- la ligne source est définie comme étant la sommation d'une multitude de points alignés sur un axe infini ;
- chaque point source émet ou puise la même quantité de chaleur ;
- le flux de chaleur est radial à l'axe source ;
- le milieu est homogène ;
- le taux de transfert de chaleur est constant sur la longueur.

Les effets axiaux ne sont pas considérés dans ce modèle analytique. Donc, sur une longue période de temps, pour des puits peu profonds influencés par la température en surface, la précision des résultats est affectée.

2.3.2 Source cylindrique infinie

La méthode SCI apparaît également dans Ingersoll et Plass (1948) et dans Carslaw et Jaeger (1959). Le flux de chaleur est radial à la paroi du cylindre et une quantité de chaleur constante par unité de longueur puisée ou rejetée dans un milieu homogène est considérée. Pour déterminer la température d'un point situé radialement par rapport au centre de la source cylindrique, deux équations sont connues :

1. l'équation supposant un flux de chaleur constant le long du puits ;
2. l'équation supposant une température constante à la paroi du puits.

La méthode avec la condition frontière de flux de chaleur constant à la paroi du puits est la plus utilisée. Elle a été introduite par Carslaw et Jaeger (1947) et Ingersoll *et al.* (1954). Quelques auteurs dont Deerman et Kavanaugh (1991) ainsi que Bernier (2001) ont ajouté des modifications à cette méthode plus récemment. La méthode permet de calculer la différence entre la température non perturbée du sol et la température d'un point situé à une distance radiale de la source. C'est une méthode qui donne des résultats plus précis que la méthode SLI pour des rayons de tuyaux plus larges et des durées d'opération inférieures à 180 jours (Sheriff, 2007). Selon Ingersoll *et al.* (1954), cette méthode est la solution exacte pour ces conditions. Cette méthode néglige aussi les effets axiaux en surface et en profondeur.

2.3.3 Source linéique finie

Contrairement aux deux dernières méthodes, la méthode SLF prend en considération les effets axiaux. C'est une méthode qui est valide pour des temps d'opération supérieurs aux deux autres méthodes (Philippe *et al.*, 2009). Zeng *et al.* (2002) ont ajouté une condition frontière de température constante en surface à cette solution analytique. La solution considère la longueur du forage dans un modèle 2D axisymétrique semi-infini. La méthode est basée sur les hypothèses suivantes :

– la matrice est un milieu homogène semi-infini ;

– les propriétés thermophysiques du milieu sont constantes, c'est-à-dire qu'ils ne varient pas en fonction de la température ;
– la température du sol non perturbé est constante sur toute la profondeur du domaine ;
– la température en surface ne varie pas en fonction du temps et est égale à 0 °C ;
– le diamètre du puits est négligé ;
– la longueur du puits est mesurée à partir de la surface ;
– le taux de transfert de chaleur est constant par unité de longueur du puits.

Le principe de la méthode SLF de Zeng *et al.* (2002) est d'imposer une condition frontière de température en surface par l'entremise d'une source miroir de charge identique mais de signe opposé. Les détails de cette méthode sont présentés au chapitre suivant à la section 3.3.

2.4 Principaux ajouts aux méthodes analytiques

Dans la présente section, un résumé de quelques ajouts aux méthodes de base de la source cylindrique infinie (SCI) et de la source linéique finie (SLF) est présenté.

2.4.1 Ajouts et utilisation de la méthode SCI

La méthode de la source cylindrique est à la base du modèle proposé par Pinel (2003). Il s'agit d'un modèle hybride juxtaposant un modèle numérique 2D et un calcul analytique basée sur la méthode SCI. La température moyenne dans un champ de puits et la pénalité de température à la paroi des puits peuvent être calculés avec ce modèle. C'est un modèle qui a l'avantage d'être simple et d'avoir une vitesse de simulation rapide.

À l'aide des travaux de Hellström (1991), Sutton *et al.* (2002*a*,*b*) ont créé le modèle appelé «multi-layer borefield design algorithm» (MLBDA). Ce modèle permet d'approximer les performances d'un puits vertical dans un sol où la conductivité thermique change avec la profondeur (sol stratifié par exemple). Hellström a utilisé la méthode SCI pour ses travaux.

Également basé sur les équations de la méthode source cylindrique infinie, Lamarche et Beauchamp (2007*a*) ont amélioré le temps de calculs requis pour les charges variant dans le temps.

2.4.2 Ajouts et utilisation de la méthode SLF

Marcotte *et al.* (2010), ont utilisé la méthode SLF pour décrire l'importance des effets axiaux dans la modélisation des puits géothermiques et comparé les réponses données par différents modèles de calcul. Les principales conclusions de cette étude furent que moins de puits sont nécessaires pour combler la demande en chauffage et en climatisation en considérant les effets axiaux. La longueur du forage peut aussi être réduite considérablement.

Marcotte et Pasquier (2008) utilisent les FFTs (Fast Fourier Transform) pour évaluer le produit de convolution dans le temps de la charge thermique et d'une réponse à charge unitaire. Ils ont améliorés d'un à deux ordres de grandeur le temps de calcul nécessaire. Marcotte et Pasquier (2008) proposent également un sous-échantillonnage de la fonction analytique à certains temps suivant une séquence géométrique et ensuite l'utilisation d'une méthode d'interpolation performante (spline cubique). Cela permet également d'améliorer le temps de calcul et ce, même pour une méthode aussi exigeante que la méthode SLF. Mentionnons que les FFTs peuvent être utilisées avec tout autre modèle (e.g. :SLI, SCI, numérique).

Une autre étude menée par Marcotte et Pasquier (2009) utilise la méthode SLF pour mettre en valeur les bienfaits de l'inclinaison des forages dans un champ de puits géothermique. Cette étude est l'extension d'une étude semblable menée par Cui *et al.* (2006) qui permettait la modélisation d'un champ de puits avec forages inclinés à partir de la surface. L'ajout de Marcotte et Pasquier (2009) permet d'avoir des puits débutant à une certaine profondeur. Il a été démontré qu'une légère inclinaison (10^o environ) permettait de diminuer significativement l'interaction entre les puits et d'optimiser le dimensionnement de l'échangeur. La méthode sera détaillée dans le chapitre suivant à la section 3.9. Dans le cadre d'un projet de maîtrise, Giordanengo (2010) utilise cette méthode pour décrire l'effet des forages inclinés placés sous

un bâtiment.

Lamarche et Beauchamp (2007*b*) ont également amélioré le temps de calcul de la méthode SLF à l'aide de manipulations mathématiques et de quelques approximations.

Chapuis (2009) propose une nouvelle méthode de modélisation d'échangeur géothermique vertical à boucle fermée utilisant la méthode SLF dans l'environnement TRNSYS. La méthode permet de positionner les puits comme le désire l'utilisateur et permet deux réseaux de puits opérant sous différents modes.

Sheriff (2007) propose l'utilisation de la méthode de résolution SLF de Lamarche et Beauchamp (2007*b*) et de la méthode d'agrégation de charge proposée par Pinel (2003) pour en arriver à une méthode plus souple d'évaluation de performance de champ de puits géothermiques verticaux.

Il est à mentionner que plusieurs autres méthodes existent et certaines prennent en compte l'écoulement de l'eau souterraine.

2.5 Système géothermique à boucle horizontal

À l'exception des modèles de Cui *et al.* (2006) et de Marcotte et Pasquier (2009) proposant des méthodes de calculs pour des puits inclinés, les modèles mentionnés précédemment sont valides pour l'étude des puits verticaux. La présente section montre un résumé des travaux sur les échangeurs de chaleur horizontaux.

Plusieurs modèles sont basés sur les méthodes analytiques de la ligne source finie et infinie. Metz (1983) a suggéré de trouver la température dans le sol en tout point avec le modèle analytique de la ligne source qu'il a modifié pour lui permettre de séparer le sol en plusieurs blocs autour de l'échangeur géothermique. Mei (1991) a inclus les effets de la variation périodique de la température en surface, les propriétés thermiques du tuyau et les propriétés thermiques du fluide caloporteur utilisant l'équilibre énergétique au lieu des traditionnelles méthodes employant la source linéique. Piechowski (1996) considère le transfert de masse

et de la chaleur dans le sol à l'aide de la méthode SLI pour inclure le mouvement de l'eau souterraine et du même coup réduit les efforts informatiques requis pour un tel calcul. Plus récemment, Demir *et al.* (2009) ont fait un modèle numérique 2D en mode transitoire par différences finies tenant en compte plusieurs conditions météorologiques de surface y compris les radiations solaires. Ils supposent une température constante le long du tuyau. Ils ont validé expérimentalement leurs résultats pour obtenir un écart maximal de 10,03 % pour la température du sol. Tous les modèles précédents supposent un taux de transfert de chaleur constant le long du tuyau. Dans le cadre de son projet de doctorat, Philippe (2010) a récemment conçu un modèle numérique par différences finies permettant de faire varier le flux de chaleur le long de l'échangeur souterrain en séparant le tuyau en plusieurs segments. Il a également validé ses résultats expérimentalement. Le modèle donne de bons résultats pour des tuyaux parallèles entre eux. Aucun de ces modèles ne permet de simuler le changement de phase de l'eau souterraine.

Claesson et Dunand (1983) proposent des équations utilisant le principe de superposition pour calculer la température le long d'un ou plusieurs tuyaux horizontaux parallèles entre eux en régime transitoire et permanent. En régime transitoire, pour un milieu infini (effet radial seulement), les équations permettent d'avoir une charge au sol périodique variant dans le temps. L'effet de la température en surface est bien sûr considéré étant donné l'impact important de celle-ci sur les systèmes horizontaux. L'effet de la neige, de l'écoulement de l'eau dans le sol et du gel ne sont pas considérés. Dans le cadre de ce mémoire, l'intérêt porte plutôt vers les équations du modèle en milieu semi-infini pour un seul tuyau de longueur L (effet 3D considéré). Dans ce cas, Claesson et Dunand (1983) considèrent seulement le régime permanent. Ils introduisent la longueur caractéristique y_f et montre que la température du fluide varie de façon exponentielle le long du tuyau. Ces travaux ne proposent pas d'équation permettant de calculer la température du sol pour une disposition de tuyaux autre que les tuyaux parallèles entre eux. Ils ne proposent pas non plus de modèle transitoire avec des tuyaux finis, ce qui est nécessaire pour l'étude de cas présenté dans ce mémoire.

2.6 Modèle incluant le changement de phase de l'eau

Le sol est constitué de 3 phases : solide (les minéraux), liquide (l'eau) et gaz (l'air). Lorsqu'on puise de la chaleur du sol, l'eau se transforme en glace si la température du sol atteint le point de congélation, c'est-à-dire 0 ℃. Un tel phénomène n'est pas facile à simuler analytiquement en régime transitoire sur de longues périodes puisqu'on ne peut pas faire appel au principe de superposition (Claesson et Dunand, 1983). En effet, ce principe, expliqué à la section 3.6, est applicable quand le transfert de chaleur par conduction est linéaire. Ici, étant donné le changement perpétuel dans le temps et l'espace des propriétés thermiques du sol (conductivité, capacité, masse volumique) et de la chaleur latente, l'équation de conduction de la chaleur n'est plus de forme linéaire. Ingersoll *et al.* (1954) proposent une solution analytique en régime permanent avec une charge constante. Le raisonnement de Neumann du traitement de la formation de la glace indexé au modèle de la ligne source est utilisé. Cette équation permet de calculer le rayon de sol gelé autour du puits. Dans son ouvrage, Lunardini (1981) montre les différentes méthodes analytiques et par différences finies utilisées pour tenir compte de la propagation de la chaleur dans le sol par conduction lorsqu'il y a un changement de phase dans le milieu. Chacune de ses méthodes ont bien sûr leurs limites.

Le gel artificiel du sol peut être utilisé dans la construction de tunnel ou pour la stabilisation de parois durant une excavation (Andersland et Ladanyi, 2004). Le but premier étant ici de geler le sol, les études sur la simulation avec charges variables incluant les phénomènes thermiques du gel du sol sont plutôt rares. La plupart des articles écrits sur ce sujet proposent des façons de déterminer le nombre de tuyaux nécessaires pour geler le sol, l'expansion du sol due au gel de l'eau et la distribution de température dans un sol gelé (Lackner *et al.*, 2005; Yang *et al.*, 2006). Peu ont travaillé sur des modèles 3D. Sres *et al.* (2006) proposent un modèle 3D basé sur les travaux de Mikkola et Hartikainen (2001). Ce modèle considère la succion cryogénique et le changement de volume des pores et est donc trop complexe pour les besoins de ce mémoire. Beaucoup de modèles sur la prédiction de la température du pergélisol ont été proposés également (Lunardini, 1996; Hinzman *et al.*, 1998; Webb, 2004; Smith et Riseborough, 2010).

2.7 Applications géothermiques en climat froid

Quelques travaux sur l'utilisation et la performance des systèmes géothermiques horizontaux en milieu froid ont été faits. Healy et Ugursal (1997) démontrent que pour le climat de la Nouvelle-Écosse (Canada), il peut être économiquement viable d'utiliser comme système de chauffage un échangeur horizontal couplé à une pompe à chaleur. Pulat *et al.* (2009) ont fait une étude expérimentale sur les performances d'un système géothermique horizontal en hiver pour une région froide de la Turquie pour en venir à la même conclusion que Healy et Ugursal (1997). Tarnawski *et al.* (2009) a fait une étude semblable prouvant qu'il est avantageux de chauffer avec un système géothermique à boucle horizontale dans la région de Sapporo (nord du Japon) au lieu d'un chauffage électrique. Il faut mentionner que ces régions n'ont pas une température moyenne annuelle aussi froide que le Nord du Québec. Aittomäki *et al.* (1999), à l'aide de deux modèles numériques, font une étude paramétrique permettant de cerner les propriétés pouvant être négligées pour améliorer les méthodes de dimensionnement d'un système géothermique horizontal dans un climat froid. Ils en arrivent aux conclusions suivantes :

- le mouvement de l'eau (souterraine et en surface) n'influence pas assez la température du sol pour être considéré ;
- le profil de charge et la température ambiante en surface peuvent être estimés par une fonction simplifiée ;
- la date du dégel du sol a une grande importance pour le dimensionnement ;
- la propriété thermophysique du sol la plus importante est la conductivité thermique du sol gelé.

CHAPITRE 3

THÉORIE

Le présent chapitre traite des principes théoriques de base utiles pour la construction des modèles et l'interprétation des résultats.

3.1 Modes de transport de la chaleur et propriétés thermiques du sol

Les propriétés thermiques du sol influencent la propagation de la chaleur dans le milieu. Il y a de nombreuses propriétés et de nombreux facteurs influençant le transfert de chaleur dans le sol. De plus, il existe trois mécanismes de transport de la chaleur : la conduction, la convection et la radiation. Dans cette étude, nous considérons seulement la conduction dans le sol et la conduction et la convection dans les tuyaux de l'échangeur géothermique.

La conductivité thermique est définie comme étant la quantité de chaleur (ou énergie) traversant une section perpendiculaire de dimension unitaire pour une unité de temps et pour une unité de gradient de température dans la direction du flux de chaleur (Farouki, 1981). Ses unités SI sont des W/m℃. Dans les sols, cette propriété est principalement affectée par la taille des grains, la composition minéralogique du sol, la porosité et la fraction de glace et d'eau liquide contenue dans le sol. L'eau liquide a une conductivité thermique d'environ 0,58 W/m℃ à 0 ℃. La glace a une valeur de 2,21 W/m℃ à 0 ℃ (Farouki, 1981). Étant donné que la glace a une conductivité d'environ 3,8 fois plus grande que celle de l'eau liquide, il est facile de comprendre l'importance du contenu en eau gelée et en eau liquide dans les sols.

La capacité thermique, ou chaleur spécifique, est définie comme étant la quantité de chaleur nécessaire pour augmenter d'un degré de température une unité de masse ou de volume (Farouki, 1981). Ses unités SI sont des J/g℃ ou J/m^3℃. Encore une fois, la capacité thermique d'un sol est dictée par sa composition, sa porosité et son contenu en glace et en eau liquide. L'eau liquide a une capacité thermique de 4,2 kJ/kg℃ et la glace, 2,1 kJ/kg℃

(Farouki, 1981).

Selon Smith *et al.* (1996), le tableau suivant présente des valeurs typiques de deux différents sols pour la conductivité et la capacité thermique.

Tableau 3.1 Valeurs typiques des propriétés thermiques pour deux sols différents

Type de sol	**Conductivité thermique** W/m^oC		**Capacité thermique** kJ/kg^oC	
	Gelé	**Dégelé**	**Gelé**	**Dégelé**
Sable, saturé	4,1	3,2	0,88	1,21
Argile, saturé	2,1	1,6	1,34	1,76

Ces valeurs sont caractéristiques pour ces types de sol, mais peuvent varier selon les propriétés physiques du sol comme la porosité et le degré de saturation.

La diffusivité thermique du sol est obtenue en divisant la conductivité thermique du sol par sa capacité thermique volumique. Il s'agit d'une grandeur physique qui ne dépend pas de la quantité de matière et qui détermine l'inertie thermique d'un matériau. Elle caractérise la transmission d'un signal de température d'un endroit à l'autre dans le sol. Ses unités SI sont des m^2/s.

La chaleur latente de fusion de l'eau est aussi impliquée dans le transfert de chaleur d'un sol en train de geler ou de dégeler. Plus précisément, cette propriété joue un rôle majeur durant la période de gel et de dégel lorsque l'eau liquide devient de la glace ou le contraire. La chaleur latente de fusion de l'eau est définie comme étant la quantité d'énergie absorbée par la glace au point de fusion lorsqu'elle est transformée en liquide. La même quantité d'énergie est relâchée lorsque le liquide est transformé en glace. Cette valeur est de 333,7 kJ/kg pour l'eau à 0℃ (Andersland et Ladanyi, 2004). Pendant le changement de phase, la température demeure constante à 0℃.

La convection est un mode de transport de chaleur par mouvement de masse. Elle est influencée par la vitesse de l'eau dans le sol. Cette vitesse dépend principalement de la

perméabilité du sol, de la topographie et du degré de saturation du sol. Il peut également exister un mouvement naturel de l'eau par différence de densité dû à la variabilité de la température dans le sol. En théorie, lorsque le sol est gelé, il est évident que la convection joue un rôle négligeable dans le transfert de la chaleur dans le sol. Par contre, en pratique il faut savoir qu'il peut exister tout de même des mouvements de la glace et qu'une partie de l'eau restée liquide peut migrer dépendamment de la température et de la pression (Andersland et Ladanyi, 2004). Ces effets sont considérés négligeables dans ce mémoire.

Plusieurs facteurs viennent influencer les propriétés thermiques mentionnées précédemment et le régime thermique du sol. Par exemple, les précipitations (neige ou pluie), la présence de bulle d'air dans la glace et l'orientation des cristaux de glace. Pour en savoir plus à ce sujet, le lecteur consultera Farouki (1981) et Andersland et Ladanyi (2004).

À l'exception des phénomènes reliés aux changements de phase, les propriétés thermiques des matériaux varient légèrement en fonction de la température. Ces effets sont considérés négligeables dans ce mémoire.

3.2 Notions de base pour les pompes à chaleur (PAC)

3.2.1 Généralités

Une PAC est nécessaire pour transférer la chaleur du sol au bâtiment (mode chauffage) ou le contraire (mode climatisation). Cette machine fonctionne selon le cycle de réfrigération à compression de vapeur, illustré sur le diagramme P−h (pression-enthalpie) à la figure 3.2. La PAC comprend 4 composantes principales : l'évaporateur, le compresseur, le condenseur et la soupape de détente. La figure 3.1 illustre ces composantes. Un réfrigérant circule en boucle dans les différentes parties de la PAC. Voici l'évolution des principales étapes d'une pompe à chaleur en mode chauffage :

1. de 1 à 2 : le liquide caloporteur réchauffé par le sol évapore le réfrigérant dans l'évaporateur. Pour un cycle idéal, cela se fait à température constante ;

2. de 2 à 3 : le compresseur augmente la pression de la vapeur de réfrigérant et augmente sa température. Pour un cycle idéal, cela se fait à entropie constante. Le compresseur a besoin d'un apport électrique pour fonctionner ;
3. de 3 à 4 : le réfrigérant retourne à l'état liquide en transmettant sa chaleur au bâtiment par l'entremise du condenseur ;
4. de 4 à 1 : le cycle est complété avec la soupape de détente qui vient réduire la pression et le réfrigérant redevient un mélange de liquide et de vapeur. Cela se produit à enthalpie constante.

Le cycle peut être inversé si on désire climatiser. Seulement le mode chauffage est considéré pour le reste de l'étude.

En général, la partie rejetant la chaleur à la maison peut être un plancher radiant (pompe à chaleur géothermique eau-eau) ou de l'air pulsé (pompe à chaleur géothermique eau-air). La figure 3.3 illustre un échangeur de chaleur géothermique vertical couplé à une PAC.

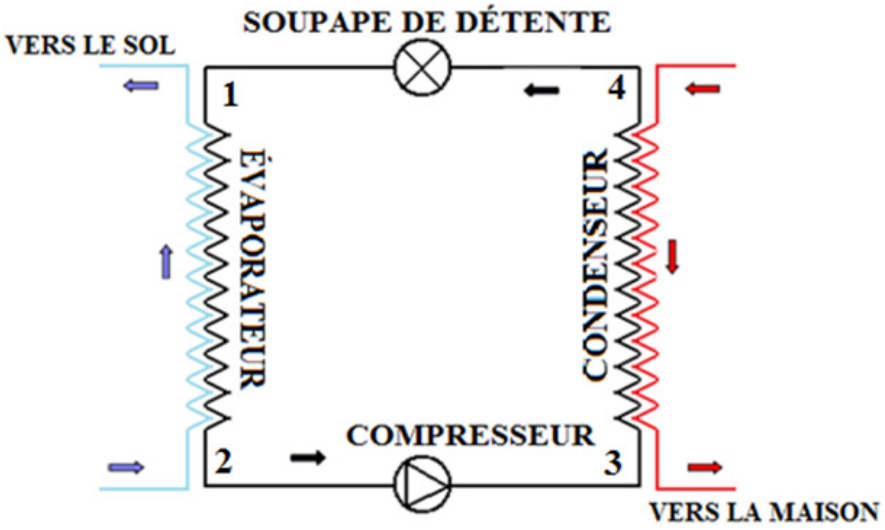


Figure 3.1 Représentation schématique des principales parties d'une pompe à chaleur.

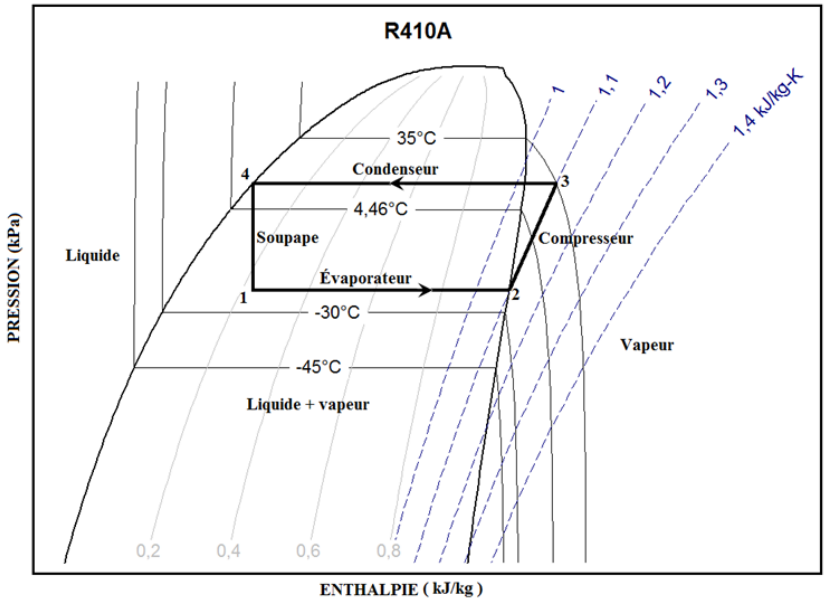


Figure 3.2 Diagramme de la variation de la pression et de l'enthalpie du réfrigérant dans une pompe à chaleur.

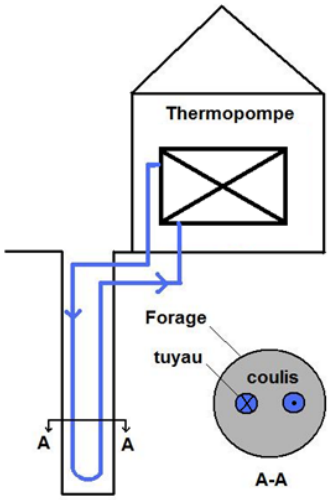


Figure 3.3 Illustration d'un échangeur géothermique vertical couplé à une pompe à chaleur.

3.2.2 Coefficient de performance (COP)

Le coefficient de performance d'une PAC est le rapport entre l'énergie fournie au bâtiment par le condenseur et l'énergie fournie au compresseur (équation 3.3). Typiquement, cette valeur

varie entre 2,5 et 6. Ce COP est dépendant de la température d'entrée d'eau à l'évaporateur (EWT pour *Entering Water Temperature*) provenant de l'échangeur souterrain qui à son tour varie selon la charge en chauffage demandée à un temps donné et la température du sol. Plus souvent qu'autrement, le EWT minimal requis pour une pompe à chaleur est d'environ -7 ℃ en chauffage. Ce minimum est requis pour pouvoir combler les besoins en chauffages et pour éviter d'avoir du réfrigérant liquide dans le compresseur dû à une mauvaise évaporation. En mode chauffage l'énergie nécessaire pour faire fonctionner le compresseur est transférée en chaleur au bâtiment.

3.2.3 Charge au bâtiment versus charge au sol

À cause de l'interaction de la PAC dans le transfert thermique du sol vers la maison, la charge fournie au sol est différente de la charge fournie à la maison. Le COP de la pompe à chaleur entre en jeu pour calculer le rapport entre ces deux charges. La relation est la suivante :

$$Q_{sol} = Q_b(1 - \frac{1}{COP}) \tag{3.1}$$

Venant de

$$Q_b = Q_{sol} + W_{comp} \tag{3.2}$$

et de

$$COP = \frac{Q_b}{W_{comp}} \tag{3.3}$$

où Q_{sol} (W) est la charge fournie au sol , Q_b (W) est la charge fournie au bâtiment et W_{comp} (W) est la puissance fournie au compresseur .

3.3 Théorie de la source linéique finie (SLF)

Comme mentionné précédemment dans la revue de littérature, la méthode SLF est utilisée pour calculer la température T en un point dans un domaine semi−infini. Les hypothèses et la description de la méthode sont mentionnées dans la section 2.3.3. En régime transitoire,

l'écart de température entre le sol non perturbé et un point situé à une distance radiale r du centre du puits et une profondeur z est donné par l'équation 3.4 (Zeng *et al.*, 2002; Sheriff, 2007; Marcotte *et al.*, 2010) :

$$\Delta T(r,t,z) = \frac{q}{4\pi k_s} \int_0^L \left(\frac{erfc\left(\frac{d(h)}{2\sqrt{\alpha t}}\right)}{d(h)} - \frac{erfc\left(\frac{d'(h)}{2\sqrt{\alpha t}}\right)}{d'(h)} \right) dh \tag{3.4}$$

où

q est le taux de transfert de chaleur par unité de longueur (W/m) $d(h) = \sqrt{r^2 + (z-h)^2}$

$d'(h) = \sqrt{r^2 + (z+h)^2}$

h est la variable d'intégration

z est la profondeur (m) du point où l'on veut la température

r est la distance à partir du centre du puits (m)

ΔT est la différence de température entre le sol non perturbé et le point à la distance r du puits (℃)

L est la longueur du puits géothermique (m).

La partie miroir de la ligne source-finie est représentée par la partie de droite de l'intégration et la partie réelle par la partie de gauche. On utilise cette dernière équation et le principe de superposition pour trouver la solution où le puits est situé à une profondeur D sous la surface du sol. L'équation 3.5 permet cet ajout :

$$\Delta T_{D\to(D+L)}(r,z,t) = \Delta T_{0\to(D+L)}(r,z,t) - \Delta T_{0\to D}(r,z,t) \tag{3.5}$$

Le principe de superposition est expliqué dans la section 3.6.

3.4 La résistance thermique du puits

La notion de résistance thermique du puits est primordiale pour calculer la température du fluide par rapport à la température du sol au mur du forage. De façon générale, la résistance

thermique du puits R_b est la somme des différentes résistances thermiques à considérer dans le transfert de chaleur entre le fluide et la paroi du capteur géothermique. Contrairement aux puits verticaux, les puits (tuyaux horizontaux) utilisés dans la présente étude ne sont pas entourés d'un coulis. La résistance thermique du tuyau R_p est donc la seule résistance. Cette résistance comprend la résistance thermique associée à la paroi du tube et la résistance thermique associée au coefficient de film interne (Bernier, 2003), selon l'équation 3.6 :

$$R_p = \frac{ln(r_{ext}/r_{int})}{2\pi k_p} + \frac{1}{2\pi r_{int} h_i} \tag{3.6}$$

Dans cette dernière équation, r_{int} et r_{ext} représentent, respectivement, les rayons interne et externe du tube, k_p est la conductivité thermique du tuyau et h_i, est le coefficient d'échange interne.

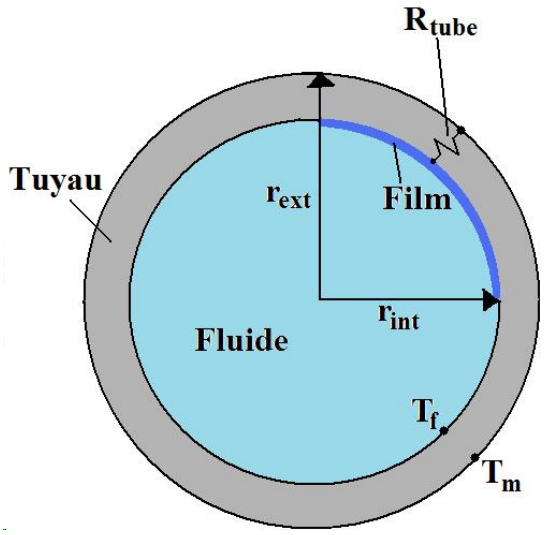


Figure 3.4 Coupe d'un tuyau perpendiculairement au débit de circulation

Sur la figure 3.4, R_{tube} représente la partie de gauche de l'équation 3.6 et $Film$ la partie de droite. Lorsque l'écoulement est turbulent, la résistance thermique due au film est négligée.

3.5 La température du fluide

La température du fluide T_f est obtenue en deux étapes. Premièrement, il faut calculer la température du sol au mur du tuyau T_m avec la méthode analytique choisie. Ensuite, il faut ajuster cette température en tenant compte de la résistance thermique du puits avec :

$$T_f(t) = T_m(t) + q(t)R_p \tag{3.7}$$

Où,

$$T_m(t) = T_s + \Delta T(r_{ext}, t) \tag{3.8}$$

Où $q(t)$ est le taux de transfert de chaleur par unité de longueur (W/m) au temps t et T_s est la température du sol non perturbé. $\Delta T(r_{ext}, t)$ est la perturbation de température calculée à la paroi externe du tuyau avec le modèle analytique.

3.6 Principe de superposition

Le principe de superposition est un principe très utile largement utilisé dans les algorithmes de modélisation de puits géothermiques. Grossièrement, il sert à simplifier les problèmes d'itérations dus à l'interaction de différentes sources de chaleur et aux variations de charge dans le temps. Ce principe demeure par contre une approximation. En géothermie, on utilise le principe de superposition temporelle et le principe de superposition spatiale.

3.6.1 Principe de superposition spatiale

Ce principe est utilisé lorsque deux sources de chaleur interagissent entre elles. Par exemple, lorsque plusieurs puits sont nécessaires pour combler les besoins énergétiques d'un bâtiment ou lorsque la température de surface entre en interaction avec l'échangeur géothermique. À ce moment, le processus complexe de transfert de chaleur qui a lieu dans le sol peut être

considéré comme une addition (superposition) de processus plus simples.

Prenons par exemple un point p situé à égale distance de deux tuyaux (horizontaux) retirant de la chaleur du sol à un taux constant q_1 et q_2 et leur image miroir q_1' et q_2' retirant une charge respectivement égale mais de signe opposé aux tuyaux réels. Supposons également que la température à la surface est constante à T=0 ℃. La variation de température au point p sera estimée comme la somme des variations de température au point p obtenues lorsque l'on considère chaque puits séparément (images et réels). La figure 3.5 illustre ce principe.

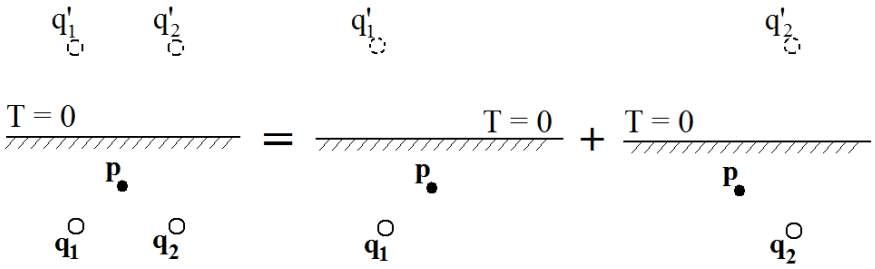


Figure 3.5 Illustration du principe de superposition spatiale.

3.6.2 Principe de superposition temporelle

La superposition temporelle est utilisée en présence d'une charge variable émise par le puits dans le sol (Yavuzturk et Spitler, 1999; Eskilson, 1987). Ce principe vient décomposer les charges variables en une disposition échelonnée comme le montre la figure 3.6 pour une charge variant sur 6 heures :

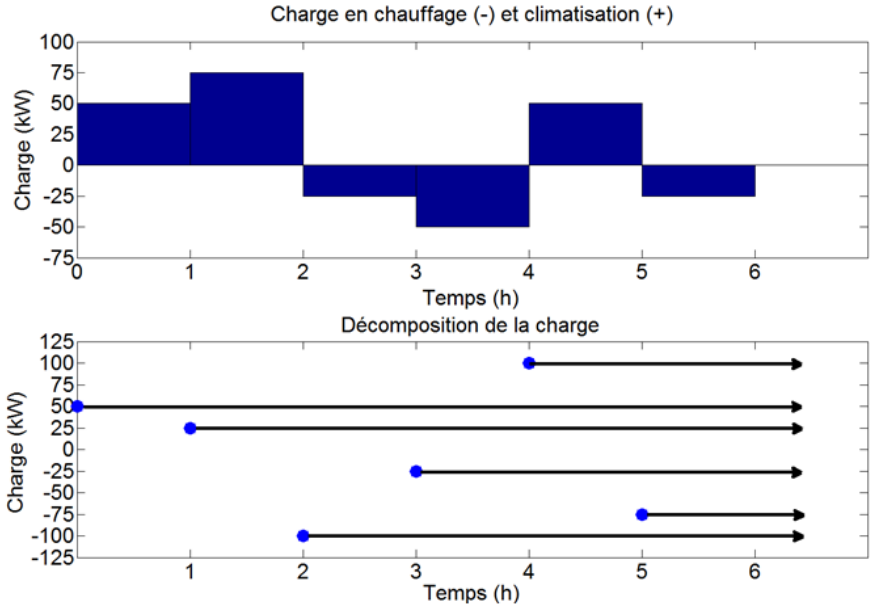


Figure 3.6 Illustration du principe de superposition temporelle avec charge variant sur 6 heures. Figure modifiée de Marcotte *et al.* (2010).

Le graphique du bas a été obtenu en soustrayant la charge de l'heure précédente à la charge de l'heure actuelle. Chaque pulsation aura une influence sur la température du sol pendant tout le temps du calcul. Bien sûr, pour une pulsation au temps t cette influence sera de moins en moins importante plus le temps avance. À l'aide de cette technique, la solution de l'écart de température en un point avec la méthode de la ligne source-finie est donnée par l'équation suivante :

$$\Delta T(r,t,z) = \sum_{i,t_i \leq t} \frac{q_i}{4\pi k_s} \int_0^L \left(\frac{erfc\left(\frac{d(h)}{2\sqrt{\alpha(t-t_i)}}\right)}{d(h)} - \frac{erfc\left(\frac{d'(h)}{2\sqrt{\alpha(t-t_i)}}\right)}{d'(h)} \right) dh \qquad (3.9)$$

où $q_i = (Q_i - Q_{i-1})/L$.

3.7 Utilisation des FFTs

En se basant sur le principe de superposition temporelle, le calcul de la température du sol et du fluide à n'importe quel point dans l'espace est possible en évaluant le produit de convolution où une des fonctions est l'incrément de charge unitaire dans le temps (q) et l'autre, l'intégrale du modèle calculée avec un taux de transfert de chaleur unitaire (f) (Marcotte et Pasquier, 2008). Le théorème de convolution (Brigham, 1988) est utilisé pour obtenir l'équation suivante :

$$\Delta T(r,t) = \Im^{-1}(\Im(q)\Im(f)) \tag{3.10}$$

où, $\Im$ est la FFT et $\Im^{-1}$ est la FFT inverse.

3.8 Sous-échantillonnage de la réponse analytique

La réponse pour une charge constante est une fonction continue qui augmente de façon régulière (Marcotte et Pasquier, 2008). Dans le but de sauver du temps de calcul, il est possible de calculer la réponse analytique à une sélection de temps choisis par l'utilisateur et d'interpoler les valeurs aux autres temps. Peu importe le modèle utilisé, pour une courte distance entre le puits et le point de calcul, la réponse analytique augmente rapidement au départ puis ralentit sa progression avec le temps. Il est donc impératif de sélectionner des temps rapprochés au début. Marcotte et Pasquier (2008) démontrent que pour une simulation horaire de 10 ans, une sélection de 65 temps est suffisante pour arriver à des résultats précis comparativement à 10 x 8760= 87 600 temps pour une simulation horaire régulière complète utilisant les FFTs.

3.9 Forages inclinés

La théorie des forages inclinés est utilisée pour construire le modèle analytique de l'échangeur horizontal dans cette étude. Comme mentionnée à la section 2.4.2, Marcotte et Pasquier (2009) améliore le modèle de Cui *et al.* (2006) en proposant un modèle permettant au forage de débuter à une profondeur D. Cela représente la situation où les forages sont situés sous un bâtiment ou sous un remblai et la situation où les forages sont isolés en surface pour diminuer l'interaction avec la surface et les puits environnants. Le modèle est basé sur la méthode SLF. Les hypothèses se rattachant à la méthode SLF tiennent aussi pour les forages inclinés :

- le forage est placé dans un milieu semi-infini et homogène ;
- la conductivité, la capacité thermique, et la densité ne varient pas en fonction de la température ;
- la température en surface du sol est constante.

Les points sources définissant la ligne source inclinée sont situés dans l'espace en fonction du pendage et de l'azimut du forage. Pour tenir compte des effets axiaux, il faut également intégrer un puits image comme pour le modèle de la ligne source-finie. Pour connaître la température d'un point dans le sol, il faut alors faire l'intégrale de tous les points sources sur la longueur du puits réel et soustraire l'intégrale de tous les points sources du puits image.

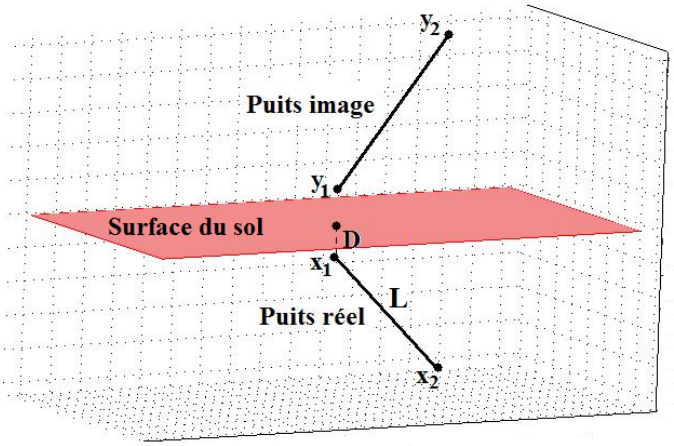


Figure 3.7 Illustration du principe de puits image et réelle pour un forage incliné à situé à une profondeur D.

Le point x_1 a comme image y_1 et le point x_2 a comme image y_2. Évidemment, les points réels ont les mêmes coordonnées horizontales que les points images. La valeur de la coordonnée verticale est la même, mais de signe opposé. L'équation suivante donne l'écart de température entre un point x_0 situé dans le sol et un point sur la ligne source (Marcotte et Pasquier, 2009) :

$$\Delta T(x_0,t) = \frac{q}{4\pi k_s}\left(\int_{x_1}^{x_2} \frac{erfc\left(\frac{d(x,x_0)}{2\sqrt{\alpha t}}\right)}{d(x,x_0)} dx - \int_{y_1}^{y_2} \frac{erfc\left(\frac{d(y,x_0)}{2\sqrt{\alpha t}}\right)}{d(y,x_0)} dy \right) \tag{3.11}$$

Où $d(x,x0)$ est la distance entre un point x_0 quelconque dans le sol et un point x sur la ligne source. Le principe de superposition s'applique aussi dans le cas des forages inclinés. Pour des puits horizontaux, on peut utiliser l'équation de Marcotte et Pasquier (2009), puisque celle-ci permet de débuter le forage à une profondeur D qui correspondrait à la profondeur du tuyau horizontal. Le puits image est alors parallèle au puits réel à une distance du double de la profondeur D utilisant toujours la surface du sol comme plan de symétrie.

3.10 Régime permanent pour les systèmes horizontaux

La température du fluide et la variation du flux de chaleur le long d'un tuyau horizontal ont été étudiées par Claesson et Dunand (1983) dans le cas d'un régime permanent pour un milieu semi-infini. La figure 3.8 montre la disposition de tuyau considérée. Il s'agit donc d'un tuyau horizontal de longueur L situé à une profondeur D dans le sol avec une température en surface du sol de 0 ℃ . La température d'entrée d'eau dans le tuyau est T_{in}. Le taux de transfert de chaleur le long du tube est $q(y)$ où y est la coordonnée le long du tuyau variant entre 0 et L. Par convention, la valeur de $q(y)$ sera négative puisque nous sommes en mode chauffage.

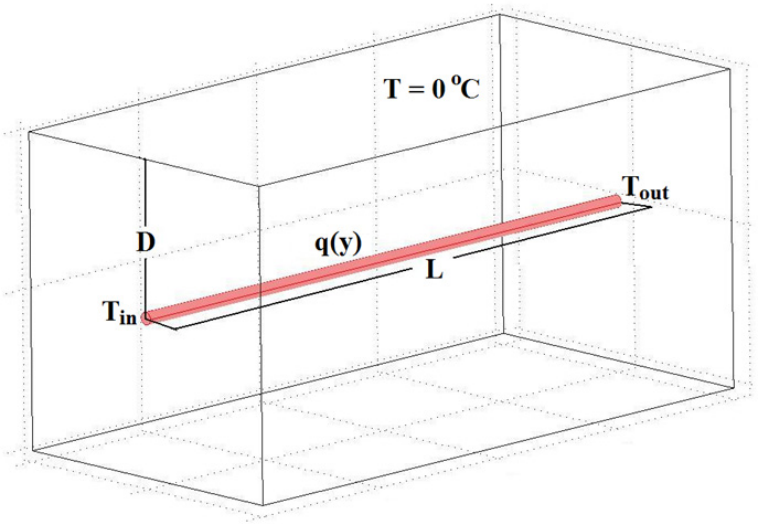


Figure 3.8 Illustration des paramètres utilisés dans les équations du régime permanent de Claesson et Dunand (1983) pour un tuyau horizontal.

Claesson et Dunand (1983) mentionnent :

$$T_f(y) = (R_g + R_p)q(y) \tag{3.12}$$

où R_p est la résistance thermique du tuyau et R_g est la résistance thermique du sol donnée par :

$$R_g = \frac{ln(\frac{2D}{r_p})}{2\pi k_s} \tag{3.13}$$

où r_p est le rayon du tuyau en mètre.

En retirant de la chaleur du sol, le fluide caloporteur se réchauffera de plus en plus avant de sortir du tuyau :

$$m_f C_f \frac{dT_f(y)}{dy} = -q(y) \tag{3.14}$$

Avec l'équation 3.12 et 3.14, on obtient :

$$\frac{dT_f(y)}{dy} = \frac{-T_f(y)}{(R_g + R_p)m_f C_f} = \frac{-T_f(y)}{y_f} \tag{3.15}$$

où $y_f = (R_g + R_p)m_f C_f$ possède des unités de longueur. Claesson et Dunand (1983) nomme y_f la longueur thermique caractéristique (*characteristic thermal length*). En utilisant $T_{in} = T_f(0)$, la solution de l'équation 3.15 est :

$$T_f(y) = T_{in} exp(-y/y_f) \tag{3.16}$$

Cette dernière équation montre que la valeur absolue de la température du fluide décroit exponentiellement tout le long du tuyau. On peut alors obtenir la température à la sortie du tuyau T_{out} en remplaçant y par L.

$$T_{out} = T_{in} exp(-L/y_f) \tag{3.17}$$

La température moyenne du fluide le long du tuyau est obtenue avec l'intégration de l'équation 3.16 de 0 à L :

$$\bar{T_f} = \frac{T_{in}(1 - exp(-L/y_f))}{L} \tag{3.18}$$

Le flux de chaleur le long du tuyau peut être écrit comme suit :

$$q(y) = \frac{T_{in} exp(-y/y_f) m_f C_f}{y_f} \tag{3.19}$$

À partir de la dernière équation, on peut calculer la proportion de chaleur extraite le long du tube entre les points y_1 et y_2 :

$$p_{y_1,y_2} = \frac{exp(-y_1/y_f) - exp(-y_2/y_f)}{1 - exp(-L/y_f)} \tag{3.20}$$

Finalement, en combinant les équations 3.16 et 3.18, on obtient :

$$T_f(y) = \bar{T}_f \frac{L}{y_f} \frac{exp(-y/y_f)}{(1 - exp(-L/y_f))} \tag{3.21}$$

Par conséquent, en connaissant la température moyenne du fluide caloporteur dans le tube, il est possible avec la dernière équation de calculer la température du fluide en n'importe quel point le long du tuyau. La stratégie adoptée pour le modèle analytique utilisé dans ce mémoire sera de calculer la température moyenne du fluide sur les portions de tuyau désirées pour ensuite calculer la température d'entrée à la pompe à chaleur.

3.11 Changement de phase dans un milieu poreux

Dans la présente étude, nous avons besoin d'un modèle tenant compte du changement de phase (CDP) de l'eau souterraine pour valider le choix des propriétés thermiques utilisées dans le modèle analytique. À moins d'utiliser une méthode numérique en 3D (méthodes des éléments finis par exemple), aucun modèle existant incluant le changement de phase de l'eau souterraine n'est approprié pour cette étude. Les modèles analytiques incluant le changement de phase sont limités puisque les principes de superposition spatiale et temporelle ne peuvent plus s'appliquer. Cela est dû au fait qu'en incluant le CDP, la linéarité de l'équation de transfert de chaleur est compromise. Comme mentionné au début de ce chapitre, les pro-

priétés thermiques de l'eau et de la glace sont significativement différentes. Lors du CDP de l'eau à 0 ℃, la chaleur latente vient également s'inscrire dans l'équation du transfert de chaleur par conduction pure. Rappelons que la convection de l'eau souterraine n'est pas prise en considération dans cette étude.

3.11.1 Loi des mélanges

Un sol granulaire (gravier, sable, silt, argile) est constitué de 3 phases : les particules minérales (solide), l'eau (liquide) et l'air (gaz). Dans un sol saturé en eau, il n'y a que deux phases, liquide et solide. La figure 3.9 illustre ces deux phases et le concept de porosité (n). La porosité équivaut au volume des vides sur le volume total multiplié par 100%. Dans un sol saturé, le volume des vides correspond au volume de l'eau.

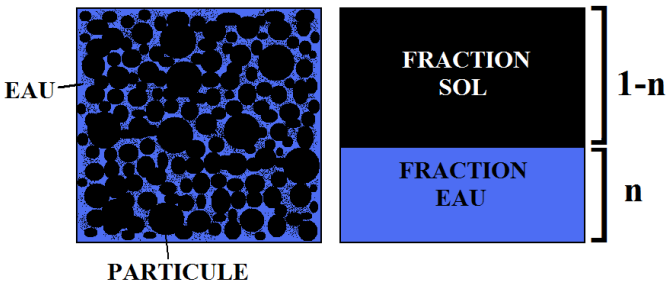


Figure 3.9 Illustration de la porosité d'un sol granulaire saturé.

Connaissant les propriétés thermiques des différentes phases du sol, il est possible d'en déduire les propriétés du mélange formant le sol. Pour la conductivité thermique, si k_1 est la conductivité de l'eau et k_2 est la conductivité des particules minérales, la conductivité thermique du mélange k peut être calculée avec une moyenne géométrique :

$$k = exp(ln(k_1)n + ln(k_2)(1-n)) \tag{3.22}$$

Si C_{p1} est la chaleur spécifique massique de l'eau et ρ_1 sa masse volumique et que C_{p2} est la chaleur spécifique massique des particules minérales et ρ_2 la masse volumique de

ces particules, la chaleur spécifique volumique du mélange C_s est donné par une moyenne arithmétique pondérée :

$$C_s = nC_{p1}\rho_1 + (1-n)C_{p2}\rho_2 \tag{3.23}$$

La masse volumique du mélange peut aussi être calculée par une moyenne pondérée :

$$\rho = n\rho_1 + (1-n)\rho_2 \tag{3.24}$$

3.11.2 Effet du CDP sur les puits géothermiques verticaux

L'équation analytique d'Ingersoll *et al.* (1954) et Carslaw et Jaeger (1959) permet de suivre l'évolution d'un front de gel progressant dans le temps. Cette équation est basée sur le modèle SLI. Selon Carslaw et Jaeger (1959) :

$$Q' = (2l_m b + 2k_2 \frac{(T_s - T_{fr})}{I(b/\alpha_2)} e^{-b/\alpha_2}) 2\pi / e^{-b/\alpha_1} \tag{3.25}$$

où,

R est le rayon de sol gelé autour du tuyau

l_m est la chaleur latente de fusion de l'eau par unité de volume

t est le temps

$b = R^2/(4t)$

k_2 est la conductivité thermique du sol dégelé

α_1 est la diffusivité thermique du sol gelé

α_2 est la diffusivité thermique du sol dégelé

T_{fr} est la température à laquelle le sol gel

T_s est la température initiale du sol

Q' est la quantité de chaleur émise par unité de temps et par unité de longueur de la ligne source

$I(b/\alpha_2)$ est l'intégrale exponentielle de b/α_2 à l'infinie

À noter qu'une erreur se retrouve dans l'équation présentée dans Ingersoll *et al.* (1954).

Avec ce modèle Marcotte (2009) obtient les figures 3.10 à 3.12 pour un puits vertical. Il en conclut que :

1. il faut une certaine porosité pour que le changement de phase ait une influence significative.
2. pour une charge constante (en mode chauffage), la température prédite au mur du forage (ou celle du fluide) sera plus faible si on ne tient pas compte du changement de phase. Les écarts peuvent atteindre quelques degrés Celsius avec une porosité de 25%. En mode chauffage, ceci peut être vu comme un facteur de sécurité supplémentaire, mais non contrôlé et difficile à évaluer. Bref, on aura une idée trop pessimiste de la performance du système.
3. plus la charge est grande, plus les écarts de température seront grands, car plus vite on gèle le sol.

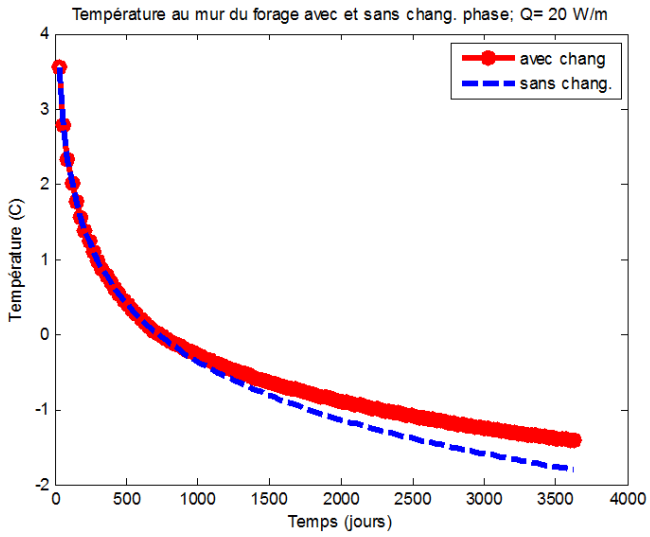


Figure 3.10 Température au mur du forage par rapport au temps en considérant le changement de phase et en ne le considérant pas pour une charge de 20 W/m ; porosité de 25%.

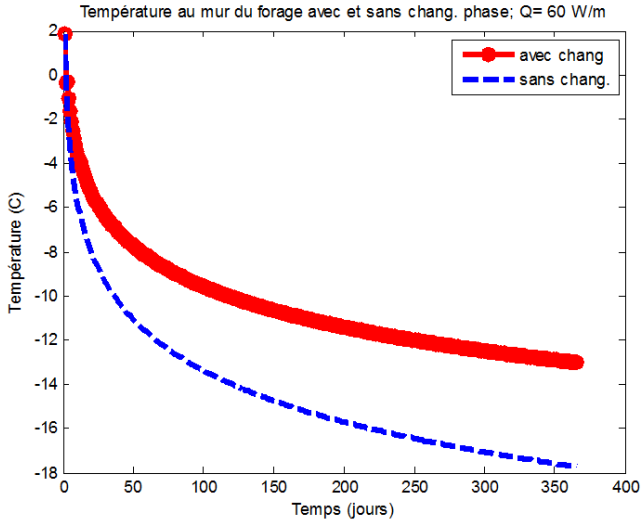


Figure 3.11 Température au mur du forage par rapport au temps en considérant le changement de phase et en ne le considérant pas pour une charge de 60 W/m ; porosité de 25%.

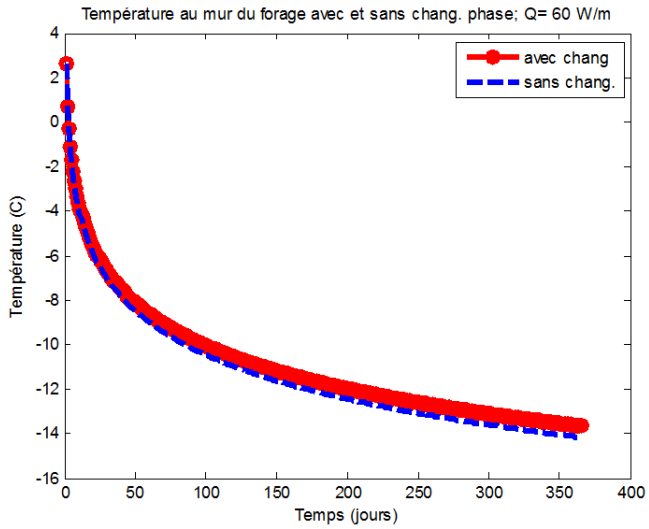


Figure 3.12 Température au mur du forage par rapport au temps en considérant le changement de phase et en ne le considérant pas pour une charge de 60 W/m ; porosité de 3%.

Les écarts observés indiquent que, pour un sol granulaire à forte porosité, il faut absolument tenir compte du changement de phase pour avoir un dimensionnement de l'échangeur géothermique qui reflète bien les besoins.

3.11.3 Modélisation du CDP dans COMSOL

Dans le logiciel COMSOL, il est possible de tenir compte du changement de phase en ajoutant des expressions mathématiques faisant varier les propriétés thermiques selon la température. Effectivement, en utilisant une fonction Heaviside lissé, il est facile de faire changer les paramètres thermiques en fonction de la température. La fonction Heaviside est nulle lorsque la température est inférieure à $-dT$ et égale à 1 lorsque la température est supérieure à dT. On a donc,

$$H = flc2hs((T - T_{fr}), dT) \tag{3.26}$$

Où T est la température au temps t, T_{fr} est la température de transition où le changement de phase a lieu (ici, 0℃) et $flc2hs$ est la fonction COMSOL pour évaluer la fonction Heaviside lissée. Cette fonction permet de lisser la courbe entre $-dT$ et dT avec une fonction polynomiale de degré 5. Le lissage est requis pour améliorer la convergence des modèles numériques.

Également,

$$P = \frac{dH}{dT} \tag{3.27}$$

P est la dérivée de la fonction Heaviside lissée qui donne un poids à la chaleur latente de fusion lorsque la température est entre $-dT$ et dT (voir équation 3.28). Les équations suivantes sont utilisées pour que le modèle choisisse les bonnes propriétés thermiques de l'eau au temps t, c'est-à-dire celles de l'eau liquide ou celles de la glace.

$$C_p = C_{p,ice} + (C_{p,water} - C_{p,ice})H + Pl_m \tag{3.28}$$

$$k = k_{ice} + (k_{water} - k_{ice})H \tag{3.29}$$

$$\rho = \rho_{ice} + (\rho_{water} - \rho_{ice})H \tag{3.30}$$

L'équation 3.28 montre que la chaleur latente de fusion (l_m), dont les unités sont des J/kg, est perçue comme un ajout à la chaleur spécifique du sol lorsque la température est à 0 ℃. Une fois les propriétés thermiques choisies, il faut utiliser la loi des mélanges appropriée pour obtenir les paramètres du sol.

3.12 Variation de température en surface

Comme mentionné à la section 2.2, plusieurs facteurs ont une influence sur la température du sol en surface. Tout au long de l'année la température du sol à proximité de la surface varie beaucoup. Il y a des variations journalières et saisonnières. Les variations journalières (effets diurnes) seront négligées dans cette étude puisqu'elles n'ont qu'une influence sur une très faible profondeur (quelques centimètres selon Ingersoll *et al.* (1954) et Claesson et Dunand (1983)). Les variations saisonnières sont par contre ressenties jusqu'à des profondeurs supérieures, soit entre 10 et 15 mètres (Eskilson, 1987; Andersland et Ladanyi, 2004; Giordanengo, 2010). La température non perturbée du sol (T_s) équivaut généralement à la moyenne annuelle de la température en surface si on ne tient pas compte du gradient géothermique et de l'effet d'isolation thermique dû à la neige et aux infrastructures urbaines. On retrouve cette température à des profondeurs où les variations saisonnières n'ont plus d'influence. La valeur de T_s dans la région de Tasiujaq (près de Kuujjuaq) était de $-2,2$ ℃ en 1990. La figure 3.13 illustre le concept de couche active par rapport aux variations de la température en surface. Cette figure montre également le gradient géothermique dZ/dT qui vient influencer la température moyenne du sol. Ce paramètre sera négligé dans nos calculs, car l'échangeur géothermique modélisé dans cette étude est horizontal et à faible profondeur (2 à 2,5 mètres), le gradient géothermique a peu d'impact.

On peut déterminer la température du sol en fonction de la profondeur avec la formule suivante (Ingersoll *et al.*, 1954; Andersland et Ladanyi, 2004) :

$$T_g(z,t) = T_s + gz - Aexp\left(-z\sqrt{\frac{\pi}{t_c\alpha_s}}\right)\cos\left(\frac{2\pi(t-j)}{t_c} - z\sqrt{\frac{\pi}{t_c\alpha_s}}\right) \tag{3.31}$$

où T_s est la température du sol non perturbé, A est la demi−amplitude de la variation de la température à la surface du sol, g est le gradient géothermique (égal à 0 dans cette étude), j est le nombre de jours après le 1^{er} janvier où la température à la surface du sol est minimum dans l'année et t_c est le temps d'un cycle, soit une année (365 jours).

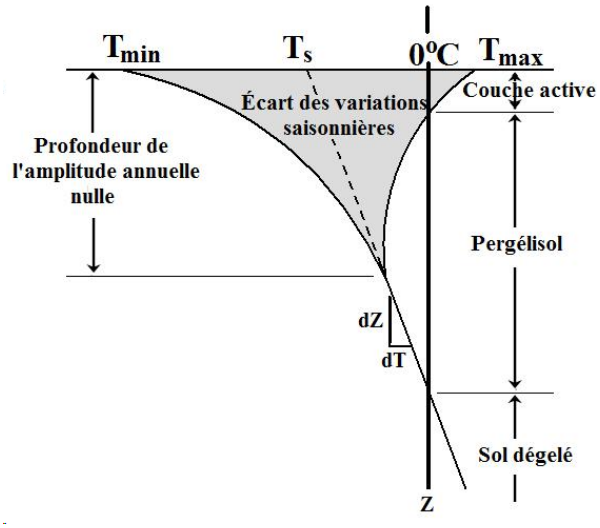


Figure 3.13 Représentation des variations saisonnières de température dans le sol. Figure modifiée de Andersland et Ladanyi (2004).

L'équation 3.31 indique que la profondeur de pénétration d'un cycle journalier est $\sqrt{365} = 19$ fois moindre que pour un cycle annuel.

3.13 Chauffage d'appoint

Le chauffage d'appoint permet de combler la demande en chauffage qui ne peut pas être fournie par le système primaire. Cela permet également d'optimiser économiquement le dimensionnement de l'échangeur géothermique en prenant en charge une partie des besoins en chauffage lors des périodes de hautes demandes énergétiques. Pour un système géothermique

à boucle horizontale situé dans un climat arctique, le système d'appoint est très important, puisque l'hiver, le EWT peut-être inférieur à la limite de la pompe à chaleur causant ainsi son arrêt immédiat. Le chauffage d'appoint vient alors prendre la relève pour combler toute la demande. Ce système peut être une chaudière (gaz naturel, mazout) ou un système de chauffage à résistance électrique par exemple. Les besoins en chauffage actuels à Kuujjuaq sont principalement comblés par des chaudières au mazout ou des systèmes à résistance électrique dont l'électricité provient d'une centrale thermique. Il est également possible de chauffer l'eau sanitaire avec le système d'appoint.

3.14 Résumé

Les équations permettant d'inclure le changement de phase dans un modèle numérique ont été décrites. Les concepts importants au développement d'un modèle analytique pour les tuyaux horizontaux ont été présentés.

CHAPITRE 4

DESCRIPTION DU MODÈLE ANALYTIQUE

4.1 Introduction

Le modèle analytique utilisé pour cette étude est basé sur la méthode de la source linéique finie (SLF) et sur les formules analytiques proposées par Claesson et Dunand (1983) pour les tuyaux horizontaux (voir section 3.10). Le modèle de Claesson et Dunand (1983) suppose que le transfert de chaleur se fait en régime permanent. De plus, il ne tient pas compte de la chaleur latente et des variations de propriétés thermiques du sol dus au changement de phase de l'eau souterraine. Ils introduisent la notion de longueur caractéristique thermique utilisée dans l'approche analytique proposée. Les hypothèses du modèle, le passage de régime permanent à transitoire, la validation du modèle ainsi que les étapes de calcul de la température du sol et du fluide seront présentés dans ce chapitre.

4.2 Hypothèses

Le transfert de chaleur à partir de tuyaux horizontaux en faible profondeur peut rapidement devenir très complexe si l'on considère tous les paramètres possibles. Pour simplifier le problème, il est primordial de faire quelques hypothèses. Le modèle proposé utilise les hypothèses suivantes :

- le taux de saturation du sol est de 100% ;
- il n'y a pas d'écoulement d'eau souterraine ;
- le gradient géothermique peut être négligé ;
- les propriétés thermiques du sol sont homogènes et isotropes ;
- la capacité thermique du fluide peut être tenu en compte par le biais de la longueur thermique caractéristique y_f.

De plus, les hypothèses de la méthode SLF tiennent toujours avec les ajouts pour les forages inclinés apportés par Marcotte et Pasquier (2009)(voir section 2.3.3 et 2.4.2).

4.3 Passage du régime permanent à transitoire

Le modèle analytique proposé est l'extension au régime transitoire dans le sol de la solution de Claesson et Dunand (1983) en régime permanent pour tuyaux horizontaux de longueur finie. Le nouveau modèle ne considère pas explicitement la dynamique du fluide caloporteur. La longueur thermique caractéristique y_f intègre tout de même ce facteur. Le passage du régime permanent au régime transitoire dans le sol se fait en supposant que la température du fluide va également varier de façon exponentielle entre T_{in} et T_{out}. La validité de cet ajout sera vérifiée dans la section 4.4 à l'aide d'un modèle numérique 3D d'éléments finis.

Pour calculer les températures T_{in} et T_{out}, le modèle analytique pour les forages inclinés de Marcotte et Pasquier (2009) est utilisé. Il faut d'abord calculer la température moyenne au mur du tuyau avec (Marcotte et Pasquier, 2009) :

$$\bar{T}_m(t) = \frac{q}{4\pi k_s S_p} \int_{mur} \left(\int_{x_1}^{x_2} \frac{erfc\left(\frac{d(x,x_w)}{2\sqrt{\alpha t}}\right)}{d(x,x_w)} dx - \int_{y_1}^{y_2} \frac{erfc\left(\frac{d(y,x_w)}{2\sqrt{\alpha t}}\right)}{d(y,x_w)} dy \right) dx_w \qquad (4.1)$$

où, S_p est la surface du tuyau égale à $2\pi r_p L$, x_w est un point situé au mur du tuyau et q est la charge horaire dans le sol par mètre de tuyau.
On fait donc l'intégrale de l'équation 3.11 (voir section 3.9) par rapport à x_w et on divise par la surface du tuyau pour obtenir la température moyenne au temps t. Le principe de superposition peut alors être utilisé pour appliquer la même approche pour toutes les dispositions de tuyaux horizontaux possibles en séparant l'échangeur géothermique en un nombre suffisant de segments.

Connaissant la température moyenne du fluide le long du tuyau, on peut utiliser l'équation 3.7, où T_f sera remplacé par $\bar{T}_f$ et T_m par $\bar{T}_m$. Finalement, avec $\bar{T}_f(t)$ et l'équation 3.21 on

peut calculer T_{in} et T_{out} en mettant $y = 0$ et $y = L$.

4.4 Étapes de calcul

Dans le modèle SLF classique, le flux de chaleur est considéré constant le long du tuyau. Cependant, Marcotte et Pasquier (2008) ont démontré que cela n'est pas tout à fait juste. Pour un tuyau en U, le flux thermique est presque constant lorsque le débit massique est assez élevé. Pour un seul tuyau par contre, cela n'est pas valide puisque l'équation 3.19 démontre que le flux varie de façon exponentielle le long du tuyau. Cela dit, pour avoir une meilleure approximation de la température du sol autour du tuyau, il faut faire varier le flux de chaleur en séparant le tuyau en une série de plusieurs segments (voir figure 4.1). Le flux de chaleur est considéré constant le long d'un segment, mais varie d'un segment à l'autre en utilisant l'équation 3.20. On applique ensuite le modèle SLF pour forages inclinés combiné à la méthode FFT pour calculer le changement de température provoqué par chaque segment (Marcotte et Pasquier, 2009). L'écart de température total en un point donné est obtenu en additionnant tous les écarts provoqués par chacun des segments pris individuellement (principe de superposition).

Voici les étapes à suivre pour en arriver à la température du sol finale et la température du fluide à la sortie :

1. calculer R_g, R_p et y_f en utilisant les équations du régime permanent pour tuyaux horizontaux de Claesson et Dunand (1983) ;
2. séparer le tuyau (peu importe sa disposition) en une série de n_s segments connectés entre eux. n_s n'a pas besoin d'être très grand pour avoir une bonne précision. Par exemple, une vingtaine de segments pour un tuyau d'une longueur de 200 m est amplement suffisant ;
3. utiliser l'équation 3.20 pour tous les segments i pour déterminer p_i et ensuite $\bar{q}_i = p_i \bar{q} L / L_i$, où $L_i = y_{out,i} - y_{in,i}$ est la longueur du segment. $\bar{q}L$ est la charge retirée du sol associée à la demande en chauffage du bâtiment selon un profil horaire prédéterminé ;

4. utiliser le modèle SLF (équation 4.1) avec $\bar{q}_i$ pour calculer la température moyenne au mur du tuyau $\bar{T}_{m,i}$ pour tous les segments. L'écart de température provoqué par chaque segment est calculé pour tous les points dans le sol choisis par l'utilisateur et aussi pour tous les points au mur discrétisant tous les autres segments. La contribution au changement de température de tous les segments aux points choisis est additionnée ;
5. connaissant la température moyenne au mur du tuyau $\bar{T}_{m,i}$ sur chaque segment, calculer la température moyenne du fluide $\bar{T}_{f,i}$ pour tous les segments avec $\bar{T}_{f,i} = \bar{T}_{m,i} + \bar{q}_i R_p$;
6. avec $\bar{T}_{f,i}$ et l'équation 3.21, calculer $T_{in,i}(y = 0)$ et $T_{out,i}(y = L_i)$ pour tous les segments de longueur $L_i = y_{out,i} - y_{in,i}$. Ce modèle assure que $T_{in,i+1} = T_{out,i}$, $i = 1...n_s - 1$ (voir l'annexe I pour cette preuve). Il ne s'agit pas d'un processus itératif.

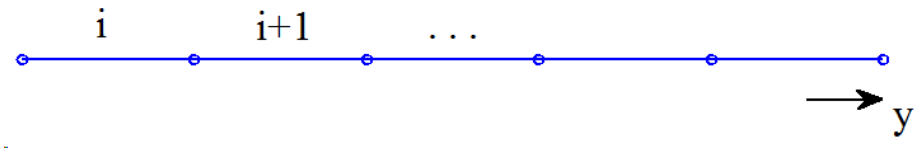


Figure 4.1 Représentation du tuyau séparé en segments.

Dans le modèle analytique, la ligne source doit être discrétisée en plusieurs points sources. Une étude préliminaire a permis de vérifier qu'un point à tous les centimètres était suffisant pour avoir un profil lisse sans irrégularité le long du tuyau à une distance de $0,02$ m (rayon du tuyau, voir tableau 4.1).

4.5 Validation

Dans cette section, la validation de la température dans le sol et du EWT calculés avec le modèle analytique est présentée. Pour ce faire, deux modèles numériques avec 1 et 2 tuyaux respectivement sont utilisés.

4.5.1 Description du modèle numérique

La figure 4.2 montre le modèle numérique 3D d'éléments finis construit pour valider le modèle analytique proposé. Le logiciel COMSOL Multiphysics 3.5a a été utilisé. Les dimensions du modèle sont de 220 m par 20 m par 20 m. Le modèle consiste en un demi-tuyau de 200 m de longueur et placé à 2 mètres de profondeur. Un demi-tuyau est utilisé pour exploiter la symétrie du modèle et ainsi réduire le nombre d'éléments finis et donc le temps de calcul. Toutes les conditions frontières sont des flux de chaleurs nuls à l'exception de la surface qui a une condition de température constante de 0 ℃. L'extrémité T_{in} du tuyau a une condition frontière de température variable dépendante de la charge et de la température de sortie du tuyau selon l'équation 4.2 :

$$T_{in} = \frac{Q_{sol}}{m_f C_f} + T_{out} \tag{4.2}$$

où m_f est le débit massique en kg/s, C_f est la chaleur spécifique en J/kg℃ et $\Delta T = T_{in} - T_{out}$ est la différence de température entre l'entrée et la sortie de l'échangeur géothermique.

L'extrémité T_{out} du tuyau a une condition frontière de flux convectif pour permettre à la chaleur de s'échapper hors du domaine. À noter que le tuyau est simplement représenté par un vide pour réduire le nombre d'éléments. Conséquemment, $R_p = 0$.

Le modèle possède 280 000 éléments sous forme de prismes triangulaires avec une fonction d'interpolation linéaire pour un total de 147 000 degrés de liberté.

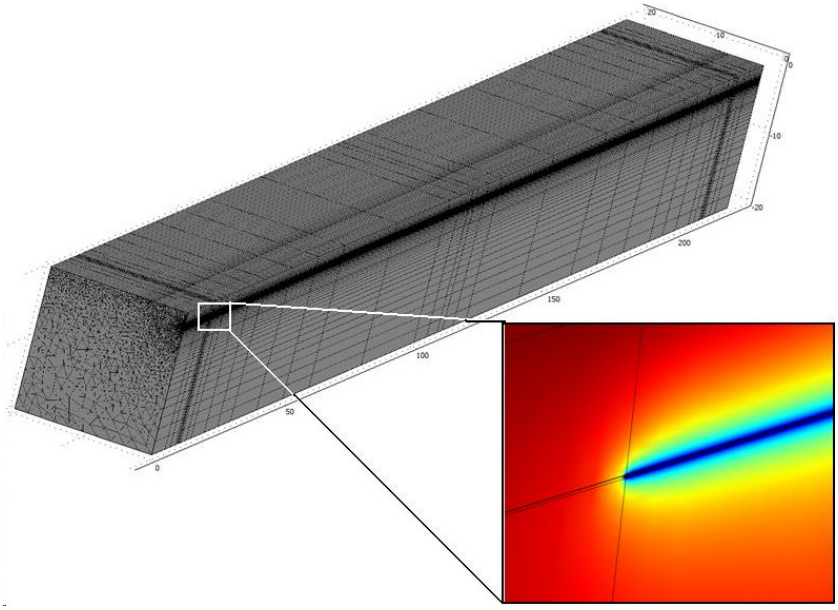


Figure 4.2 Modèle numérique 3D avec 1 tuyau et agrandissement sur le tuyau une fois les calculs effectués

4.5.2 Résultats

4.5.2.1 Validation de la température du sol

Le tableau 4.1 indique les paramètres utilisés pour effectuer les calculs.

Tableau 4.1 Valeurs utilisées pour la validation

Descriptions	**Valeurs**	**Unités**
Rayon du tuyau	0,02	m
Résistance thermique du tuyau	0	m℃$/W$
Température du sol non perturbé	0	℃
Débit volumique du fluide	0,9475	l/s
Capacité thermique volumique du fluide	3,92	MJ/m^3℃
Conductivité thermique du fluide	0,41	W/m℃
Conductivité thermique du sol gelé	2	W/m℃
Capacité thermique volumique du sol gelé	2,8	MJ/m^3℃
Masse volumique du sol gelé	2000	kg/m^3

On suppose une charge constante au sol de -15 kW et une température constante en surface de 0 ℃. Le calcul a été fait pour 3 points de contrôle utilisés pour fins de comparaison avec le modèle analytique expliqué aux sections 4.3 et 4.4. La figure 4.3 montre l'emplacement de ces points de contrôle situés à 2 mètres de profondeur.

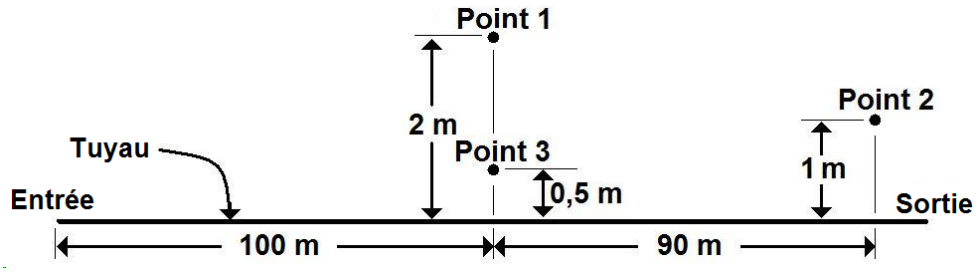
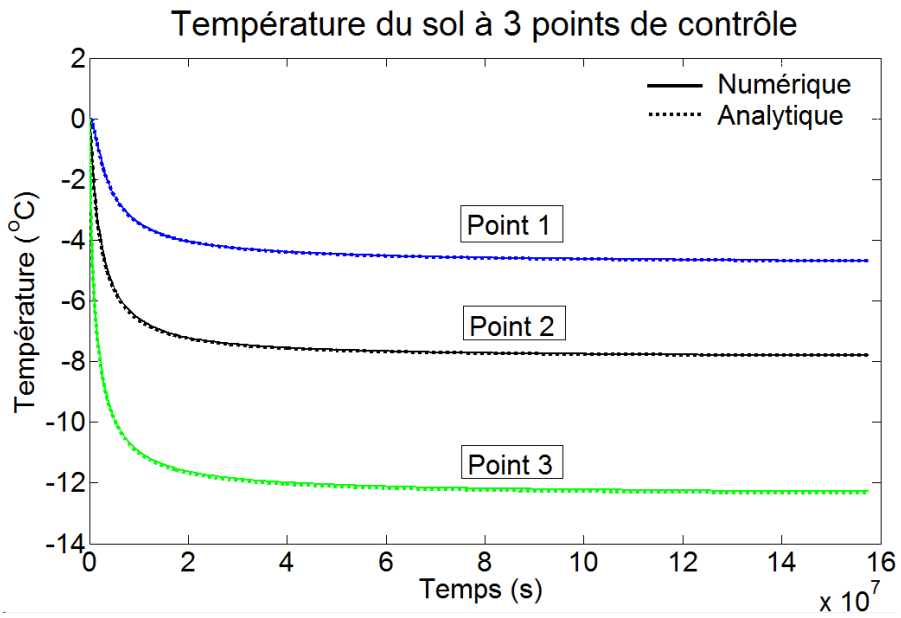


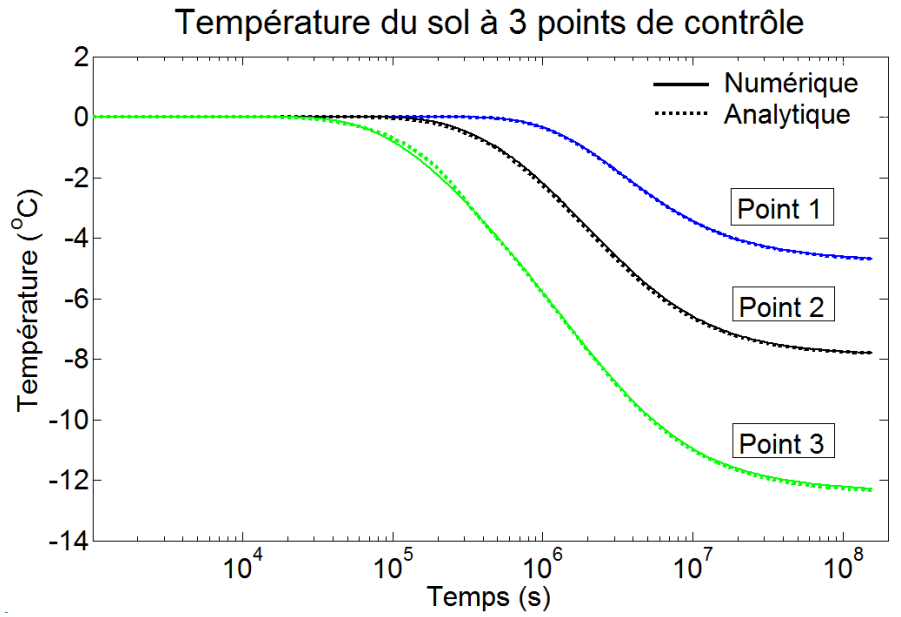
Figure 4.3 Localisation des points de contrôle pour la validation du modèle analytique pour 1 tuyau.

La figure 4.4 compare les températures obtenues pour les trois points de contrôle avec le modèle analytique et le modèle numérique sur une période de 5 ans. Ces résultats sont valides pour une charge constante (-15 kW), une température en surface constante à 0 ℃ et T_s = 0℃. On voit que la réponse analytique produit des résultats presqu'identiques à la réponse numérique pour tous les temps. Les différences maximales observées pour la cinquième année

sont de 0,01, 0,01 et 0,06 ℃ pour les points 1,2 et 3 respectivement.



(a)



(b)

Figure 4.4 Réponses numériques et analytiques de température aux points de contrôle 1 à 3 (voir figure 4.3) ; charge constante dans le sol (-15 kW) et température de 0 ℃ constante en surface.

Une comparaison avec charge constante (-15 kW), mais cette fois avec une température en

surface variant dans le temps, est montrée à la figure 4.5.

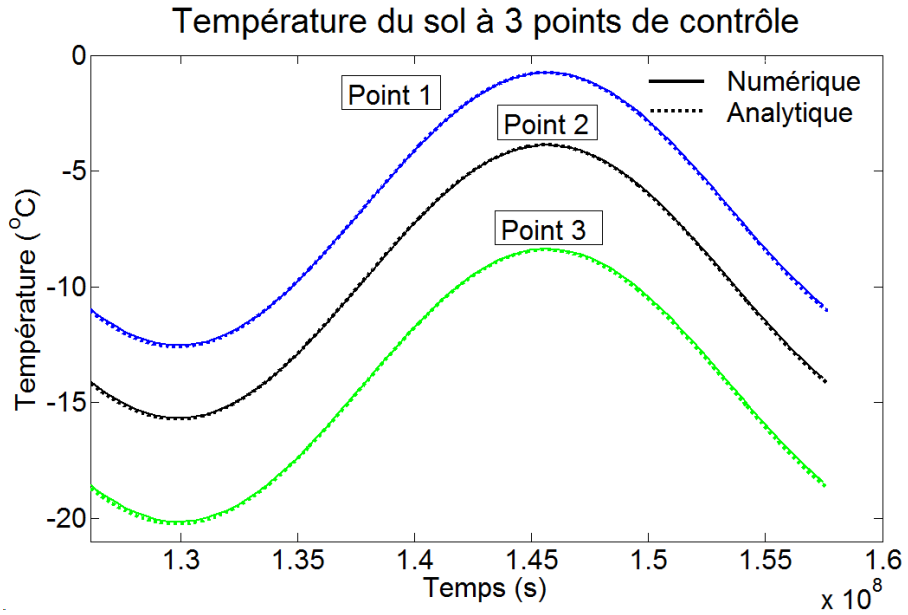


Figure 4.5 Réponses numériques et analytiques de température aux points de contrôle 1 à 3 (voir figure 4.3) ; charge constante dans le sol (-15 kW) et température variable en surface avec A=12,5 ℃ et $T_s = -2$ ℃.

Il est à noter que la température en surface varie selon l'équation 3.31, où T_s=-2 ℃, z=0 m, A=12,5, t_c=365 jours et j=0 jours. Encore une fois, l'approche analytique donne des résultats presqu'identiques aux résultats du modèle numérique avec des différences maximales pour la cinquième année de 0,07, 0,06 et 0,10 ℃ pour les points de contrôle 1,2 et 3 respectivement.

Un modèle numérique avec deux tuyaux a également été construit (voir figure 4.6). Cette fois, il n'y avait aucune symétrie possible et la géométrie complète est modélisée. Le modèle fait 220 m de longueur par 40 m de largeur et 20 m de profondeur. La distance entre les tuyaux est de 1 m. Le modèle possède 732 000 éléments sous forme de prismes triangulaires avec une fonction d'interpolation linéaire pour un total de 379 000 degrés de liberté. Encore une fois, des points de contrôle ont été utilisés pour comparer le modèle analytique au modèle numérique. La figure 4.7 montre l'emplacement de ces points de contrôle.

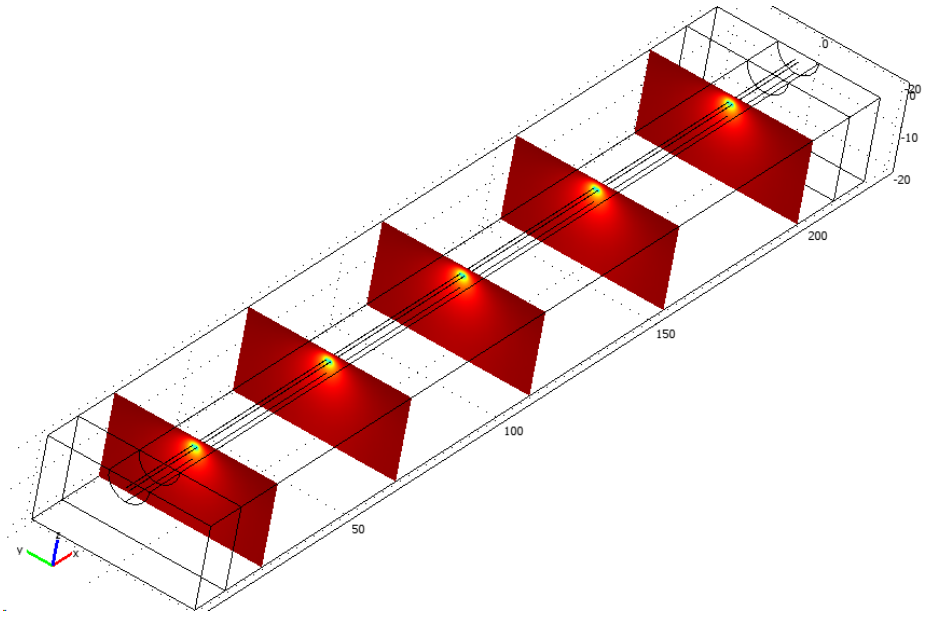


Figure 4.6 Modèle numérique 3D avec 2 tuyaux.

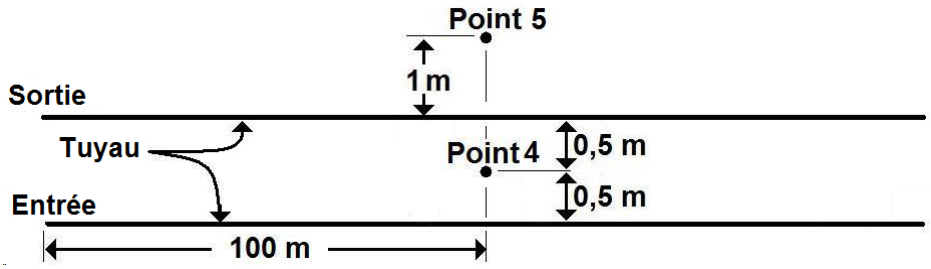
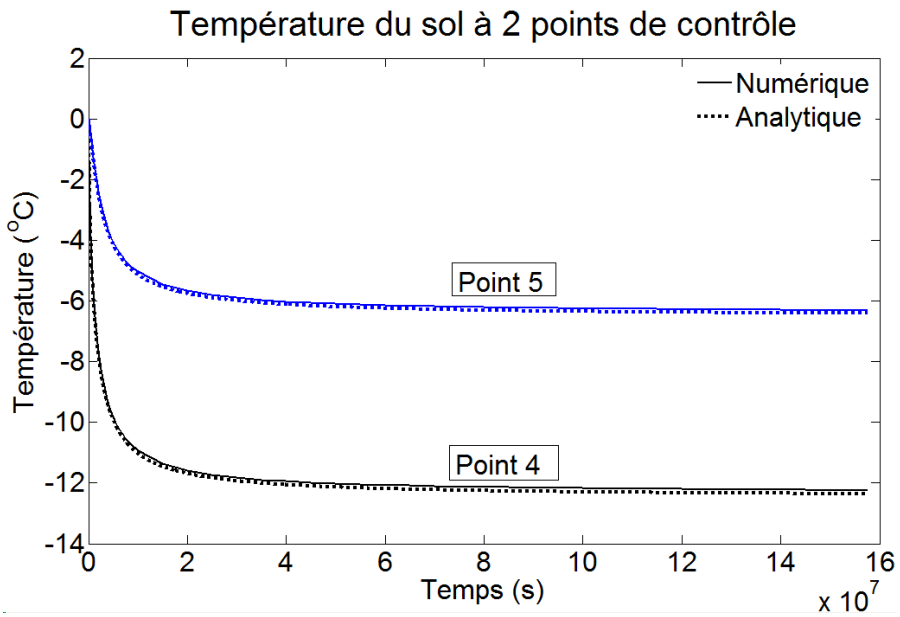
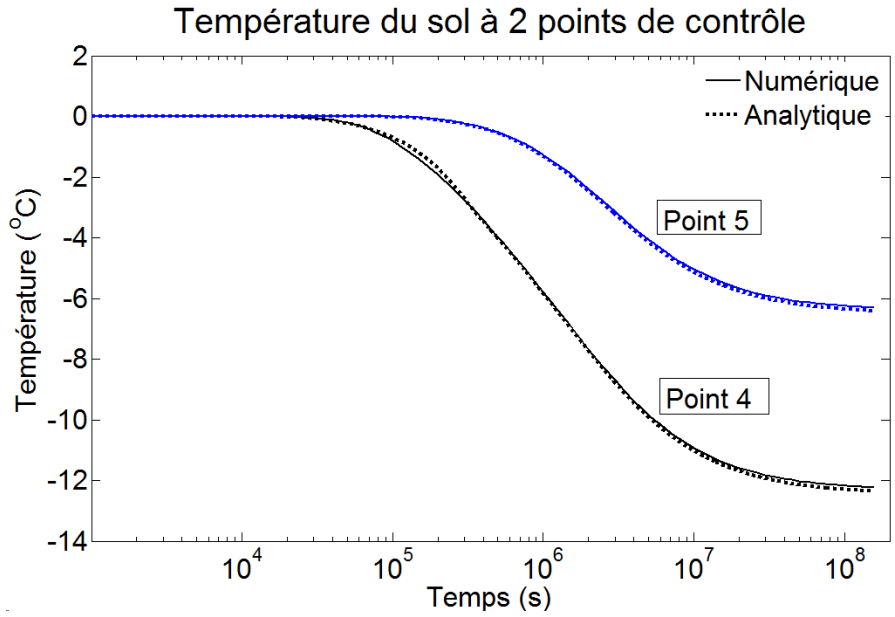


Figure 4.7 Localisation des points de contrôle utilisé pour la comparaison des modèles à deux tuyaux.



(a)



(b)

Figure 4.8 Réponses numériques et analytiques de température aux points de contrôle 4 et 5 (voir figure 4.7) ; charge constante dans le sol (-15 kW) et température de 0 °C constante en surface.

La figure 4.8 montre la comparaison des modèles analytique et numérique avec deux tuyaux pour les points de contrôle 4 et 5. Les deux modèles fournissent une fois de plus des réponses

quasi-identiques avec des différences maximales pour la cinquième année de 0,12 et 0,10 ℃ pour les points 4 et 5 respectivement.

4.5.2.2 Validation du EWT

La figure 4.9 montre la réponse obtenue pour le EWT des modèles analytiques et numériques pour 1 et 2 tuyaux.

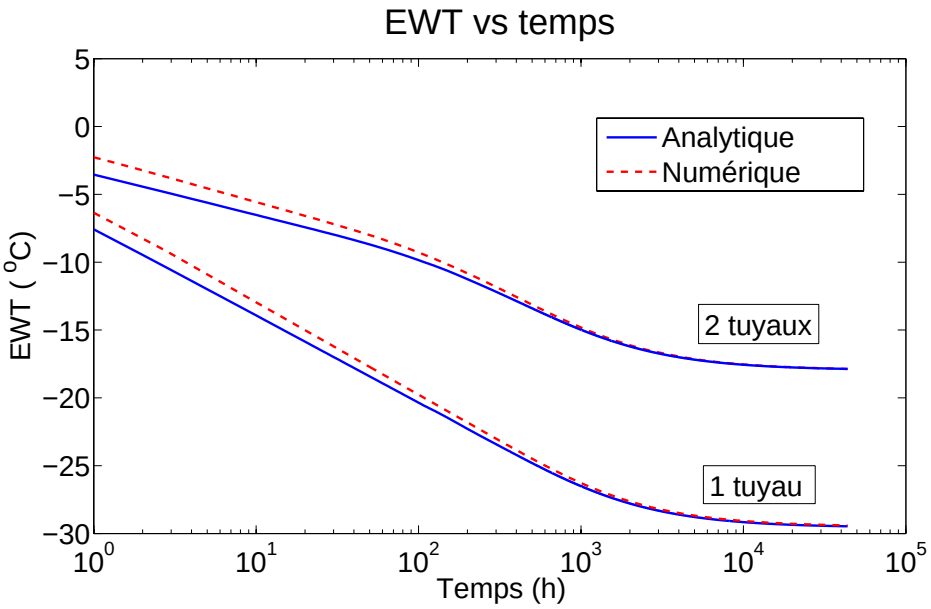


Figure 4.9 Réponses numériques et analytiques de température à la sortie du tuyau (EWT) ; charge constante dans le sol (-15 kW) avec température constante en surface.

Après 5 ans, la différence entre les courbes analytiques et numériques pour 1 et 2 tuyaux est de 0,06 et 0,004 ℃ respectivement. À court terme, la divergence (maximum de 1,2 ℃) des courbes est possiblement due au fait que le modèle numérique considère explicitement la capacité thermique du fluide et le temps de résidence du fluide dans le tuyau. Alors que les modèles analytiques considèrent une transmission instantanée de la chaleur dans le sol, la température numérique entre l'entrée et la sortie du tuyau enregistre un délai par rapport à la température analytique. Cette explication a été vérifiée en refaisant les mêmes calculs que pour la figure 4.9 mais cette fois avec une vitesse du fluide dans le tuyau 1000 fois supérieure

pour se rapprocher le plus possible de la solution analytique. Les résultats sont montrés à l'annexe III. Le modèle analytique s'avère de toute façon plus conservateur que le modèle numérique pour le calcul de la proportion d'énergie retirée du sol puisque la température EWT est plus froide.

4.6 Conclusion

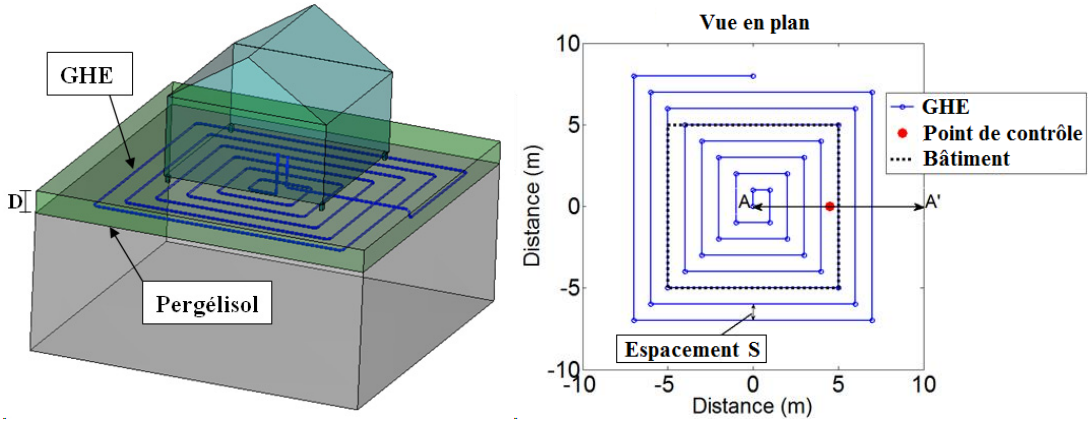
On peut donc considérer que le modèle analytique permet de retrouver les résultats du modèle numérique lorsqu'il n'y a pas de changement de phase. Le modèle analytique permet des calculs rapides pour le dimensionnement et le design des systèmes horizontaux.

CHAPITRE 5

ÉTUDE DE CAS

5.1 Présentation du cas

Le but de l'étude de cas est de prouver qu'il est possible de garder le pergélisol gelé à une certaine profondeur sous un bâtiment et d'utiliser la chaleur extraite du sol pour combler une partie ou la totalité des besoins en chauffage de ce même bâtiment. Rappelons qu'à l'aide de l'approche analytique proposée, il est possible de modéliser n'importe quelle disposition de tuyaux (selon le principe de superposition). La figure 5.1 montre la disposition choisie.



(a) (b)

Figure 5.1 Représentation schématique de la disposition de l'échangeur géothermique.

Cette disposition se caractérise par sa longueur L, sa profondeur D et l'espacement entre les tuyaux S. Le bâtiment possède deux étages de forme carrée avec 100 m^2 de superficie chacune. Il est surélevé par rapport à la surface du sol, donc on suppose qu'il n'y a aucun échange direct de chaleur entre le sol et le bâtiment. Nous utilisons les données météorologiques de Kuujjuaq pour l'année 2009. La charge de chauffage annuelle est de 75 MWh. La distribution heure par heure de cette charge est illustrée à la figure 5.9. Les paramètres thermiques du sol sont les mêmes que ceux du sol gelé utilisés pour la validation du modèle analytique (voir

tableau 4.1). La température moyenne du sol T_s est de -2 ℃. Les paramètres de la variation de la température en surface sont A=12,5 ℃ et de j=14 jours. Pour effectuer le transfert de l'énergie entre le sol et le bâtiment, une PAC eau-eau ayant un EWT minimal de $-12,2$ ℃ et un débit de 0,9475 l/s est utilisée. Pour un tuyau de 0,02 mètre de rayon, le temps de transit du fluide caloporteur dans le tuyau est de 4,5 minutes à 22,5 minutes environ pour des longueurs d'échangeurs de 200 à 1000 mètres. On suppose que le tuyau de retour est isolé entre l'extrémité externe de l'échangeur géothermique et l'entrée de la PAC. Le pas de temps utilisé pour les calculs est d'une heure.

La section suivante présente les justifications du choix des paramètres mentionnés ci-haut.

5.2 Justification des paramètres de simulations

5.2.1 Disposition de la boucle horizontale

Premièrement, pour ce type d'application, il est logique d'utiliser une boucle horizontale plutôt que verticale puisqu'on veut garder le sol gelé en surface. La disposition des tuyaux de l'échangeur géothermique horizontal a été choisie pour sa paramétrisation simple. Seuls trois paramètres (S, D et L montrés à la figure 5.1) sont nécessaires à la spécification de la boucle horizontale. Les valeurs de ces trois paramètres ont été choisies à la suite d'une étude préliminaire balayant plusieurs possibilités et dont les résultats se montraient satisfaisants et réalistes. Par exemple, D ne peut pas être très grand, puisque l'installation des boucles horizontales se fait dans des tranchées creusées avec une pelle rétrocaveuse limitée par la longueur du bras mécanique soutenant le godet. Des coûts sont également associés au volume de sol déplacé. Cette disposition permet d'avoir une répartition de la température approximativement symétrique autour de la maison. Le fluide caloporteur entre dans le sol au point (0,0) situé au centre de la maison avec une température froide et ressort au bout de la spirale avec une température plus chaude. Cela fait en sorte que la température du sol est plus froide au centre et se réchauffe vers l'extérieur. Pour tenir compte de la forme en spirale de l'échangeur, on doit modifier l'orientation des segments concernés lors

de l'étape 2 de l'algorithme (voir section 4.4). Par la suite on discrétise en points sources chacun de ces segments à leur position respective. Le modèle peut ainsi tenir compte de l'interaction thermique entre les tuyaux perpendiculaires et parallèles à l'aide du principe de superposition. En réalité, on évitera les angles de 90^o donnés par les changements de direction des tuyaux, puisque cela peut engendrer des pertes de charges considérables et augmenter les besoins en énergie de la pompe de circulation. Il est même plus pratique d'installer le tuyau en spirale circulaire, car l'utilisation de raccords mécaniques sera restreinte. La spirale carrée est considérée uniquement pour des fins de simplification du problème.

5.2.2 Paramètres pour la variation de température en surface

La valeur du paramètre A de l'équation 3.31 est de 12,5 ℃. Cette valeur a été obtenue à partir de températures mensuelles moyennes dans le sol disponibles sur le site internet d'Environnement Canada (Environnement Canada, 2009). La température moyenne du sol T_s de -2 ℃ a aussi été choisie de cette façon. La température minimale est atteinte le 14 janvier. À noter que A est plus petit que la demi−amplitude de la variation de la température de l'air. Cela est dû au fait que les valeurs mesurées du sol prennent évidemment en compte la couverture de neige en surface (qui joue le rôle d'isolant). Cela nous permet d'améliorer le degré de réalisme des calculs avec le modèle analytique qui ne considère pas ce facteur.

La figure 5.2 montre l'écart entre les températures maximales réelles (courbe avec changement de phase) et les températures maximales obtenues avec l'équation 3.31 et $A = 12,5$ et $T_s = -2$ ℃. On voit qu'en ne considérant pas le changement de phase, on surestime la température maximale. Cette figure montre également que les températures minimales calculées avec l'équation 3.31 correspondent bien aux températures réelles minimales.

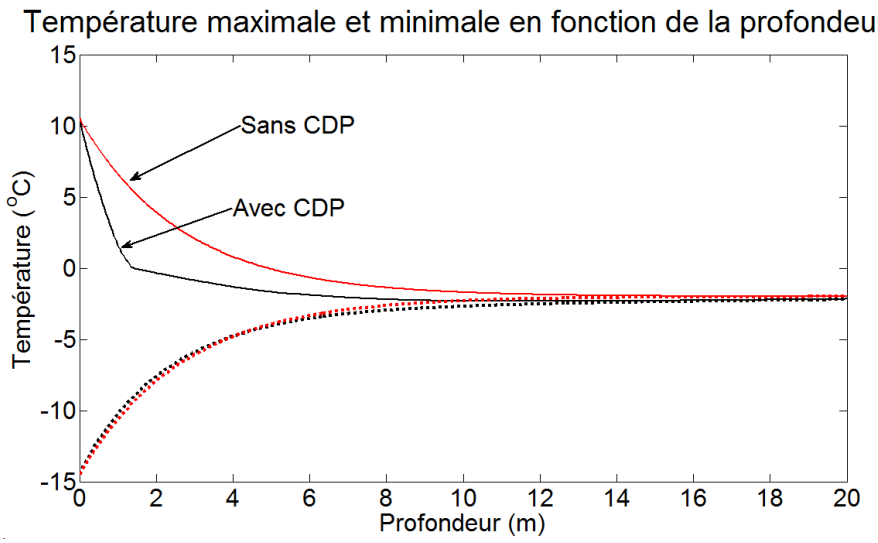


Figure 5.2 Températures maximales (lignes continues) et minimales (lignes pointillées) à chaque profondeur durant la 5^e année. Calculées avec CDP et sans CDP (paramètres sol gelé) ; modèle numérique 1D.

5.2.3 Paramètres thermiques du fluide caloporteur

La capacité thermique volumique du fluide caloporteur est de 3,92 MJ/m^3℃ et la conductivité thermique est de 0,41 W/m℃. Ces valeurs correspondent à un mélange eau et propylène-glycol 30% V/V (ASHRAE, 2001). Ce type de fluide caloporteur est souvent utilisé dans l'industrie. Cette concentration est suffisante pour avoir un point de fusion d'environ -15 ℃ (Mellan, 1970).

5.2.4 Paramètres thermiques du sol

Tel que mentionné précédemment, les paramètres thermiques du sol sont les facteurs les plus importants dictant la répartition de la température par conduction dans le milieu. Puisqu'un des buts est de garder le sol gelé, il est logique d'utiliser les propriétés thermiques d'un sol gelé. Rappelons que le modèle analytique ne peut pas tenir compte du changement de phase de l'eau souterraine.

Les équations permettant de tenir compte du changement de phase (CDP)(voir section 3.11.3) ont été ajoutées aux modèles numériques de la section 4.4 (1 et 2 tuyaux) et à un modèle numérique 1D comprenant seulement une température variable en surface (sans tuyau). Les figures 5.3 à 5.6 montrent la comparaison entre les températures calculées selon les modèles numériques avec CDP et selon le modèle numérique avec les paramètres de sol gelé et les paramètres de sol dégelé. Les valeurs utilisées sont présentées au tableau 5.1. Le sol est saturé en eau, les calculs ont été faits pour une durée de 5 ans, les résultats de la 5^e année sont présentés.

Tableau 5.1 Valeurs utilisées pour la comparaison[1]

Descriptions	**Valeurs**	**Unités**
Rayon du tuyau	0,02	m
Résistance thermique du tuyau	0	$m℃/W$
Température moyenne du sol	-2	℃
Débit volumique du fluide[1]	3,79	l/s
Capacité thermique volumique du fluide[1]	4,18	$MJ/m^3℃$
Conductivité thermique du fluide[1]	0,6	$W/m℃$
Conductivité thermique du sol gelé	2	$W/m℃$
Capacité thermique volumique du sol gelé	2,8	$MJ/m^3℃$
Masse volumique du sol gelé	2000	kg/m^3
Conductivité thermique du sol dégelé	1,34	$W/m℃$
Capacité thermique volumique du sol dégelé	3,48	$MJ/m^3℃$
Masse volumique du sol dégelé	2023,7	kg/m^3
Chaleur latente de fusion de l'eau	333	kJ/kg
Porosité	30	%

1. Les valeurs du débit volumique, de la capacité thermique volumique du fluide et de la conductivité thermique du fluide du tableau 5.1 diffèrent légèrement de celles présentées au tableau 4.1.

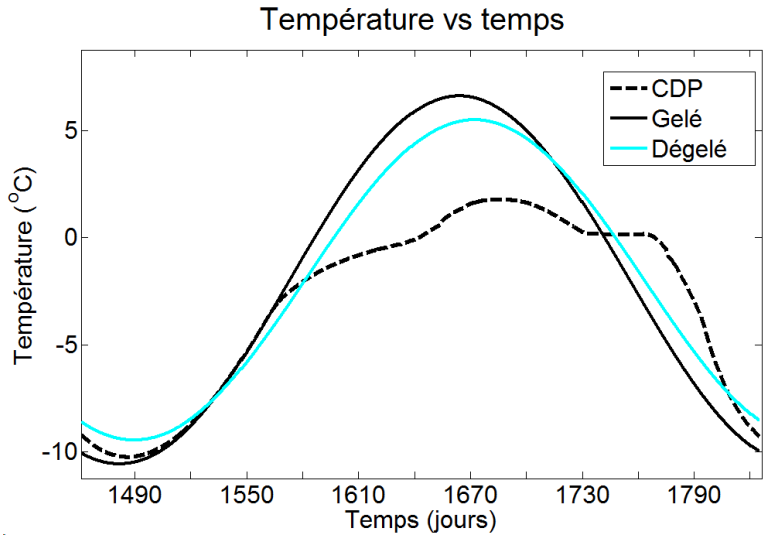


Figure 5.3 Comparaison des températures calculées avec des modèles numériques avec CDP, sans CDP et sol gelé et sans CDP et sol dégelé avec un modèle 1D sans tuyau pour la cinquième année. Température à une profondeur de 1 m.

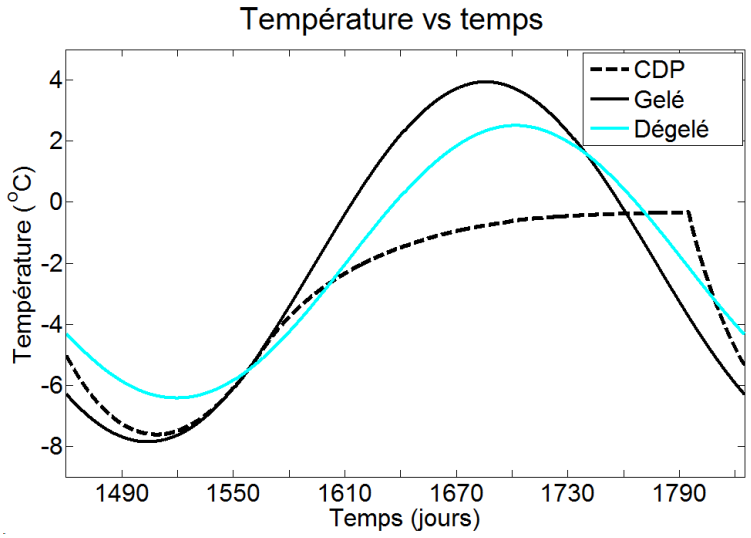


Figure 5.4 Comparaison des températures calculées avec des modèles numériques avec CDP, sans CDP et sol gelé et sans CDP et sol dégelé avec un modèle 1D sans tuyau pour la cinquième année. Température à une profondeur de 2 m.

Pour les deux figures précédentes, seulement la variation de température périodique en surface est considérée. Il n'y a pas d'échangeur géothermique extrayant de la chaleur du sol. La température calculée avec CDP demeure toujours sous le point de fusion à 2 mètres de

profondeur. Les deux réponses analytiques calculées avec le sol gelé et avec le sol dégelé sont bien au-dessus du point de fusion. Cependant, le modèle analytique avec les paramètres thermiques du sol gelé reproduit assez bien la température durant la période avec une grande demande en chauffage, située entre 1460 et 1580 jours. Donc, l'utilisation des paramètres du sol gelé devrait estimer raisonnablement bien le potentiel en chauffage du système mais va surestimer la température du sol pendant l'été et par le fait même, l'épaisseur de la couche active.

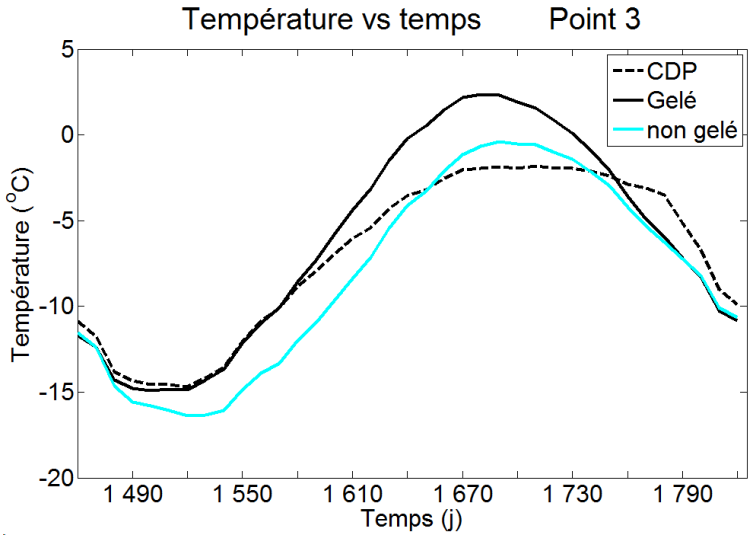


Figure 5.5 Comparaison des températures calculées au point 3 avec des modèles numériques avec CDP, sans CDP et sol gelé et sans CDP et sol dégelé pour 1 tuyau pour la cinquième année.

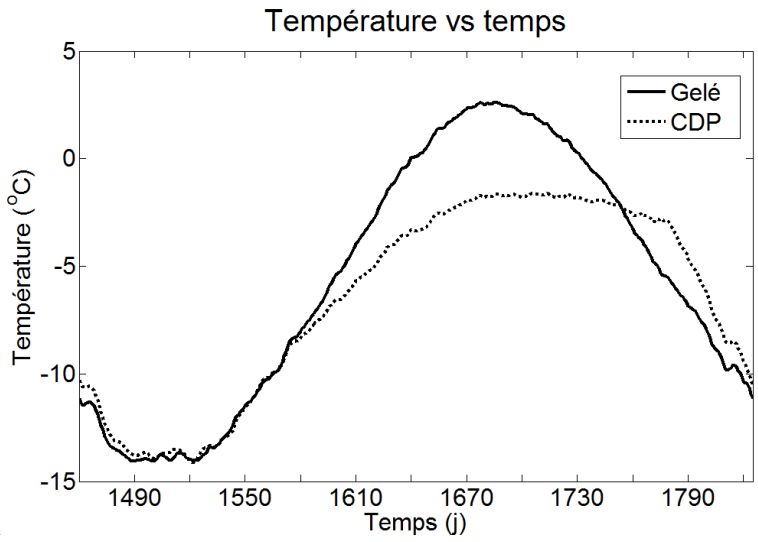


Figure 5.6 Comparaison des températures calculées au point 4 avec des modèles numériques avec CDP, sans CDP et sol gelé et sans CDP et sol dégelé pour 2 tuyaux pour la cinquième année.

Les résultats obtenus aux figure 5.5 et 5.6 ont été calculés avec une charge au sol variable totale de 45 MWh (correspondant à un COP constant de 2,5 et une charge au bâtiment de 75 MWh) et une température variable en surface. (À noter que le débit et les propriétés thermiques du fluide caloporteur (voir tableau 5.1) utilisés pour ces calculs diffèrent de ceux utilisés à la section 5.3.3).

Que ce soit pour le modèle à un tuyau (figure 5.5) ou celui à deux tuyaux (figure 5.6), les mêmes conclusions qu'aux figures 5.3 et 5.4 peuvent être tirées. En effet, ces figures montrent qu'en prenant des valeurs de conductivités et de capacités thermiques d'un sol gelé, il est possible d'avoir une bonne approximation de la quantité de chaleur pouvant être retirée du sol. Cela est vrai considérant que la forte demande en chauffage se fait pendant l'hiver où les courbes avec sol gelé et avec CDP montrent des températures semblables. Les figures 5.7 et 5.8 appuient également ces dires.

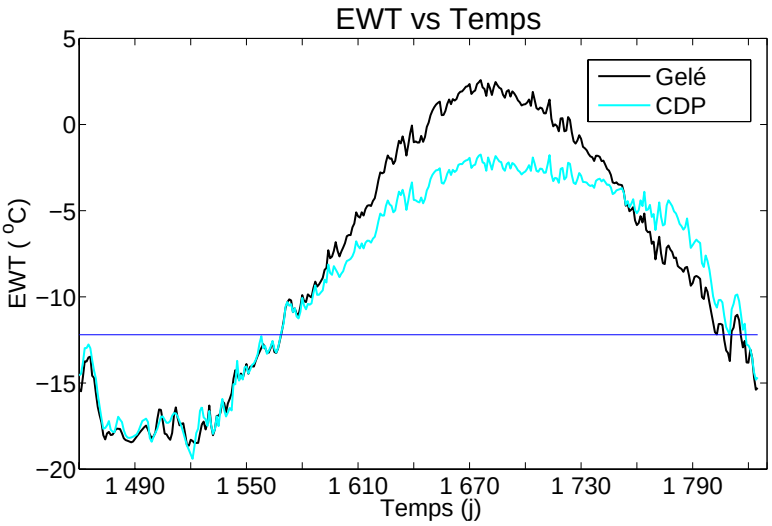


Figure 5.7 EWT des modèles numériques avec CDP et sans CDP avec sol gelé pour la 5^{e} année. Modèle avec 2 tuyaux.

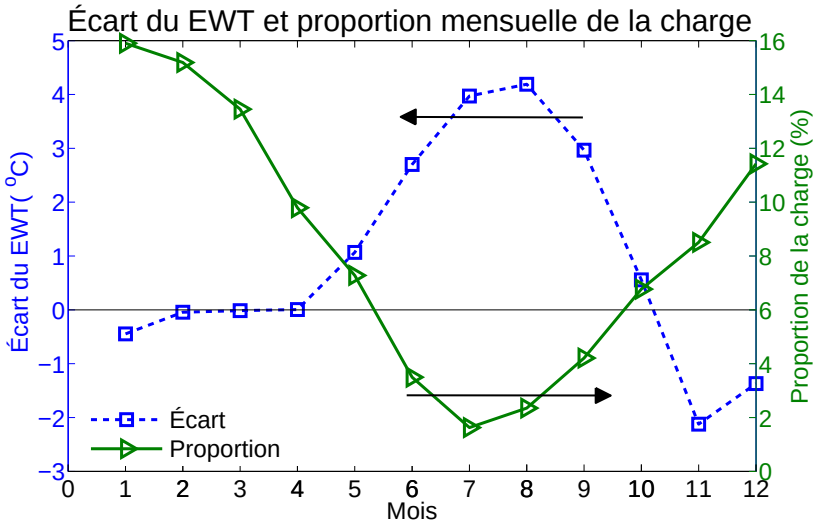


Figure 5.8 Écarts moyens mensuels entre les EWTs de la figure 5.7 et la proportion de chauffage mensuelle sur 75 MWh.

La figure 5.7 montre que les EWTs suivent la même tendance que les températures dans le sol de la figure 5.6. Les proportions mensuelles de chauffage les plus élevées sur la figure 5.8 sont associées aux écarts moyens mensuels les plus faibles. À noter que sur cette figure, les écarts négatifs signifient que le EWT sans CDP est plus faible que le EWT avec CDP.

Il est également possible de savoir si la température du sol demeurera toujours sous le point de congélation à la profondeur désirée, c'est−à−dire dans notre cas, à la profondeur où se trouve l'échangeur géothermique horizontal. On voit que la température évaluée par les modèles numériques avec CDP est plus faible en saison estivale à cause de la chaleur latente qui absorbe beaucoup d'énergie.

5.2.5 Résistance thermique du tuyau

Le matériau utilisé pour les tuyaux est le PEHD (polyéthylène haute densité). Selon l'équation 3.6, la résistance thermique du tuyau est de 0,06 m℃/W. On néglige la résistance thermique due au facteur de film à la paroi interne du tuyau étant donné que l'écoulement est turbulent ou transitoire.

5.2.6 Besoins en chauffage

Les besoins en chauffage considérés sont ceux d'un bâtiment typique de 200 m^2 de la région de Kuujjuaq situé au nord du Québec. La valeur totale est de 75 MWh en chauffage seulement. Il n'y a pas de climatisation. La répartition de la charge heure par heure a été calculée à partir des données de températures horaires prises sur le site internet d'Environnement Canada (Environnement Canada, 2009), de la température extérieure à laquelle on commence à chauffer et de la charge totale de chauffage pour une année (75 MWh). La figure 5.9 montre les valeurs des charges horaires pour l'année 2009.

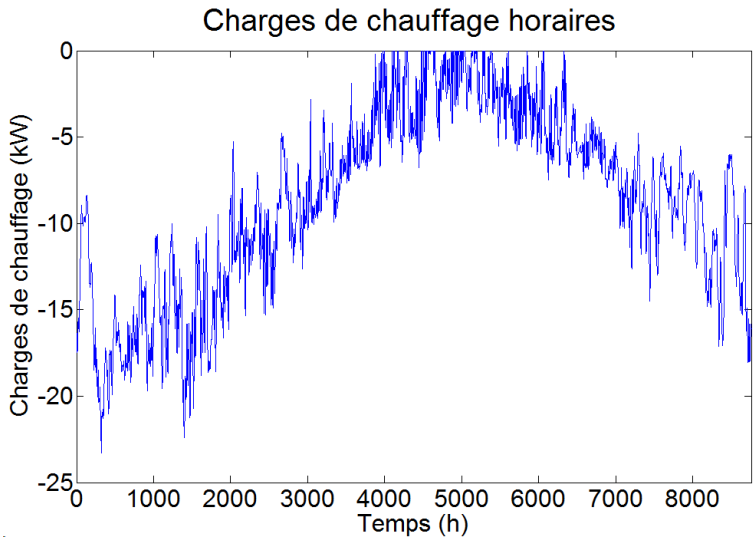


Figure 5.9 Profil des charges horaires utilisées pour les calculs

5.2.7 Paramètres de la pompe à chaleur

Le EWT limite et les valeurs de COPs de la pompe à chaleur (PAC) sont inspirés des valeurs d'un produit actuel disponible sur le marché ayant le plus petit EWT minimal trouvé ($-12,2$ °C). Le COP varie en fonction de la température du fluide à l'entrée de la PAC. Le tableau 5.2 montre les valeurs de ces COPs selon l'intervalle de température de EWT relatif à cette étude. La capacité de la PAC n'est jamais dépassée, donc aucun prétraitement sur les charges n'est requis. Le débit du fluide caloporteur est de 0,9475 l/s.

Tableau 5.2 COP de la pompe à chaleur en fonction du EWT

Température (°C)	**-12,2**	**-6,7**	**-1,1**	**4,44**	**10**	**15,55**
COP	2,3	2,5	2,9	3,2	3,6	4

5.3 Résultats

5.3.1 Ajustement de la charge

Suivant l'approche proposée par Marcotte et Pasquier (2009), le modèle ajuste la charge transférée au sol pour que le EWT respecte la limite de la pompe à chaleur (-12,2 ℃) à toutes les heures. Si requis, on suppose que la différence de la charge du bâtiment sera alors comblée par un système de chauffage d'appoint. Le EWT du fluide caloporteur est utilisé pour calculer le COP à chaque heure et pour calculer la charge au sol résultante.

Par exemple, la figure 5.10 montre les EWTs obtenus pour une simulation de 5 ans avec $D = 2,5$ m, $L = 446,25$ m et $S = 1,5$ m. Pour ce dimensionnement particulier, la limite de température de la PAC est atteinte pendant approximativement 3000 heures durant une année.

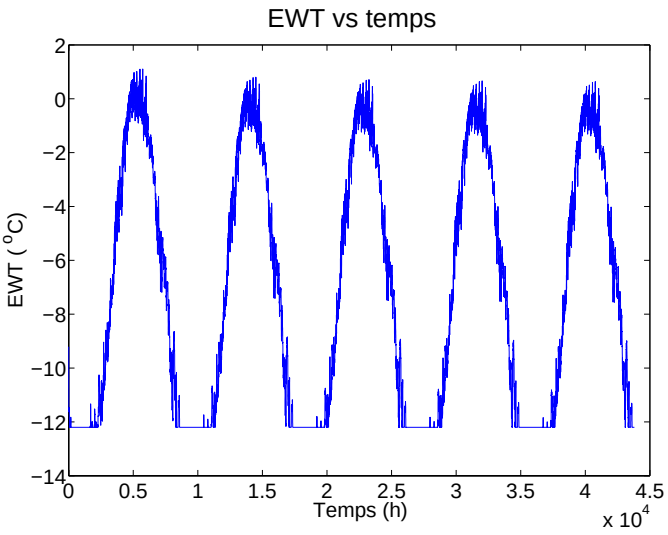


Figure 5.10 EWT pour un dimensionnement de $D = 2,5m$, $L = 446,25m$ et $S = 1,5m$ calculé heure par heure sur 5 ans.

À noter que pour calculer les EWTs, la température moyenne au mur du tuyau sur tout le dernier droit du tuyau a été utilisée dans l'équation 3.21. De cette façon, on s'assure que la température moyenne n'est pas trop influencée par les effets de bout (voir annexe II) des tuyaux considérant le fait que la température du fluide est calculée avec une température de

sol située à une certaine distance (égale au rayon du tuyau) du puits.

5.3.2 Profondeur du pergélisol

Comme l'indiquent les figures 5.3 et 5.4, le changement de phase de l'eau souterraine joue le rôle de filtre faisant en sorte que les températures du sol calculées par le modèle numérique avec CDP sont plus froides en été que les températures calculées avec les paramètres de sol gelé sans changement de phase. En effet, le modèle analytique trouve le pergélisol à 4,9 m et le modèle numérique avec CDP le trouve à 1,4 m de profondeur (visible sur la figure 5.2), cette dernière valeur étant raisonnable pour un sol argileux et pour un climat de la côte sud de la baie d'Ungava (Lévesque *et al.*, 1990). Les températures données par le modèle analytique en été sont donc très pessimistes.

5.3.3 Paramètres du design

Cette section présente les résultats des calculs faits pour une disposition en spirale ayant différents paramètres d'espacement (S), de profondeur (D) et de longueur (L). La longueur des segments discrétisant le tuyau utilisée pour les calculs est de 3 mètres. Pour faciliter l'interprétation, un point de contrôle est utilisé pour comparer la température du sol calculée par les différentes dispositions (voir figure 5.1(b)). Ce point de contrôle est choisi comme étant le point, le long d'un profil A-A' (voir figure 5.1(b)) et situé directement sous le bâtiment, montrant la température la plus chaude durant la cinquième année de simulation. Il est situé à la profondeur de l'échangeur géothermique, car on veut s'assurer que le sol demeure gelé à cette profondeur pour pouvoir optimiser le dimensionnement des fondations du bâtiment.

La localisation exacte du point de contrôle varie légèrement avec S, mais est toujours près de la limite du bâtiment et à égale distance entre deux tuyaux.

La figure 5.11 montre le profil de température le long de la section A-A' pour $D = 2$ m, $L = 297,5$ m et $S = 1$ m à l'heure où la température au point de contrôle atteint son maximum. À noter que les températures minimales sur la courbe correspondent aux

emplacements des tuyaux. Il est clair que la température au centre du bâtiment (distance=0 m) est plus faible que celle à la limite du bâtiment (distance=5 m).

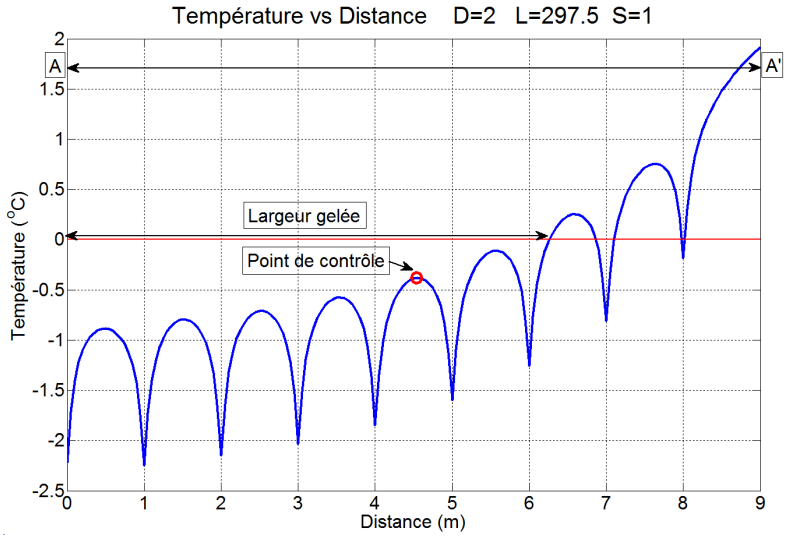


Figure 5.11 Profil de température le long de la section A-A' pour le temps le plus chaud à D=2 m. L'échangeur géothermique est de dimension L = 297,5 m et S=1 m. La limite extérieure du bâtiment est à une distance de 5 m.

5.3.3.1 Proportion d'énergie provenant de l'échangeur géothermique

En utilisant le modèle analytique proposé avec les paramètres de sol gelé, l'effet de la longueur L sur la quantité d'énergie extraite du sol par l'échangeur est étudié. Trois espacements sont considérés (S = 1 m, S = 1,5 m, S = 2 m) pour deux profondeurs différentes (D = 2 m et D = 2,5 m). Les figures 5.12 et 5.13 nous révèlent qu'augmenter L augmente la proportion d'énergie provenant de l'échangeur souterrain. Également, augmenter D ou S fait aussi augmenter cette proportion.

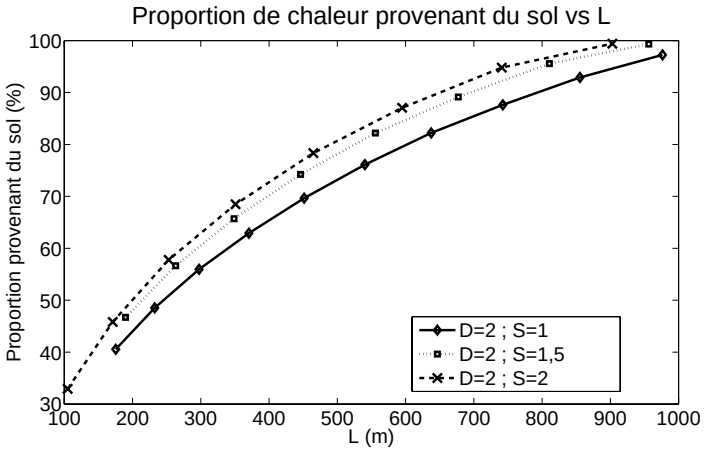


Figure 5.12 Proportion de l'énergie en chauffage du bâtiment fournie par l'échangeur géothermique pour 3 différents espacements à D=2 m.

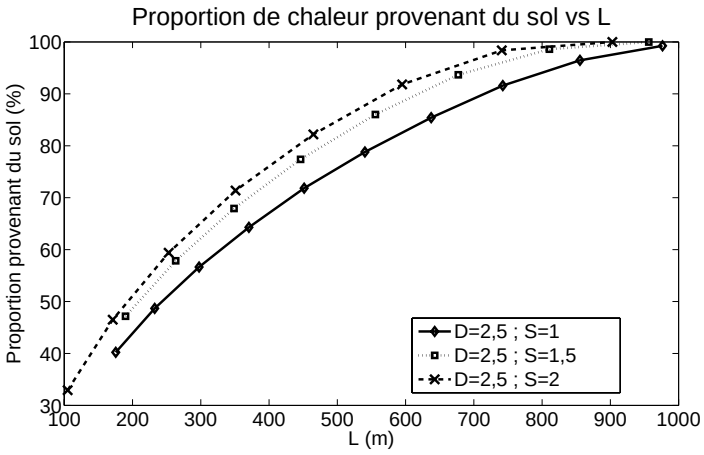


Figure 5.13 Proportion de l'énergie en chauffage du bâtiment donnée par l'échangeur géothermique pour 3 différents espacements à D=2,5 m.

Les pourcentages des deux graphiques précédents tiennent compte des 5 années simulées. Les courbes ont été tracées à l'aide d'un interpolateur linéaire.

5.3.3.2 Calculs de la température au point de contrôle

Les figures 5.14 et 5.15 montrent la température maximale obtenue avec le modèle analytique pour la 5^e année au point de contrôle respectif pour les mêmes six dispositions et toujours

avec les paramètres thermiques du sol gelé. Plus la longueur de l'échangeur augmente, plus la température maximale au point de contrôle augmente pour toutes les dispositions de tuyaux. Pour une même longueur, réduire S réduit la température maximale au point de contrôle étant donné que l'interaction entre les tuyaux est plus grande. Augmenter D réduit également la température maximale au point de contrôle, car l'interaction avec la surface est réduite. Par exemple, une disposition avec $L = 500$ m, $D = 2,5$ m et $S = 1,5$ m donne une température maximale au point de contrôle en-dessous de 0 ℃ et fournit 82% de la demande de chauffage (voir figure 5.13 et 5.15).

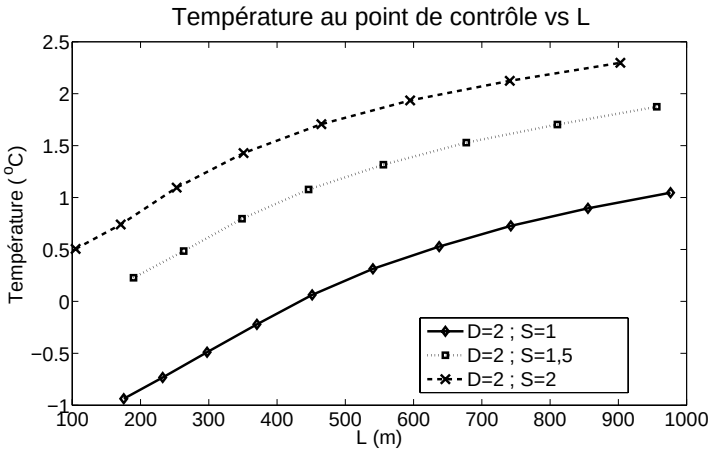


Figure 5.14 Température maximale aux points de contrôle pour la 5^e année de simulation, pour 3 différents espacements à D=2 m

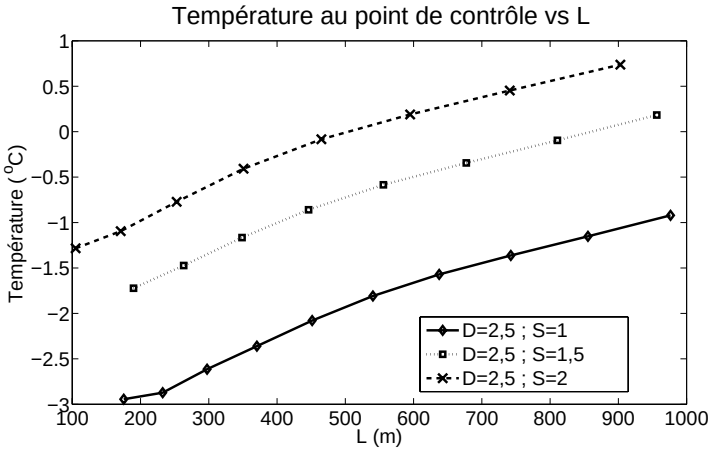


Figure 5.15 Température maximale aux points de contrôle pour la 5^e année de simulation, pour 3 différents espacements à D=2,5 m

On voit que plusieurs designs différents donnent une température au point de contrôle sous le point de congélation tout en permettant d'avoir une proportion d'énergie satisfaisante fournie par l'échangeur géothermique souterrain.

5.3.3.3 Renseignements complémentaires

Plusieurs autres renseignements pouvant guider l'utilisateur dans un dimensionnement peuvent être obtenus des calculs fait par le modèle analytique. Par exemple, la figure 5.16 montre la répartition de la largeur de sol gelé (voir figure 5.11) à la profondeur de l'échangeur (ici $D = 2,5$ m) à partir du centre du bâtiment. Plus la longueur de l'échangeur augmente, plus la largeur de sol gelé diminue après avoir atteint un maximum qui varie selon l'espacement S. Il est également possible de calculer l'épaisseur de la couche active au point de contrôle en fonction de la longueur de l'échangeur et de sa profondeur.

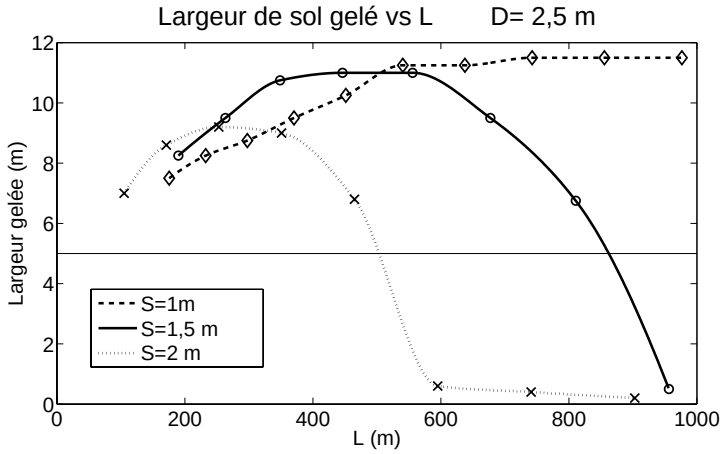


Figure 5.16 Largeur de sol gelé pour différents espacements à $D = 2,5$ m. Résultats pour la 5^e année.

5.3.4 Modification de la charge

Pour les situations calculées avec le modèle analytique où l'échangeur procure 100% de la charge de chauffage, il est possible de garder le sol en dessous de 0 °C au point de contrôle en tout temps en modifiant la charge de chauffage. Ainsi, on peut imposer une charge l'été

permettant de garder le sol gelé à la profondeur voulue. À noter que la chaleur supplémentaire retirée du sol peut servir à chauffer l'eau sanitaire, servir à d'autres utilisations ou être tout simplement perdue. Par exemple, un système avec $D = 2,5$ m, $S = 2$ m, et $L = 903$ m combiné à la charge horaire montrée à la figure 5.17 a un sol sous 0 ℃ au point de contrôle et fournit 100% des besoins en chauffage. À cause du minimum de charge à retirer du sol (5,6 kW), le système extrait plutôt 110% des besoins en chauffage du bâtiment.

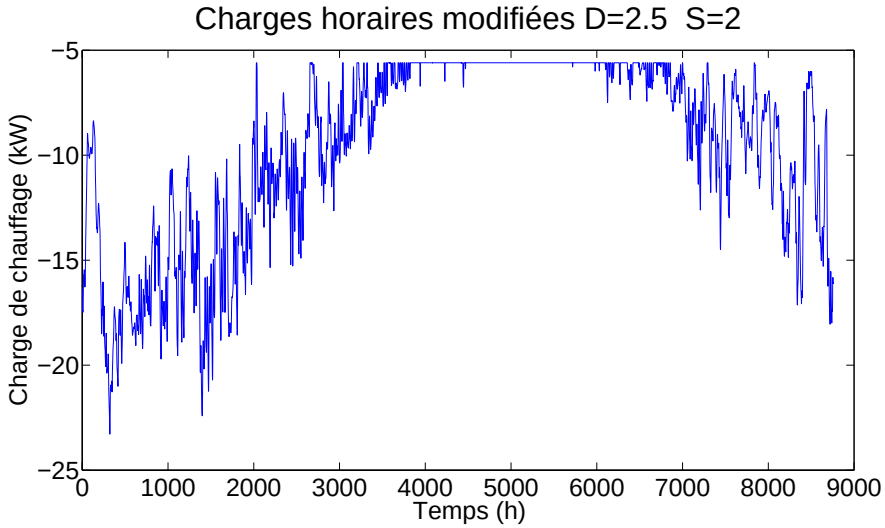


Figure 5.17 Énergie de chauffage d'un bâtiment avec charge minimum limitée à 5,6 kW durant l'été pour garder le sol gelé. $D = 2,5$ m, $L = 903$ m et $S = 2$ m.

5.4 Conclusion

Ce chapitre a permis d'illustrer le mode d'utilisation du modèle analytique pour un cas typique du nord canadien. Le modèle numérique avec CDP a permis de justifier l'utilisation des paramètres du sol gelé dans le modèle analytique pour le calcul de l'énergie de chauffage disponible en hiver. Le modèle numérique avec CDP a aussi fait ressortir que le modèle analytique exagérait l'importance de la zone active de façon significative. Sur ce point, le modèle analytique est donc pessimiste. Ce chapitre a aussi permis d'étudier l'impact des paramètres de design (S,D,L) sur les performances du système et d'identifier les designs permettant l'atteinte du double objectif de fournir l'énergie de chauffage et de garder le sol gelé.

CHAPITRE 6

ÉTUDE D'IMPACT

Au chapitre 5, la justification du choix de certains paramètres a été présentée. Le présent chapitre montre l'importance de plusieurs de ces paramètres sur les résultats.

6.1 Influence des propriétés thermiques du sol

Tous les calculs précédents ont été faits avec les paramètres thermiques d'un sol argileux gelé qui est présent en abondance dans la région de Kuujjuaq. Par contre, d'autres types de sol peuvent exister dans cette région. Les calculs à l'aide du modèle analytique proposé ont été refaits avec les paramètres thermiques d'un sable gelé. Les valeurs montrées au tableau 3.1 ont été utilisées. On remarque que la diffusivité thermique du sable est environ 3 fois plus grande que celle de l'argile. Seulement la disposition des tuyaux pour une profondeur $D = 2,5$ m et un espacement $S = 1$ m est considérée. Les figures 6.1 et 6.2 montrent les résultats obtenus.

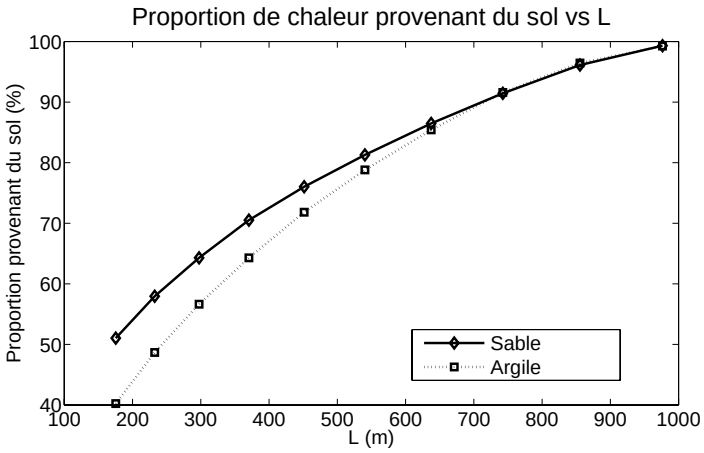


Figure 6.1 Proportion de l'énergie en chauffage du bâtiment donnée par l'échangeur géothermique pour S=1 m et D=2,5 m. Comparaison des résultats obtenus avec le sable et l'argile.

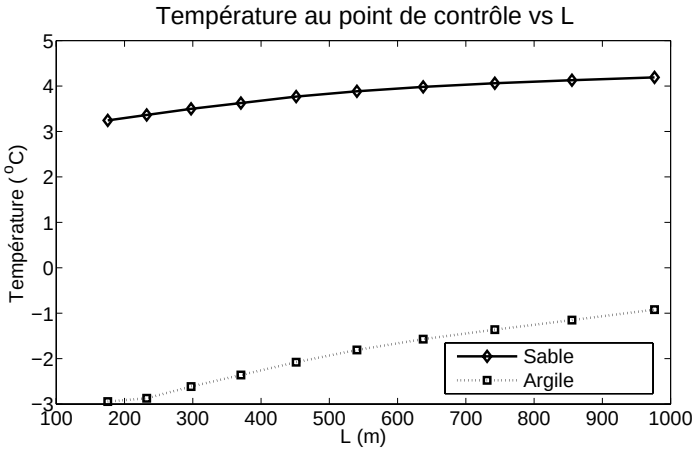


Figure 6.2 Température maximale au point de contrôle pour la 5^e année de simulation, pour S=1 m et D=2,5 m. Comparaison des résultats obtenus avec le sable et l'argile.

En comparant les résultats obtenus avec les paramètres thermiques du sable et de l'argile, on remarque que la température au point de contrôle est beaucoup plus élevée pour le sable que pour l'argile. Selon le modèle analytique, le sol avec les paramètres thermiques du sable ne serait jamais gelé à la profondeur D. Par contre, sans extraction de chaleur du sol, la température à 2,5 m de profondeur serait de 5,56 ℃ alors qu'ici, elle varie entre 3,1 et 4,1 ℃. On voit donc que le système refroidit tout de même le sol de quelques degrés à cette profondeur. Pour fin de comparaison, la température à 2,5 m de profondeur sans extraction de chaleur du sol est de 2,9 ℃ dans le cas de l'argile. Bref, la performance du système pour geler le sol dépend beaucoup des propriétés thermiques du milieu géologique dans lequel il est placé.

On remarque également une différence entre la proportion de chauffage calculée avec les deux types de sol. En effet, la proportion de l'énergie retirée du sol est plus élevée pour les paramètres du sable pour des longueurs inférieures à 700 m environ. Pour des longueurs supérieures, la proportion est presqu'identique. On remarque tout de même que les courbes se croisent rendu à une certaine longueur et donc que la proportion calculée avec les paramètres de l'argile est légèrement plus grande. Cela est dû à l'interaction de la température périodique en surface qui diffuse plus aisément dans le sable que dans l'argile.

6.2 Influence du besoin énergétique en chauffage

Ici, on mesure l'influence d'un changement dans les besoins horaires qui pourrait être dû à une amélioration de l'isolation ou à un bâtiment plus petit. La charge totale annuelle au bâtiment est maintenant de 60 MWh au lieu de 75 MWh.

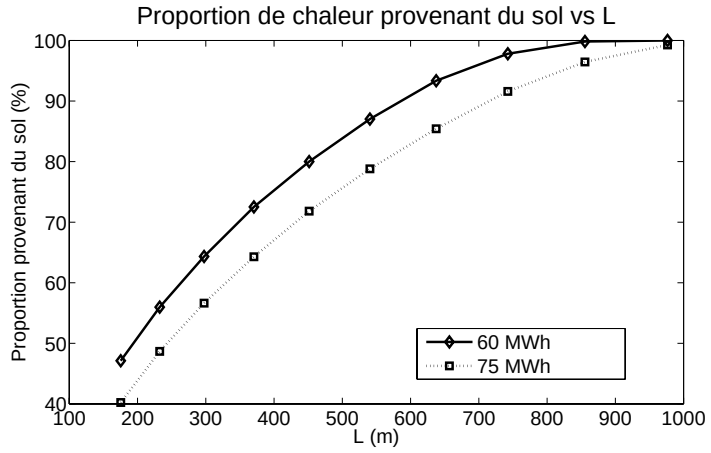


Figure 6.3 Proportion de l'énergie en chauffage du bâtiment donnée par l'échangeur géothermique pour S=1 m et D=2,5 m. Charges de chauffage de 60 MWh et de 75 MWh.

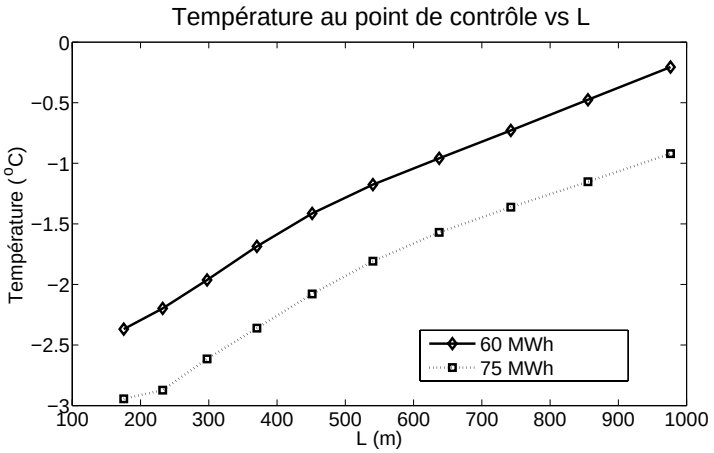


Figure 6.4 Température maximale au point de contrôle pour la 5^e année de simulation, pour S=1 m et D=2,5 m. Charges de chauffage de 60 MWh et de 75 MWh.

Comme prévu, pour une même longueur d'échangeur, une charge réduite permet de combler une plus grande proportion des besoins en chauffage, mais fournit un sol plus chaud.

6.3 Influence du EWT limite de la PAC

Le EWT minimum limite de la PAC est un facteur important dans ce type de problème. En effet, étant donné qu'il n'y a pas de climatisation et que le climat est rigoureux, le sol est très froid et donc la limite du EWT est atteinte beaucoup plus fréquemment. Cela aura un gros impact sur la proportion d'énergie provenant du sol. Les PAC ayant un EWT limite en chauffage de -12,2 ℃ sont peu communes sur le marché et n'offrent pas un large éventail de capacité nominale. Plus communément, les PAC ont un EWT limité à -7 ℃. Les calculs ont donc été refaits pour ce EWT limite. Les figures 6.5 et 6.6 montrent les résultats.

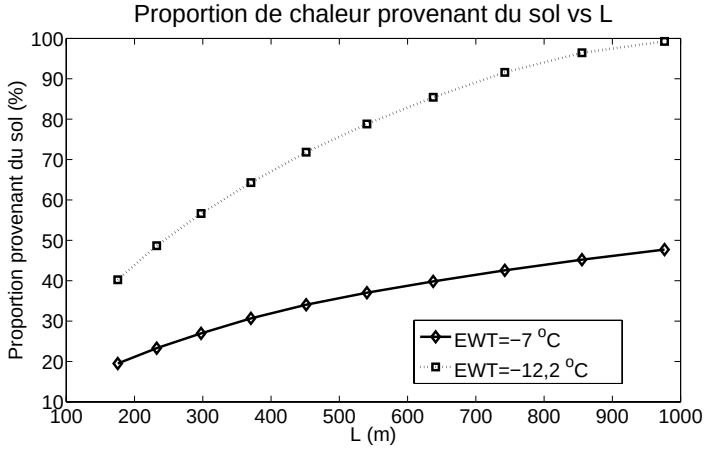


Figure 6.5 Proportion de l'énergie en chauffage du bâtiment donnée par l'échangeur géothermique pour $S = 1$ m et $D = 2{,}5$ m. EWT limite de -7 ℃ et de -12,2 ℃.

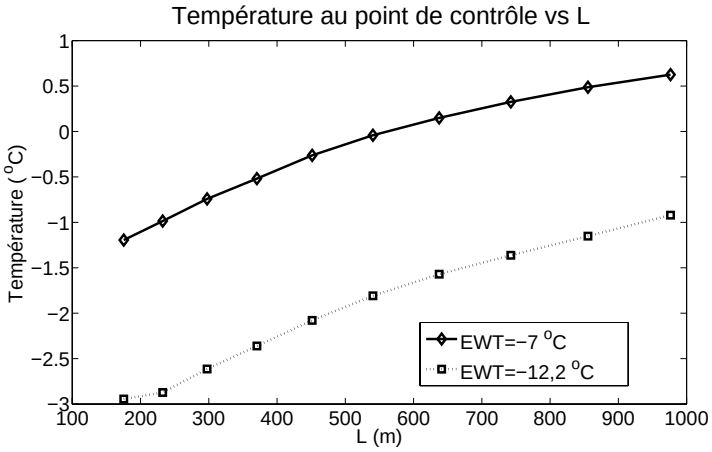


Figure 6.6 Température maximale au point de contrôle pour la 5^e année de simulation, pour $S = 1$ m et $D = 2,5$ m. EWT limite de -7 ℃ et de -12,2 ℃.

Les températures dans le sol sont beaucoup plus chaudes qu'avec un EWT de -12,2 ℃, mais la proportion d'énergie de chauffage provenant du sol est beaucoup plus faible. Cela confirme donc qu'il est important pour ce type de système de choisir une PAC offrant un EWT limite le plus petit possible.

6.4 Influence du réchauffement climatique

Deux conséquences découlent d'une augmentation de température moyenne annuelle en surface. Premièrement, cela engendre une augmentation de la température non perturbée du sol T_s et, deuxièmement, il y aura une diminution des besoins en chauffage du bâtiment. Les calculs pour une disposition ayant les paramètres $D = 2,5$ m et $S = 1$ m ont été refaits avec une température moyenne du sol $T_s = 0$ ℃ et une charge de chauffage de 68,5 MWh. Cette nouvelle charge a été calculée proportionnellement aux degrés-jours pour une augmentation de 2 ℃ de la température. Les figures 6.7 et 6.8 montrent les résultats obtenus.

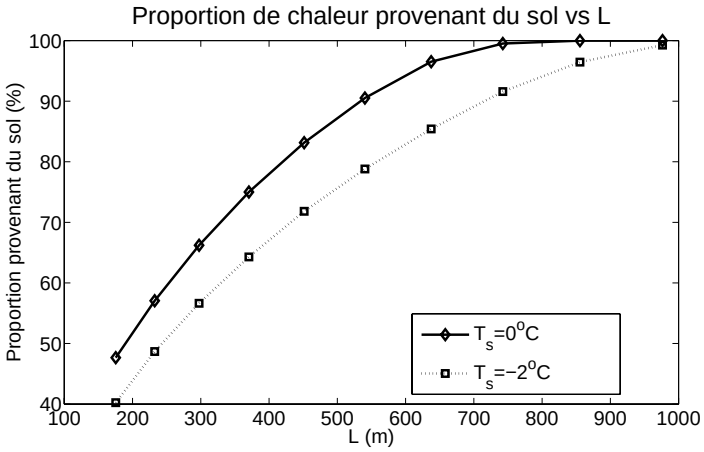


Figure 6.7 Proportion de l'énergie en chauffage du bâtiment donnée par l'échangeur géothermique pour $S = 1$ m et $D = 2,5$ m. $T_s = 0$ ℃ et $T_s = -2$ ℃.

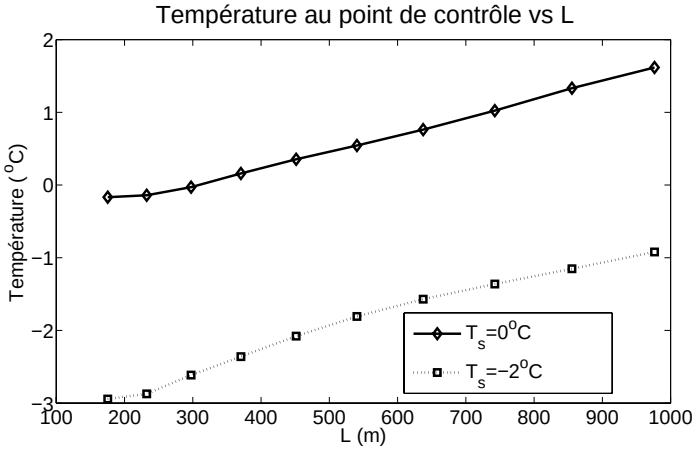


Figure 6.8 Température maximale au point de contrôle pour la 5^e année de simulation, pour $S = 1$ m et $D = 2,5$ m. $T_s = 0$ ℃ et $T_s = -2$℃.

Une augmentation de 2 ℃ fait naturellement augmenter la température maximale au point de contrôle. La différence entre les températures maximales au point de contrôle avant et après le réchauffement est supérieure à 2 ℃ puisque la charge retirée du sol durant la saison estivale est moins grande à cause de la demande moins élevée en chauffage durant toute l'année (68,5 MWh). Cependant, la proportion d'énergie retirée du sol durant l'hiver est plus grande puisqu'on atteint moins fréquemment la limite inférieure du EWT et que la demande annuelle totale est plus faible.

6.5 Influence de l'amplitude de température à la surface

Pour les calculs de l'étude de cas, la valeur de la demi-amplitude de température en surface (variable A de l'équation 3.31) était de 12,5 ℃. Cette valeur est cependant influencée par l'isolation causée par l'épaisseur de neige en surface. On sait que le modèle analytique ne tient pas compte de ce paramètre. La demie-amplitude de la température extérieure moyenne mensuelle à Kuujjuaq pour l'année 2009 est plutôt d'environ 17,5 ℃. Si on prend cette valeur pour faire les calculs de températures et de proportions des charges, on obtient les résultats montrés aux figures 6.9 et 6.10. À noter que la température du sol non perturbé T_s considérée pour ces calculs est toujours de -2 ℃.

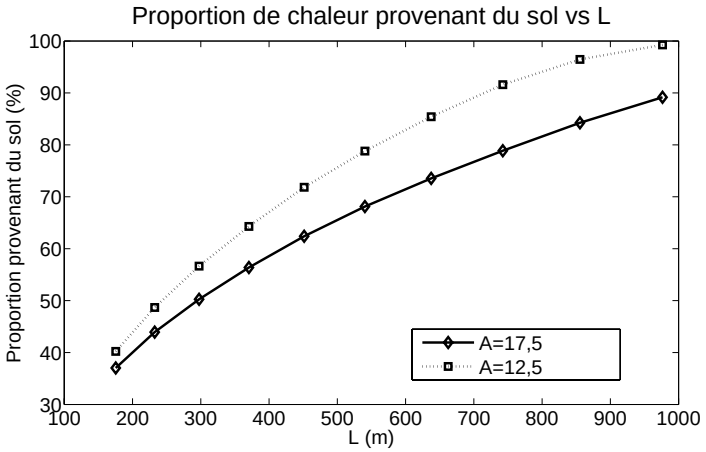


Figure 6.9 Proportion de l'énergie en chauffage du bâtiment donnée par l'échangeur géothermique pour $S = 1$ m et $D = 2,5$ m. Comparaison des résultats obtenus avec $A = 17,5$ ℃ et $A = 12,5$ ℃.

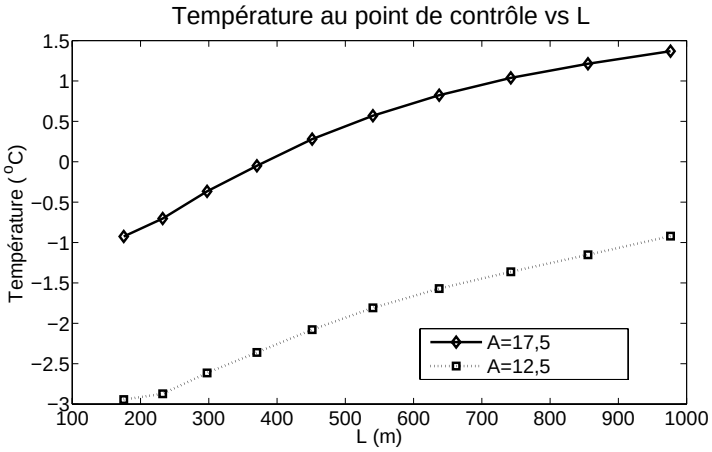


Figure 6.10 Température maximale au point de contrôle pour la 5^e année de simulation, pour S=1 m et D=2,5 m. Comparaison des résultats obtenus avec $A = 17,5$ ℃ et $A = 12,5$ ℃.

Une augmentation de l'amplitude implique qu'il fera plus chaud l'été et plus froid l'hiver considérant qu'on garde la même température moyenne T_s. En effet, la figure 6.9 montre que la proportion en chauffage est moins élevée pour $A = 17,5$ ce qui est cohérent avec le fait qu'il fasse plus froid l'hiver et donc que le EWT limite est atteint plus fréquemment. La figure 6.10 montre que la température maximale au point de contrôle est plus chaude pour $A = 17,5$, ce qui est cohérent avec le fait qu'il fasse plus chaud l'été.

6.6 Influence de la résistance des tuyaux

La résistance thermique du tuyau est un paramètre important qui intervient dans le modèle analytique lorsque vient le temps de calculer la température du fluide. Dans la situation où il n'y a pas de coulis autour du tuyau, cette valeur est inversement proportionnelle à la valeur de la conductivité thermique du tuyau si on ne tient pas compte du coefficient de film (voir équation 3.6). La conductivité thermique du PEHD (polyéthylène haute densité) est communément de 0,4 W/m℃. Advenant qu'un procédé de fabrication permette d'avoir une conductivité du PEHD deux fois plus grande 0,8 W/m℃, la résistance thermique des tuyaux serait deux fois plus petite soit de 0,03 m℃/W. Les figures 6.11 et 6.12 nous montrent les résultats d'une telle modification.

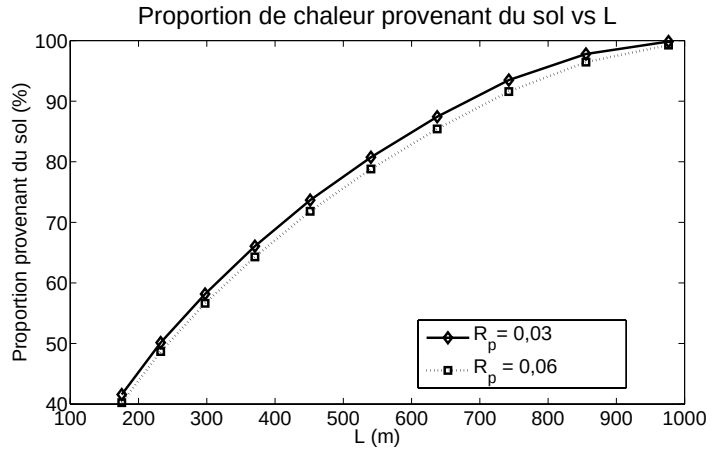


Figure 6.11 Proportion de l'énergie en chauffage du bâtiment donnée par l'échangeur géothermique pour $S = 1$ m et $D = 2,5$ m. Comparaison des résultats obtenus avec $R_p = 0,03$ et $R_p = 0,06$.

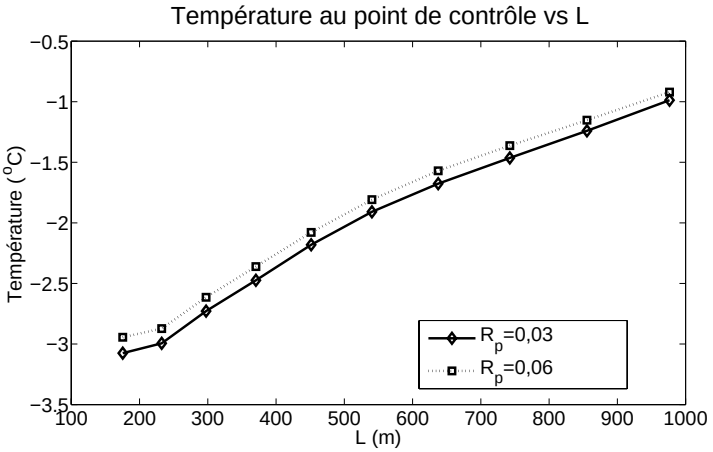


Figure 6.12 Température maximale au point de contrôle pour la 5^e année de simulation, pour $S = 1$ m et $D = 2,5$ m. Comparaison des résultats obtenus avec $R_p = 0,03$ et $R_p = 0,06$.

On remarque qu'on peut aller chercher une proportion de chaleur fournie par géothermie légèrement supérieure avec un tuyau plus conducteur. Conséquemment, la température maximale au point de contrôle sera plus froide, puisqu'on retire plus de chaleur du sol. L'écart d'environ 2% dans la proportion d'énergie retirée du sol, bien que mince, peut représenter une économie d'énergie importante à long terme.

6.7 Économie de carburant

Dans cette section, on effectue une analyse simplifiée de la consommation de carburant pour un système horizontal. L'analyse ne prend pas en compte l'énergie dépensée par les pompes de circulation et les pertes d'énergie dues au transport de l'électricité. Les valeurs de consommation obtenues représentent une année d'exploitation du système.

On peut penser qu'il est évident que le système géothermique permettra de faire des économies d'énergie et donc de carburant étant donné que ce type de système possède un coefficient de performance supérieur à 1. C'est ce que nous sommes habitués de constater dans des projets au sud du Québec. L'économie d'énergie aux appareils (compresseur et chaudière) est effectivement bien réelle également dans le nord. Par contre, au Québec, le réseau de distribution électrique au nord du 53^e parallèle est autonome et l'énergie électrique est majoritairement produite à l'aide de centrales thermiques au diesel (Hydro−Québec Distribution, 2002). Si l'on tient compte qu'une centrale thermique consomme beaucoup de carburant pour produire de l'électricité et qu'elle possède un rendement d'environ 0,4, il n'est pas clair qu'il y aura une réduction de la consommation totale puisque la majorité des bâtiments sont chauffés à l'aide d'une chaudière au mazout avec un rendement estimé de 0,85. Trois dispositions offrant une proportion d'énergie de chauffage géothermique inférieure à 100% et une autre offrant une proportion de 100% sont analysées. Les 4 dispositions permettent de garder le sol gelé (selon le modèle analytique) à une profondeur D. Voici ces dispositions :

1. $D = 2m, S = 1m, L = 370,5m$, proportion d'énergie retirée du sol de 62,9% ;
2. $D = 2,5m, S = 2m, L = 253m$, proportion d'énergie retirée du sol de 59,4% ;
3. $D = 2,5m, S = 2m, L = 465m$, proportion d'énergie retirée du sol de 82,2% ;
4. $D = 2,5m, S = 1,5m, L = 956,25m$, proportion d'énergie retirée du sol de 100%.

Le calcul de la consommation de carburant pour chacune de ces dispositions a été fait pour différents scénarios :

1. système d'appoint électrique et compresseur dont l'énergie provient d'une source propre ;

2. système d'appoint électrique et compresseur dont l'énergie provient d'une centrale thermique ;
3. chaudière au mazout comme système d'appoint et compresseur dont l'énergie provient d'une centrale thermique ;
4. compresseur dont l'énergie provient d'une source propre ;
5. compresseur dont l'énergie provient d'une centrale thermique.

Le calcul de la consommation de carburant pour les 3 premières dispositions a été fait avec les 3 premiers scénarios et le calcul pour la quatrième disposition a été fait avec les scénarios 4 et 5.

Le tableau 6.1 indique les paramètres utilisés pour le calcul des consommations.

Tableau 6.1 Valeurs utilisées pour le calcul des consommations

Constantes	**Valeurs**	**Unités**
Charge pour une année	75	MWh
Rendement de la chaudière	0,85	-
Rendement de la centrale thermique	0,4	-
Rendement du chauffage électrique	1	-
Pouvoir calorifique du mazout[1]	9,96	kWh/l
Pouvoir calorifique du diesel[1]	10,57	kWh/l

[1] (Wikipédia, 2010*a*)

Le tableau 6.2 indique la consommation de carburant sans système géothermique pour trois appareils :

– chaudière au mazout (la source la plus répandue) ;
– chauffage électrique dont l'énergie est produite par une centrale thermique (CT) ;
– chauffage électrique dont l'énergie est produite par une source propre (SP).

Tableau 6.2 Cas sans géothermie

Scénarios possibles	**CÉS (kWh)**	**CC (l)**
Chaudière au mazout	88235,3	8859
Chauffage électrique (CT)	187500	17739
Chauffage électrique (SP)	75 000	0

Dans le tableau précédent, la consommation d'énergie à la source (CÉS) pour la chaudière au mazout et le chauffage électrique (SP) est égale à l'énergie fournie par l'appareil divisée par le rendement de l'appareil. Pour le chauffage électrique (CT), il faut diviser par le rendement de la centrale également. La consommation de carburant (CC) est égale à la consommation d'énergie à la source divisée par le pouvoir calorifique du mazout ou du diesel selon le cas (pour les deux premiers cas du tableau 6.2 seulement). Ces valeurs servent de références à savoir si l'économie de carburant est substantielle ou non.

Les tableaux 6.3 à 6.6 montrent les résultats obtenus pour les différents scénarios avec le système géothermique pour les dispositions énumérées précédemment.

Tableau 6.3 Cas avec géothermie pour la disposition 1

Scénario	**BÉC (kWh)**	**BÉSA (kWh)**	**CDSC (l)**	**CCSSA (l)**	**CCTS (l)**
1	19348	27818	0	0	0
2	19348	27818	4576	6579	11156
3	19348	27818	4576	3286	7862

Tableau 6.4 Cas avec géothermie pour la disposition 2

Scénario	**BÉC (kWh)**	**BÉSA (kWh)**	**CDSC (l)**	**CCSSA (l)**	**CCTS (l)**
1	18541	30450	0	0	0
2	18541	30450	4385	7202	11587
3	18541	30450	4385	3597	7982

Tableau 6.5 Cas avec géothermie pour la disposition 3

Scénario	**BÉC (kWh)**	**BÉSA (kWh)**	**CDSC (l)**	**CCSSA (l)**	**CCTS (l)**
1	25206	13357	0	0	0
2	25206	13357	5962	3159	9121
3	25206	13357	5962	1578	7540

Tableau 6.6 Cas avec géothermie pour la disposition 4

Scénario	**BÉC (kWh)**	**BÉSA (kWh)**	**CDSC (l)**	**CCSSA (l)**	**CCTS (l)**
4	29858	0	0	0	0
5	29858	0	7062	0	7062

Les besoins en énergie au compresseur (BÉC) est l'énergie annuelle requise au compresseur pour fournir la charge de chauffage. Elle tient compte de la variation du COP. Les besoins en énergie au système d'appoint (BESA) est égale au pourcentage de l'énergie fournie par le système d'appoint multiplié par les besoins en chauffage totaux (75 MWh). La consommation de diesel à la source par le compresseur (CDSC) est la quantité de carburant qu'il faut fournir à la centrale thermique pour qu'elle livre l'énergie requise au compresseur. Elle est obtenue en divisant le BÉC par le rendement de la centrale thermique et par le pouvoir calorifique du diesel. Cela ne s'applique évidemment pas pour les scénarios 1 et 4. La consommation de carburant à la source par le système d'appoint (CCSSA) est la consommation de carburant à la centrale thermique ou à la chaudière selon le cas. Le même principe que pour la colonne précédente est appliqué en changeant le rendement et le pouvoir calorifique du combustible selon le scénario. La consommation de carburant totale à la source (CCTS) est l'addition de CDSC et de CCSSA.

En analysant les résultats, on remarque que la consommation de carburant est beaucoup moins élevée pour tous les systèmes avec géothermie que pour le système actuel avec chauffage électrique dont l'électricité provient d'une centrale thermique. Ce résultat était anticipé puisque le COP d'une PAC est supérieur à 1.

Prenant comme référence le cas actuel le plus répandu, c'est-à-dire la chaudière au mazout

qui consomme 8859 litres annuellement, on voit que les scénarios 3 et 5 permettent une consommation de carburant plus faible que cette référence. Si l'on compare les dispositions 1 et 2 entre elles, on remarque qu'elles ont presque la même proportion d'énergie fournie par le sol avec un léger avantage de 3,5% pour la disposition 1. Même si les dispositions sont différentes, la consommation de carburant est similaire dans les deux cas, puisque les deux dispositions offrent des températures dans le sol semblable et donc des COPs semblables. Cependant, l'avantage revient à la disposition 2 à cause de sa plus petite longueur. Cela réduit les coûts d'installation et la consommation énergétique reliée à la pompe de circulation côté sol.

La disposition 3 permet de réduire encore plus la consommation de carburant puisqu'elle permet d'avoir une proportion d'énergie fournie par le sol plus élevée (82,2%). Il serait intéressant de calculer la consommation énergétique des pompes de circulation pour vérifier si la disposition 3 est vraiment plus avantageuse que les deux premières. En effet, la longueur de l'échangeur est plus grande et donc les pertes de charge sont plus grandes aussi.

La disposition 4 offre 100% de l'énergie de chauffage par géothermie. Les économies en volume de carburant sont environ de 478 litres par année par rapport à la disposition 3. Encore une fois, il serait intéressant de calculer la consommation énergétique des pompes de circulation pour vérifier si la disposition 4 est vraiment plus avantageuse que les trois premières.

Ainsi, au mieux, avec un système 100% géothermique on réussit à économiser (8859-7062)/8859 = 20% du carburant (sans tenir compte de la consommation des pompes de circulation). Ce résultat plutôt modeste indique que l'économie de carburant et de GES (gaz à effet de serre) n'est pas le principal facteur motivant l'utilisation de la géothermie en région nordique.

À cela viennent s'ajouter les coûts d'exploitation. Au nord du 53^e parallèle le tarif résidentiel *D* d'Hydro-Québec s'applique pour les 30 premiers kWh par jour. Ensuite, il existe un tarif dissuasif qui est de 0,315$/kWh pour les kWh supplémentaires (Hydro−Québec, 2010). De plus, Hydro-Québec accorde une compensation financière sur le prix du mazout pour maintenir un écart de 30% en faveur du chauffage au mazout par rapport à l'électricité

(Hydro−Québec Distribution, 2002). Une étude économique plus détaillée permettrait de déterminer si le système géothermique est plus économique pour la population en fonction des différents scénarios.

6.8 Conclusion

Ce chapitre a permis d'établir que les réductions en consommation de carburant obtenues par l'utilisation de la géothermie dans les régions nordiques sont modestes. L'attrait principal de ce système est davantage de garder les sols gelés.

CHAPITRE 7

DISCUSSION GÉNÉRALE

7.1 Modèle analytique

Lorsqu'il n'y a pas de changement de phase de l'eau souterraine, le modèle analytique reproduit très bien la réponse obtenue avec le modèle numérique 3D d'éléments finis. Connaissant la température moyenne du fluide, obtenue en appliquant le modèle de la source linéique finie sur de petits segments, on peut connaître la température du fluide à l'entrée et à la sortie du tuyau. Cette approche est valide pour toutes les dispositions de tuyaux en série, en autant que l'échangeur géothermique soit discrétisé en assez petits segments. Le modèle analytique peut calculer efficacement une situation avec charges variables en utilisant les FFTs (Fast Fourier Transform ; Marcotte et Pasquier (2008)). Le modèle peut également considérer une température variable en surface.

Une simulation sur 5 ans d'un système géothermique à boucle horizontale composé de 50 segments prend seulement quelques minutes sur un ordinateur portable (2 CPU à 2,16 GHz, 32 bits). Pour fins de comparaison, le modèle numérique avec 1 tuyau comprenant le changement de phase prend environ 1 semaine de calculs sur un ordinateur avec 8 CPU à 2,16 GHz et 64 bits.

Lorsqu'il y a changement de phase, le modèle analytique ne peut plus reproduire exactement les résultats du modèle numérique. Cependant, il peut toujours être utilisé comme une approximation raisonnable pour calculer la température du sol l'hiver et l'énergie de chauffage que le système géothermique horizontal peut extraire du sol. L'approximation est acceptable, car la majorité des besoins en chauffage surviennent pendant la saison hivernale lorsque le sol est presque tout gelé. Là où il y a divergence entre le modèle numérique et analytique, c'est pendant la saison estivale où une partie du sol est dégelé et que la chaleur latente associée à la fonte de la glace consomme de l'énergie dans la couche active. Cette réduction d'énergie

n'est pas considérée dans le modèle analytique et vient donc faire augmenter de façon non réaliste la température du sol. Donc, près de la surface, le sol apparaîtra plus chaud l'été qu'il ne l'est en réalité.

Pour déterminer la profondeur du pergélisol quand le sol est soumis à une extraction de la chaleur par un échangeur géothermique horizontal, il est suggéré de considérer le modèle analytique comme une approximation très conservatrice parce qu'il surestime la température du sol durant l'été. La vraie profondeur du pergélisol au point de contrôle est en réalité moins grande que ce que le modèle analytique indique. Par contre, ce modèle permet de faire un dimensionnement rapide permettant de garder l'épaisseur du mollisol en-dessous d'une certaine valeur choisie, mais sans être capable d'indiquer précisément cette épaisseur.

7.2 Cohérence du système proposé dans l'étude de cas

Le choix d'une boucle géothermique horizontale pour une telle application est techniquement justifié puisqu'on désire garder le sol gelé à une certaine profondeur sur une grande superficie. Un échangeur horizontal possède des coûts d'installation moindre comparativement à un échangeur vertical, car cela ne nécessite pas l'utilisation d'une foreuse dont les coûts associés sont très élevés. Une simple pelle rétrocaveuse est nécessaire pour creuser les tranchées dans lesquelles les tuyaux seront installés. Une telle expertise et un tel équipement est plus facile à trouver dans des communautés isolées au nord du Québec. La grande superficie de terrain utilisée par l'échangeur horizontal n'est pas un problème majeur dans le nord québécois puisque les bâtiments sont la plupart du temps suffisamment espacés. Par contre, étant donné que l'interaction avec la surface est plus élevée qu'un système vertical, la performance de la pompe à chaleur en sera affectée à la baisse.

Il est important de garder en tête que le système installé doit garder le sol gelé à une certaine profondeur, mais doit également procurer la plus grande charge de chauffage possible. Le choix de la boucle horizontale prend encore une fois tout son sens avec ces deux buts simultanés qui permettent d'éviter l'instabilité des sols et de potentiellement réduire les coûts d'exploitation du système de chauffage. Si l'on ne désire que chauffer la maison ou que geler

le sol, la solution proposée n'est peut-être pas la meilleure. Pour geler les sols, les thermosiphons ne nécessitent pas d'énergie et seraient peut-être une solution plus économique. Cependant, le système proposé permet un plus grand contrôle sur la température du sol que les thermosiphons. Les coûts d'installation du système sont plus élevés qu'un système de chauffage constitué d'une chaudière au mazout. De plus, le fait que l'échangeur doive être installé sous le bâtiment vient compliquer son installation si le bâtiment est déjà construit.

Avec le réchauffement climatique, le pergélisol situé à l'extérieur de la zone d'interaction de l'échangeur géothermique fondra plus rapidement formant ainsi des îlots de pergélisol sous les bâtiments utilisant le système proposé. Il y aura donc possiblement des problèmes de stabilité des sols à l'extérieur des zones influencées par l'échangeur géothermique.

7.3 Dimensionnement et autres considérations

Dans le présent mémoire, pour les dispositions proposées, il est démontré que plus l'échangeur géothermique est placé profondément, plus grande est la proportion d'énergie de chauffage et plus le sol demeure aisément gelé à la profondeur D. Plus la longueur de l'échangeur (L) et l'espacement entre les tuyaux (S) augmentent, plus l'énergie de chauffage fournie par l'échangeur augmente. Par contre, la température maximale au point de contrôle augmente aussi.

Comme nous l'a démontré l'étude d'impact du chapitre 6, il est important de bien connaître les paramètres physiques intervenant dans la simulation. Plus particulièrement, les propriétés thermiques du sol, la demande en chauffage du bâtiment heure par heure, la température du sol non perturbé et l'amplitude de la variation de température en surface sont des paramètres qui ont un impact important sur la réponse du modèle.

Il a été mentionné précédemment que le modèle analytique était valide pour toutes les formes de tuyaux en autant qu'ils soient connectés en série. Il est bien sûr possible de calculer un modèle avec des tuyaux connectés en parallèle si ceux-ci sont situés à des distances assez grandes pour ne pas interagir entre eux. Supposant qu'ils ont le même débit, il suffit de faire

le calcul pour un tuyau. La charge retirée du sol sera égale à la charge retirée par un tuyau multipliée par le nombre de tuyaux. Les températures d'entrées sont égales entre elles ainsi que les températures de sortie des tuyaux. Par contre, s'il y a interaction entre les tuyaux connectés en parallèle, il faudra soit fixer ou calculer la charge sur chaque tuyau et faire l'hypothèse que la température du fluide à l'entrée des tuyaux est constante. Le EWT est obtenu par moyenne arithmétique des températures du fluide à la sortie des divers tuyaux. Une disposition de tuyaux connectés en parallèle permettrait de réduire les pertes de charges et donc de réduire l'énergie dépensée par les pompes de circulation.

Dans un sol argileux, il peut y avoir formation de lentille de glace lors des phases de gel et dégel. Ces lentilles pourraient provoquer une augmentation de pression sur les tuyaux et la déformation de ceux-ci. Par précaution, il pourrait être prudent de mettre un matériau de remblai granulaire plus grossier (sable) autour des tuyaux pour empêcher la formation de lentilles. On pourrait aussi dimensionner en s'assurant que le sol demeure gelé en permanence autour du tuyau sur toute sa longueur.

7.4 Considérations économiques et environnementales

L'utilisation de la géothermie permettrait de réduire la consommation de combustibles fossiles pour les communautés situées au nord du 53^e parallèle. Le calcul de l'énergie consommée par les pompes de circulations n'a pas été fait et est essentiel pour connaître la consommation totale de carburant du système sous différentes dispositions. Il pourrait s'avérer qu'après le calcul des consommations des pompes de circulation, ce ne soit pas les systèmes donnant une grande proportion d'énergie de chauffage géothermique qui consomment le moins de combustibles fossiles. Selon les résultats obtenus à la section 6.7, au mieux l'économie de carburant serait de l'ordre de 20% moins la consommation requise par les pompes de circulation. L'économie de carburant est donc assez marginale.

CHAPITRE 8

CONCLUSION

On a montré que le modèle de la source linéique finie peut être utilisé en combinaison avec les équations en régime permanent de Claesson et Dunand (1983) pour calculer la température du sol et du fluide en régime transitoire lorsqu'il n'y a pas de changement de phase de l'eau souterraine. Cela est vrai pour toutes les dispositions de tuyaux horizontaux connectés en série. Cet ajout prend pour hypothèse que le fluide à l'intérieur d'un tuyau varie exponentiellement entre l'entrée et la sortie et ce, même en régime transitoire. Le modèle analytique a été validé à l'aide d'un modèle numérique 3D d'éléments finis pour 1 et 2 tuyaux.

Dans les régions nordiques où le changement de phase est présent dans le sol, le modèle analytique n'est plus valide. Cependant, il a été démontré par des simulations numériques 1D et 3D comprenant le changement de phase, que le modèle analytique avec les paramètres thermiques de sol gelé estime avec une bonne précision l'énergie retirée du sol par la boucle horizontale. De plus, le modèle analytique surestime l'épaisseur de la couche active ce qui est un résultat conservateur.

Le système proposé dans l'étude de cas permet de garder le sol gelé sous le bâtiment tout en lui procurant les besoins en chauffage nécessaires tout au long de l'année. L'avantage de ce système est qu'il permet d'accomplir ces deux objectifs simultanément de façon énergétiquement efficace comparativement à d'autres solutions permettant l'atteinte d'un de ces objectifs à la fois. Il serait possible d'atteindre les mêmes buts avec une géométrie d'échangeur géothermique différente de celle proposée. Le modèle analytique proposé constitue une contribution originale ainsi que l'étude de cas qui a permis d'explorer les possibilités d'utilisation d'un système géothermique horizontal pour régler un problème majeur dans certaines communautés autochtones au nord du Québec.

Il reste maintenant à valider expérimentalement sur le terrain les conclusions mentionnées dans ce mémoire puisque plusieurs paramètres non considérés peuvent influencer la distri-

bution de la température dans le sol. On pourrait aussi vérifier l'intégrité du système au fil des ans et sa robustesse face aux effets de gel/dégel.

RÉFÉRENCES

AITTOMÄKI, A., TOIVANEN, O. et TARNAWSKI, W. (1999). Criteria for Dimensioning of Horizontal Ground Heat Exchangers in Cold Climates. Dans *6th Int. IEA Heat Pump Conference. Berlin*, volume 31.

ALLARD, M., FORTIER, R., CALMELS, F., SAVARD, C., GUIMOND, A. et TARUSOV, A. (2007). L'évaluation de l'impact du réchauffement climatique sur la stabilité des pistes d'atterrissage au nunavik : première étape vers une stratégie d'entretien. Dans *Congrès annuel de 2007 de l'Association des transports du Canada à Saskatoon*.

ANDERSLAND, O. et LADANYI, B. (2004). Frozen ground engineering. John Wiley & Sons Inc, Hoboken, NJ.

ASHRAE (2001). Fundamentals Handbook, Chapitre 21 - Physical properties of secondary coolant.

BERNIER, M. (1998). Design et efficacité énergétique en mécanique du bâtiment. École Polytechnique de Montréal, Notes de cours.

BERNIER, M. (2001). Ground-coupled heat pump system simulation. *ASHRAE Transactions*, *107*, 605–616.

BERNIER, M. (2003). Manuel de l'utilisateur - GEOEASE- Version 2. Logiciel de dimensionnement de champs de capteurs enterrés verticaux pour PAC géothermiques.

BRIGHAM, E. O. (1988). The Fast Fourier Transform and Applications. Englewood Cliffs, NJ.

CARSLAW, H. et JAEGER, J. (1947). Conduction of heat in solids. *Clarendon, Piscataway, NJ*.

CARSLAW, H. et JAEGER, J. (1959). Conduction of heat in solids, 2nd edition. Clarendon Press, Oxford.

CHAPUIS, S. (2009). Stockage thermique saisonnier dans un champ de puits géothermiques verticaux en boucle fermée. Mémoire de maitrise, École Polytechnique de Montréal.

CLAESSON, J. et DUNAND, A. (1983). Heat extraction from the ground by horizontal pipes : a mathematical analysis. Swedish Council for Building Research, Stockholm, Sweden.

CUI, P., YANG, H. et FANG, Z. (2006). Heat transfer analysis of ground heat exchangers with inclined boreholes. *Applied thermal engineering*, *26*, 1169–1175.

DEERMAN, J. et KAVANAUGH, S. (1991). Simulation of vertical U-tube ground-coupled heat pump systems using the cylindrical heat source solution. *ASHRAE Transactions*, *97*, 287–295.

DEMIR, H., KOYUN, A. et TEMIR, G. (2009). Heat transfer of horizontal parallel pipe ground heat exchanger and experimental verification. *Applied Thermal Engineering*, *29*, 224–233.

Environnement Canada (2009). Rapport de données horaires de 2009, Kuujjuaq , Consulté le 20 janvier 2010, tiré de *http* : *//www.climat.meteo.gc.ca/climateData/canada_f.html*.

ESCH, D. et OSTERKAMP, T. (1990). Cold regions engineering : climatic warming concerns for Alaska. *Journal of cold regions engineering*, *4*, 6–14.

ESKILSON, P. (1987). Thermal analysis of heat extraction boreholes. Thèse de Doctorat, University of Lund, Sweden.

FAROUKI, O. (1981). Thermal properties of soils. *U.S. Army Cold Regions Research and Engineering Laboratory, CRREL*.

FONTAINE, P., MARCOTTE, D., PASQUIER, P. et THIBODEAU, D. (2010). Modeling of horizontal geoexchange systems for building heating and permafrost stabilization, non publié. *Geotermics, submitted for publication.*, Non publié.

GIORDANENGO, M. (2010). L'influence des bâtiments et de l'inclinaison des forages sur le dimensionnement des systèmes géothermiques. Mémoire de maitrise, École Polytechnique de Montréal.

HEALY, P. et UGURSAL, V. (1997). Performance and economic feasibility of ground source heat pumps in cold climate. *International Journal of Energy Research*, *21*, 857–870.

HELLSTRÖM, G. (1991). Ground heat storage. Thermal analysis of duct storage systems : Part I, Theory. Thèse de Doctorat, University of Lund, Sweden.

HINZMAN, L., GOERING, D. et KANE, D. (1998). A distributed thermal model for calculating soil temperature profiles and depth of thaw in permafrost regions. *Journal of Geophysical Research*, *103*, 28975.

Hydro−Québec (2010). Tarifs et conditions du distributeur, Consulté le 9 décembre 2010, tiré de *http ://www.hydroquebec.com/publications/fr/tarifs/pdf/tarifs_distributeur.pdf*.

Hydro−Québec Distribution (2002). Particularité des réseaux autonomes, Demande $R - 3492 - 2002$, Consulté le 9 décembre 2010, tiré de $http : //www.regie - energie.qc.ca/audiences/3492 - 02/Requete3492/HQD - 02 - 02 - 1.pdf$.

INGERSOLL, L. et PLASS, H. (1948). Theory of the Ground Pipe Heat Source for the Heat Pump. *Heating, Piping & Air Conditioning*, 119–122.

INGERSOLL, L., ZOBEL, O. et INGERSOLL, A. (1954). Heat conduction. McGraw-Hill, New York.

IPCC (2001). Intergovernmental Panel on Climate Change , Climate Change 2001 : The Scientific Basis. Cambridge University Press.

KELVIN, W., LARMOR, J. et JOULE, J. (1882). Mathematical and physical papers. *Cambridge, University Press*.

LACKNER, R., AMON, A. et LAGGER, H. (2005). Artificial ground freezing of fully saturated soil : thermal problem. *Journal of engineering mechanics*, *131*, 211.

LADANYI, B. (1998). Geotechnical microzonation in the Arctic related to climate warming. Dans *Proceedings of the Eleventh European Conference on Soil Mechanics and Geotechnical Engineering, Porec, Croatia, 25-29 May*, 215–221.

LAMARCHE, L. et BEAUCHAMP, B. (2007a). A Fast Algorithm for the Simulation of GCHP Systems. *ASHRAE Trans.*

LAMARCHE, L. et BEAUCHAMP, B. (2007*b*). A new contribution to the finite line-source model for geothermal boreholes. *Energy and Buildings*, *39*, 188–198.

LEMMEN, D., WARREN, F., LACROIX, J. et BUSH, E. (2008). From impacts to adaptation : Canada in a changing climate 2007. *Government of Canada, Ottawa, ON*, *448*.

LÉVESQUE, R. ; ALLARD, M., SEGUIN, M. et PILON, J. (1990). Données préliminaires sur le régime du pergélisol dans quelques localités du Nunavik, Québec. Dans *Pergélisol-Canada : actes de la cinquième Conférence canadienne sur le pergélisol*, p. 207–213.

LUNARDINI, V. (1981). Heat Transfer in Cold Climates. Van Nostrand.

LUNARDINI, V. (1996). Climatic warming and the degradation of warm permafrost. *Permafrost and Periglacial Processes*, *7*, 311–320.

MARCOTTE, D. (2009). Effet du gel. *Rapport non publié*, 5 p.

MARCOTTE, D. et PASQUIER, P. (2008). Fast fluid and ground temperature computation for geothermal ground-loop heat exchanger systems. *Geothermics*, *37*, 651–665.

MARCOTTE, D. et PASQUIER, P. (2008). On the estimation of thermal resistance in borehole thermal conductivity test. *Renewable Energy*, *33*, 2407–2415.

MARCOTTE, D. et PASQUIER, P. (2009). The effect of borehole inclination on fluid and ground temperature for GLHE systems. *Geothermics*, *38*, 392–398.

MARCOTTE, D., PASQUIER, P., SHERIFF, F. et BERNIER, M. (2010). The importance of axial effects for borehole design of geothermal heat-pump systems. *Renewable Energy*, *35*, 763–770.

MEI, V. (1991). Heat transfer of buried pipe for heat pump application. *Journal of solar energy engineering*, *113*, 51.

MELLAN, I. (1970). Industrial Solvents Handbook. Noyes Data Corporation.

METZ, P. (1983). A simple computer program to model three-dimensional underground heat flow with realistic boundary conditions. *Journal of Solar Energy Engineering*, *105*, 42.

MIKKOLA, M. et HARTIKAINEN, J. (2001). Mathematical model of soil freezing and its numerical implementation. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, *52*, 543–557.

NOUANEGUE, H. F., PEYSSON, P., COSTES, V. et BERNIER, M. A. (2009). Influence de la température ambiante et du flux géothermique sur le transfert thermique dans un puits géothermique vertical. Dans *IXème Colloque Interuniversitaire Franco−Québécois sur la Thermique des Systèmes*.

OSTERKAMP, T. et LACHENBRUCH, A. (1990). Thermal regime of permafrost in Alaska and predicted global warming. *Journal of Cold Regions Engineering*, *4*, 38–42.

PHILIPPE, M. (2010). Développement et validation expérimentale de modèles d'échangeurs géothermiques horizontaux et verticaux pour le chauffage de bâtiments résidentiels. Thèse de Doctorat, MINES ParisTech.

PHILIPPE, M., BERNIER, M. et MARCHIO, D. (2009). Validity ranges of three analytical solutions to heat transfer in the vicinity of single boreholes. *Geothermics*, *38*, 407–413.

PIECHOWSKI, M. (1996). A Ground Coupled Heat Pump system with Energy Storage. Thèse de Doctorat, Melbourne University.

PINEL, P. (2003). Amélioration, validation et implémentation d'un algorithme de calcul pour évaluer le transfert thermique dans les puits verticaux de systèmes de pompes à chaleur géothermiques. Mémoire de maitrise, École Polytechnique de Montréal.

PULAT, E., COSKUN, S., UNLU, K. et YAMANKARADENIZ, N. (2009). Experimental study of horizontal ground source heat pump performance for mild climate in Turkey. *Energy*, *34*, 1284–1295.

RISEBOROUGH, D. (1990). Soil latent heat as a filter of the climate signal in permafrost. Dans *Proceedings of the Fifth Canadian Permafrost Conference, Collection Nordicana*, volume 54, 199–205.

SHERIFF, F. (2007). Génération de facteurs de réponse pour champs de puits géothermiques verticaux. Mémoire de maitrise, École Polytechnique de Montréal.

SMITH, D., RYAN, W., CHRISTENSEN, V., CRUM, J. et HEINKE, G. (1996). Cold regions utilities monograph. American Society of Civil Engineers, 3rd edition.

SMITH, M. et RISEBOROUGH, D. (1983). Permafrost sensitivity to climate change. Dans *Proceedings, Permafrost, Fourth International Conference. National Academy Press, Washington, DC*, 1178–1183.

SMITH, M. et RISEBOROUGH, D. (1985). The sensitivity of thermal predictions to assumptions in soil properties. Dans *Proceedings of the Fourth International Conference on Ground Freezing, Sapporo, Japan*, volume 1, 17–23.

SMITH, S. L. et RISEBOROUGH, D. W. (2010). Modelling the thermal response of permafrost terrain to right-of-way disturbance and climate warming. *COLD REGIONS SCIENCE AND TECHNOLOGY*, *60*, 92–103.

SRES, A., PIMENTEL, E. et ANAGNOSTOU, G. (2006). Numerical and physical modeling of artificial ground freezing. Dans *Numerical modelling of construction processes in geotechnical engineering for urban environment : proceedings of the International Conference on Numerical Simulation of Construction Processes in Geotechnical Engineering for Urban Environment, 23/24 March, 2006, Bochum, Germany*, Taylor & Francis Group, 185.

SUTTON, M., COUVILLON, R., NUTTER, D. et DAVIS, R. (2002*a*). An algorithm for approximating the performance of vertical bore heat exchangers installed in a stratified geological regime. *ASHRAE Transactions*, *108, Part 2*, 177–184.

SUTTON, M., NUTTER, D., COUVILLION, R. et DAVIS, R. (2002*b*). Comparison of Multilayer Borefield Design Algorithm (MLBDA) to Available GCHP Benchmark Data (RP-1016). *ASHRAE Transactions*, *108*, 82–87.

TARNAWSKI, V., LEONG, W., MOMOSE, T. et HAMADA, Y. (2009). Analysis of ground source heat pumps with horizontal ground heat exchangers for northern Japan. *Renewable Energy*, *34*, 127–134.

Transports Canada (2009). Aéroport de Kuujjuaq, Consulté le 7 décembre 2010, tiré de $http://www.tc.gc.ca/fra/quebec/aeroports-yvp_hist-1450.htm$.

WEBB, F. (2004). Computer modeling of temperature profiles in freezing ground. Mémoire de maitrise, University of British Columbia.

Wikipédia (2010*a*). Pouvoir calorifique, Consulté le 9 décembre 2010, tiré de *http* : *//fr.wikipedia.org/wiki/Pouvoir_calorifique*.

Wikipédia (2010*b*). Thermal Power Station, Consulté le 7 décembre 2010, tiré de *http* : *//en.wikipedia.org/wiki/Thermal_power_station*.

YANG, P., KE, J., WANG, J., CHOW, Y. et ZHU, F. (2006). Numerical simulation of frost heave with coupled water freezing, temperature and stress fields in tunnel excavation. *Computers and Geotechnics*, *33*, 330–340.

YAVUZTURK, C. et SPITLER, J. (1999). A short time step response factor model for vertical ground loop heat exchangers. *ASHRAE Transactions*, *105*, 475–485.

ZENG, H., DIAO, N. et FANG, Z. (2002). A finite line-source model for boreholes in geothermal heat exchangers. *Heat Transfer - Asian Research*, *31*, 558–567.

ZHANG, T., BARRY, R., KNOWLES, K., HEGINBOTTOM, J. et BROWN, J. (2008). Statistics and characteristics of permafrost and ground-ice distribution in the Northern Hemisphere. *Polar Geography*, *31*, 47–68.

ANNEXE I

PREUVE MATHÉMATIQUE POUR LA TEMPÉRATURE DU FLUIDE

La preuve suivante que $T_{out,i} = T_{in,i+1} \; \forall \; i = 1, ...n$ est une contribution apportée par Denis Marcotte dans Fontaine *et al.* (2010).

L'équation 3.21 pour un segment i s'écrit :

$$T_{f,i}(y) = \bar{T}_{f,i} \frac{L_i}{y_f} \frac{exp(-y/y_f)}{(1 - exp(-L_i/y_f))} \tag{I.1}$$

où L_i=$y_{out,i}$-$y_{in,i}$ est la longueur du segment. Suivant la procédure décrite à la section 4.4, nous avons :

$$\bar{T}_{f,i} = g\bar{q}_i \tag{I.2}$$

où g est le taux de transfert de chaleur unitaire de la source linéique finie pour le segment i. Rappelons que :

$$\bar{q}_i = p_i q \frac{L}{L_i} \tag{I.3}$$

En substituant I.3 dans I.2 et en utilisant l'équation 3.20 pour p_1, on obtient :

$$T_{f,i}(y) = gq \frac{L}{y_f} \frac{(exp(-y/y_f)}{(1 - exp) - L_i/y_f} \frac{(exp(-y_1/y_f) - exp(-y_2/y_f))}{(1 - exp(-L/y_f))} \tag{I.4}$$

où y_1 et y_2 sont l'entrée et la sortie du segment i. L'entrée et la sortie du segment $i+1$ sont identifiés ici-bas par y_2 et y_3.

L'équation I.4 est appliquée à la sortie du segment i ($y = L_i$) et à l'entrée du segment $i+1$ ($y = 0$). Après quelques simplifications, cela donne :

$$T_{out,i} = gq\frac{L}{y_f}\frac{1}{(1 - exp(-(y_2 - y_1)/yf) - 1)}\frac{(exp(-y_1/y_f) - exp(-y_2/y_f))}{(1 - exp(-L/y_f))} \tag{I.5}$$

$$T_{in,i+1} = gq\frac{L}{y_f}\frac{1}{(1 - exp(-(y_3 - y_2)/y_f) - 1)}\frac{(exp(-y_2/y_f) - exp(-y_3/y_f))}{(1 - exp(-L/y_f))} \tag{I.6}$$

En multipliant les deux équations I.5 et I.6 par $\frac{exp(y2/y_f)}{exp(y2/y_f)}$ et en simplifiant, on obtient finalement :

$$T_{out,i} = gq\frac{L}{y_f}\frac{exp(-y_2/y_f)}{(1 - exp(-L/y_f))} = T_{in,i+1} \tag{I.7}$$

ANNEXE II

EFFETS DE BOUT

La figure suivante démontre l'effet de bout se produisant après 5 ans d'extraction de chaleur à taux constant (-15 kW) et température en surface constante pour un échangeur horizontal constitué d'un seul tuyau droit. Le calcul du profil de température est présenté pour trois cas :

1. profil selon le modèle analytique à 0,02 m de la ligne source ;
2. profil selon le modèle numérique à 0,02 m du centre du tuyau (au bord du tuyau). À noter que cette température est la température du fluide puisqu'il n'y a pas de tuyau dans le modèle numérique (Rp=0) ;
3. profil numérique à 0,04 m du centre du tuyau.

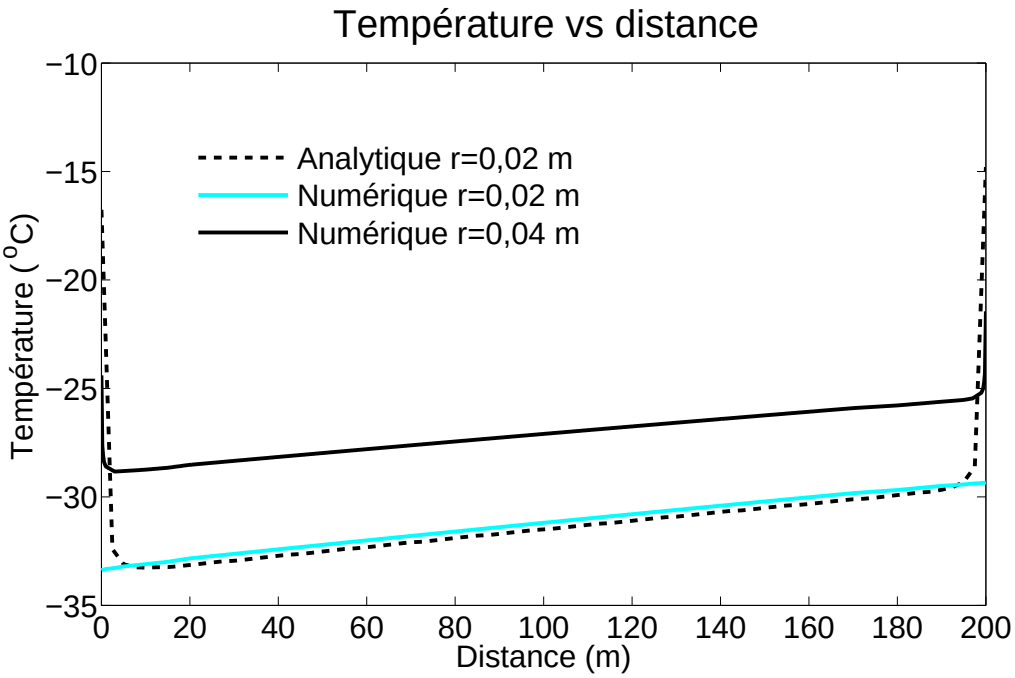


Figure II.1 Profil de température le long d'un tuyau pour trois cas ; fin de la 5^{e} année d'une charge constante.

On voit qu'aux extrémités la température varie rapidement pour le modèle analytique. On retrouve une variation semblable pour le modèle numérique à 0,04 m du centre du tuyau. Le modèle numérique à 0,02 mètre du centre ne montre pas d'effet de bout puisque cette température est la température du fluide et qu'elle considère le mouvement convectif. Claesson et Dunand (1983) mentionnent que cette effet est négligeable à 2 mètres du bout. Un modèle analytique plus fidèle au modèle numérique aux extrémités serait un modèle à source cylindrique finie. Un tel modèle n'a toujours pas été développé.

ANNEXE III

VALIDATION DU EWT

Comme mentionné à la section 4.5.2.2, les écarts initiaux entre les EWT numériques et analytiques peuvent être expliqués par le fait que le modèle numérique considère explicitement la capacité thermique du fluide et le temps de résidence du fluide dans le tuyau, alors que le modèle analytique considère une transmission instantanée de la chaleur dans le sol. Une vérification de cette explication est ici présentée. Les mêmes calculs que pour la figure 4.9 ont été refaits pour le modèle à 1 tuyau. Cette fois, le débit utilisé était très grand et égal à 0,9475 x 1000 l/s pour que le modèle numérique s'approche de la solution analytique. La figure III.1 montre les résultats obtenus.

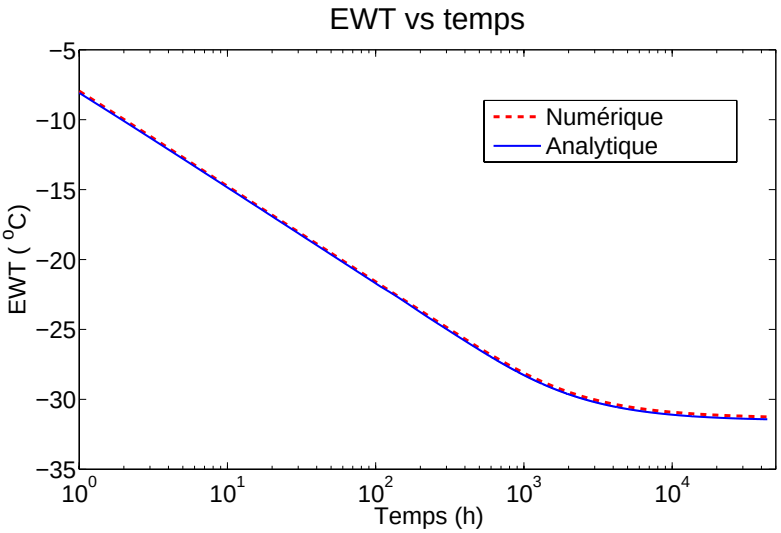


Figure III.1 Réponses numériques et analytiques de température à la sortie du tuyau (EWT) ; charge constante dans le sol (-15 kW) avec température constante en surface. Modèle à 1 tuyau avec un débit égale à 947,5 l/s.

L'écart initiale est maintenant de 0,12 ℃ comparativement à 1,2 ℃ à la figure 4.9. Les courbes concordent maintenant très bien et se suivent. L'explication est donc valable.