POLYTECHNIQUE MONTRÉAL
affiliée à l'Université de Montréal

Modélisation et commande prédictive de pompes à chaleur géothermiques résidentielles auto-assistées

ALEX LAFERRIÈRE
Département de génie mécanique

Mémoire présenté en vue de l'obtention du diplôme de *Maîtrise ès sciences appliquées*
Génie mécanique

Mai 2019

© Alex Laferrière, 2019.

POLYTECHNIQUE MONTRÉAL
affiliée à l'Université de Montréal

Ce mémoire intitulé :

Modélisation et commande prédictive de pompes à chaleur géothermiques résidentielles auto-assistées

présenté par **Alex LAFERRIÈRE**
en vue de l'obtention du diplôme de *Maîtrise ès sciences appliquées*
a été dûment accepté par le jury d'examen constitué de :

Michel BERNIER, président
Massimo CIMMINO, membre et directeur de recherche
Philippe PASQUIER, membre

REMERCIEMENTS

Je tiens d'abord à remercier mon directeur de recherche, le professeur Massimo Cimmino. Tout au long de ma maîtrise, il m'a continuellement offert un encadrement exceptionnel. Sa bonne humeur, sa confiance, sa patience et ses innombrables astuces font de lui un excellent directeur de recherche. De plus, j'ai beaucoup apprécié le projet de recherche qu'il m'a proposé. Mon temps passé sous sa direction m'aidera sans doute tout au long de ma carrière. J'aimerais aussi remercier les autres professeurs en mécanique du bâtiment, les professeurs Michel Bernier et Michaël Kummert. Ces derniers ont toujours été amicaux et à l'écoute de leurs étudiants. Je suis particulièrement reconnaissant envers Michel Bernier pour m'avoir motivé à entreprendre une maîtrise recherche il y a près de deux ans et pour m'avoir présenté à mon directeur de recherche.

Je me dois aussi de remercier tous les autres étudiants du *BEE Lab* qui ont fait en sorte que mon expérience au jour le jour était amusante et qui étaient toujours prêts à offrir un coup de main. En espérant n'oublier personne, merci à Adam, Ali, Behzad, Benoit, Camille, Florent, Gregor, Guillaume, Houaida, Kun, Louis, Samuel, Simon, Walid et Yves.

J'aimerais aussi remercier le professeur Philippe Pasquier ainsi que Michel Bernier pour avoir accepté d'être membre de mon jury.

Finalement, je suis éternellement reconnaissant envers ma famille pour tout leur support et toute leur aide (offerts depuis mon plus jeune âge) qui m'ont mené jusqu'ici.

RÉSUMÉ

Une pompe à chaleur a pour but d'extraire ou de rejeter de la chaleur depuis ou vers une source de chaleur, permettant de chauffer ou de climatiser des bâtiments avec une bonne efficacité énergétique. Dans le cas de pompes à chaleur géothermiques, un fluide caloporteur circule dans un champ de puits géothermiques, permettant au fluide de se rapprocher de la température du sol avant de retourner à la pompe à chaleur. Lorsqu'elles opèrent dans des climats froids, les pompes à chaleur géothermiques causeront, au fil de plusieurs années, une baisse de la température du sol autour des puits. Ceci nuit à la performance énergétique de la pompe à chaleur. Cet effet est particulièrement marqué dans le cas d'applications résidentielles avec des puits sous-dimensionnés. Si le fluide caloporteur retournant du sol est trop froid, il se peut que la pompe à chaleur ne puisse pas opérer, ce qui oblige l'utilisation du chauffage électrique auxiliaire et mène à des pointes de consommation électrique. Pour éviter de telles pointes, une pompe à chaleur géothermique « auto-assistée », qui chauffe le fluide caloporteur alimenté au sol à l'aide d'une source électrique, est proposée. En injectant de la chaleur dans le champ de puits en prévision des pointes, la pompe à chaleur peut demeurer opérationnelle et le chauffage électrique auxiliaire peut rester à l'arrêt. Donc, la pointe de consommation en puissance électrique peut être réduite au coût d'une faible augmentation de la consommation énergétique totale.

La configuration auto-assistée requiert une stratégie de contrôle avancée pour tenir compte, entre autres, des prévisions météorologiques. Cette stratégie de contrôle nécessite un modèle pour prédire la température du fluide retournant des puits. Or, la modélisation de la dynamique thermique des puits géothermiques est un problème non trivial puisque plusieurs échelles de temps doivent être prises en compte dans l'étude de la conduction thermique dans le sol autour des puits. De plus, les effets thermiques à court terme à l'intérieur des puits peuvent avoir une influence importante sur les températures du fluide caloporteur circulant dans les puits.

Les modèles de contrôle actuels de systèmes géothermiques reposent souvent sur des hypothèses simplificatrices de la dynamique thermique des puits géothermiques ou encore sur une modélisation non physique des puits géothermiques (par exemple, par l'intermédiaire d'un réseau de neurones artificiel) devant être entraînée ou paramétrée. Ainsi, ils présentent des lacunes en ce qui a trait à la modélisation de la dynamique thermique à court terme à l'intérieur des puits, à la linéarité du modèle, à la modélisation simultanée du côté source (puits géothermiques) et du côté charge (bâtiment) de la pompe à chaleur, à l'adaptabilité du mo-

dèle à des champs composés de nombreux puits géothermiques et à la nécessité de paramétrer ou entraîner le modèle au coût de nombreuses simulations. Le premier objectif de ce mémoire est donc le développement d'un modèle de contrôle d'une pompe à chaleur géothermique qui surmonte ces limitations. Ceci est réalisé à l'aide d'un modèle à représentation d'état linéaire variable dans le temps pour exprimer les charges agrégées du sol. Ces dernières sont utilisées de pair avec la g-function entre la paroi des puits et le fluide caloporteur pour prédire les températures de fluide. Une approche itérative est utilisée pour converger vers les coefficients de performance de la pompe à chaleur et donc pour tenir compte simultanément des côtés source et charge.

Le deuxième objectif de ce mémoire est l'étude du contrôle et de la performance énergétique d'une pompe à chaleur géothermique résidentielle auto-assistée à l'aide du modèle développé dans le premier objectif dans le but de réduire ou éliminer l'utilisation du chauffage électrique auxiliaire. À cette fin, une stratégie de commande prédictive est utilisée avec des prévisions météorologiques réelles à Montréal de la période 2017-2018. La pompe à chaleur est couplée à un seul puits sous-dimensionné. La résistance globale effective de la maison est utilisée pour estimer la charge au sol résultante de l'opération de la pompe à chaleur. Un filtre de Kalman unidimensionnel et linéaire est utilisé pour réduire le biais des prévisions de température du fluide caloporteur dans le modèle de contrôle.

Les résultats comparent la pompe à chaleur géothermique résidentielle auto-assistée à une pompe à chaleur similaire sans assistance thermique. Les résultats obtenus sur une période de 20 ans montrent que la stratégie de contrôle ne réussit pas à complètement éliminer le chauffage électrique auxiliaire. De plus, étant donné que l'injection de chaleur dans le sol coïncide parfois avec le chauffage électrique auxiliaire, les pointes globales d'appel de puissance électrique sont augmentées par rapport au cas sans assistance thermique. Par contre, la majorité des pointes d'appel de puissance peuvent être éliminées, de telle sorte que la consommation énergétique annuelle moyenne du chauffage électrique auxiliaire peut être réduite de 279 kWh à 11 kWh au coût de d'une injection de chaleur annuelle moyenne de 443 kWh.

La stratégie de commande prédictive proposée pourrait éventuellement permettre aux pompes à chaleur géothermiques, dont les coûts d'installation dépendent fortement de la profondeur des puits, d'être plus compétitives vis-à-vis d'autres types de pompes à chaleur puisqu'elles pourraient utiliser des puits plus courts. Une utilisation plus répandue des pompes à chaleur géothermiques permettrait au secteur des bâtiments résidentiels d'avoir de meilleures performances énergétiques.

ABSTRACT

A heat pump is used to extract heat from or reject heat into a heat source, providing an energy-efficient method of heating or cooling buildings. In the case of ground-source heat pumps, a heat-carrier fluid is circulated through geothermal boreholes, causing the temperature of the returning fluid from the boreholes to be closer to that of the ground before it re-enters the heat pump. When operating in cold climates, ground-source heat pumps will gradually lower the temperature of the ground surrounding the boreholes, leading to a drop in the energy performance of the heat pump. This is especially noticeable in residential applications with undersized boreholes. When the returning fluid temperature from the boreholes is too low, the heat pump may no longer be able to operate. This forces the activation of auxiliary electric heating, leading to peaks in power demand. To avoid these peaks, a "self-assisted" ground-source heat pump is proposed to provide thermal energy to the heat-carrier fluid before it enters the boreholes. By injecting heat into the boreholes ahead of peak heating demand, the heat pump can remain operational, meaning that auxiliary electric heating can remain off. Peak power demand can thus be reduced at the cost of a slight increase in total energy consumption.

The self-assisted configuration requires an advanced control strategy to take weather forecasts into account. The control strategy requires a model to predict the temperature of the heat-carrier fluid returning from the boreholes. However, modelling the thermal dynamics of boreholes is a non-trivial task, as several time scales are involved in the heat conduction in the surrounding soil. Furthermore, short-term thermal effects inside the boreholes can have a substantial impact on circulating fluid temperatures.

Current control-oriented models of geothermal systems often rely on simplifying assumptions or on non-physical models, e.g. artificial neural networks, which must be trained or parametrized. These models therefore feature shortcomings with regards to the modelling of short-term thermal effects inside the boreholes, model linearity, the simultaneous modelling of the heat pump's source side (i.e. the boreholes) and load side (i.e. the building), the usability of the model with bore fields comprised of more than one borehole, and the need to train or parametrize the model. The first objective of this master's thesis is therefore to address these issues. This is done with a linear time-varying state space representation of the aggregated ground thermal loads, used with the bore field's ground-to-fluid thermal response factor to predict heat carrier fluid temperatures. The future values of the heat pump's coefficient of performance are reached by way of an iterative approach. This allows for both the

source-side and load-side dynamics to easily be taken into account.

The second objective of this master's thesis is to study the predictive control and the ensuing energy performance of a self-assisted residential ground-source heat pump with the model developed for the first objective. The goal of the control strategy is to reduce or eliminate auxiliary electric heating usage. To this end, a model predictive control strategy is used with real weather forecasts from the Montreal area from 2017 and 2018. The heat pump is coupled to a single undersized borehole. The building's effective thermal resistance is used to estimate the heat pump operation as well as the resulting ground loads. A linear one-dimensional Kalman filter is used to reduce the bias of the heat carrier fluid temperature predictions in the control model.

The self-assisted ground-source heat pump is compared to a similar heat pump without thermal assistance. Results over a period of 20 years show that the control strategy doesn't manage to completely eliminate the use of auxiliary electric heating. Furthermore, as heat injection into the ground sometimes coincides with auxiliary electric heating, global peak power demand is increased. However, the majority of power demand peaks are eliminated, leading to a reduction of the average annual auxiliary electric heating energy consumption from 279 kWh to 11 kWh, at the cost of a an average annual heat injection of 443 kWh.

As the installation price of ground-source heat pumps greatly depends on borehole length, the proposed model predictive control strategy could eventually allow ground-source heat pumps to be more competitive compared to other types of heat pumps, as they could be used with shorter boreholes. A more widespread use of ground-source heat pumps would allow for the residential building sector to become more energy-efficient.

TABLE DES MATIÈRES

REMERCIEMENTS iii

RÉSUMÉ iv

ABSTRACT vi

TABLE DES MATIÈRES viii

LISTE DES TABLEAUX x

LISTE DES FIGURES xi

LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS xiii

LISTE DES ANNEXES xvii

CHAPITRE 1 INTRODUCTION 1
- 1.1 Mise en contexte 1
- 1.2 Problématique 3
- 1.3 Objectifs 4
- 1.4 Concepts généraux 5
  - 1.4.1 Commande prédictive 5
  - 1.4.2 Filtre de Kalman 6

CHAPITRE 2 REVUE DE LITTÉRATURE 9
- 2.1 Modélisation d'échangeurs de chaleur géothermiques 9
  - 2.1.1 Modèles de transfert de chaleur dans le sol 9
  - 2.1.2 Modèles de transfert de chaleur à l'intérieur des puits 17
- 2.2 Assistance thermique de pompes à chaleur géothermiques 20
  - 2.2.1 Assistance thermique par collecteurs solaires sans stockage 20
  - 2.2.2 Assistance thermique par collecteurs solaires avec stockage 22
  - 2.2.3 Autres méthodes d'assistance thermique 23
- 2.3 Commande prédictive 24
  - 2.3.1 Commande prédictive dans le domaine du bâtiment 24
  - 2.3.2 Commande prédictive pour pompes à chaleur géothermiques 25
- 2.4 Synthèse 28

CHAPITRE 3 DÉMARCHE DU TRAVAIL DE RECHERCHE ET ORGANISATION DU MÉMOIRE . . . 30
3.1 Méthodologie générale . . . 30
3.2 Organisation du mémoire . . . 30

CHAPITRE 4 ARTICLE 1 : LINEAR MODEL PREDICTIVE CONTROL FOR THE REDUCTION OF AUXILIARY ELECTRIC HEATING IN RESIDENTIAL SELF-ASSISTED GROUND-SOURCE HEAT PUMP SYSTEMS . . . 32
4.1 Abstract . . . 32
4.2 Introduction . . . 32
4.3 Methodology . . . 35
4.3.1 Emulation model . . . 37
4.3.2 Control model . . . 40
4.3.3 MPC formulation . . . 46
4.4 Results . . . 54
4.5 Discussion and conclusions . . . 61

CHAPITRE 5 DISCUSSION GÉNÉRALE . . . 62
5.1 Développement d'un modèle de contrôle de pompe à chaleur géothermique . 62
5.2 Commande prédictive d'une pompe à chaleur géothermique résidentielle auto-assistée . . . 62

CHAPITRE 6 CONCLUSION . . . 65
6.1 Synthèse des travaux . . . 65
6.2 Limitations . . . 66
6.3 Améliorations futures . . . 66

RÉFÉRENCES . . . 68

ANNEXES . . . 79

LISTE DES TABLEAUX

Table 4.1 Borehole parameters 55
Table 4.2 GSHP parameters 55
Table 4.3 Building load estimation parameters 56
Table 4.4 Heat pump curve fit coefficients parameters 56
Table 4.5 MPC parameters 56
Table 4.6 Comparison of three GSHP configurations over 20 years 57
Table 4.7 Effect of the Kalman-filtered bias 60
Table A.1 Parameters used for the load aggregation method validation case . . . 93
Table A.2 Parameters for the long-term experimental validation case 96
Table A.3 Parameters for the short-term experimental validation case 97
Table A.4 Parameters for the long-term field validation case 99
Tableau B.1 Nouveaux paramètres pour l'estimation de la charge de chauffage du bâtiment 103
Tableau B.2 Sensibilité de la stratégie de contrôle 105
Tableau B.3 Résultats de l'étude de sensibilité 105

LISTE DES FIGURES

Figure 1.1 Schéma d'une pompe à chaleur géothermique 2
Figure 1.2 Schéma d'une pompe à chaleur géothermique avec assistance solaire . 3
Figure 1.3 Schéma d'une pompe à chaleur géothermique auto-assistée 4
Figure 1.4 Exemple de commande prédictive 6
Figure 2.1 Source linéique infinie 10
Figure 2.2 Source cylindrique infinie 11
Figure 2.3 Source linéique finie 12
Figure 2.4 Comparaison entre la g-function approximée avec la source linéique finie et la g-function obtenue selon la méthode d'Eskilson 14
Figure 2.5 Géométrie de tubes en U verticaux : a) standard, b) équivalente concentrique 18
Figure 2.6 Circuit de résistances à l'intérieur d'un puits 19
Figure 2.7 Circuit de résistances et de capacitances à l'intérieur d'un puits . . . 21
Figure 2.8 Discrétisation radiale du puits et du sol pour fins de contrôle 27
Figure 4.1 Self-assisted GSHP system 36
Figure 4.2 Construction of 6-day-ahead weather forecasts on 2017-11-01 42
Figure 4.3 Comparison of forecasted and real temperatures, 2018-05-07 43
Figure 4.4 Comparison of forecasted and real temperatures, 2018-04-13 44
Figure 4.5 Building heating load curve fitting 45
Figure 4.6 Control flow diagram 54
Figure 4.7 Total heating-related power demand, 20th year 58
Figure 4.8 Heat injection over 20 years 59
Figure 4.9 Heat injection and returning fluid temperature, 20th year 59
Figure A.1 Geothermal borefield with arbitrary borehole positions: a) top view, and b) side view 83
Figure A.2 Schematic representation of the borehole model with a single U-tube configuration. 85
Figure A.3 Spatial superposition of the finite line source solution 88
Figure A.4 Example of the cell-shifting operation 90
Figure A.5 Ground thermal response between two aggregation events 93
Figure A.6 Load aggregation method validation: a) Ground loads, b) simulated borehole wall temperature, and c) difference with the FFT predicted borehole wall temperature difference 95

Figure A.7 Long-term experimental validation: a) Ground load, b) comparison of predicted and measured borehole wall temperatures, and c) error on the predicted borehole wall temperature 96
Figure A.8 Short-term experimental validation: a) Ground load, b) comparison of predicted and measured temperatures, and c) error on the predicted fluid temperatures 98
Figure A.9 Comparison with monitored field data of a Belgian office: a) Comparison of predicted and measured fluid temperatures, b) fluid mass flow rate, and c) error on predicted outlet fluid temperature 100
Figure A.10 Comparison of predicted fluid temperatures over 1 week of operation, starting July 22nd 101
Figure B.1 Nouvel ajustement de courbe pour la charge de chauffage du bâtiment 104
Figure B.2 Comparaison de l'utilisation du chauffage électrique auxiliaire relative au Cas 2 106
Figure B.3 Comparaison de la consommation énergétique totale relative au Cas 2 106

LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS

Abréviations

COP	Coefficient de performance
GSHP	Pompe à chaleur géothermique
GTFTRF	Facteur de réponse thermique jusqu'au fluide
LP	Programmation linéaire
LTV	Linéaire et variable dans le temps
MPC	Commande prédictive

Symboles – Lettres latines

A	Matrice de la dynamique de contrôleur
a	Coefficient pour la définition de A
B	Matrice de la dynamique du signal de contrôle
B_1,...,B_6	Coefficients de performance de la pompe à chaleur dans le modèle d'émulation
$bias$	Biais mesuré
$bias^{Kal}$	Biais estimé par le filtre de Kalman
C	Capacité thermique volumétrique (J/m^3-K)
C_1,...,C_5	Coefficients de performance de la pompe à chaleur dans le modèle d'émulation
D	Tête de puits (m)
E_1,...,E_5	Coefficients de performance de la pompe à chaleur dans le modèle d'émulation
e	Épaisseur (m)
F_1,...,F_5	Coefficients de performance de la pompe à chaleur dans le modèle d'émulation
g	g-function
g_{gf}	GTFTRF
H	Profondeur de puits (m)
H^y	Matrice de sortie du filtre de Kalman
$H^{\Delta T,u}$	Dynamique future de $T_{in,hp}$ en fonction du signal de contrôle
$H^{\Delta T,w}$	Dynamique future de $T_{in,hp}$ en fonction du signal de perturbation

H^u	Dynamique future du contrôleur en fonction du signal de contrôle
H^w	Dynamique future du contrôleur en fonction du signal de perturbation
$hour$	Heure de la journée (heures)
K	Gain de Kalman
k	Pas de temps du contrôleur
k_s	Conductivité thermique du sol (W/m-K)
M	Matrice de la dynamique du filtre de Kalman
$\dot{m}$	Débit massique (kg/s)
N_b	Nombre de puits dans un champ de puits
N_c	Nombre de cellules d'agrégation
N_{ctrl}	Nombre de pas de temps de contrôle dans une période de contrôle
n_c	Nombre de cellules d'agrégation par niveau d'agrégation
N_{Kal}	Nombre d'observations utilisées pour effectuer une nouvelle estimation de Q^{Kal} et R^{Kal}
N_p	Nombre de pas de temps dans l'horizon de contrôle
N_s	Nombre de segments de puits total
n_s	Nombre de segments de puits par puits
P	Matrice de covariance d'erreur d'état du filtre de Kalman
P_{comp}	Puissance du compresseur de la pompe à chaleur (W)
Q	Flux de chaleur ou capacité de la pompe à chaleur (W)
$\bar{Q}$	Charge au sol agrégée (W)
Q^{Kal}	Covariance de η
q	Flux de chaleur linéique (W/m)
q_{bui}	Terme constant pour l'estimation de la charge du bâtiment (W)
R	Résistance thermique (m-K/W)
R^{Kal}	Covariance de ϵ
r	Rayon (m)
$rise$	Levée du soleil (heures)
T	Température (°C ou K)
T_g	Température du sol non perturbé (°C ou K)
t	Temps (s)
t_b	Temps caractéristique du puits (s)
t_s	Temps caractéristique du sol (s)
U	Vecteur de valeurs futures de u
u	Signal de contrôle
V	Matrice des valeurs futures de ω

$\dot{V}$	Débit volumétrique (m^3/s)
W	Vecteur de valeurs futures de w
w	Vecteur du signal de perturbation
$width$	Largeur des cellules d'agrégation
X	Vecteur de valeurs futures de du vecteur d'état
x	Vecteur d'état du contrôleur
y^O	Sortie du filtre de Kalman
z	Vecteur d'état du filtre de Kalman

Symboles – Lettres grecques

α	Diffusivité thermique
$\beta_1,...,\beta_3$	Coefficients de performance de la pompe à chaleur dans le contrôleur
Γ	Dynamiques futures du contrôleur
ΔT_{margin}	Seuil d'application du filtre de Kalman (K)
Δt	Pas de temps du contrôleur (s) ; égal à Δt_{agg}
Δt_{agg}	Résolution de l'agrégation des charges (s)
ϵ	Bruit de la sortie du filtre de Kalman
ε_{COP}	Erreur absolue sur la convergence du COP
η	Bruit de la dynamique du filtre de Kalman
κ	Facteur de poids d'une cellule d'agrégation
ν	Temps d'agrégation (s)
ω	Vecteur de κ

Indices

a	Coulis-à-coulis
amb	Ambiant
amp	Différence entre ambiant maximal et minimal
ave	Moyenne d'ambiant maximal et minimal
b	Puits ou paroi de puits
bui	Intérieur du bâtiment
c	Mode refroidissement de la pompe à chaleur
eq	Point d'équilibre thermique du bâtiment
f	Fluide caloporteur
g	Coulis

h	Mode chauffage de la pompe à chaleur
hp	Pompe à chaleur
in	Entrée
inj	Injection de chaleur dans le sol
$\|k$	Prédit au pas de temps k
lb	Limite inférieur d'opération
$load$	Charge du bâtiment
min	Minimum
out	Sortie
ref	Conditions de référence de la pompe à chaleur
s	Sol
sou	Source de la pompe à chaleur
$step$	Réponse indicielle
wb	Bulbe mouillé

Exposants

a	Estimations a posteriori du filtre de Kalman
f	Prédictions a priori du filtre de Kalman
T	Transposée matricielle
t	Valeurs réelles dans le filtre de Kalman

LISTE DES ANNEXES

Annexe A Article 2 : Development and validation of a full-time-scale semi-analytical model for the short- and long-term simulation of vertical geothermal bore fields 79

Annexe B Résultats complémentaires 103

CHAPITRE 1 INTRODUCTION

1.1 Mise en contexte

L'utilisation de pompes à chaleur géothermiques est une manière efficace de chauffer ou de climatiser des bâtiments. Contrairement à une pompe à chaleur classique de type *air-air* qui utilise l'air ambiant comme source thermique, une pompe à chaleur géothermique fait circuler un fluide caloporteur dans le sol afin d'y extraire ou d'y rejeter de la chaleur. À partir d'une profondeur de quelques mètres, le sol a une température qui permet au fluide caloporteur d'opérer de façon très efficace à longueur d'année, contrairement à l'air ambiant qui peut, par exemple, devenir trop froid en hiver pour qu'une pompe à chaleur puisse opérer de façon efficace (voire ne pas opérer du tout). La perte d'efficacité est causée par la capacité et le coefficient de performance en mode chauffage qui diminuent lorsque la température de la source thermique (par exemple, l'air ambiant) diminue. La Figure 1.1 montre un schéma d'une pompe à chaleur géothermique avec un seul puits et un seul tube en U. Cette configuration, pouvant comporter plusieurs puits et parfois un second tube en U, est la configuration de pompe à chaleur géothermique la plus répandue et fait l'objet de ce mémoire.

Bien que le sol, a priori, puisse sembler être un réservoir thermique infini, ceci n'est pas le cas. Lorsque les besoins annuels en chauffage et en climatisation sont tels qu'il y a un déséquilibre entre l'énergie thermique extraite et rejetée annuellement dans le sol, ce déséquilibre engendrera une décharge des réserves thermiques du sol dans le cas de bâtiments dominés en chauffage (par exemple, dans des climats froids) ou encore une augmentation des réserves thermiques du sol dans le cas de bâtiments dominés en climatisation. Au fil de plusieurs années d'opération, cet effet peut devenir important et sera généralement néfaste pour l'opération de la pompe à chaleur. L'effet est particulièrement marqué pour les applications résidentielles dont le bilan annuel thermique comprend généralement un plus grand écart entre l'énergie thermique extraite et rejetée annuellement dans le sol que celui d'immeubles commerciaux, industriels ou institutionnels. L'utilisation de puits géothermiques sous-dimensionnés, qui permet de réduire les coûts d'installation de systèmes géothermiques, engendre une plus grande baisse de la température du sol autour des puits pour la même quantité de chaleur extraite et une plus grande augmentation dans le cas de chaleur injectée.

Ainsi, dans le cas de bâtiments résidentiels dans des climats froids équipés d'une pompe à chaleur ayant des puits sous-dimensionnés, la performance énergétique de la pompe à chaleur diminue au fil des ans. Lors des pointes de chauffage en hiver, il est possible que le fluide caloporteur retournant du sol soit trop froid pour que la pompe à chaleur puisse opérer. Dans

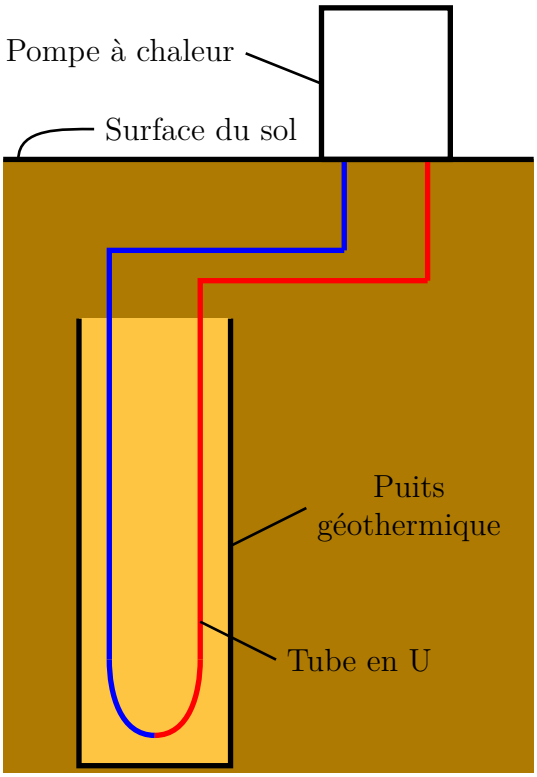

Figure 1.1 Schéma d'une pompe à chaleur géothermique

de tels cas, il est nécessaire d'avoir recours au chauffage électrique auxiliaire pour assurer les besoins en chauffage, ce qui cause des pointes d'appel de puissance électrique. Pour remédier à cette situation, il est possible d'*assister* la pompe à chaleur géothermique. Un des moyens les plus répandus pour assister une pompe à chaleur géothermique est l'utilisation d'un collecteur solaire thermique pour faire circuler un fluide chaud dans les puits afin de recharger les réserves thermiques du sol. La Figure 1.2 montre un exemple d'une telle configuration.

Une assistance thermique par collecteurs solaires a le désavantage de nécessiter des installations dispendieuses et de complexifier la conception et l'opération du système. Dans le but de fournir une méthode alternative d'assistance thermique d'une pompe à chaleur géothermique, Eslami Nejad et al. [1] ont récemment proposé une configuration « auto-assistée » qui injecte de la chaleur fournie électriquement dans un champ de puits couplé à une pompe à chaleur. Bien que cette configuration augmente la consommation énergétique totale, elle permet de réduire l'appel de puissance lors des pointes de chauffage. La Figure 1.3 montre un schéma de la configuration auto-assistée utilisée dans ce mémoire. L'assistance thermique est fournie par un élément chauffant électrique placé en série entre la sortie de la pompe à chaleur et l'entrée au sol.

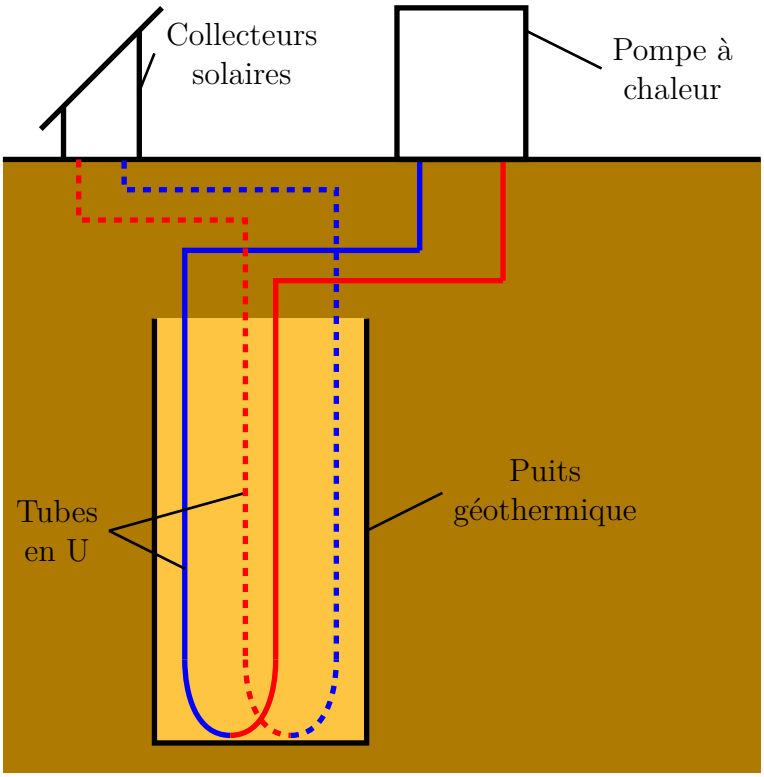

Figure 1.2 Schéma d'une pompe à chaleur géothermique avec assistance solaire

1.2 Problématique

L'étude d'Eslami Nejad et al. [1] ne s'est pas penchée sur la question du contrôle de la configuration proposée. Dans un contexte d'opération réel, cette dernière nécessiterait une méthode de contrôle avancée pour deux raisons. D'abord, l'injection de chaleur dans le sol doit être effectuée de telle sorte à recharger les réserves thermiques du sol en prévision des pointes de chauffage sans engendrer une augmentation trop élevée de la consommation énergétique totale. Ensuite, la dynamique thermique du sol est non linéaire et elle inclue des effets qui agissent sur différentes échelles de temps. Comme il sera démontré dans le Chapitre 2, la commande prédictive est une solution de contrôle appropriée pour un tel problème. Or, il n'existe aucune recherche passée portant sur le sujet du contrôle prédictif de pompes à chaleur géothermiques auto-assistées et il existe peu de travaux portant sur les modèles de champs de puits géothermiques pour fins de contrôle (par exemple, pour le contrôle d'une pompe à chaleur géothermique). Les modèles de puits géothermiques pour fins de contrôle qui ont été mis de l'avant jusqu'à présente date ont notamment des lacunes en ce qui a trait à la fidélité avec laquelle ils reproduisent la dynamique thermique complète de puits géothermiques, leur applicabilité à des systèmes composés de plusieurs puits géothermiques

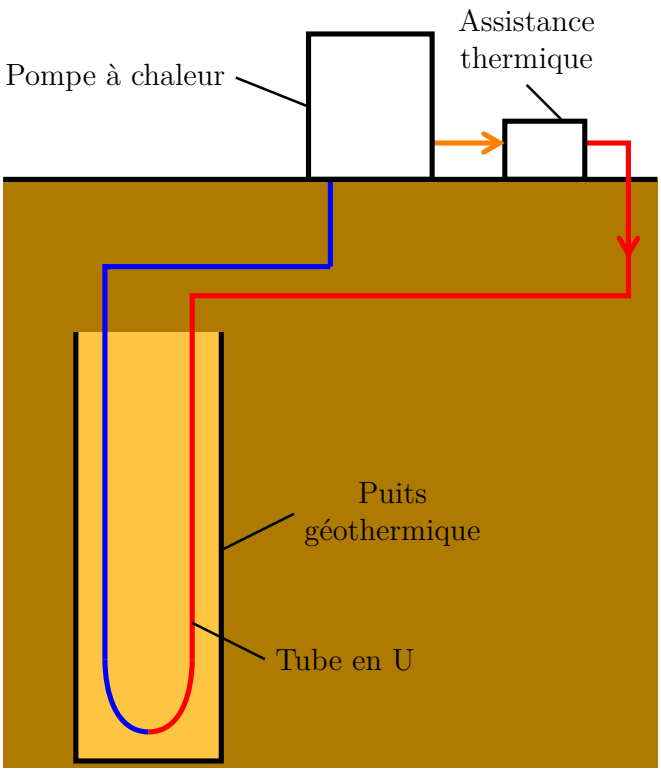

Figure 1.3 Schéma d'une pompe à chaleur géothermique auto-assistée

ou leur facilité d'implémentation.

1.3 Objectifs

À la lumière de la problématique mise de l'avant dans la section précédente, les deux principaux objectifs de recherche de ce mémoire sont énumérés ci-dessous :

1. Développer un modèle de contrôle linéaire d'une pompe à chaleur géothermique qui tient compte de la dynamique thermique à court terme du fluide caloporteur, incluant le côté source ainsi que le côté charge de la pompe à chaleur, et qui permet le contrôle de pompes à chaleur couplées à des champs de plusieurs puits géothermiques.
2. Élaborer une stratégie de contrôle utilisant la commande prédictive avec des prévisions météorologiques pour réduire l'appel de puissance électrique de pointe d'une maison canadienne équipée d'une pompe à chaleur géothermique auto-assistée.

1.4 Concepts généraux

Cette section a pour but de fournir une base théorique en ce qui a trait à deux concepts abordés dans ce mémoire : la commande prédictive (abordée tout au long du mémoire) ainsi que le filtre de Kalman (abordé dans le Chapitre 4).

1.4.1 Commande prédictive

La commande prédictive (*model predictive control* ou *MPC* en anglais) est une méthode de contrôle qui peut être formulée de plusieurs façons. Elle utilise un modèle dynamique pour prédire les conditions futures du procédé contrôlé en fonction des conditions actuelles ainsi que des variables contrôlées en entrée. Parmi les types de modèles les plus fréquents, on retrouve les modèles avec une représentation d'état (*state space* en anglais), particulièrement sous sa forme linéaire et invariable dans le temps, ainsi que les modèles à fonction de transfert [2]. La prédiction représente une des forces principales de la commande prédictive par rapport à des méthodes de contrôle classique comme les contrôleurs PID. Généralement, la commande prédictive utilise un horizon de prédiction fini discrétisé, bien qu'il est aussi possible d'utiliser la commande prédictive avec une formulation continue. À l'aide d'une fonction de coût, les variables contrôlées sont optimisées pour minimiser ou maximiser une quantité sur l'horizon de prédiction complet. Cette optimisation peut inclure plusieurs variables en entrée (contrôlées) ainsi que plusieurs variables en sortie. Des bornes peuvent être appliquées sur toutes ces variables ainsi que sur des variables du modèle. Ainsi, le nombre total de variables à optimiser à l'aide de la fonction de coût correspond au nombre de pas de temps dans l'horizon de prédiction multiplié par le nombre de variables contrôlées. Une fois l'horizon complet optimisé, les valeurs optimisées des variables contrôlées sont appliquées au système réel pour une partie des pas de temps de l'horizon, les autres étant ignorées. Après l'application de toutes les variables non ignorées, le processus recommence avec un nouveau problème d'optimisation. La durée de l'horizon reste la même, ce qui crée un horizon fuyant (*receding horizon* en anglais) puisque le temps final de l'horizon de prédiction se déplace constamment. Dans ce mémoire, l'intervalle de temps entre deux problèmes d'optimisation consécutifs est appelé la période de contrôle.

La Figure 1.4 montre un exemple de commande prédictive. Dans cet exemple, l'horizon de prédiction est de sept jours. Avec une période de contrôle d'un jour et une seule variable contrôlée (x), il y a sept valeurs à optimiser (x0 à x6). Puisque la période de contrôle est d'un jour, la valeur optimisée de x0 est la seule qui est retenue et appliquée au système, devenant donc u0 (le signal de contrôle au temps 0). À la période de contrôle suivante, l'horizon de

prédiction s'étend jusqu'au huitième jour puisqu'il est toujours composé du même nombre de pas de temps. Il est à noter qu'il serait parfaitement possible d'avoir une période de contrôle de plusieurs jours, par exemple (auquel cas u0 serait suivi de u1, u2, etc.).

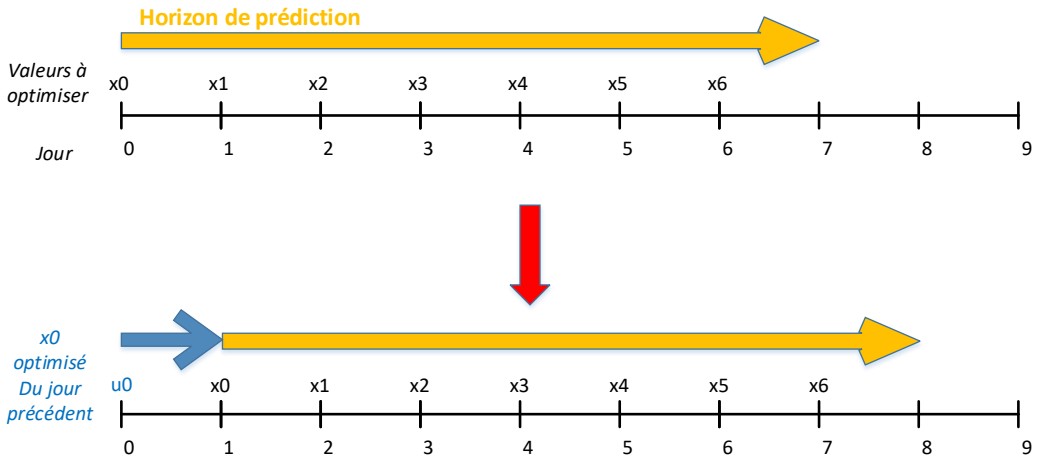

Figure 1.4 Exemple de commande prédictive

À la fin de chaque période de contrôle (c'est-à-dire au moment de résoudre chaque problème d'optimisation), les conditions initiales du modèle doivent être mises à jour avec les données du procédé afin de pouvoir en prédire l'évolution sur l'horizon de prédiction. Les conditions initiales peuvent être mesurées directement au niveau du procédé ou déduites avec un observateur ou un estimateur.

1.4.2 Filtre de Kalman

Le filtre de Kalman [3] est un algorithme récursif stochastique typiquement utilisé pour améliorer la qualité d'une série d'observations qui sont bruitées, incertaines ou imprécises. Il est particulièrement utilisé en traitement de signaux et comme estimateur en automatique. Sa forme linéaire représente le filtre linéaire optimal pour l'estimation de variables dont les observations sont assujetties à du bruit. D'autres formulations du filtre de Kalman ont aussi été développées, notamment sa généralisation non linéaire : le filtre de Kalman étendu (*extended Kalman filter* en anglais). Outre leurs applications en traitement de signaux et en automatique, les filtres de Kalman sont aussi retrouvés dans des domaines comme la météorologie, où on s'en sert pour éliminer les erreurs systématiques de modèles de prévisions météorologiques [4]. Cette section présente la théorie de base du filtre de Kalman linéaire avec la notation unifiée proposée par Ide et al. [5] avec des modifications pour éviter toute

confusion avec le reste de la nomenclature de ce mémoire.

Entre deux pas de temps consécutifs t_i et t_{i+1}, un vecteur d'état $z^t(t_i)$, dont l'exposant t indique la « vraie » valeur, évolue en fonction d'une matrice M décrivant sa dynamique linéaire de système et un bruit de procédé η dont la distribution est supposée gaussienne avec une moyenne nulle et une covariance égale à Q^{Kal}.

$$z^t(t_{i+1}) = M_i[z^t(t_i)] + \eta(t_i) \tag{1.1}$$

Le vecteur de sortie y_i^O, qui représente souvent des valeurs mesurables, est exprimé en fonction de la matrice H^y avec un vecteur de bruit ϵ dont la distribution est aussi supposée gaussienne avec une covariance égale à R^{Kal}.

$$y_i^O(t_i) = H_i^y[z^t(t_i)] + \epsilon_i \tag{1.2}$$

L'application du filtre de Kalman peut être séparée en deux étapes. La première étape est l'étape de prédiction pendant laquelle les prédictions *a priori* du vecteur d'état et de P, la matrice de covariance d'erreur d'état, sont produites. Ces prédictions a priori sont notées avec l'exposant f et sont montrées dans les Équations 1.3 et 1.4. La seconde étape est l'étape de mise à jour, où on a typiquement recours à des observations pour calculer le « gain de Kalman » optimal pour mettre à jour les prédictions a priori, ce qui donne les estimations *a posteriori* de l'état et de la covariance de l'erreur. Les estimations a posteriori, notées avec l'indice a et montrées dans les Équations 1.5 et 1.6, sont ensuite utilisées pour générer les prédictions a priori (Équations 1.3 et 1.4) au prochain pas de temps, ce qui permettra ensuite de calculer les nouvelles estimations a posteriori (Équations 1.5 et 1.6), et ainsi de suite. Ce processus récursif représente l'essentiel du filtre de Kalman.

$$z^f(t_i) = M_{i-1}[z^a(t_{i-1})] \tag{1.3}$$

$$P^f(t_i) = M_{i-1}P^a(t_{i-1})M_{i-1}^T + Q^{Kal}(t_{i-1}) \tag{1.4}$$

$$z^a(t_i) = z^f(t_i) + K_i(y_i^O - H_i^y[z^f(t_i)]) \tag{1.5}$$

$$P^a(t_i) = (I - K_iH_i^y)P^f(t_i) \tag{1.6}$$

où I est la matrice identité d'ordre approprié, T est la transposée matricielle et K est le gain

de Kalman optimal montré dans l'équation suivante :

$$K_i = P^f(t_i)[H_i^y]^T[H_i^y P^f(t_i)[H_i^y]^T + R^{Kal}(t_i)]^{-1} \tag{1.7}$$

CHAPITRE 2 REVUE DE LITTÉRATURE

Ce chapitre présente une revue de littérature des principaux axes de recherche abordés dans le mémoire : les échangeurs de chaleur géothermiques, l'assistance thermique de puits géothermiques et la commande prédictive. Cette revue de littérature a pour but de mieux baliser le contexte et les objectifs présentés en introduction.

En plus de la revue présentée dans ce chapitre, l'article inclus dans ce mémoire comporte aussi sa propre revue de littérature sommaire.

2.1 Modélisation d'échangeurs de chaleur géothermiques

Il existe plusieurs façons de modéliser la dynamique thermique des échangeurs de chaleur géothermiques. La section suivante présente d'abord une revue des modèles pour la conduction de chaleur dans le sol autour d'un puits ou d'un champ de puits géothermique. Puis, une revue de modèles de transfert de chaleur à l'intérieur d'un puits géothermique est présentée.

2.1.1 Modèles de transfert de chaleur dans le sol

Source linéique infinie

Un des premiers modèles proposés dans la littérature scientifique est la source linéique infinie [6–8], qui correspond à la source linéique infinie de Kelvin appliquée aux échangeurs géothermiques. Ce modèle est unidimensionnel dans la direction radiale et considère le puits géothermique comme une ligne verticale infinie qui agit comme une source thermique pour le sol autour du puits. La Figure 2.1 montre un schéma de la source linéique infinie, où r est la distance depuis la source dans la direction radiale et q est la densité linéique du flux de chaleur en W/m. Le changement de température T à un temps t et à une distance r de la source linéique est alors donné par :

$$T - T_g = \frac{q}{4\pi k_s} \int_{\frac{r^2}{4\alpha_s t}}^{\infty} \frac{e^{-u}}{u} du \tag{2.1}$$

où q est le flux de chaleur linéique (positif dans le cas où la chaleur est transférée vers le sol), k_s est la conductivité thermique du sol, α_s est la diffusivité thermique du sol et T_g est la température du sol non-perturbé. Selon Eskilson [9], la source linéique infinie n'est pas valable pour des courts temps $t < t_b = \frac{5r_b^2}{\alpha_s}$ (où r_b est le rayon externe du puits) à cause

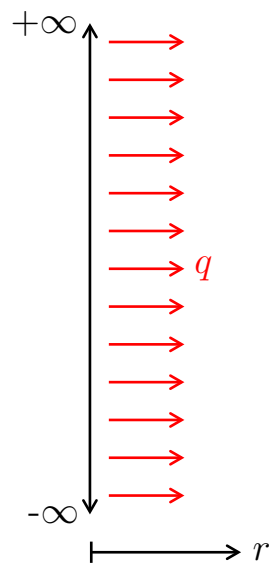

Figure 2.1 Source linéique infinie

de la géométrie cylindrique du puits ainsi que la capacité thermique de l'intérieur du puits qui est trop importante à court terme. Toujours selon Eskilson [9], la source linéique infinie n'est plus valable à des temps $t > \frac{t_s}{10}$ ($t_s = \frac{H^2}{9\alpha_s}$, où H est la profondeur du puits) puisque les variations axiales de température et de flux de chaleur linéique deviennent trop marquées à partir de cet instant pour être ignorées.

Source cylindrique infinie

Il est aussi possible d'utiliser un modèle unidimensionnel dans la direction radiale en supposant une source cylindrique plutôt que linéique [8,10]. La géométrie de ce modèle est montrée dans la Figure 2.2. En définissant p comme le ratio entre r et r_b ($p = \frac{r}{r_b}$) et en exprimant le temps à l'aide du nombre de Fourier $Fo = \frac{\alpha_s t}{r_b^2}$, la température peut être exprimée pour n'importe quel temps et n'importe quelle position radiale par :

$$\begin{aligned} T - T_g &= \frac{q}{k_s \pi^2} \int_0^\infty (e^{-\beta^2 \alpha \frac{t}{r_b^2}} - 1) \frac{J_0(p\beta)Y_1(\beta) - Y_0(p\beta)J_1(\beta)}{\beta^2(J_1^2(\beta) + Y_1^2(\beta))} d\beta \\ &= \frac{q}{k_s} G(Fo, p) \end{aligned} \tag{2.2}$$

où la fonction G ne doit pas être confondue avec la *g-function*. J_n est la fonction de Bessel du premier type d'ordre n et Y_n est la fonction de Bessel du deuxième type d'ordre n. L'intégrale dans la fonction G n'a pas de solution analytique et doit donc être calculée numériquement ou encore à l'aide d'approximations, par exemple les approximations proposées par Hellström [11]

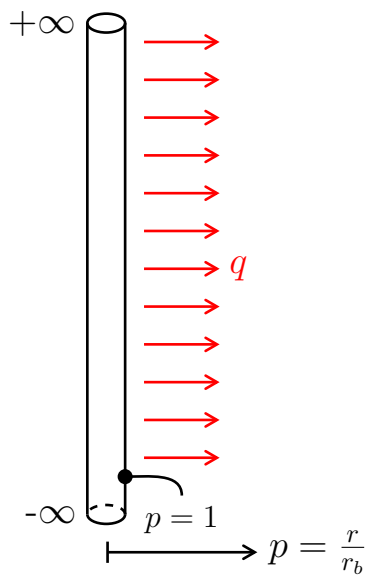

Figure 2.2 Source cylindrique infinie

et Bernier [12] pour différentes valeurs de p ou encore l'approximation de Cooper [13] pour $p = 1$ (c'est-à-dire la température à la paroi du puits).

Source linéique finie

Contrairement à la source linéique infinie, la source linéique finie permet de tenir compte des variations axiales de température. En utilisant une source d'une longueur H enfouie dans le sol à partir d'une profondeur D, le changement de température à une distance axiale r depuis la source et à une profondeur z à partir de la surface du sol est donné par :

$$T - T_g = \frac{q}{4\pi k_s} \int_D^{D+H} \left(\frac{erfc(\frac{\sqrt{r^2+(z-h)^2}}{2\sqrt{\alpha_s t}})}{\sqrt{r^2+(z-h)^2}} - \frac{erfc(\frac{\sqrt{r^2+(z+h)^2}}{2\sqrt{\alpha_s t}})}{\sqrt{r^2+(z+h)^2}} \right) dh \tag{2.3}$$

où $erfc$ est la fonction d'erreur complémentaire ($erfc(x) = 1 - erf(x)$).

La Figure 2.3 montre un schéma de la source linéique finie. La figure inclut une source miroir virtuelle tel qu'utilisée par Eskilson pour maintenir la température à la surface du sol à une valeur constante.

La température moyenne sur la longueur du puits à une distance radiale r du puits peut être obtenue en intégrant l'équation 2.3 sur la longueur du puits. La double intégrale résultante est évaluée numériquement par Zeng et al. [14] dans le cas où la tête de puits est nulle (c'est-à-dire $D = 0$). Les auteurs montrent que la température de mi-longueur du puits peut

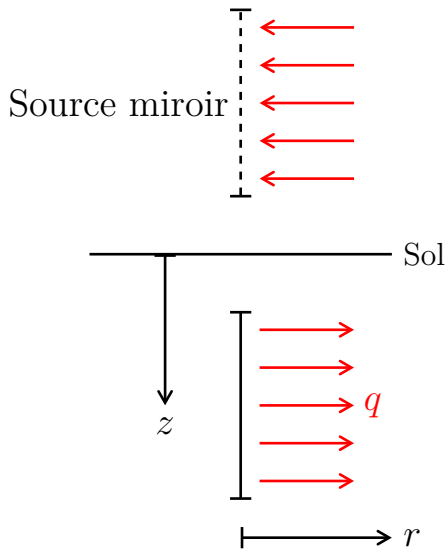

Figure 2.3 Source linéique finie

aussi être utilisée comme approximation de la température moyenne sur toute la longueur. Lamarche et Beauchamp [15] développent une solution analytique permettant de réduire la double intégrale pour le calcul de la température moyenne sur la longueur à une seule intégrale, toujours dans le cas où $D = 0$. Claesson et Javed [16] proposent une solution analytique pour réduire la double intégrale à une simple intégrale pour des cas $D > 0$.

Facteur de réponse thermique

Le facteur de réponse thermique d'un puits ou d'un champ de puits (aussi appelé sa g-function) a d'abord été introduit par Eskilson [9]. Le facteur de réponse thermique donne la variation temporelle de la température moyenne à la paroi des puits en réponse à un flux de chaleur au sol. Il s'agit d'un modèle quil tient compte des variations radiales et axiales de température. Le changement de température à la paroi des puits d'un champ de N_b puits connectés en parallèle et assujettis à un flux de chaleur total constant Q est exprimé par :

$$T_b - T_g = \frac{Q}{2\pi H k_s N_b} g(\frac{t}{t_s}, \frac{r_b}{H}, \frac{B}{H}, \frac{D}{H}) \tag{2.4}$$

La g-function dépend ainsi de quatre paramètres adimensionnels qui dépendent, entre autres, de la tête du puits D, du temps caractéristique du puits t_s $(= \frac{H^2}{9\alpha_s})$ et de la distance entre les puits B.

Initialement, Eskilson a obtenu les facteurs de réponse thermique numériquement à l'aide d'un modèle de différences finies avec un maillage du sol autour d'une source cylindrique.

La température à la paroi est supposée uniforme le long des puits, tandis que les flux de chaleur locaux varient verticalement le long des puits. La température à la surface du sol est supposée constante et la tête des puits est isolée. Le concept de g-function tel que proposé par Eskilson [9] a été validé expérimentalement par Cimmino et Bernier [17].

Pour approximer la g-function, il est possible d'avoir recours à la source linéique finie. Dans le cas de champs de puits composés de plusieurs puits, la variation de la température T_b d'un seul puits peut être exprimée avec la superposition spatiale des contributions des autres puits ainsi que la contribution du puits lui-même [14]. La superposition spatiale est utilisée par Cimmino et al. [18] avec la source linéique finie pour obtenir la g-function de champs de puits en considérant des flux de chaleur qui varient d'un puits à l'autre. Cette solution est améliorée par Cimmino et Bernier [19], qui proposent une discrétisation axiale de chaque source en n_s segments suivie d'une superposition spatiale de tous les N_s segments ($= n_s N_b$, où N_b est le nombre de puits dans un champ). Les auteurs suggèrent $n_s = 12$ comme étant un bon compromis entre le temps de calcul et la précision de la g-function résultante. Puisque chaque segment a son propre flux de chaleur local, cette discrétisation permet de modéliser les variations axiales des flux de chaleur. La solution de la source linéique finie $h_{u,v}$ d'un segment u à la charge thermique d'un autre segment v est alors donnée par :

$$h_{u,v}(t) = \frac{1}{2H_u} \int_{1/\sqrt{4\alpha_s t}}^{\infty} \frac{1}{s^2} exp(-d_{u,v}^2 s^2) f_{u,v}(s) ds \tag{2.5}$$

$$\begin{aligned} f_{u,v}(s) = {} & erfint((D_u - D_v + H_u)s) - erfint((D_u - D_v)s) \\ & + erfint((D_u - D_v - H_v)s) - erfint((D_u - D_v + H_u - H_v)s) \\ & + erfint((D_u + D_v + H_u)s) - erfint((D_u + D_v)s) \\ & + erfint((D_u + D_v + H_v)s) - erfint((D_u + D_v + H_u + H_v)s) \end{aligned} \tag{2.6}$$

$$erfint(x) = \int_0^x erf(x')dx' = x\, erf(x) - \frac{1}{\sqrt{\pi}}(1 - exp(-x^2)) \tag{2.7}$$

$$D_u = D + \frac{H}{n_s}\left[(u-1) - n_s\, floor\left(\frac{u-1}{n_s}\right)\right] \tag{2.8}$$

où H_u est la longueur du segment ($= \frac{H}{n_s}$), D_u est la tête du segment et $d_{u,v}$ est la distance entre les deux segments. La contribution d'un segment à un autre appartenant au même puits est effectuée en utilisant une distance de r_b, c'est-à-dire le rayon du puits. Les conditions utilisées dans cette méthode semi-analytique (une température moyenne à la paroi uniforme et un flux de chaleur qui varie axialement) correspondent aux conditions utilisées par Eskilson

[9]. Cimmino [20] propose une méthode basée sur les similitudes des solutions de différents segments pour réduire le temps de calcul.

La Figure 2.4 montre un exemple d'une approximation de la g-function d'un seul puits (d'une profondeur $H = 150$ m) obtenue avec la source linéique finie (selon la méthode de Cimmino et Bernier [19]) pour une période de temps allant de 100 heures jusqu'à 3000 ans. La g-function calculée selon la méthodologie proposée par Eskilson [9] est superposée à titre comparatif.

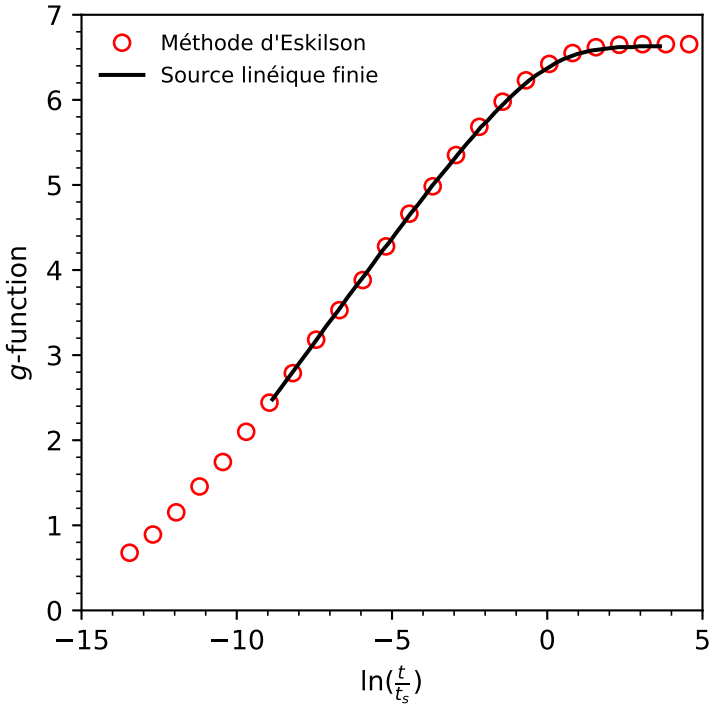

Figure 2.4 Comparaison entre la g-function approximée avec la source linéique finie et la g-function obtenue selon la méthode d'Eskilson

Tout comme la source linéique infinie, la source linéique finie ne permet pas de tenir compte de la géométrie cylindrique du puits et n'est donc pas valide à court terme ($t < t_b$). Pour obtenir la réponse thermique à court terme, Yavuzturk et Spitler [21] proposent des g-functions dont la portion à court terme est évaluée numériquement avec un modèle de simulation par volumes finis et ensuite assemblée avec le reste de la g-function. Pour ce faire, les auteurs soustraient l'effet de la résistance thermique de puits en régime permanent, ce qui donne des valeurs négatives de changement de température à la paroi à des basses valeurs de temps. Yavuzturk et al. [22] remplacent ce modèle court terme par un modèle unidimensionnel avec une géométrie concentrique équivalente. Javed et Claesson [23] utilisent un réseau de résistances et de capacitances thermiques dans le domaine de Laplace pour obtenir une solution

analytique à court terme qui tient compte de la capacité thermique du fluide. Cette solution analytique utilise encore une géométrie concentrique équivalente. Claesson et Javed [16] utilisent ensuite cette solution de pair avec la source linéique finie pour avoir une g-function valide pour différentes échelles de temps. Pasquier et al. [24] obtiennent des g-functions à court terme de façon quasi instantanée à l'aide de réseaux de neurones artificiels.

Li et al. [25] identifient trois régions temporelles dans l'étude du transfert thermique dans un champ de puits géothermiques : court terme, moyen terme et long terme. Ceci limite l'applicabilité directe de modèles comme la source linéique (finie ou infinie) puisqu'ils sont applicables à des échelles de temps différents. Pour remédier à cette difficulté, Li et al. [25] proposent de superposer trois solutions différentes pour obtenir une g-function valide pour n'importe quelle échelle de temps. Ainsi, la *solution composite* de la g-function est obtenue par l'addition de la source linéique composite [26], valide pour le court terme, et de la différence entre la source linéique finie (valide à moyen et à long terme) et la source linéique infinie (valide à moyen terme) pour tenir compte des effets axiaux à long terme.

$$g(t) = g_{CLS}(t) + (g_{FLS}(t) - g_{ILS}(t)) \tag{2.9}$$

où les indices FLS, CLS et ILS signifient respectivement la source linéique finie, la source linéique composite et la source linéique infinie évaluées à la paroi des puits.

Superposition temporelle des charges

Les trois principales classes de solutions analytiques présentées (la source linéique infinie, la source cylindrique infinie et la source linéique finie) permettent d'évaluer la variation de température due à un flux de chaleur constant. Quand il y a une variation temporelle de la charge au sol (ce qui sera le cas dans un vrai système de puits géothermique), la variation de la température à la paroi du puits peut être exprimée à l'aide de la superposition temporelle. Claesson et Dunand [27] formulent la superposition temporelle en supposant des charges en échelon dont la somme fournit la charge totale. La température résultante est la superposition de la réponse des différents échelons. La superposition temporelle peut être formulée en fonction de la g-function pour obtenir la température à la paroi du puits avec l'historique complet de toutes les charges échelons au sol :

$$T_b(t) - T_g(t) = \frac{1}{2\pi H k_s N_b} \sum_{i=1}^{N_t} (g(n_t - i + 1) - g(n_t - i))Q(i) \tag{2.10}$$

où N_t est le nombre de pas de temps.

La superposition temporelle peut rendre des simulations multiannuelles de puits géothermiques très longues puisqu'elle requiert la sommation de tous les changements de charges de l'historique complet de charges, et ce à chaque pas de temps de la simulation. Pour réduire le temps de calcul, Yavuzturk et Spitler [21] proposent l'agrégation des charges, qui consiste à regrouper des charges afin d'utiliser les charges historiques moyennées pour effectuer la superposition temporelle. Bernier et al. [28] proposent une formulation d'agrégation des charges avec 5 groupes de charges. La taille temporelle des groupes est plus élevée pour les groupes dont les charges sont plus près du début de l'opération du système géothermique. Un des désavantages de cette approche est qu'il est nécessaire de maintenir l'historique complet de la charge au sol pour chaque pas de temps passé. Liu [29] propose une méthode d'agrégation hiérarchique qui permet d'éviter de maintenir un historique des charges de chaque pas de temps passé en effectuant l'agrégation sur des charges déjà agrégées. Cependant, cette méthode nécessite néanmoins de calculer la réponse thermique à chaque pas de temps. Claesson et Javed [30] proposent une technique d'agrégation des charges où le temps est discrétisé en plusieurs cellules. Les cellules, qui augmentent en taille temporelle au fur et à mesure qu'elles s'éloignent du temps présent, représentent une charge au sol moyennée correspondant à une période unique de l'historique thermique. Le nombre de cellules dépend de la quantité de temps qui doit être agrégée ainsi que de la résolution de la technique d'agrégation. Périodiquement, chaque cellule transfère une partie de sa charge moyennée vers la prochaine cellule d'agrégation. Cette technique d'agrégation permet de n'avoir à calculer les facteurs de réponses thermiques qu'à certains pas de temps connus d'avance.

Marcotte et Pasquier [31] proposent la méthode spectrale qui permet de résoudre le changement de température à la paroi dans le domaine fréquentiel à l'aide de transformées de Fourier rapides puisque la superposition temporelle correspond en fait à un produit de convolution. Dans le cas où les charges au sol sont constantes au courant de chacun des intervalles de temps (mais variables d'un intervalle de temps à un autre), cette technique permet d'obtenir le changement de température exact à la paroi. Cimmino et Bernier [19] notent que cette méthode de superposition temporelle peut aussi être réalisée dans le domaine de Laplace, ce qui évite la nécessité d'étendre un historique de charges (sur N_t pas de temps) avec des charges nulles jusqu'à $2N_t - 1$ pas de temps. Lamarche et Beauchamp [32] développent une solution de la source cylindrique infinie pour obtenir une méthode de superposition temporelle « sans dépendance d'historique ». Cette dernière formule le changement de température à la paroi sur un incrément de temps adimensionnel futur en fonction de termes évalués numériquement selon la charge instantanée. Lamarche [33] généralise cette méthode pour des solutions autres que la source cylindrique infinie.

Lamarche et Pasquier [34] obtiennent des solutions analytiques qui permettent d'effectuer

la superposition temporelle (avec la source linéique infinie, la source cylindrique infinie et la source linéique finie) en supposant que les charges varient linéairement d'un pas de temps à un autre. Ces solutions peuvent être utilisées avec une technique d'agrégation de charges ou avec d'autres méthodes de superposition temporelle, par exemple la méthode spectrale. Les auteurs notent que l'utilisation de charges qui varient ainsi d'un pas de temps au suivant est particulièrement avantageuse dans les cas où il est nécessaire d'effectuer des simulations avec de grands pas de temps.

2.1.2 Modèles de transfert de chaleur à l'intérieur des puits

Une stratégie courante pour modéliser le transfert thermique entre le fluide caloporteur et la paroi du puits est l'utilisation d'une résistance équivalente de puits R_b^*. La résistance thermique du puits peut aussi être décomposée en l'addition en série de la résistance convective du fluide, de la résistance conductive des tuyaux et de la résistance conductive du coulis [35]. La température moyenne du fluide est alors donnée par :

$$T_f = T_b + \frac{Q}{H} R_b^* \tag{2.11}$$

où T_f est la température moyenne du fluide, c'est-à-dire la moyenne arithmétique entre la température à l'entrée du puits ($T_{in,sou}$) et la température à la sortie du puits ($T_{out,sou}$). Ce modèle suppose que le transfert de chaleur dans le puits est en régime permanent. Dans la prochaine section, une revue de trois façons de modéliser l'intérieur du puits est présentée : les méthodes avec une résistance équivalente, les méthodes avec des circuits de résistances, et les méthodes avec des circuits de résistances et de capacitances.

Modélisation avec une résistance équivalente

Kavanaugh [36] propose une géométrie équivalente pour simplifier l'étude des tubes en U dans les puits verticaux. La géométrie équivalente est une configuration de tubes concentriques qui permet de rendre le problème de transfert de chaleur unidimensionnel et d'obtenir des résistances équivalentes de puits. La Figure 2.5 compare : a) la géométrie réelle d'un tube vertical en U, et b) la géométrie équivalente concentrique pour en simplifier l'étude avec le schéma de résistance équivalente superposé.

Paul [37] propose un facteur de forme S qui est fonction de la configuration et de la position

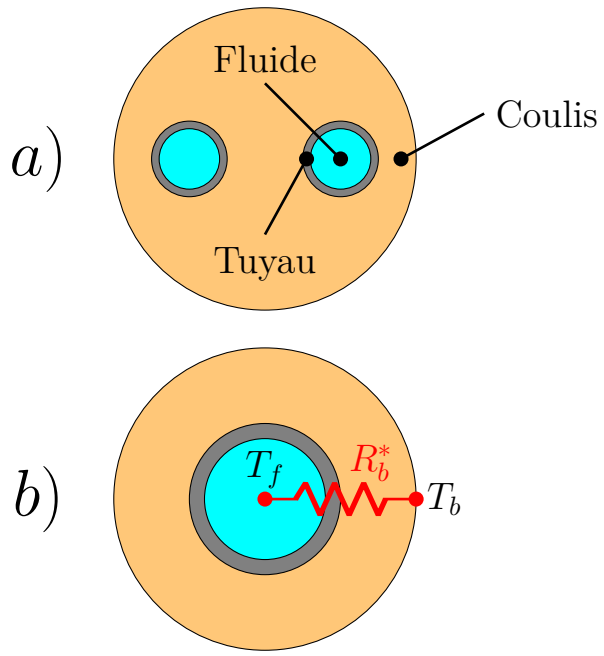

Figure 2.5 Géométrie de tubes en U verticaux : a) standard, b) équivalente concentrique

des tuyaux dans le puits.

$$\begin{aligned} R_b^* &= \frac{1}{k_g S} \\ &= \frac{1}{k_g(\beta_0(\frac{r_b}{r_p})^{\beta_1})} \end{aligned} \tag{2.12}$$

où k_g est la conductivité thermique du coulis à l'intérieur du puits, r_p est le diamètre externe des tuyaux, et β_0 et β_1 sont des paramètres empiriques. Paul [37] fournit des valeurs de β_0 et β_1 pour plusieurs configurations différentes.

Modélisation avec un circuit de résistances

Au lieu d'une résistance thermique équivalente, Eskilson et Claesson [38] proposent de modéliser le transfert de chaleur à l'intérieur d'un puits à l'aide de circuits de résistances thermiques. Le circuit de résistances proposé par Eskilson et Claesson [38] est montré dans la Figure 2.6 où R_1 et R_2 sont des résistances entre chacun des tuyaux et la paroi du puits et R_3 est la résistance entre les deux tuyaux. Hellström [11] utilise cette représentation pour obtenir une expression de la résistance équivalente d'un puits à un tube en U. Zeng et al. [39] étendent l'idée en proposant un circuit de résistances pour puits à deux tubes en U et obtiennent les résistances équivalentes de plusieurs configurations de puits à deux tubes en U. Sharqawy et

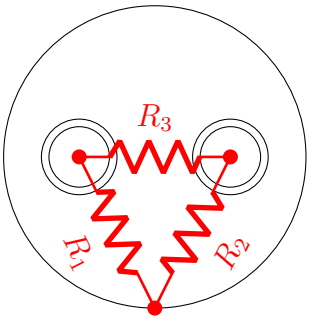

Figure 2.6 Circuit de résistances à l'intérieur d'un puits

al. [40] effectuent une analyse numérique de la résistance thermique entre les deux tuyaux d'un tube en U et la paroi du puits. Les auteurs montrent que la configuration concentrique équivalente ne permet pas de reproduire fidèlement le comportement thermique à l'intérieur des puits avec un tube en U sauf dans les cas ou les deux tuyaux sont proches l'un de l'autre.

Les valeurs des résistances d'un circuit de résistances utilisé pour représenter l'intérieur d'un puits peuvent être obtenues avec la méthode multipôle présentée par Bennet et al. [41]. Puisque la méthode multipôle est difficile à implémenter, Hellström [11] propose des formules permettant d'approximer la méthode multipôle d'ordre zéro ainsi que d'ordre un. Claesson et Hellström [42] présentent des améliorations à la méthode multipôle : une nouvelle condition frontière de la température à la paroi du puits permet de simplifier la méthode (comparé à la condition frontière appliquée à un cercle à extérieur au puits dont le rayon doit être déterminé) et les températures de fluide imposées sont remplacées par des flux de chaleur imposés. Lamarche et al. [43] ainsi que Javed et Spitler [44] notent que la méthode multipôle représente la meilleure façon de déterminer les résistances thermiques dans un puits en ce qui a trait à la fidélité du comportement thermique en régime permanent pour un ensemble de configurations de tube en U. Claesson et Javed [45] présentent des formules pour approximer la méthode multipôle d'ordre deux et d'ordre trois dans le cas de puits à un tube en U symétrique.

Modélisation avec un circuit de résistances et de capacitances

Les modèles présentés précédemment sont des modèles de résistance qui supposent que le transfert thermique dans le puits est en régime permanent. Pour modéliser le transfert thermique en régime transitoire, il est notamment nécessaire de tenir compte des effets de la capacité thermique du coulis. Dans cette optique, Bauer et al. [46] ainsi que de Carli et al. [47] proposent des modèles tridimensionnels de puits dont le transfert thermique radial est modélisé par des circuits thermiques avec des résistances et des capacitances. Dans le

cas du modèle tridimensionnel de Bauer et al. [46], le réseau de résistances et capacitances utilisé est celui présenté par Bauer et al. [48] (avec l'addition de nœuds de capacitance pour le fluide). Le réseau de Bauer et al. [48] est montré dans la Figure 2.7, où le coulis est divisé en deux nœuds de capacitance C_g, chacun avec sa propre température. Il y une résistance entre les deux nœuds de capacitance du coulis (R_{gg}), deux résistances fluide-coulis (R_{fg}) et deux résistances coulis-paroi (R_{gb}). Bauer et al. [48] ont aussi développé des réseaux de résistances et de capacitances pour des puits verticaux avec deux tubes en U ainsi que des puits verticaux avec des tubes concentriques en utilisant une approche similaire. Le modèle tridimensionnel est discrétisé axialement en segments où chaque segment est un tel réseau de résistances et de capacitances. Le seul transfert de chaleur entre ces segments est celui causé par l'advection du fluide d'un segment au suivant. Bauer et al. [46] montrent que le modèle de résistances et capacitances « pleinement transitoire » (qui inclut les nœuds de capacitance de fluide) reproduit plus fidèlement le comportement thermique à court terme à l'intérieur d'un puits qu'un modèle semi-transitoire (sans capacité thermique du fluide) ou qu'un modèle en régime permanent (sans capacité thermique du coulis). La comparaison entre les trois est réalisée à l'aide d'un modèle de simulation par éléments finis. Pasquier et Marcotte [49] améliorent le modèle de résistances et de capacitances de Bauer et al. [48] en y incluant des nœuds de capacitance pour le fluide ainsi que les tuyaux et en augmentant le nombre de nœuds de capacitance dans le coulis.

2.2 Assistance thermique de pompes à chaleur géothermiques

Une revue de la littérature portant sur les moyens d'offrir une assistance thermique aux pompes à chaleur géothermiques opérant dans des climats froids est présentée dans cette section. L'assistance thermique, généralement réalisée par l'intermédiaire de collecteurs solaires, peut être réalisée avec ou sans stockage thermique. Dans les cas où il n'y a pas de stockage thermique, la chaleur des collecteurs solaires peut, entre autres, être acheminée vers le sol pour en recharger les réserves thermiques, être utilisée pour le chauffage d'eau chaude domestique, ou peut être utilisée directement (par exemple, avec un échangeur de chaleur suivi d'une pompe à chaleur) pour que le système géothermique puisse être à l'arrêt pendant un certain temps. Dans les cas avec stockage thermique, toutes ces possibilités peuvent être complémentées par le stockage thermique.

2.2.1 Assistance thermique par collecteurs solaires sans stockage

L'idée de recharger les réserves thermiques du sol autour d'un échangeur géothermique à l'aide de collecteurs solaires thermiques a d'abord été mise de l'avant par Penrod et al. [50].

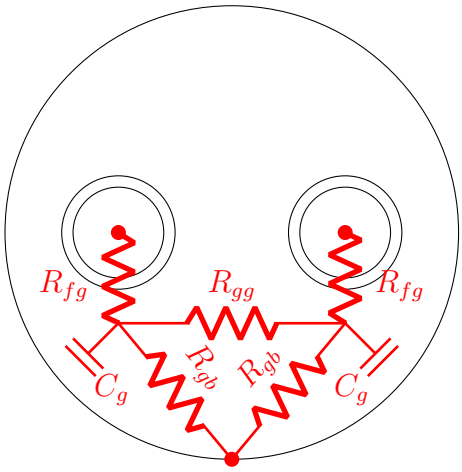

Figure 2.7 Circuit de résistances et de capacitances à l'intérieur d'un puits

L'assistance thermique a pour but de contrer l'épuisement des réserves thermiques autour des puits. Selon Bernier [12], une opération typique d'un champ de puits géothermiques en mode extraction de chaleur (à 37.5 W/m) peut engendrer une baisse d'environ 5 °C sur une période de 24 heures.

Chiasson et Yavuzturk [51] ont réalisé une étude de cycle de vie sur 20 ans d'un système hybride géothermique et solaire d'une école pour comparer six lieux différents (tous des villes américaines) dans une optique économique. Un échangeur à plaques avec une efficacité constante assure le lien entre la boucle principale (une pompe à chaleur géothermique) et la boucle solaire. Les auteurs ont trouvé que, dans les climats froids, le système hybride est plus compétitif qu'une pompe à chaleur géothermique non assistée sur son cycle de vie complet. Trillat-Derdal et al. [52] montrent les résultats d'un système hybride solaire-géothermique sur onze mois d'opération. Le système, appelé *GEOSOL*, est appliqué à une maison unifamiliale française avec une superficie de plancher de 180 m^2. La chaleur des collecteurs solaires est d'abord utilisée pour l'eau chaude domestique. La chaleur excédentaire est ensuite injectée dans les puits géothermiques. Les auteurs montrent que les collecteurs solaires rechargent presque complètement le sol pendant cette période. Ozgener et Hepbasli [53] montrent des résultats expérimentaux sur une période d'un peu plus d'un mois d'une serre en Turquie équipée d'une pompe à chaleur géothermique avec des collecteurs solaires thermiques installés en série pour recharger les puits. Les auteurs montrent qu'un tel système permet d'améliorer la performance de la pompe à chaleur en augmentant la température à l'entrée de la pompe à chaleur ($T_{in,hp}$). De plus, un tel système permet de baisser la longueur de puits requise.

Pour simplifier les systèmes hybrides géothermiques et solaires, il est possible d'utiliser des puits avec deux tubes en U indépendants : un pour la pompe à chaleur géothermique, l'autre

pour les collecteurs solaires. Cette option est aussi possible dans les systèmes où les puits sont utilisés comme moyen de stockage ; Chapuis et Bernier [54] proposent cette configuration afin de permettre l'opération simultanée en modes charge et décharge thermique du sol d'un système de stockage par puits géothermique. Ils montrent que cette configuration permet d'augmenter la fraction solaire des collecteurs. Eslami Nejad et al. [55] ainsi qu'Eslami Nejad et Bernier [56] concluent que l'injection de chaleur solaire permet d'améliorer la performance de pompes à chaleur géothermiques et d'en réduire les longueurs de puits dans les cas où l'injection est réalisée dans un deuxième tube indépendant.

2.2.2 Assistance thermique par collecteurs solaires avec stockage

Freeman et al. [57] proposent un système où des collecteurs solaires et des puits de stockage thermique sont utilisés en amont d'une pompe à chaleur géothermique. Ils concluent cependant que cette configuration est probablement moins pratique qu'une configuration où des collecteurs solaires sont utilisés pour l'eau chaude domestique et que la pompe à chaleur utilise l'air ambiant comme source. Cette étude est réalisée pour deux sites : un au Wisconsin, et l'autre au Nouveau-Mexique. Plus tard, Yang et al. [58] notent qu'une opération simultanée de collecteurs solaires et d'une pompe à chaleur géothermique avec un réservoir d'eau chaude pour du stockage thermique permet d'améliorer la performance globale du système comparé à une pompe à chaleur géothermique seule. Puis, il est noté que la configuration optimale entre les collecteurs et les puits est une configuration en série qui permet au fluide caloporteur de passer par les collecteurs avant d'être acheminé aux puits. Les auteurs notent que la question de l'optimisation de la configuration des systèmes hybrides géothermiques et solaires devient particulièrement importante, ce qui complexifie le design et l'implémentation de ce type de système.

Kjellsson et al. [59] comparent plusieurs configurations différentes de systèmes hybrides géothermiques et solaires à Stockholm, en Suède. Les configurations sont appliquées à une maison unifamiliale pour une période de simulation de 20 ans. Les options étudiées sont une pompe à chaleur géothermique sans assistance thermique, des collecteurs solaires pour recharger le sol, des collecteurs solaires pour l'eau chaude domestique et finalement des collecteurs solaires qui sont utilisés pour recharger le sol ainsi que pour fournir l'eau chaude domestique. Les auteurs trouvent que cette dernière configuration est la plus optimale en ce qui a trait aux coûts d'opération et aux questions de design. Les auteurs notent aussi que les améliorations en lien avec les coûts des composantes comme les collecteurs solaires ainsi que les améliorations en matière de puissance de calcul permettent le design et l'opération de systèmes plus complexes (par exemple, la configuration optimale dans cette étude).

Wang et al. [60] simulent l'opération et la performance énergétique d'un système hybride avec des collecteurs solaires qui font du stockage thermique dans un premier champ de puits et avec un deuxième champ de puits raccordé à une pompe à chaleur géothermique. Les collecteurs solaires assurent aussi les besoins en eau chaude domestique d'un bâtiment commercial. Sur une période de 25 ans, il est noté que la configuration et la stratégie de contrôle (qui est adéquate plutôt qu'optimale) permettent une légère amélioration du coefficient de performance du système.

Ainsi, il est clair que l'assistance thermique avec des collecteurs solaires permet d'améliorer la performance énergétique de systèmes géothermiques, et ce surtout dans le cas de systèmes géothermiques sous-dimensionnés. Cependant, le coût des collecteurs solaires peut nuire à la profitabilité de l'assistance thermique de source solaire. En effet, Kegel et al. [61] étudient le coût du cycle de vie d'une pompe à chaleur géothermique assistée par collecteurs solaires dans la région de Montréal, au Canada. L'étude est réalisée à l'aide d'un modèle de simulation d'une maison dans TRNSYS [62]. Le modèle est calibré avec des données réelles d'une maison canadienne. Les auteurs concluent qu'une pompe à chaleur standard air-air demeure l'option la plus économique sur son cycle de vie en raison du coût élevé des collecteurs solaires et du faible coût de l'électricité dans la région où l'étude est réalisée.

2.2.3 Autres méthodes d'assistance thermique

Deux autres méthodes d'assistance thermique pour puits géothermiques sont présentées ici. La première méthode est l'utilisation de panneaux solaires photovoltaïques. Bertram et al. [63] notent que les panneaux photovoltaïques performent mieux lorsqu'ils sont refroidis. Ainsi, il est possible d'utiliser le fluide caloporteur d'un champ de puits géothermique pour refroidir les panneaux. De cette façon, le fluide caloporteur qui refroidit les panneaux peut assister directement les puits géothermiques. Les auteurs rapportent d'importants gains de performance saisonnière sur 20 ans avec des puits géothermiques sous-dimensionnés.

Eslami Nejad et al. [1] proposent la configuration « auto-assistée ». Cette configuration injecte directement la puissance excédentaire du compresseur de la pompe à chaleur pour fournir une assistance thermique à un champ de puits sous-dimensionné. Cette configuration engendre naturellement une augmentation de la consommation énergétique totale. Par contre, elle permet de baisser l'appel de puissance de pointe des pompes à chaleur géothermiques. Les auteurs obtiennent une réduction de la pointe de l'appel de puissance de 47 % au coût d'une augmentation de consommation énergétique totale de 4.1 %.

2.3 Commande prédictive

La théorie de la commande prédictive moderne remonte à 1960 avec l'introduction de la commande linéaire quadratique par Kalman [64]. La commande linéaire quadratique permet notamment l'optimisation de systèmes à plusieurs variables d'entrée ainsi que plusieurs variables de sortie sur un horizon de contrôle infini avec une commande par retour d'état. Cependant, cette méthode ne permet pas de tenir compte de contraintes d'optimisation. Richalet et al. [65] montrent des résultats expérimentaux sur une année d'opération de processus industriels. Ces résultats sont parmi les premiers résultats correspondant à ce qui est aujourd'hui connu sous le nom de commande prédictive (*model predictive control* en anglais) et sont obtenus avec l'algorithme *IDCOM*. Cutler et Ramaker [66] proposent une formulation différente de commande prédictive connue sous le nom de « commande de matrice dynamique » (*dynamic matrix control*). Ces deux méthodes ne permettent pas de traiter les contraintes de façon exacte, bien qu'elles aient permis un essor de la commande prédictive en milieu industriel. La commande de matrice dynamique quadratique de Garcia et Morshedi [67], qui utilise la programmation quadratique, permet d'obtenir des solutions exactes à des problèmes multivariables avec contraintes et avec des fonctions de coût quadratique. Depuis, le développement de la commande prédictive passe par une multitude d'axes de recherche différents. Qin et Badgwell [68] fournissent une revue des développements principaux jusqu'au tournant du nouveau millénaire, alors que Mayne [69] fournit une revue plus récente ainsi que des pistes de recherche future.

2.3.1 Commande prédictive dans le domaine du bâtiment

Bien qu'il existe une panoplie de méthodes de contrôle différentes qui peuvent être appliquées aux systèmes de bâtiments (PID, réseaux de neurones artificiels, contrôleurs à base de règles, etc.), la commande prédictive est privilégiée par certains auteurs qui notent de meilleures performances de la commande prédictive comparée à d'autres méthodes. Par exemple, la revue de littérature présentée par Afram et Janabi-Sharifi [70] recense plusieurs comparaisons entre la commande prédictive et d'autres méthodes de contrôle pour le contrôle de systèmes de chauffage, climatisation et ventilation (*HVAC* en anglais). Les auteurs notent que la commande prédictive offre généralement de meilleures performances selon plusieurs critères (notamment la réduction de la consommation énergétique et des coûts énergétiques ainsi que le déplacement de pointes d'appel de puissance), particulièrement lorsqu'elle est utilisée de pair avec des prévisions météorologiques. Dépendamment de la formulation, la commande prédictive peut représenter une méthode de contrôle robuste avec contraintes et avec une dynamique physique du système en question. Cette méthode s'intègre facilement au processus

de design de systèmes dans le domaine du bâtiment [71].

Les travaux de Grünenfelder et Tödtli [72] représentent un des premiers exemples de contrôle prédictif appliqué à des systèmes énergétiques dans le domaine du bâtiment. Les auteurs comparent des stratégies de contrôle pour un système d'eau chaude domestique solaire et montrent que l'utilisation de prédictions météorologiques améliore la performance énergétique du système. Henze et al. [73] arrivent à la même conclusion pour un système de stockage thermique par glace en ayant recours à des profils de charges typiques. Malgré la diversité de formulations proposées dans la littérature depuis les premiers travaux des années 1980 et 1990, on retient notamment des stratégies de commande prédictive utilisant des modèles simplifiés, particulièrement avec une représentation d'état (*state space*) [74–76]. Plus particulièrement, la modélisation de bâtiments comme réseaux de résistances et capacitances (RC), d'abord proposée par Bénard et al. [77], permet de simuler fidèlement la performance énergétique de bâtiments [78]. Gouda et al. [79] proposent une méthodologie pour réduire l'ordre de modèles RC complexes. Bacher et Madsen [80] proposent une méthode itérative pour identifier des modèles RC équivalents de bâtiments et montrent une procédure pour sélectionner un modèle de système adéquat. Alors que la majorité des formulations de commande prédictive sont déterministes, l'utilisation de commande prédictive stochastique (où la probabilité qu'une contrainte soit enfreinte est utilisée et traduite en contrainte déterministe équivalente pour résoudre les problèmes d'optimisation) peut offrir une meilleure performance énergétique selon Oldawurtel et al. [74] ainsi que Ma et al. [81]. Široký et al. [82] effectuent une validation expérimentale d'une stratégie simple de commande prédictive avec prévisions météorologiques sur un bâtiment commercial à Prague sur une période de deux mois. L'immeuble, dont certaines ailes ont jusqu'à huit étages, est modélisé avec un réseau de résistances et de capacitances. La commande prédictive permet une réduction de sa consommation énergétique qui varie de 15 % à 28 %. Quintana [83] montre que la commande prédictive permet de réduire la consommation énergétique ainsi que les coûts d'opération de systèmes de stockage thermique par puits géothermiques déjà installés. Ces résultats sont obtenus à l'aide d'un modèle TRNSYS [62] calibré pour simuler la communauté solaire Drake Landing [84] ainsi que d'une stratégie de commande prédictive à base de simulations.

2.3.2 Commande prédictive pour pompes à chaleur géothermiques

Malgré l'essor de recherche effectuée sur la commande prédictive de systèmes dans le domaine du bâtiment, la littérature contient nettement moins d'exemples de commande prédictive appliquée à des pompes à chaleur géothermiques. Ceci est une conséquence des dynamiques non linéaires et complexes des puits géothermiques.

D'une part, la diffusion de chaleur dans le sol autour des puits dans un champ de puits est non linéaire. De Ridder et al. [85] utilisent une stratégie de programmation dynamique pour optimiser l'extraction et l'injection de chaleur dans un système de stockage thermique par puits géothermiques sur une base multi-saisonnière. Pour modéliser le comportement thermique des puits, les auteurs utilisent une équation différentielle linéaire pour exprimer la dynamique de température moyenne en fonction du taux d'injection ou d'extraction de chaleur. La dynamique thermique du sol est ainsi donnée par :

$$M\dot{T}_{puits} = k_s(T_g - T_{puits}) - Q_{extraction} \tag{2.13}$$

où M est la capacité thermique du système de stockage (en J/K) et $Q_{extraction}$, la variable contrôlée, représente l'énergie extraite du sol (sa valeur est négative dans le cas d'énergie injectée dans le sol). Cette approche n'est pas appropriée pour la plupart des applications de contrôle puisque : 1) le seul état est la température moyenne de l'ensemble du système de stockage, ce qui ne permet pas de modéliser fidèlement la dynamique thermique détaillée des puits, et 2) cette approche est basée sur des longs pas de temps d'une semaine. Pour utiliser la commande prédictive sur une pompe à chaleur géothermique, Verhelst [86] compare trois approches pour obtenir un modèle du sol pour fins de contrôle : 1) un modèle de type « boîte blanche » qui utilise une discrétisation par différence finie unidimensionnelle du sol, du coulis et du fluide d'un puits géothermique (basée sur les conditions qu'Eskilson [9] utilise pour générer ses g-functions) avec une géométrie équivalente concentrique du puits, 2) un modèle de type « boîte grise » qui utilise un modèle similaire d'ordre réduit dont les paramètres doivent être identifiés, et 3) un modèle de type « boîte noire » où les paramètres n'ont aucune signification physique et sont seulement le produit des données en entrée et en sortie ainsi que de la régression utilisée. Parmi ces trois modèles, le modèle boîte blanche est retenu comme étant celui qui offre la meilleure performance. Atam et al. [87] proposent un modèle similaire à ce dernier. Toujours avec une géométrie concentrique équivalente, le sol, le coulis et le fluide sont discrétisés par volumes finis. La Figure 2.8 montre la discrétisation radiale du modèle d'Atam et al. avec les conditions frontières entre chacune des trois zones (fluide et tuyau, coulis et sol). Le transfert thermique dans le fluide et le tuyau est donné par la sommation de la résistance convective du fluide et de la résistance conductive du tuyau :

$$\begin{aligned} R_f + R_p &= R_{fg} \\ &= \frac{1}{2\pi r_p h_f} + \frac{1}{2\pi k_p}\ln(\frac{r_p - e_p}{r_p}) \end{aligned} \tag{2.14}$$

où k_p est la conductivité thermique du tuyau, r_p est le rayon externe du tuyau, e_p est l'épais-

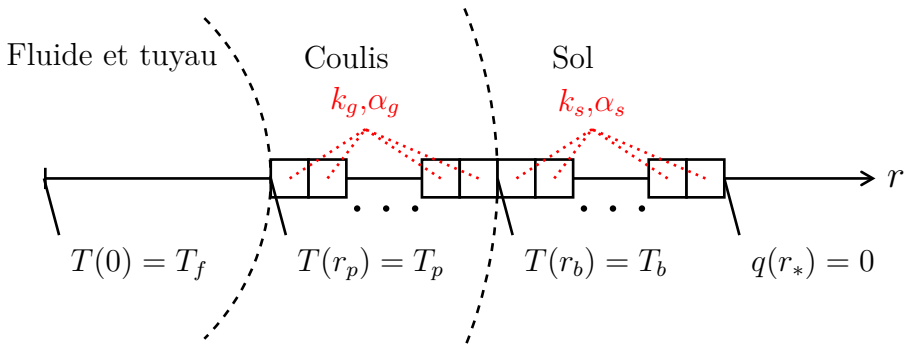

Figure 2.8 Discrétisation radiale du puits et du sol pour fins de contrôle

seur du tuyau et h_f est le coefficient de transfert convectif de l'écoulement du fluide. Ensuite, le coulis et le sol sont discrétisés en volumes de contrôles à température, diffusivité thermique et conductivité thermique uniformes. Le coulis est discrétisé en entier, alors que le sol est discrétisé jusqu'à une distance radiale r_* suffisamment élevée pour que le transfert thermique avec le sol non perturbé devienne négligeable. Les auteurs construisent une représentation d'état linéaire à partir de cette discrétisation et appliquent ensuite une décomposition orthogonale pour réduire l'ordre du système afin d'éviter des problèmes numériques qui peuvent survenir avec de gros systèmes. Les auteurs utilisent 20 nœuds pour le coulis et 500 nœuds pour le sol, ce qui correspond à une distance r_* de 10 m. Ce modèle, tout comme celui de Verhelst [86], a le désavantage de ne pas permettre le contrôle d'un champ de plusieurs puits. Weeratunge et al. [88] utilisent plutôt la source linéique infinie pour leur modèle de contrôle d'une pompe à chaleur géothermique avec assistance solaire. Ce modèle est plus simple que les modèles numériques cités précédemment et requiert moins d'information sur le puits. Par contre, il est lui aussi limité à un seul puits et il ne permet pas de tenir compte du transfert thermique à court terme à l'intérieur des puits. Atam et al. [89] présentent un modèle de type Hammerstein-Wiener. Ces derniers découplent la non-linéarité de la dynamique thermique d'un champ de puits à l'aide de paramètres identifiés avec des simulations où le champ de puits est assujetti à des signaux d'excitation suffisamment riches. Le modèle développé permet le contrôle de champs de puits composés de plusieurs puits tout en tenant compte du transfert thermique à court terme à l'intérieur des puits. Cependant, il requiert un modèle de simulation détaillé avec plusieurs simulations pour identifier le modèle de contrôle adéquatement. Ce dernier désavantage est aussi présent dans les modèles utilisant des réseaux de neurones artificiels. Atam et Helsen comparent de tels modèles de contrôle utilisant des réseaux de neurones artificiels ainsi que d'autres modèles (incluant les modèles numériques présentés précédemment [86, 87]) dans leur revue de littérature de contrôle de systèmes géothermiques [90, 91].

D'autre part, le contrôle d'une pompe à chaleur géothermique se fait généralement par rapport à son côté charge (typiquement un bâtiment). Or, contrairement au cas typique des pompes à chaleur qui utilisent l'air ambiant comme source, il est aussi nécessaire de modéliser le côté source (c'est-à-dire les puits géothermiques dans le cas d'une pompe à chaleur géothermique) puisque le sol ne peut pas être considéré comme étant un réservoir infini avec une température prescrite et une capacité de diffusion thermique infinie. La nécessité de tenir compte du côté charge et du côté source introduit la non-linéarité et la non-convexité du coefficient de performance. Certains auteurs utilisent un coefficient de performance constant [86], ce qui n'est pas fidèle à l'opération réelle d'une pompe à chaleur. Atam et al. [92] proposent plutôt des approximations analytiques pour rendre le problème convexe à l'aide d'une méthode de relaxation convexe afin d'aboutir à un modèle de contrôle linéaire et convexe. Les auteurs notent que cette approche n'est pas nécessairement toujours applicable, et qu'il est nécessaire de vérifier cas par cas s'il existe une enveloppe convexe pour approximer les termes non convexes.

2.4 Synthèse

Cette revue de littérature s'est penchée sur trois thèmes principaux. La section 2.1 présente une revue de la modélisation d'échangeurs géothermiques en deux parties : une première partie sur la modélisation de l'échange thermique à l'extérieur des puits dans la section 2.1.1 suivi de la seconde partie dans la section 2.1.2 faisant la revue des manières de modéliser l'échange thermique à l'intérieur des puits. Ce premier thème abordé dans la revue de littérature permettra de mieux comprendre les décisions méthodologiques qui ont été prises dans ce mémoire en ce qui a trait à la modélisation de champs de puits géothermiques pour fins de contrôle.

La section 2.2 permet de mieux comprendre le contexte entourant la configuration de pompe à chaleur géothermique « auto-assistée ». En faisant le tour des autres méthodes d'assistance thermique (surtout avec des collecteurs solaires) des pompes à chaleur géothermiques dominées en mode chauffage, la pertinence de la nouvelle configuration est mise de l'avant. D'une part, il est montré que l'assistance thermique permet aux pompes à chaleur géothermiques d'atteindre de meilleures performances énergétiques et qu'elle peut être justifiable d'un point économique. D'autre part, il est montré que l'assistance par collecteurs solaires peut être trop coûteuse et peut devenir particulièrement complexe en ce qui a trait à sa conception ainsi que son opération. Ainsi, la configuration auto-assistée ressort comme une alternative qui pourrait potentiellement offrir des gains de performance (par rapport à la réduction du chauffage électrique auxiliaire) tout en évitant une assistance solaire dont la conception et

l'opération peuvent s'avérer complexes.

Finalement, la section 2.3 aborde la commande prédictive. D'abord, la section 2.3.1 donne un aperçu de l'historique et des développements récents de la commande prédictive appliquée aux systèmes de bâtiments. Ceci permet notamment de comprendre l'intérêt spécifique de la commande prédictive vis-à-vis la multitude d'autres méthodes de contrôle qui existent. En effet, la commande prédictive permet une très grande diversité de formulations et d'applications diverses et obtient de bons résultats en matière de performance énergétique dans plusieurs études. Donc, pour toute application dans le domaine du bâtiment qui nécessite une stratégie de contrôle avancée, la commande prédictive représente un choix naturel. Ensuite, la section 2.3.2 fait ressortir les limitations des modèles actuels de puits géothermiques pour fins de contrôle. Ainsi, cette revue de littérature donne le contexte nécessaire pour mieux cerner le développement du modèle de contrôle et de la stratégie de contrôle qui sont réalisés dans ce mémoire.

CHAPITRE 3 DÉMARCHE DU TRAVAIL DE RECHERCHE ET ORGANISATION DU MÉMOIRE

Ce chapitre contient d'abord un bref sommaire de la méthodologie qui a été utilisée dans ce travail de recherche. Ensuite, l'organisation du reste du mémoire est présentée avec une justification de la pertinence de l'article de revue inclus ainsi que de l'ordre de présentation des différentes sections du mémoire.

3.1 Méthodologie générale

Pour faire suite à la problématique et aux objectifs énumérés dans le Chapitre 1, la première étape de ce travail de recherche est le développement d'un modèle de contrôle qui : 1) est adapté à l'étude d'une pompe à chaleur géothermique auto-assistée, et 2) surmonte les limitations des modèles de contrôle de systèmes géothermiques actuels. Effectivement, ces limitations représentent des obstacles au développement de la commande prédictive appliquée à des systèmes géothermiques, et il est donc nécessaire d'y apporter des améliorations.

La seconde étape, qui est étroitement liée à la première, est l'étude de la commande prédictive d'une pompe à chaleur géothermique résidentielle auto-assistée avec une stratégie de contrôle élaborée pour éliminer ou réduire la consommation de chauffage électrique auxiliaire. Cette seconde étape est notamment réalisée avec des prévisions météorologiques réelles afin de pouvoir tenir compte de l'influence des incertitudes quant aux prévisions futures, qui représentent un aspect essentiel de la commande prédictive.

3.2 Organisation du mémoire

Les deux étapes de la méthodologie générale ont été réalisées par l'intermédiaire d'un article de revue académique soumis pour publication en février 2019. L'article de revue est présenté dans ce mémoire tel qu'ils a été soumis, avec comme seuls changements la nomenclature et les références afin d'uniformiser l'ensemble du mémoire.

Les deux étapes principales de la méthodologie sont regroupées dans ensemble dans un seul article (présenté dans le Chapitre 4 car elles sont intrinsèquement liées. Effectivement, le développement du modèle de contrôle (étape 1) se fait spécifiquement dans l'optique d'une application de commande prédictive d'une pompe à chaleur résidentielle auto-assistée (étape 2). Les travaux présentés font suite à un autre article présenté lors de la conférence de l'International Ground Source Heat Pump Association (IGSHPA) à Stockholm en septembre

2018 [93]. L'article de conférence, qui présente le développement préliminaire du modèle de simulation de champ de puits géothermique et de la stratégie de commande prédictive, n'est pas inclus dans ce mémoire. Par ailleurs, l'analyse de la performance de la stratégie de contrôle proposée repose sur un modèle de simulation qui tente de reproduire fidèlement le comportement de puits géothermiques. Le développement de ce modèle de simulation (dans le langage Modelica) ainsi que sa validation (avec une combinaison de résultats analytiques, expérimentaux et obtenus sur une installation réelle) sont détaillés dans un article soumis à la revue *Geothermics* en octobre 2018 [94]. Ce dernier est présenté dans l'annexe A.

Des résultats complémentaires sont présentés dans l'annexe B. Ces résultats étendent l'étude de l'article du Chapitre 4 mais n'y sont pas présentés. Ils sont placés en annexe car ils ne présentent aucun nouveau concept, leur but étant plutôt de bonifier les résultats du Chapitre 4 et d'en améliorer l'interprétation.

Finalement, une discussion permet de faire un retour sur l'ensemble du travail. Une conclusion permet ensuite de mettre de l'avant les résultats principaux, les contributions principales ainsi que les limitations de ce mémoire avant de lister des pistes de recherche future pour faire suite au travail de recherche présenté dans ce mémoire.

CHAPITRE 4 ARTICLE 1 : LINEAR MODEL PREDICTIVE CONTROL FOR THE REDUCTION OF AUXILIARY ELECTRIC HEATING IN RESIDENTIAL SELF-ASSISTED GROUND-SOURCE HEAT PUMP SYSTEMS

Article soumis pour publication dans la revue *Science and Technology for the Built Environment* le 15 février 2019.

Alex Laferrière[1,*], Massimo Cimmino[1]

[1] Department of Mechanical Engineering, Polytechnique Montréal, Montreal, Quebec, Canada

*Corresponding author: alex.laferriere@polymtl.ca

4.1 Abstract

This paper presents a linear model predictive control strategy for the operation of a "self-assisted" ground-source heat pump (GSHP) to reduce auxiliary electric heating in residential applications equipped with undersized boreholes. The self-assisted configuration uses an electric heating element at the heat pump outlet to inject heat into the bore field when approaching peak power demand. A linear control-oriented model is proposed to account for both the source-side and load-side GSHP dynamics. The ground heat transfer is predicted using the bore field's ground-to-fluid thermal response factor, thus allowing for any bore field configuration while accounting for thermal capacity effects. Real historic ambient temperature forecasts and their corresponding historic recorded ambient temperatures from Montreal are used in this paper. The COP non-linearity is circumvented with an iterative approach. A Kalman filter is used to dynamically adjust the bias on the predicted returning fluid temperature. On a borehole undersized by 15%, the control strategy reduces auxiliary electric heating by 96.3% over 20 years at the cost of a 5.54% increase in total energy consumption.

4.2 Introduction

Ground-source heat pumps (GSHP), coupled to vertical geothermal boreholes, are an energy-efficient method to meet the heating and cooling loads of buildings. In cold climates, GSHPs will gradually exhaust the ground thermal energy stores, resulting in lower returning fluid temperatures from the boreholes. This is especially true in residential applications which, in cold climates, are very heating-dominated. A colder returning fluid temperature will typically cause a drop in heat pump efficiency. If the fluid temperature drops past a certain point,

the heat pump will no longer be able to safely operate and the heating needs must be met by an auxiliary source. Auxiliary electric heating creates high peaks in power consumption. As this is undesirable from a grid-management perspective, it can therefore be desirable to implement solutions to thermally assist GSHPs operating in cold climates.

One common method of assisting GSHPs is by coupling the GSHP to solar collectors. These may recharge the ground thermal stores or store thermal energy in storage vessels used when the returning fluid temperature from the ground is too low. For example, Kjellsson et al. [59] showed that, for a wide range of different borehole lengths, solar assistance can lead to large savings in energy consumption over a long period of operation (20 years), especially if the solar assistance is optimized to alternate between assisting the boreholes and providing energy for domestic hot water. The downside of solar assistance for GSHPs is that they require extensive installations with costly solar collectors. Eslami Nejad et al. [1] therefore proposed a "self-assisted" GSHP configuration, wherein the excess compressor power is injected into the ground to thermally assist the GSHP. The authors showed the potential of this configuration by reducing peak power consumption by 47% at the cost of a 4.1% increase in energy consumption on an undersized GSHP system. Laferrière and Cimmino [93] studied a modified version of this configuration. Instead of relying on the excess compressor power, a heating element was added in series at the heat pump outlet (i.e. before returning into the bore field). With this configuration, the authors used a simulation-based model predictive control (MPC) strategy to completely eliminate auxiliary electric heating from a residential application. The MPC strategy assumed zero weather forecast uncertainty and used a perfect information MPC scheme, i.e. the emulation model was used by the controller to predict future operation. This allowed a peak power reduction of 58% with an energy consumption increase of 2.8%, showing the potential benefits of a predictive control strategy with self-assisted GSHPs on undersized boreholes.

Because of the increased complexity of building heating and cooling systems (e.g. solar-assisted and self-assisted GSHPs) as well as the desire to improve the energy performance of buildings, advanced control methods have been employed in the literature. Of particular interest is model predictive control (MPC). In its classical formulation, MPC implies using a model and forecasts at discrete intervals to predict the model dynamics over a finite horizon based on future control inputs. These inputs are optimized to minimize or maximize a cost function, with possible constraints on inputs and on model variables. The optimized inputs are applied until the next MPC control step, at which point the optimization process is repeated (and the previously optimized inputs which have not yet been applied are discarded). When this process is repeated, the same horizon length is used; this creates what is known as a receding horizon. One of the difficulties in designing MPC controllers is determining an

appropriate model to predict future operation.

MPC has seen many successful applications in building heating and cooling systems. Among the many examples that can be found in the literature, Oldewurtel et al. [74] showed that different MPC formulations for HVAC controls, especially stochastic MPC, could offer significant savings in energy consumption while also leading to fewer constraint violations of occupant thermal comfort when compared to rule-based control. Oldewurtel et al. [95] used real-time pricing forecasts to reduce the peak power demand of thermal appliances by up to 39 %. Verhelst et al. [96] were able to obtain a reduction of 5% in the energy consumption of an air-to-water heat pump while limiting fluctuations in its power demand. Candanedo et al. [78] showed that a simple grey-box resistance-capacitance model can adequately predict the thermal behaviour of buildings. Široký et al. [82] performed an experimental validation of MPC applied to HVAC systems, where the commercial building studied showed a decrease in energy consumption between 15% and 28% while using real-time weather forecasts

Despite its many successful applications to building HVAC systems, MPC has seen more timid use in the area of GSHPs. One of the key challenges in this endeavour is the difficulty in obtaining an accurate control-oriented model of ground heat exchanger dynamics, due in part to its non-linear behaviour and the short-term effects of the thermal capacity of the borehole filling material and of the fluid travelling through the bore field [90]. Verhelst [86] compared three approaches: a black-box model using system identification, a grey-box model using parameter estimation, and a white-box model using model reduction. The latter model, which discretizes the ground as a resistance-capacitance network, was found to offer the best performance. Another similar approach is the control-oriented model developed by Atam and Helsen [87], which uses a finite volume discretization of the fluid, grout and ground around a single borehole to construct a state-space representation of the borehole dynamics, followed by an orthogonal decomposition to create a reduced-order version of this model. Weeratunge et al. [88] used the infinite line source solution to model a single borehole without accounting for thermal capacitance effects. One of the downsides of these approaches is their inability to model a bore field consisting of more than one borehole. The approach by Weeratunge et al. [88] also has the additional downside of being unable to predict short-term borehole thermal dynamics. De Ridder et al. [85] used simulation results obtained with the Duct Ground Heat Storage (DST) Model [97] to parametrize a linear model of the ground dynamics with a week-long sampling time. This time scale limits its applicability to real-life systems. Atam et al. [89] used a Hammerstein-Wiener model to decouple the linear and non-linear dynamics, with parameters identified using appropriate excitation inputs with the BASIMO bore field simulation model [98]. Another approach with several examples in the literature is the use of artificial neural networks, as used for example by Esen et al. [99]. Both Hammstein-

Wiener models and artificial neural networks have the downside of potentially requiring a large number of emulator simulations to properly train or parametrize a control model.

Beyond the challenges of the ground dynamics, there is also the difficulty created by the fact that the dynamics of the GSHP's coefficient of performance (COP) may render the problem non-convex. The COP is a key parameter in the heat pump dynamics, as it directly affects the amount of heat that is injected or extracted from the ground, which in turns affects the bore field returning fluid temperature and therefore the COP. However, the COP's dependence on variables such as returning fluid temperature or returning fluid flow rate is non-linear. Some authors have circumvented the problem by considering a constant COP [86, 100]. Atam et al. [92] used analytical convexified approximations assuming known building loads to model the thermal behaviour of the source-side heat carrier fluid. Weeratunge et al. [88] linearized the temperature-dependence of the COP in two segments as part of a mixed-integer linear programming problem for a MPC strategy applied to a solar-assisted GSHP.

To the authors' knowledge, there are no works in the literature which present and study the energy performance of a control-oriented model of a complete GSHP system (i.e. source-side as well as load-side) with variable bore field configurations (i.e. not limited to a single borehole) and with completely linear system dynamics while reducing the dependence on a bore field emulation model. Furthermore, there are no works which show GSHP performance results with MPC using real historical weather forecasts along with the corresponding actual historical weather data. For examples where real historical forecasts are used in other MPC applications for building systems control, the reader is referred to Oldawurtel et al. [74] and Hilliard [101]. This paper aims to fill these gaps by presenting a control-oriented linear state space model for a complete GSHP and studying its performance with real weather forecasts. This control model is applied to a residential single-family house in the Montreal area equipped with a self-assisted GSHP using weather forecasts and weather data from 2017 and 2018. This paper therefore furthers the study of the self-assisted configuration proposed by Eslami Nejad et al. [1]

4.3 Methodology

The self-assisted GSHP system considered in this paper is shown in Figure 4.1. The GSHP is coupled to a bore field and provides heating and cooling to a single-family dwelling. Figure 4.1 shows the operation during the heating season. The GSHP is coupled to a bore field consisting of a single borehole. The heat pump is equipped with an electric element at its source-side outlet to provide assistance when approaching peak power demand. An auxiliary heater provides additional heating to the building when the heat pump cannot operate. The

thermal assistance is meant to avoid the use of this auxiliary heating by keeping the returning fluid temperature ($T_{in,hp}$) above a certain threshold.

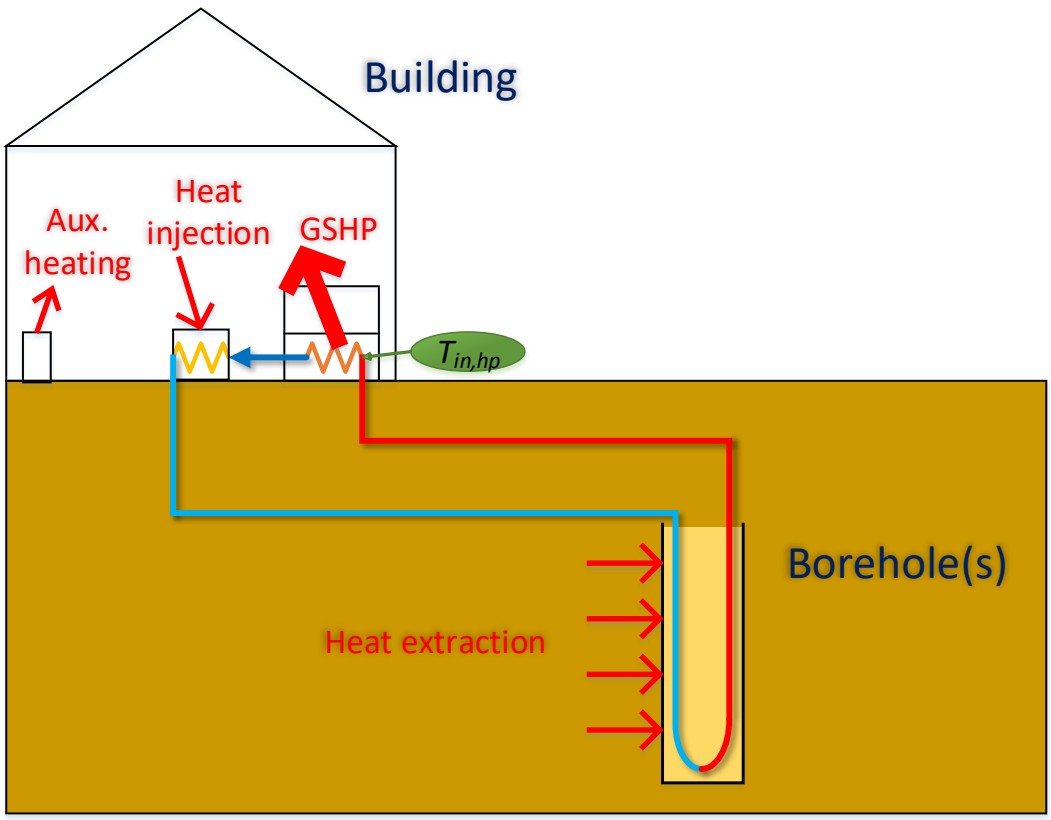

Figure 4.1 Self-assisted GSHP system

The operation of the heat injection element in the self-assisted GSHP depends on a model predictive control strategy. At regular intervals of 12 hours (i.e. the control period), the controller optimizes the operation of the heat injection element, providing the heat injection pattern at every controller time step (e.g. 15 minutes) of the 6 following days (i.e. the prediction horizon). For the sake of controller simplicity, feasibility and computation times, it is preferable for the model used in the predictive controller to rely on linear dynamics. However, the real-life operation of a GSHP features many non-linearities. Thus, there is a distinction between the system emulation model, which simulates the system shown in Figure 4.1 as realistically as possible, and the control model, which is used by the controller as a linear approximation of the system for the sake of heat injection optimization. The components of the emulation model are presented in the next section, followed by the components of the control model.

4.3.1 Emulation model

The components of the emulation model are all developed in the Modelica language. Modelica is a modular object-oriented programming language aimed at simulating dynamic engineering systems (thermal, mechanical, electrical, etc.).

Building

The building is a single-family two-story residential dwelling in Montreal, Canada, with a total floor area of 200 m^2. The Modelica building model was generated using the TEASER tool [102]. The TEASER tool generates building archetypes based on the energy performance of buildings in Germany. It was still used for the emulator because, to the authors' knowledge, it is currently the only Modelica building archetype for single-family residential dwellings. To compensate for the differences in the typical energy performances of German and Canadian houses, the equivalent thermal resistances of the envelope elements (exterior walls, roof, floor plate and windows) were adjusted to the arithmetic mean of the base archetype value and the value prescribed by a local high-performance building code [103]. The annual heating energy demand of the building model simulated with a typical meteorological year in Montreal is 72.4 $kWh/m^2/year$. For a recently built house with very good energy performances, this value seems coherent, as Natural Resources Canada [104] gives a value of about 119.5 $kWh/m^2/year$ for an average Montreal house built after 1990 (assuming a total floor area of 186 m^2).

Bore field

The emulation model uses the bore field model developed by Laferrière et al. [94] and implemented into the open-source IBPSA library of building system models [105]. This model is comprised of two heat transfer regions: the long-term heat transfer in the ground surrounding the boreholes, and the short-term heat transfer through the borehole filling material and the heat carrier fluid. The borehole wall temperature, considered uniform along the length of the boreholes, acts as an interface between the two regions. Temporal superposition of the bore field's thermal response factor is used to evaluate the borehole wall temperature variation, with a load aggregation method to reduce calculation times. This method allows the model to simulate any number of boreholes positioned in any configuration. The thermal response factor, or g-function [9], is evaluated using a finite line source solution [19, 20] and is then corrected to account for the cylindrical geometry of boreholes [25]. The heat transfer through the grout, pipes and fluid uses a vertical discretization of a single equivalent borehole (as all of the boreholes are considered to have the same average borehole wall temperature).

Each vertical element is modelled as a resistance-capacitance network [48]. The multipole method is used to calculate borehole resistances [42]. In the radial direction, each element accounts for the fluid convective heat transfer (including the fluid thermal capacitance), the pipe conductive heat transfer, and the grout conductive heat transfer (including the grout thermal capacitance). In the axial direction, the heat transfer is strictly advective (i.e. due to the fluid flow). The bore field model was validated for both its short-term and long-term behaviour using a combination of analytical, experimental and field results.

GSHP

The heat pump is single-speed and reversible. Its energy performance is modelled based on the curve fitting equations proposed by Tang [106] for water-to-air heat pumps. These equations use the source-side water inlet temperature $T_{in,hp}$, the source-side volumetric flow rate $\dot{V}_{in,hp}$, the load-side dry-bulb (T_{bui}) and wet-bulb (T_{wb}) temperatures, and the load-side volumetric flow rate $\dot{V}_{bui}$. The outputs are the capacity Q and the compressor input power P_{comp}.

$$\frac{Q_c}{Q_{c,ref}} = \mathrm{B1} + \mathrm{B2}\frac{T_{bui}}{T_{ref}} + \mathrm{B3}\frac{T_{wb}}{T_{ref}} + \mathrm{B4}\frac{T_{in,hp}}{T_{ref}} + \mathrm{B5}\frac{\dot{V}_{bui}}{\dot{V}_{bui,ref,c}} + \mathrm{B6}\frac{\dot{V}_{in,hp}}{\dot{V}_{in,hp,ref,c}} \tag{4.1}$$

$$\frac{P_{comp,c}}{P_{comp,c,ref}} = \mathrm{C1} + \mathrm{C2}\frac{T_{wb}}{T_{ref}} + \mathrm{C3}\frac{T_{in,hp}}{T_{ref}} + \mathrm{C4}\frac{\dot{V}_{bui}}{\dot{V}_{bui,ref,c}} + \mathrm{C5}\frac{\dot{V}_{in,hp}}{\dot{V}_{in,hp,ref,c}} \tag{4.2}$$

$$\frac{Q_h}{Q_{h,ref}} = \mathrm{E1} + \mathrm{E2}\frac{T_{bui}}{T_{ref}} + \mathrm{E3}\frac{T_{in,hp}}{T_{ref}} + \mathrm{E4}\frac{\dot{V}_{bui}}{\dot{V}_{bui,ref,h}} + \mathrm{E5}\frac{\dot{V}_{in,hp}}{\dot{V}_{in,hp,ref,h}} \tag{4.3}$$

$$\frac{P_{comp,h}}{P_{comp,h,ref}} = \mathrm{F1} + \mathrm{F2}\frac{T_{bui}}{T_{ref}} + \mathrm{F3}\frac{T_{in,hp}}{T_{ref}} + \mathrm{F4}\frac{\dot{V}_{bui}}{\dot{V}_{bui,ref,h}} + \mathrm{F5}\frac{\dot{V}_{in,hp}}{\dot{V}_{in,hp,ref,h}} \tag{4.4}$$

The subscripts c and h refer to cooling and heating modes, respectively. Coefficients B1 to B6, C1 to C5, E1 to E5 and F1 to F5 are obtained via a curve fitting procedure using manufacturer data for a residential GSHP with a nominal capacity of 11.13 kW. The manufacturer data also provides the reference conditions for Equations 4.1 to 4.4, i.e. the maximum capacities and their associated power consumptions and volumetric flow rates, while T_{ref} is set to 283 K as recommended by Tang [106].

The capacity and the compressor power are used to calculate the heat's pump coefficient of

performance (COP) for either heating (h) or cooling (c) modes.

$$COP_{h/c} = \frac{Q_{h/c}}{P_{comp,h/c}} \tag{4.5}$$

The heat extraction or injection rate from the bore field can then be defined using this COP by:

$$Q_{sou,h} = -Q_h(1 - \frac{1}{COP_h}) \tag{4.6}$$

$$Q_{sou,c} = Q_c(1 + \frac{1}{COP_c}) \tag{4.7}$$

where the heating and cooling capacities are positive and where Q_{sou} is positive for heat injection into the bore field (and negative for extraction).

The heat pump uses a hysteresis controller to maintain the indoor temperature above a heating setpoint of 21 °C and under a cooling setpoint of 24 °C. Both setpoints have a deadband of 2 °C around the setpoint. In all cases, to avoid excess compressor cycling, the heat pump must remain on for at least 3 minutes before being turned off again, and must remain off for at least 4 minutes before being turned on again. These values are provided in the manufacturer data.

The source-side heat carrier fluid is a 20% propylene-glycol mixture. The minimum source-side inlet temperature in heating mode is set to 0 °C to avoid the fluid potentially freezing. The maximum source-side inlet temperature in cooling mode is set to 50 °C, though this limit is never reached in the case being studied.

Other heating sources

As the heat pump uses the "self-assisted" heat pump configuration, heat injection into the ground is supplemented by a heating element located at the heat pump source-side outlet. The heating element, assumed to have negligible thermal losses, is controlled using model predictive control to recharge the ground in preparation of high heat demand periods and to avoid using the auxiliary heater.

Should the heat injection fail to prevent the GSHP from shutting off due to a low source-side inlet temperature, the building will gradually cool down until it reaches the auxiliary heating setpoint of 19.5 °C. When this temperature is reached, a hysteresis controller is used with a deadband of 1 °C to maintain the indoor temperature above the setpoint until the heat pump can safely operate.

4.3.2 Control model

Weather forecasts

One of the objectives of this paper is to include real weather forecasts in the control strategy and therefore account for the mismatch between weather forecasts and actual weather. Weather forecasts at the international airport in Montreal were collected over a period of a year, from October 26th, 2017 to November 1st, 2018. The weather forecasts are retrieved from two sources: CanMETEO [107] and Environment Canada [108]. The CanMETEO software provides hourly ambient temperature forecasts, but is limited to a maximum horizon of 48 hours. In practice, as the forecasts are only updated every few hours, the forecasts are often less than 48 hours long. Hourly forecasts are linearly interpolated to sub-hourly intervals when required. To increase the precision of the forecasts while also having a sufficiently long prediction horizon, the CanMETEO forecasts were used for short-term predictions, and the Environment Canada forecasts for long-term predictions. However, forecasts provided by Environment Canada are limited to daily high and low temperatures and must first be converted to a timevarying temperature profile.

Synthetic hourly ambient temperature profiles are generated according to the method presented by De Wit [109] and validated by Reicosky et al. [110]. This method assumes that the maximum daily ambient temperature occurs at 14:00 while the daily minimum temperature occurs at sunrise. At any given *hour* of the day, the forecasted temperature $T_{amb}(hour)$ can be predicted using the nearest daily minimum temperature $T_{amb,min}$, the nearest daily maximum temperature $T_{amb,max}$, and the sunrise time $rise$.

$$T_{ave} = \frac{T_{amb,max} + T_{amb,min}}{2} \tag{4.8}$$

$$T_{amp} = \frac{T_{amb,max} - T_{amb,min}}{2} \tag{4.9}$$

$$T_{amb}(hour) = \begin{cases} T_{ave} + T_{amp}\cos(\pi\frac{hour+10}{rise+10}) & , hour < rise \\ T_{ave} - T_{amp}\cos(\pi\frac{hour-rise}{14-rise}) & , rise \leq hour \leq 14 \\ T_{ave} + T_{amp}\cos(\pi\frac{hour-14}{rise+10}) & , 14 < hour \end{cases} \tag{4.10}$$

The Environment Canada forecasts were collected twice daily on a personal computer at intervals of 12 hours: once in the morning, once in the afternoon. The CanMETEO forecasts were collected once daily in the afternoon. Occasional technical problems such as electrical blackouts caused some forecasts to be missing. The missing Environment Canada forecasts

were filled in by linearly interpolating between the two nearest forecasts for the same target time. For example, if the forecast is missing on January 1st at 14:00 for January 3rd at 14:00, then the forecast from January 1st in the morning and the forecast from January 2nd in the morning (or January 2nd at 14:00 if the latter is also missing) can be used to fill in the missing forecasted temperature for January 3rd at 14:00. As for missing CanMETEO forecasts, these were instead replaced by the Environment Canada forecasts.

The starting points of every control period were set to 2:00 and 14:00. The boundary between the short-term and long-term forecasts was set at the first sunrise after the second full day. The prediction horizon was fixed at 6 days, as this way all control periods could have the exact same prediction horizon. Having a prediction horizon of 6 days also has the advantage that it allows the last point in the horizon to be at 14:00, i.e. a daily maximum. Figure 4.2 shows the contribution of both data sources to the generation of a 6-day-long hour-by-hour forecast using the forecasts of November 1st 2017 as an example. Each full day into the forecast ends at 14:00, and each dashed vertical bar represents a sunrise (at a different time each day). In the the first region, wherein the forecasts are provided by CanMETEO, the maxima and minima do not necessarily align with day starts or sunrises. In the second region, wherein the forecasts are provided by Environment Canada, the day starts and sunrises are aligned with maxima and minima, respectively. Figures 4.3 and 4.4 show sample ambient temperature forecasts over the 6-day prediction horizon compared to the corresponding reported measured temperature. Figure 4.3, showing the forecast on the 7th of May 2018, is representative of clear sky periods with a root mean square difference of 2.13 °C between the predicted and reported temperatures. Figure 4.4, showing the forecast on the 13th of April 2018, is representative of cloudy periods with some missing (i.e. interpolated) forecasts with a root mean square difference of 2.05 °C between the predicted and reported temperatures.

Building load forecasts

For a linear MPC formulation, the heat pump operation needs to be expressed as a linear function of the forecasted ambient temperature. This is a challenging task in the case of an on-off single-speed heat pump, as a regular time discretization of the order of minutes cannot accurately predict a heat pump's cycling with highly variable operation times. Additionally, it also requires forecasts on solar gains (which were not available in this case) and occupancy gains. Thus, the heat pump's average operating load is instead predicted using weather forecasts. The discretized average load is expressed in two linear parts as a function of the difference between the indoor building temperature T_{bui} (assumed to be equal to the heating setpoint of 21 °C) and the ambient temperature T_{amb}. This approach has the advantage of

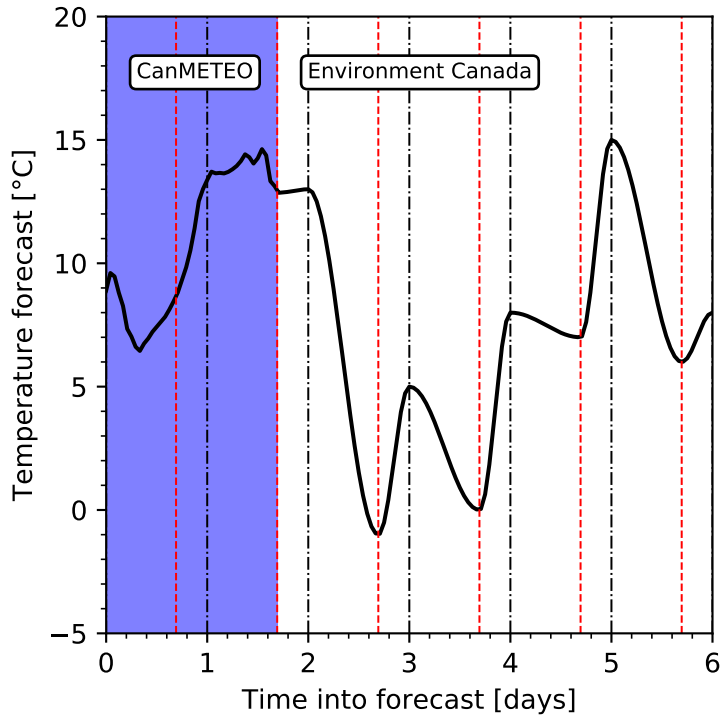

Figure 4.2 Construction of 6-day-ahead weather forecasts on 2017-11-01

including an approximation of the solar gains and the occupancy gains directly within the building effective UA value.

$$Q_{load}(k) = \begin{cases} UA_1(T_{bui} - T_{amb}(k)) + q_{bui,1} & , T_{amb} \leq T_{eq,1} \\ UA_2(T_{bui} - T_{amb}(k)) + q_{bui,2} & , T_{eq,1} < T_{amb} \leq T_{eq,2} \\ 0 & , T_{eq,2} < T_{amb} \end{cases} \tag{4.11}$$

Two effective UA values (UA_1 and UA_2), their associated load constants ($q_{bui,1}$ and $q_{bui,2}$), and the equilibrium temperatures ($T_{eq,1}$ and $T_{eq,2}$) were identified for two time periods: one set for daytime operation (7:00 to 19:00) and one set for nighttime operation (19:00 to 7:00), meaning that a total of 4 different UA values were used ($UA_{1,day}$, $UA_{1,night}$, $UA_{2,day}$, and $UA_{2,night}$). This was done by simulating the emulator model for a full year with a typical meteorological year and then using a curve fitting procedure with the half-day-averaged ambient temperatures and heating loads. The data points as well as the resulting curves are shown in Figure 4.5. The daytime half-day averaged heatings loads are shown as a function of the average ambient temperature in Figure 4.5a, while Figure 4.5b shows the nighttime half-day averaged loads. The lack of solar gains and the more regular occupancy gains at

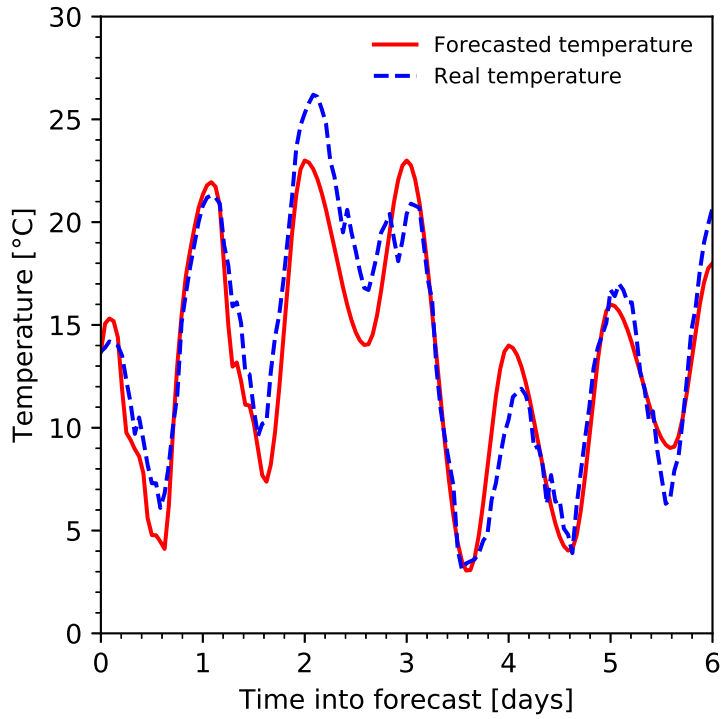

Figure 4.3 Comparison of forecasted and real temperatures, 2018-05-07

night explain why the nighttime curve fit displays a better fit.

Bore field fluid temperature prediction

To model the bore field thermal dynamics, a hybrid numerical/semi-analytical approach is proposed. The approach uses a bore field's "ground-to-fluid thermal response factor" (GTFTRF). The GTFTRF is similar to more conventional thermal response factors (e.g. g-functions), with the difference that the thermal response extends to the average fluid temperature rather than the borehole wall temperature. In other words, it includes short-term thermal capacity effects. The GTFTRF gives the variation of the mean fluid temperature in the bore field in response to a constant total heat injection rate into the bore field. It is defined by the relation:

$$T_f(t) = T_g + \frac{g_{gf}(t)}{2\pi H k_s N_b} \cdot Q \tag{4.12}$$

where $T_f = \frac{1}{2}(T_{in,sou} + T_{out,sou})$ is the arithmetic mean fluid temperature in the bore field, $T_{in,sou}$ and $T_{out,sou}$ are the inlet and outlet fluid temperature in the bore field, T_g is the undisturbed ground temperature, Q is a constant total heat injection rate, g_{gf} is the GTFTRF, H is the borehole length, k_s is the ground thermal conductivity, and N_b is the number of

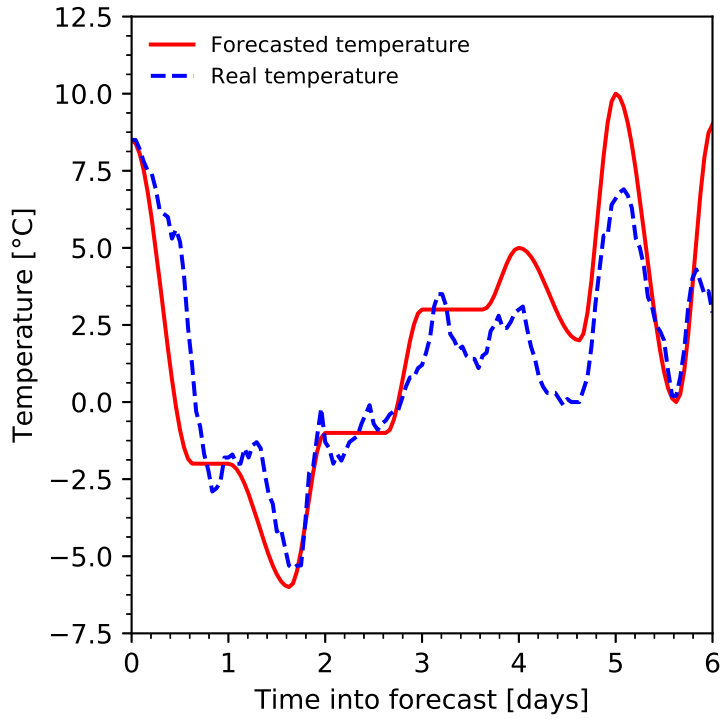

Figure 4.4 Comparison of forecasted and real temperatures, 2018-04-13

boreholes in the bore field.

The mean fluid temperature variation due to a varying heat injection rate into the bore field is obtained from the temporal superposition of the GTFTRF. At a time k:

$$T_f(k) = T_g(k) + \frac{1}{2\pi H k_s N_b} \sum_{i=1}^{k} (g_{gf}(k-i+1) - g_{gf}(k-i))Q(i) \tag{4.13}$$

The summation in Equation 4.13 becomes computationally intensive in multi-year simulations with small time steps. Therefore, a modified cell-shifting aggregation scheme based on the work of Claesson and Javed [30] is used instead. The cell-shifting load aggregation scheme involves discretizing the thermal history of the bore field since the start of the system's operation into N_c cells. Each cell i represents the average ground thermal load during a period spanning from ν_{i-1} to ν_i of the bore field's thermal history. The *width* of each cell doubles every n_c cells, meaning more distant cells contain thermal loads averaged over longer time periods. The widths and time spans of each cell are defined by:

$$width_i = 2^{\text{floor}(\frac{i-1}{n_c})} \tag{4.14}$$

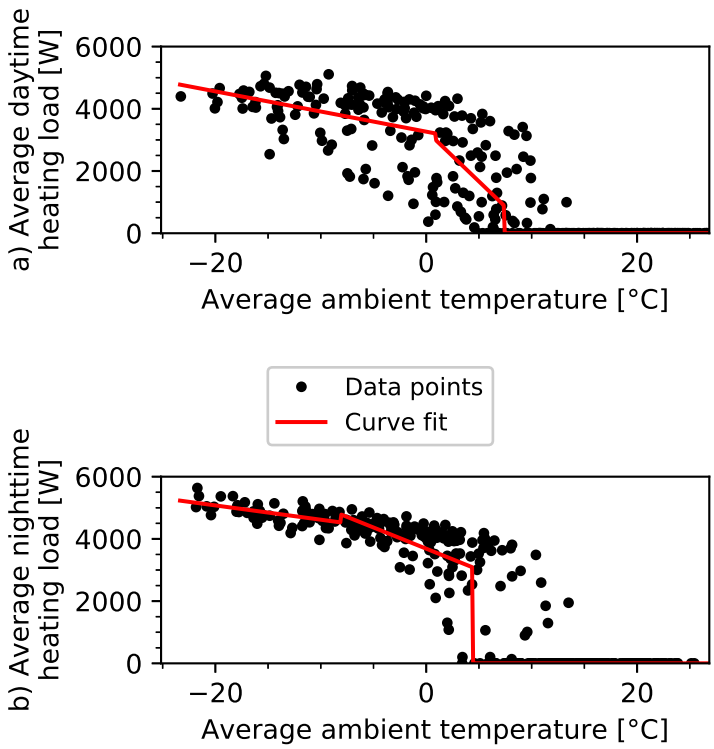

Figure 4.5 Building heating load curve fitting

$$\nu_i = \Delta t \sum_{j=1}^{i} width_j \tag{4.15}$$

i.e. $\nu_i = \nu_{i-1} + \Delta t \cdot width_i$ with $\nu_0 = 0$, where Δt is the controller time step. At every controller time step, cells transfer part of their thermal history towards more distant cells while conserving energy. At a controller time step k occurring at time t, the value of the aggregated load $\bar{Q}_i^{(k)}$ of each cell $i \geq 2$ is expressed as a function of aggregated loads from controller step $(k-1)$:

$$\bar{Q}_{i\geq 2}^{(k)} = \begin{cases} 0 & , t < \nu_{i-1} \\ \frac{1}{width_i}\bar{Q}_{i-1}^{(k-1)} + \bar{Q}_i^{(k-1)} & , \nu_{i-1} \leq t < \nu_i \\ \frac{1}{width_i}\bar{Q}_{i-1}^{(k-1)} + \frac{width_i - 1}{width_i}\bar{Q}_i^{(k-1)} & , \nu_i \leq t \end{cases} \tag{4.16}$$

The value of the averaged ground load in the first cell, $\bar{Q}_1^{(k)}$, is equal to the ground load during the current controller time step, $Q(k)$.

The aggregation weighting factor κ of each cell i is then calculated using the GTFTRF:

$$\kappa_i = \frac{1}{2\pi H k_s N_b}(g_{gf}(\nu_i) - g_{gf}(\nu_{i-1})) \tag{4.17}$$

with $g_{gf}(\nu_0) = 0$. At each controller time step k, temporal superposition is performed on the averaged ground loads to determine the mean fluid temperature:

$$T_f(k) = T_g(k) + \sum_{i=1}^{N_c} \kappa_i \bar{Q}_i^{(k)} \tag{4.18}$$

GSHP performance prediction

Contrary to the emulation model, the GSHP's energy performance in the control model should strictly rely on variables which can be measured or predicted. Thus, the control model assumes that the load-side temperature, the load-side volumetric flow rate and the source-side volumetric flow rate are all constant and known, leaving the source-side heat pump inlet temperature $T_{in,hp}$ $(= T_{out,sou})$ as the only variable taken into account. Manufacturer data was used to produce a quadratic curve fit.

$$COP(k) = \beta_1 + \beta_2 T_{in,hp}(k) + \beta_3 T_{in,hp}^2(k) \tag{4.19}$$

where β_1, β_2 and β_3 are the curve fit coefficients. Assuming steady state heat pump behaviour, $T_{in,hp}$ is calculated using T_f and the ground load Q.

$$\begin{aligned} T_{in,hp}(k) &= T_f(k) - \frac{Q(k)}{2\dot{m}c_p} \\ &= T_f(k) - \frac{(Q_{inj}(k) - Q_{sou}(k))}{2\dot{m}c_p} \\ &= T_f(k) - \frac{(Q_{inj}(k) - (1 - \frac{1}{COP(k)})Q_{load}(k))}{2\dot{m}c_p} \end{aligned} \tag{4.20}$$

where Q_{inj} is the heat injection in the self-assisted configuration, $\dot{m}$ is the source-side mass flow rate, and c_p is the specific heat capacity of the heat carrier fluid.

4.3.3 MPC formulation

MPC relies on a model to forecast future system dynamics based on future input signals and forecasted disturbances. In this section, a brief theoretical framework for linear time-varying (LTV) MPC with a state space representation is first provided, followed by a LTV state space

representation of the self-assisted GSHP system.

LTV MPC framework

With a discrete linear state space representation, the vector of states x changes from time step k to $k+1$ following u_k, a vector of input signals, and w_k, a vector of input disturbances.

$$x_{k+1} = A_k x_k + B_k u_k + E_k w_k \tag{4.21}$$

where the matrices A_k, B_k and E_k provide the system dynamics at time k. Provided forecasts on the future values of the u and w vectors as well as knowledge of the future A, B and E matrices, the future states x predicted at time k can be expressed through successive applications of Equation 4.21:

$$X_k = \Gamma_k x_k + H_k^u U_k + H_k^w W_k \tag{4.22}$$

$$X_k = \begin{bmatrix} x_{k+1|k} \\ x_{k+2|k} \\ x_{k+3|k} \\ \vdots \\ x_{k+N_p|k} \end{bmatrix} \tag{4.23}$$

$$\Gamma_k = \begin{bmatrix} A_k \\ A_{k+1}A_k \\ A_{k+2}A_{k+1}A_k \\ \vdots \\ \prod_{i=N_p-1}^{0} A_{k+i} \end{bmatrix} \tag{4.24}$$

$$H_k^u = \begin{bmatrix} B_k & 0 & 0 & \dots \\ A_{k+1}B_k & B_{k+1} & 0 & \dots \\ A_{k+2}A_{k+1}B_k & A_{k+2}B_{k+1} & B_{k+2} & \dots \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ (\prod_{i=N_p-1}^{1} A_{k+i})B_k & (\prod_{i=N_p-1}^{2} A_{k+i})B_{k+1} & (\prod_{i=N_p-1}^{3} A_{k+i})B_{k+2} & \dots \end{bmatrix} \tag{4.25}$$

$$U_k = \begin{bmatrix} u_{k|k} \\ u_{k+1|k} \\ u_{k+2|k} \\ \vdots \\ u_{k+N_p-1|k} \end{bmatrix} \tag{4.26}$$

$$H_k^w = \begin{bmatrix} E_k & 0 & 0 & \dots \\ A_{k+1}E_k & E_{k+1} & 0 & \dots \\ A_{k+2}A_{k+1}E_k & A_{k+2}E_{k+1} & E_{k+2} & \dots \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ (\prod_{i=N_p-1}^{1} A_{k+i})E_k & (\prod_{i=N_p-1}^{2} A_{k+i})E_{k+1} & (\prod_{i=N_p-1}^{3} A_{k+i})E_{k+2} & \dots \end{bmatrix} \tag{4.27}$$

$$W_k = \begin{bmatrix} w_{k|k} \\ w_{k+1|k} \\ w_{k+2|k} \\ \vdots \\ w_{k+N_p-1|k} \end{bmatrix} \tag{4.28}$$

where N_p is the number of controller time steps in the prediction horizon and X_k, U_k and W_k are vectors of vectors wherein the $|k$ subscript denotes vectors that are predicted (x, w) or optimized (u) at time k. The presence of the term x_k in Equation 4.22 indicates that the initial conditions of the states are appropriately reset at the start of every control period.

LTV MPC applied to a GSHP

This section presents a LTV state space formulation to predict the inlet fluid temperature and to use the heat injection element of the self-assisted configuration to prevent the use of auxiliary heating. This first requires the prediction of the mean bore field fluid temperature with the general format shown in Equation 4.21. The bore field's aggregated ground loads $\bar{Q}$ are used as the state variables with the dynamics shown in Equation 4.18 as well as the

decomposition of the total ground load shown in Equation 4.20.

$$x_k = \begin{bmatrix} \bar{Q}_1^{(k)} \\ \bar{Q}_2^{(k)} \\ \bar{Q}_3^{(k)} \\ \vdots \\ \bar{Q}_{N_c}^{(k)} \end{bmatrix} \tag{4.29}$$

$$u_k = \left[Q_{inj}(k) \right] \tag{4.30}$$

$$w_k = \left[Q_{load}(k) \right] \tag{4.31}$$

The matrices defining the discrete system dynamics are derived from the dynamics shown in the control model section.

$$A_k = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & \dots \\ a_{2,1}(k) & a_{2,2}(k) & 0 & 0 & \dots \\ 0 & a_{3,2}(k) & a_{3,3}(k) & 0 & \dots \\ 0 & 0 & a_{4,3}(k) & a_{4,4}(k) & \dots \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \end{bmatrix}_{N_c \times N_c} \tag{4.32}$$

$$a_{i,i-1}(k) = \begin{cases} 0 & , k\Delta t_{agg} < \nu_{i-1} \\ \frac{1}{width_i} & , k\Delta t_{agg} \geq \nu_{i-1} \end{cases} \tag{4.33}$$

$$a_{i,i}(k) = \begin{cases} 0 & , k\Delta t_{agg} < \nu_{i-1} \\ 1 & , \nu_{i-1} \leq k\Delta t_{agg} < \nu_i \\ \frac{width_i - 1}{width_i} & , \nu_i \leq k\Delta t_{agg} \end{cases} \tag{4.34}$$

$$B_k = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix}_{N_c \times 1} \tag{4.35}$$

$$E_k = \begin{bmatrix} -(1 - \frac{1}{\mathrm{COP}(k)}) \\ 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix}_{N_c \times 1} \tag{4.36}$$

The N_p-step-ahead aggregated ground loads can then be predicted with the formulation used in Equation 4.22, after which they can be used to predict the N_p-step-ahead fluid temperatures following the temporal superposition shown in Equation 4.18.

$$\vec{T}_f(k) = V \underbrace{[\Gamma_k x_k + H_k^u U_k + H_k^w W_k]}_{X_k} + \vec{T}_g \tag{4.37}$$

$$\vec{T}_f(k) = \begin{bmatrix} T_f(k+1) \\ T_f(k+2) \\ T_f(k+3) \\ \vdots \\ T_f(k+N_p) \end{bmatrix} \tag{4.38}$$

$$\vec{T}_g(k) = \begin{bmatrix} T_g(k+1) \\ T_g(k+2) \\ T_g(k+3) \\ \vdots \\ T_g(k+N_p) \end{bmatrix} \tag{4.39}$$

$$V = \begin{bmatrix} \omega & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \omega & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & \omega & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & \omega \end{bmatrix} \tag{4.40}$$

$$\omega = \begin{bmatrix} \kappa_1 & \kappa_2 & \kappa_3 & \dots & \kappa_{N_c} \end{bmatrix} \tag{4.41}$$

where $\vec{T_f}$ is the vector of all mean fluid temperatures T_f in the prediction horizon. Similarly, $\vec{T_g}$ is the vector of all undisturbed ground temperatures T_g in the prediction horizon. In this paper, T_g is assumed to be constant.

Control-oriented COP dynamics

The presence of the $COP(k)$ term in Equation 4.36 renders the formulation non-linear, as the COP depends on the state variables in a non-linear fashion. Therefore, an iterative approach is proposed whereby the COP at each controller time step is evaluated iteratively. The COP is evaluated from the inlet fluid temperature to the heat pump at each iteration based on the latest prediction of mean fluid temperatures. This process is repeated until convergence, i.e. until the maximum difference between the assumed COP values and the calculated COP values falls below the absolute COP tolerance ε_{COP}. The inlet fluid temperatures to the heat pump in the prediction horizon are given by:

$$\vec{T}_{in,hp}(k) = \vec{T}_f(k) + H^{\Delta T,u} U_k + H^{\Delta T,w} W_k \tag{4.42}$$

$$\vec{T}_{in,hp}(k) = \begin{bmatrix} T_{in,hp}(k+1) \\ T_{in,hp}(k+2) \\ T_{in,hp}(k+3) \\ \vdots \\ T_{in,hp}(k+N_p) \end{bmatrix} \tag{4.43}$$

$$H^{\Delta T,u} = \begin{bmatrix} \frac{-1}{2\dot{m}c_p} & 0 & 0 & \dots \\ 0 & \frac{-1}{2\dot{m}c_p} & 0 & \dots \\ 0 & 0 & \frac{-1}{2\dot{m}c_p} & \dots \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \end{bmatrix} \tag{4.44}$$

$$H^{\Delta T,w} = \begin{bmatrix} \frac{(1-\frac{1}{COP(k)})}{2\dot{m}c_p} & 0 & 0 & \dots \\ 0 & \frac{(1-\frac{1}{COP(k+1)})}{2\dot{m}c_p} & 0 & \dots \\ 0 & 0 & \frac{(1-\frac{1}{COP(k+2)})}{2\dot{m}c_p} & \dots \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \end{bmatrix} \tag{4.45}$$

Optimization and cost function

The aim of the control strategy is to prevent $T_f(k)$ from falling below a certain minimum temperature $T_{min}(k)$. Here, $T_f(k)$, rather than $T_{in,hp}(k)$, is constrained to be maintained above the minimum temperature $T_{min}(k)$, as it is considered the lowest possible returning fluid temperature during a controller time step. As shown by Laferrière and Cimmino [93], peak power consumption reduction can be achieved by eliminating auxiliary electric power,

and thus by maintaining the mean fluid temperature above the low temperature limit. In this formulation, the sum of all Q_{inj} values in the prediction horizon is minimized while respecting state constraints and bounds on Q_{inj} and T_f:

$$\begin{aligned} \min_{0 \leq Q_{inj}(k+i|k) \leq Q_{inj,max}} & \sum_{i=0}^{N_p-1} Q_{inj}(k+i|k) \\ \text{s.t.} \quad & [-VH_k^u]U_k \leq [-\vec{T}_{min}(k) + V\Gamma_k x_k + VH_k^w W_k + \vec{T}_g(k)] \end{aligned} \tag{4.46}$$

where $Q_{inj,max}$ is the upper bound on Q_{inj}. In this paper, the lower and upper bounds on Q_{inj} are constant, though they could also be time-varying. $\vec{T}_{min}$ is the vector of future minimum fluid temperatures entering the heat pump.

$$\vec{T}_{min}(k) = \begin{bmatrix} T_{min}(k+1) \\ T_{min}(k+2) \\ T_{min}(k+3) \\ \vdots \\ T_{min}(k+N_p) \end{bmatrix} \tag{4.47}$$

Operational bounds

Due to the model's reliance on imperfect weather forecasts and the averaged ground load prediction method shown in Equation 4.11, the control model is likely to exhibit some modelling error. In particular, the use of T_f as a worst-case $T_{in,hp}$ detailed previously is likely to cause a systematic overestimation of the heat injection requirements. However, the control strategy should seek to avoid too large of an increase in energy consumption. To this end, T_{min} is complemented by a Kalman filter to minimize any systematic error of the GSHP source-side inlet temperature prediction and, therefore, minimize the amount of unnecessary heat injection into the bore field. The Kalman filter recursively attempts to correct the bias of $T_{in,hp}$. The bias is defined as the difference between the forecasted temperature and the measured temperature, i.e. $bias = forecast - measure$. Here, only the maximum measured bias of $T_{in,hp}$ (i.e. the worst-case overestimation of $T_{in,hp}$) over the past control period is considered and used as a measure of the bias for the Kalman filter. The filtered bias is denoted as $bias^{Kal}$.

$$T_{min} = 0°\text{C} + bias^{Kal} \tag{4.48}$$

The Kalman filter used in this paper follows the approach suggested by Galanis and Anadranistakis [4], which involves a linear one-dimensional model to correct the bias in ambient air temperature forecasts with a dynamic recalculation of the covariances of the process and

output noises. The same initial conditions were used for the process noise covariance (i.e. $Q^{Kal}(0) = 1$), the output noise covariance (i.e. $R^{Kal}(0) = 6$), the filter model state (i.e. $z(0) = 0$), and the filter model state's error covariance (i.e. $P(0) = 4$). The number of samples N^{Kal} before the noise covariances are recalculated is 6 (i.e. 3 days) rather than 7 as used by Galanis and Anadranistakis [4]. As the Kalman filter is updated at the start of every control period, the value of $bias^{Kal}$ is potentially different for every control period (though applied uniformly to every control time step within a given prediction horizon).

The downside with this approach is that the Kalman filter is a reactive filter. This means that, when faced with any sudden changes in the systematic bias, it can only react one control period later at best. To anticipate situations where the application of the Kalman filter could lead to an under-injection of heat into the bore field, the measure of $T_{in,hp}$ at the start of a control period is used to verify whether or not the GSHP is within a certain margin ΔT_{margin} of the GSHP's physical operational bounds.

$$\Delta T_{margin} = \frac{Q_{lb}}{2\dot{m}c_p} \tag{4.49}$$

where Q_{lb} is the ground load Q when $T_{in,hp}$ is near the GSHP's lower limit. If the initial $T_{in,hp}$ is lower than ΔT_{margin}, negative values of $bias^{Kal}$ in Equation 4.48 are ignored. The definition of ΔT_{margin} shown in Equation 4.49 stems from the definition of the steady-state fluid temperature shown in Equation 4.20. Specifically, it is assumed that, should the operational bound of 0 °C be within a half-amplitude of the expected variation around the average T_f, the Kalman filter's adjustment ($bias^{Kal}$) should be ignored for any value $bias^{Kal} < 0$.

In some cases, a low initial $T_{in,hp}$ at the start of a control period combined with a large $bias^{Kal}$ could potentially render the satisfaction of the T_{min} constraints unfeasible for the first few control time steps. If this is ever the case, the controller decreases the value of T_{min} for the first 30 minutes in the prediction horizon by increments of 0.25 °C until the optimization becomes feasible.

Control flow diagram

A graphical overview of the optimization part of the control strategy is shown by means of a control flow diagram in Figure 4.6.

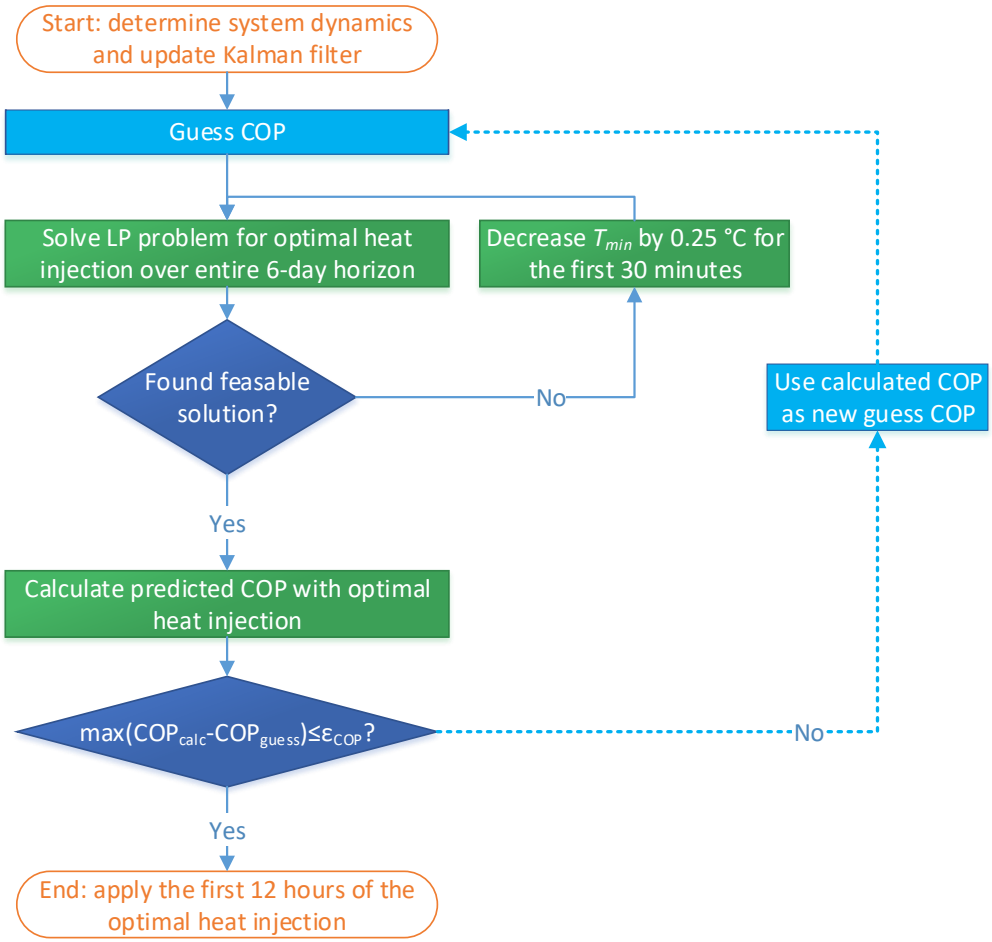

Figure 4.6 Control flow diagram

4.4 Results

The methodology described in the previous section was used to study the performance of the described MPC strategy on a single-family two-story dwelling with a total floor area of 200 m^2 in Montreal, Canada. The energy performance is studied over a simulation period of 20 years. As the weather forecasts were collected over a period of only one year, these forecasts were repeated from year to year. Along with the forecasts, the real weather data used by the emulation model covered the same period and was also repeated year to year. The building heating and cooling loads are primarily met by a GSHP with a bore field consisting of one single-U-Tube vertical borehole. The borehole parameters are shown in Table 1, the emulation model GSHP parameters are shown in Table 2, the control model building load

estimation parameters are shown in Table 3, and the GSHP curve fit coefficients (for the emulation and control models) are shown in Table 4.

Table 4.1 Borehole parameters

Parameter	(units)	Value
Borehole buried depth	(m)	4
Borehole radius	(m)	0.075
Tube outer radius	(m)	0.0274
Tube thickness	(m)	0.002
Shank spacing (half of the distance between the center of both pipes)	(m)	0.035
Soil thermal conductivity	(W/m.K)	2
Soil volumetric heat capacity	(J/m^3.K)	2e+06
Grout thermal conductivity	(W/m.K)	1.15
Grout volumetric heat capacity	(J/m^3.K)	1.28e+06
Undisturbed ground temperature	(K)	283.15

Table 4.2 GSHP parameters

Parameter	(units)	Value
Heat carrier fluid density	(kg/m^3)	1018
Heat carrier fluid specific heat capacity	(J/kg-K)	3956
Heat carrier fluid dynamic viscosity	(Pa-s)	2.87e-03
Source-side mass flow rate	(kg/s)	0.437
Load-side mass flow rate	(kg/s)	0.623
$Q_{h,ref}$	(W)	16304
$Q_{c,ref}$	(W)	8260
$P_{h,ref}$	(W)	2772
$P_{c,ref}$	(W)	1679
$\dot{V}_{air,ref,h}$	(m^3/s)	0.590
$\dot{V}_{air,ref,c}$	(m^3/s)	0.590
$\dot{V}_{w,ref,h}$	(m^3/s)	5.678e-04
$\dot{V}_{w,ref,c}$	(m^3/s)	2.839e-04
T_{ref}	(K)	283
Minimum operational $T_{in,hp}$	(K)	273.15

The emulation model uses variable simulation time steps. While the nominal time step is 300 seconds, this can become shorter whenever an event (e.g. a change in a controller's input condition) is triggered. The control strategy uses a time step Δt of 15 minutes, i.e. 900 seconds. The key parameters of the predictive controller are shown in Table 5, where N_{ctrl} refers to the number of control time steps within a control period, i.e. the number of steps from a given total prediction horizon that are applied.

Table 4.3 Building load estimation parameters

Period	Parameter	(units)	Value
Day	UA_1	(W/K)	64.75
	UA_2	(W/K)	324.7
	$q_{bui,1}$	(W)	1905
	$q_{bui,2}$	(W)	-3530
	$T_{eq,1}$	(K)	274
	$T_{eq,2}$	(K)	280.5
Night	UA_1	(W/K)	45.96
	UA_2	(W/K)	136.2
	$q_{bui,1}$	(W)	3192
	$q_{bui,2}$	(W)	825
	$T_{eq,1}$	(K)	265
	$T_{eq,2}$	(K)	277.5

Table 4.4 Heat pump curve fit coefficients parameters

	1	2	3	4	5	6
B	4.557	17.123	-20.265	-1.057	0.238	0.018
C	-10.696	4.954	6.068	0.755	-0.141	-
E	-2.361	-0.865	3.815	0.027	0.113	-
F	-6.226	5.377	1.651	-0.220	0.057	-
β	-98.600	0.659	-0.001	-	-	-

Table 4.5 MPC parameters

Parameter	(units)	Value
Δt	(s)	900
N_{Kal}	(-)	6
N_{ctrl}	(-)	48
N_p	(-)	577
$Q_{inj,max}$	(W)	5000
ΔT_{margin}	(K)	1.9
N_c	(-)	86

The energy performance of the proposed control strategy is studied by comparing three cases: (1) a GSHP system with a sufficiently long borehole to avoid any auxiliary heating over 20 years, (2) an undersized and unassisted GSHP with a shorter borehole and, therefore, auxiliary electric heating, and (3) a self-assisted undersized GSHP with the same shorter borehole. The auxiliary electric heating capacity is 10 kW in all three cases. The three cases are compared in Table 6. “Total peak power” and “total energy” refer to the sum of

the power demands or energy consumption of the heat pump compressor, the assisting heat injection, and the auxiliary electric heating.

Table 4.6 Comparison of three GSHP configurations over 20 years

Result	(units)	Case 1: Full-size GSHP	Case 2: Unassisted and undersized GSHP	Case 3: Self-assisted and undersized GSHP
Borehole length (H)	(m)	177	150	150
Total peak power demand	(W)	2876	12,694	15,770
Peak heat pump power demand	(W)	2876	2878	2878
Peak heat injection power demand	(W)	0	0	4023
Peak auxiliary heating power demand	(W)	0	10,000	10,000
Yearly average total energy consumption	(kWh)	4064	4329	4568
Yearly average heat pump energy consumption	(kWh)	4064	4049	4115
Yearly average heat injection energy consumption	(kWh)	0	0	443
Yearly average auxiliary heating energy consumption	(kWh)	0	279	10

The results in Table 6 show that the self-assisted GSHP (i.e. Case 3) does not fully eliminate auxiliary electric heating. Thus, when compared to a similar unassisted GSHP (i.e. Case 2), there is no decrease in peak power demand; rather, there is an increase in peak power demand as there are a few instances of combined auxiliary electric heating and heat injection. It is worth noting that the instances of such high demand are rare: over 20 years, only 2 years contain such peaks, for a total time of about 35 minutes. Other than these instances, the peak power demand is 13,619 W. Additionally, there is a 5.54% increase in energy consumption. Figure 4.7 compares the total power demand of all three cases during the 20th year. Figure 4.7a shows the daily average total energy consumption, while Figure 4.7b shows the daily maximum power demand. While the highest peak power demand in Case 3 doesn't decrease with regards to Case 2, there are fewer peaks of auxiliary electric heating. Therefore, rather than focusing on peak power demand over 20 years, the results instead focus on the amount of auxiliary electric heating over 20 years. From Case 2 to Case 3, average yearly auxiliary

electric heating over 20 years decreases from 279 kWh to 10 kWh, which represents a 96.3% reduction in the amount of auxiliary electric heating.

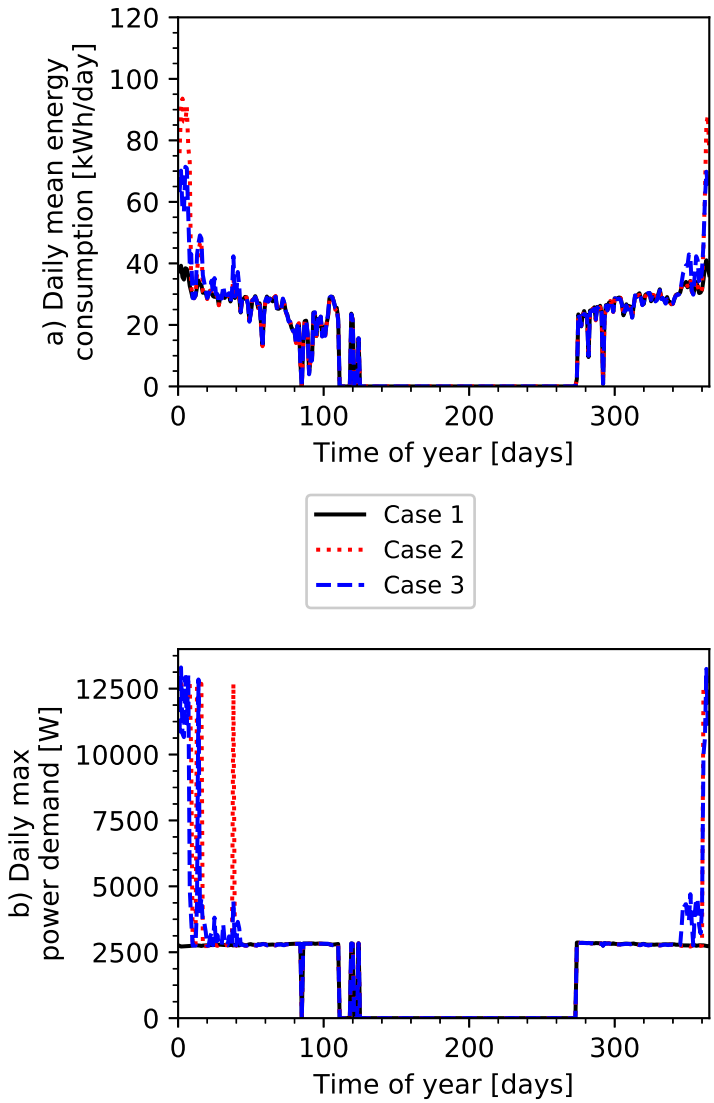

Figure 4.7 Total heating-related power demand, 20th year

Figure 4.8 shows the yearly total and maximum heat injection for Case 3 that was found to be optimal by the model predictive controller, while Figure 4.9 shows the heat injection profile during the 20th year and compares the heat injection with the value of $T_{in,hp}$. The heat injection profile displays similar year-to-year peaks after the first heating season. This can be explained by the fact that the system starts at a temperature equal to the undisturbed ground temperature, which is 10 °C in this paper. Thus, the GSHP requires less heat injection during the first year of operation. As for year-to-year total energy consumption, it reaches

a steady value after approximately 17 years. Figure 4.9 shows that heat injection mainly coincides with low returning fluid temperatures.

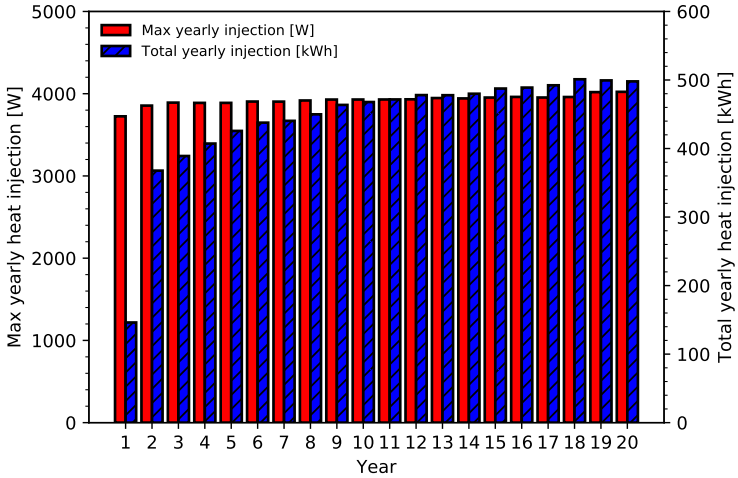

Figure 4.8 Heat injection over 20 years

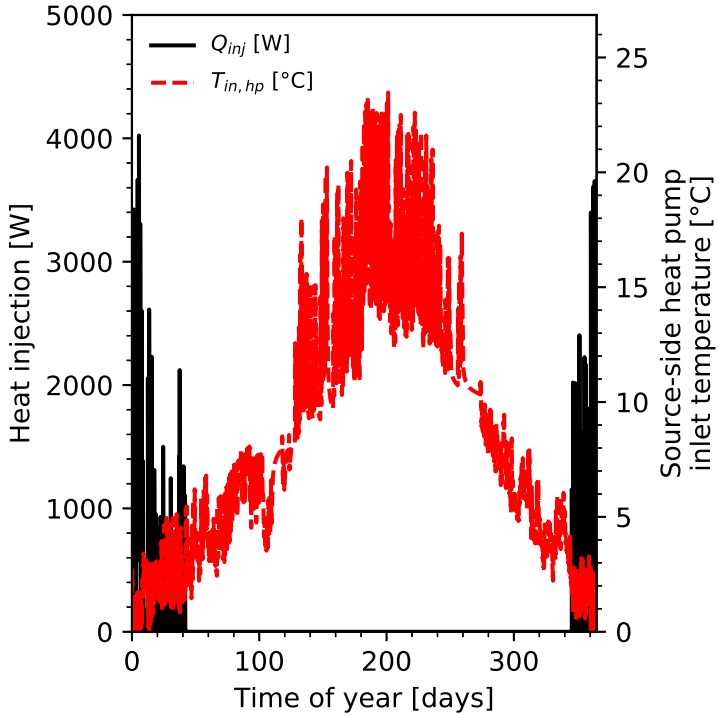

Figure 4.9 Heat injection and returning fluid temperature, 20th year

A 4th Case is added to the comparison. This 4th Case is the same as Case 3, though without

the $bias^{Kal}$ adjustment from the Kalman filter. In other words, Case 4 has a constant T_{min} of 0 °C. Table 7 compares the energy performance of the undersized GSHPs, i.e. Cases 2, 3 and 4. The use of the Kalman filter reduces the total energy consumption increase relative to Case 2 from 7.59% to 5.54% over 20 years. However, there is also an increase in the amount of auxiliary electric heating, which causes a relative decrease in auxiliary electric energy consumption of 96.3% rather than the value of 96.7% obtained without the Kalman filter. These results are as anticipated, as the Kalman filter attempts to correct the bias in fluid temperature predictions to generally reduce the amount of heat injection, which naturally leads to more auxiliary electric heating.

Table 4.7 Effect of the Kalman-filtered bias

Result	(units)	Case 2: Unassisted and undersized GSHP	Case 3: Self-assisted and undersized GSHP	Case 4: Self-assisted and undersized GSHP without $bias^{Kal}$
Yearly average total energy consumption	(kWh)	4329	4568	4657
% change in total energy consumption relative to Case 2	(-)	-	+5.54%	+7.59%
Yearly average auxiliary electric heating consumption	(kWh)	279	10	9
% change in auxiliary electric heating consumption relative to Case 2	(-)	-	-96.3%	-96.7%

Calculation times

The total time required for the simulation of Case 3 to be completed on a PC was about 60.5 hours. However, the majority of this time (75%) was taken up by the emulation model due to the bore field model and the hysteresis controllers used for the heat pump operation. The total time taken by the MPC calculations (including the multiple COP iterations) over 20 years was about 15.2 hours. The average time for the MPC calculations for a single control period (once again including the multiple COP iterations) was 7.1 seconds, with a maximum value of 16.9 seconds. As the controller only optimizes a heat injection profile once every 12 hours, this is fast enough to be considered real-time. In Case 3, the COP convergence procedure described in the Methodology section succeeded in achieving convergence with a

maximum of 4 iterations and an average of 3.98 iterations over 20 years. This was done with an absolute tolerance ε_{COP} of 1.0e-04.

4.5 Discussion and conclusions

This paper presents a LTV state space formulation for a MPC strategy used on a self-assisted GSHP system. The control-oriented model is linear with regards to the GSHP's source-side and load-side dynamics, with the ground heat transfer being modeled using the bore field's GTFTRF combined with a load aggregation scheme. The COP is calculated iteratively until convergence, thus permitting non-linear temperature dependence. The optimization problem, formulated as a LP problem, uses a Kalman filter on the fluid temperature prediction bias to correct the returning fluid temperature bounds.

The control strategy was applied on a single-family residential dwelling in Montreal, Canada, over a period of 20 years using real weather forecasts and historical weather data from 2017 and 2018. Results show that, while the self-assisted GSHP doesn't succeed to completely eliminate auxiliary electric heating, it does manage to reduce it by 96.3%, at the cost of a 5.54% increase in total energy consumption. Without the Kalman-filtered bias, the control strategy instead reduces auxiliary electric heating by 96.7%, at the cost of a 7.59% increase in total energy consumption. The increase in total energy consumption could be reduced by considering the heating temperature set point as a control input (in addition to the self-assisted heat injection). This way, the building could be pre-heated in preparation of peak heating periods, thereby decreasing the amount of heat that needs to be extracted during the peak heating periods.

An important limitation of the proposed MPC method is that the states (i.e. the aggregated ground loads) are assumed to be exactly measurable. In reality, the measurement of ground loads is difficult since they would need to be inferred from measured returning fluid temperatures and the performance data provided by the manufacturer of the heat pump, introducing uncertainty. Another source of uncertainty not accounted for in the presented methodology is the uncertainty of the ground temperature response. Here, the same emulation model used to simulate the borehole was also used to obtain the borehole's GTFTRF and the ground temperature response is thus exact. Future work will therefore be devoted to the estimation of ground loads while accounting for the uncertainty of measurements and predictions.

CHAPITRE 5 DISCUSSION GÉNÉRALE

Ce chapitre a pour but de faire un retour général sur les résultats et sur les conclusions principales obtenues dans l'article ainsi que les résultats complémentaires présentés en annexe. La discussion qui suit, séparée selon les objectifs de ce mémoire, permet de replacer ces résultats dans le contexte de la revue de littérature du Chapitre 2.

5.1 Développement d'un modèle de contrôle de pompe à chaleur géothermique

L'article présenté dans le Chapitre 4 présente le développement d'un modèle de puits géothermiques pour fins de contrôle. Le modèle utilise une représentation d'état linéaire et variable dans le temps qui prédit les charges agrégées au sol en fonction de la chaleur injectée ou tirée du sol. La superposition temporelle pour prédire la température moyenne du fluide ainsi que la température du fluide sortant du champ de puits est réalisée avec la g-function jusqu'au fluide. En plus du champ de puits, le modèle inclut aussi la dynamique d'une pompe à chaleur géothermique. La non-convexité et la non-linéarité de cette pompe à chaleur, qui découlent du coefficient de performance et de sa dépendance non linéaire de la température du fluide, sont évitées en adoptant une approche itérative pour calculer le coefficient de performance en fonction des prévisions de température du fluide caloporteur. Les résultats montrent qu'il est possible d'atteindre la convergence pour tous les coefficients de performance dans l'horizon de prédiction à l'aide d'un faible nombre d'itérations.

Ce modèle de contrôle présente donc plusieurs améliorations par rapport aux autres modèles dans la littérature. D'une part, il permet de simuler un champ de plusieurs puits ayant une configuration arbitraire, et ce en tenant compte de la dynamique thermique à court terme grâce à la g-function jusqu'au fluide. Ensuite, il s'agit d'un modèle linéaire pour son côté source ainsi que pour son côté charge. Finalement, le modèle nécessite au plus une simulation avec un modèle d'émulation de champ de puits pour obtenir la g-function jusqu'au fluide, et ne nécessite pas de simulations additionnelles pour entraîner ou paramétrer le modèle.

5.2 Commande prédictive d'une pompe à chaleur géothermique résidentielle auto-assistée

L'article du Chapitre 4 continue avec l'étude d'une stratégie de commande prédictive. Cette étude, qui utilise le modèle de simulation développé par Laferrière et al. [94] comme modèle d'émulation, fait suite à l'article de conférence de Laferrière et Cimmino [93] dans lequel la

commande prédictive de la configuration auto-assistée a d'abord été abordée. Il a été montré dans cet article de conférence que la commande prédictive avec prévisions parfaites (c'est-à-dire sans les incertitudes engendrées par les prévisions météorologiques ainsi que la différence entre les modèles de simulation et de modélisation) permet à la configuration auto-assistée de réduire l'appel de puissance électrique de pointe d'une maison montréalaise équipée d'une pompe à chaleur géothermique auto-assistée avec un puits vertical sous-dimensionné. Cette réduction de la pointe est réalisée au coût d'une faible augmentation de la consommation énergétique totale. Ces résultats sont conformes aux premiers résultats sur la configuration auto-assistée obtenus par Eslami Nejad et al. [1].

La stratégie de contrôle du Chapitre 4 utilise des prévisions météorologiques pour prédire la charge au sol résultant de l'opération de la pompe à chaleur. Ces prévisions météorologiques ont été collectées sur une période d'un an, et permettent ainsi d'avoir des résultats qui incluent l'incertitude réelle associée aux prévisions météorologiques. L'horizon de prédiction du contrôleur est de six jours et un nouveau problème d'optimisation (avec un nouveau profil d'injection thermique pour assister le champ de puits) est obtenu toutes les 12 heures. Un filtre de Kalman linéaire unidimensionnel permet de réduire le biais des prévisions de température du fluide caloporteur, ce qui améliore la performance de la stratégie de contrôle en ce qui a trait à la consommation énergétique totale.

La stratégie de commande prédictive proposée dans ce mémoire ne permet pas d'éliminer le chauffage électrique auxiliaire. Elle permet cependant de réduire la consommation énergétique du chauffage électrique auxiliaire de 268 kWh (96.3 %) par année au coût d'une augmentation de la consommation énergétique totale de 239 kWh (5.54 %). Cette dernière est causée principalement par l'injection de chaleur de 443 kWh par année. L'injection de chaleur est alors plus importante que la baisse de consommation d'énergie du chauffage électrique auxiliaire. D'autres travaux de recherche seront requis pour permettre une élimination systématique du chauffage électrique auxiliaire. Cependant, ces résultats montrent que la configuration auto-assistée peut offrir une assistance thermique substantielle aux pompes à chaleur résidentielles auto-assistées munies de puits sous-dimensionnés. Cette assistance thermique est possible même en tenant compte de l'incertitude des prévisions météorologiques ainsi que de l'incertitude de la charge thermique au sol résultant de l'opération de la pompe à chaleur. Ainsi, la stratégie de contrôle proposée permet une meilleure gestion de l'appel de puissance électrique lors des pointes pendant la saison de chauffage, et ce sans avoir recours à des installations solaires pour fournir l'assistance thermique. Les désavantages de l'assistance par collecteurs solaires mis de l'avant dans le Chapitre 2 pourraient alors être surmontés par la configuration auto-assistée.

Les résultats présentés dans l'annexe B permettent de comprendre la sensibilité de la stratégie de contrôle aux paramètres du modèle de contrôle. Ils mettent en lumière la sensibilité du modèle en ce qui a trait aux prévisions de l'opération de la pompe à chaleur (et donc de la charge résultante au sol), tout en montrant que la stratégie de contrôle n'est pas particulièrement sensible par rapport à d'autres paramètres comme les conditions initiales du filtre de Kalman ainsi que la capacité de la pompe à chaleur. Puis, ils montrent que l'assistance thermique est plus facile à offrir à des puits moins sous-dimensionnés.

CHAPITRE 6 CONCLUSION

Ce chapitre conlut le mémoire en faisant une brève synthèse des travaux, en exposant les limitations de ces travaux, et finalement en élaborant sur les pistes d'améliorations futures découlant des résultats obtenus.

6.1 Synthèse des travaux

D'abord, un modèle de champ de puits basé sur l'agrégation des charges de Claesson et Javed [30] pour fins de contrôle est développé et puis intégré à un modèle de contrôle d'une pompe à chaleur géothermique. Ce modèle de contrôle est linéaire (pour le côté source et le côté charge de la pompe à chaleur) et variable dans le temps, avec une approche itérative pour converger vers le coefficient de performance de la pompe à chaleur. Il repose sur une formulation par représentation d'état qui est linéaire et variable dans le temps. La modélisation de la dynamique thermique des puits géothermiques est réalisée avec la g-function jusqu'au fluide. L'utilisation de l'agrégation des charges de Claesson et Javed pour la superposition temporelle permet à la représentation d'état d'avoir des dimensions constantes. Le modèle résultant n'a pas besoin d'être paramétré ou entraîné.

Ensuite, une stratégie de commande prédictive est développée à partir de ce modèle de contrôle. Des prévisions météorologiques réelles à Montréal, obtenues sur une période d'un an, sont utilisées pour étudier la commande prédictive d'une pompe à chaleur géothermique résidentielle auto-assistée dans le but d'éliminer ou de réduire le chauffage électrique auxiliaire avec une augmentation minimale de la consommation énergétique totale. La stratégie de contrôle inclut un filtre de Kalman linéaire et unidimensionnel pour améliorer les prédictions des températures du fluide caloporteur. Le modèle d'émulation utilise une pompe à chaleur à vitesse fixe qui est contrôlée par hystérésis pour chauffer et climatiser un bâtiment résidentiel ayant une superficie de plancher de 200 m^2. Dans le modèle de contrôle, l'opération de la pompe à chaleur est approximée par sa charge moyennée dans le temps. Cette charge moyennée est estimée avec les prévisions météorologiques.

Sur une période de 20 ans de simulation, la stratégie proposée permet de réduire l'utilisation de chauffage électrique auxiliaire de 268 kWh (une réduction de 96.3 %). L'augmentation subséquente de la consommation énergétique totale est de 239 kWh (5.54 %). Ces résultats sont obtenus avec un horizon de prédiction de 6 jours et une période de contrôle de 12 heures. Les pas de temps du modèle de contrôle sont d'une durée de 15 minutes.

La stratégie de contrôle est notamment sensible aux prédictions de la charge de chauffage de la pompe à chaleur. L'utilisation d'une pompe à chaleur à plus faible capacité, qui réduit les fluctuations de température du fluide caloporteur sur la durée d'un pas de temps de contrôle, permet une élimination presque complète du chauffage électrique auxiliaire. La stratégie de contrôle est robuste face aux autres paramètres qui ont été étudiés dans l'étude de sensibilité présentée dans l'annexe B.

6.2 Limitations

Puisque la stratégie de contrôle proposée n'élimine pas complètement le chauffage électrique auxiliaire, la pointe totale connaît une augmentation à certains moments (bien qu'elle est aussi réduite par d'autres moments). Ainsi, l'optimalité des profils d'injection de chaleur générés n'est pas garantie. Cependant, le chauffage électrique auxiliaire est presque totalement éliminé (avec une augmentation satisfaisante de la consommation énergétique totale).

Ensuite, le modèle de contrôle suppose que les charges agrégées sont parfaitement mesurables. En réalité, ceci n'est pas le cas, et les conditions initiales de chaque problème de contrôle devraient donc être trouvées avec des données mesurables comme la température de fluide à la sortie du champ de puits et l'énergie électrique consommée par la pompe à chaleur.

Puis, le modèle d'émulation de la pompe à chaleur géothermique est le même qui a été utilisé pour générer la g-function jusqu'au fluide, alors qu'en réalité il y aurait un écart entre les deux qui n'a pas été pris en compte dans ce mémoire.

Finalement, ces travaux se sont uniquement penchés sur le bilan énergétique de la stratégie de contrôle. Ainsi, aucune information n'est fournie sur la performance économique de la configuration auto-assistée, ce qui empêche d'effectuer une comparaison directe entre la configuration auto-assistée et les configurations avec assistance par collecteurs solaires.

6.3 Améliorations futures

En vue de répondre aux limitations de la section 6.2, des pistes de recherche futures sont présentées ici.

D'abord, pour remédier à la limitation de la non-élimination du chauffage électrique auxiliaire, il sera nécessaire d'améliorer le modèle et la stratégie de contrôle. Cette amélioration pourrait notamment passer par de meilleures prédictions de la charge de chauffage moyennée ou encore par la formulation d'un modèle qui tient compte du contrôle par hystérésis de la pompe à chaleur.

Pour ce qui est des valeurs initiales des charges agrégées, des travaux futurs seront nécessaires pour élaborer un observateur ou un estimateur permettant de déterminer les valeurs de $\bar{Q}_i^{(k)}$ à partir d'autres mesures.

En dernier point, des travaux futurs permettront, par l'intermédiaire d'une analyse de cycle de vie, de comparer la configuration auto-assistée aux méthodes d'assistance solaire. Cette comparaison pourra être réalisée sur la base du coût total sur le cycle de vie ainsi que sur la base des émissions de gaz à effet de serre.

RÉFÉRENCES

[1] P. Eslami Nejad, M. Cimmino et S. Hosatte-Ducassy, “Heat pump capacity effects on peak electricity consumption and total length of self- and solar-assisted shallow ground heat exchanger networks,” communication présentée à IGSHPA Technical/Research Conference and Expo, Denver, Colorado, É.-U., 14-16 mars 2017.

[2] J. A. Rossiter, *Model-Based Predictive Control : A Practical Approach*. CRC Press, 2003.

[3] R. E. Kalman, “A new approach to linear filtering and prediction problems,” *Journal of basic Engineering*, vol. 82, n°. 1, p. 35–45, 1960.

[4] G. Galanis et M. Anadranistakis, “A one-dimensional Kalman filter for the correction of near surface temperature forecasts,” *Meteorological Applications*, vol. 9, n°. 4, p. 437–441, 2002.

[5] K. Ide, P. Courtier, M. Ghil et A. C. Lorenc, “Unified notation for data assimilation : Operational, sequential and variational,” *Journal of the Meteorological Society of Japan*, vol. 75, n°. 1B, p. 181–189, 1997.

[6] L. R. Ingersoll et H. J. Plass, “Theory of the ground pipe source for the heat pump,” *ASHVE Transactions*, vol. 54, p. 339–348, 1948.

[7] L. R. Ingersoll, O. J. Zobel et A. C. Ingersoll, *Heat conduction with engineering and geological application*. New York : McGraw-Hill, 1948.

[8] L. R. Ingersoll, F. T. Adler, H. J. Plass et A. C. Ingersoll, “Theory of earth heat exchangers for the heat pump,” *ASHVE Transactions*, vol. 56, p. 167–188, 1950.

[9] P. Eskilson, “Thermal analysis of heat extraction boreholes,” thèse de doctorat, Université de Lund, Lund, Suède, 1987.

[10] H. Carslaw et J. Jaeger, *Conduction of Heat in Solids*, 2e éd. Oxford : Oxford University Press, 1946.

[11] G. Hellström, “Ground heat storage : Thermal analysis of duct storage systems,” thèse de doctorat, Université de Lund, Lund, Suède, 1991.

[12] M. Bernier, “A review of the cylindrical heat source method for the design and analysis of vertical ground-coupled heat pump systems,” communication présentée à 4th International Conference on Heat Pumps in Cold Climates, 2000.

[13] L. Y. Cooper, “Temperature of a cylindrical cavity wall heated by a periodic flux,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 20, n°. 5, p. 527–534, 1977.

[14] H. Y. Zeng, N. R. Diao et Z. H. Fang, “A finite line-source model for boreholes in geothermal heat exchangers,” *Heat Transfer—Asian Research*, vol. 31, n°. 7, p. 558–567, 2002.

[15] L. Lamarche et B. Beauchamp, “A new contribution to the finite line-source model for geothermal boreholes,” *Energy and Buildings*, vol. 39, n°. 2, p. 188–198, 2007.

[16] J. Claesson et S. Javed, “An analytical method to calculate borehole fluid temperatures for time-scales from minutes to decades,” *ASHRAE Transactions*, vol. 117, n°. 2, p. 279–288, 2011.

[17] M. Cimmino et M. Bernier, “Experimental determination of the g-functions of a small-scale geothermal borehole,” *Geothermics*, vol. 56, p. 60–71, 2015.

[18] M. Cimmino, M. Bernier et F. Adams, “A contribution towards the determination of g-functions using the finite line source,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 51, n°. 1-2, p. 401–412, 2013.

[19] M. Cimmino et M. Bernier, “A semi-analytical method to generate g-functions for geothermal bore fields,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 70, p. 641–650, 2014.

[20] M. Cimmino, “Fast calculation of the g-functions of geothermal borehole fields using similarities in the evaluation of the finite line source solution,” *Journal of Building Performance Simulation*, vol. 11, n°. 6, p. 655–668, 2018.

[21] C. Yavuzturk et J. D. Spitler, “A short time step response factor model for vertical ground loop heat exchangers,” *ASHRAE Transactions*, vol. 105, n°. 2, 1999.

[22] C. Yavuzturk, A. D. Chiasson et J. E. Nydahl, “Simulation model for ground loop heat exchangers.” *ASHRAE Transactions*, vol. 115, n°. 2, 2009.

[23] S. Javed et J. Claesson, “New analytical and numerical solutions for the short-term analysis of vertical ground exchangers,” *ASHRAE Transactions*, vol. 117, n°. 1, p. 3–12, 2011.

[24] P. Pasquier, A. Zarrella et R. Labib, “Application of artificial neural networks to near-instant construction of short-term g-functions,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 143, p. 910–921, 2018.

[25] M. Li, P. Li, V. Chan et A. C. K. Lai, “Full-scale temperature response function (G-function) for heat transfer by borehole ground heat exchangers (GHEs) from sub-hour to decades,” *Applied Energy*, vol. 136, p. 197–205, 2014.

[26] M. Li et A. C. K. Lai, “New temperature response functions (G functions) for pile and borehole ground heat exchangers based on composite-medium line-source theory,” *Energy*, vol. 38, n°. 1, p. 255–263, 2012.

[27] J. Claesson et A. Dunand, “Heat extraction from the ground by horizontal pipes : a mathematical analysis,” Swedish Council for Building Research, Stockholm, Suède, Rapport technique D1 :1983, 1983.

[28] M. Bernier, P. Pinel, R. Labib et R. Paillot, “A multiple load aggregation algorithm for annual hourly simulations of GCHP systems,” *HVAC&R Research*, vol. 10, n°. 4, p. 471–487, 2004.

[29] X. Liu, “Development and experimental validation of simulation of hydronic snow melting systems for bridges,” thèse de doctorat, Université d’État de l’Oklahoma, Stillwater, Oklahoma, É.-U., 2005.

[30] J. Claesson et S. Javed, “A load-aggregation method to calculate extraction temperatures of borehole heat exchangers,” *ASHRAE Transactions*, vol. 118, n°. 1, p. 530–539, 2012.

[31] D. Marcotte et P. Pasquier, “Fast fluid and ground temperature computation for geothermal ground-loop heat exchanger systems,” *Geothermics*, vol. 37, n°. 6, p. 651–665, 2008.

[32] L. Lamarche et B. Beauchamp, “A fast algorithm for the simulation of GCHP systems,” *ASHRAE Transactions*, vol. 113, n°. 1, p. 470–477, 2007.

[33] L. Lamarche, “A fast algorithm for the hourly simulations of ground-source heat pumps using arbitrary response factors,” *Renewable Energy*, vol. 34, n°. 10, p. 2252–2258, 2009.

[34] L. Lamarche et P. Pasquier, “Higher-order temporal scheme for ground heat exchanger analytical models,” *Geothermics*, vol. 78, p. 111–117, 2019.

[35] S. Javed et J. D. Spitler, “Calculation of borehole thermal resistance,” dans *Advances in Ground-Source Heat Pump Systems*, S. J. Rees, édit. Sawston, Royaume-Uni : Woodhead Publishing, 2016, p. 63–95.

[36] S. P. Kavanaugh, “Simulation and experimental verification of vertical ground-coupled heat pump systems,” thèse de doctorat, Université d’État de l’Oklahoma, Stillwater, Oklahoma, É.-U., 1991.

[37] N. D. Paul, “The effect of grout thermal conductivity on vertical geothermal heat exchanger design and performance,” mémoire de maîtrise, Université d’État du Dakota du Sud, Brookings, Dakota du Sud, É.-U., 1996.

[38] P. Eskilson et J. Claesson, “Simulation model for thermally interacting heat extraction boreholes,” *Numerical Heat Transfer*, vol. 13, n°. 2, p. 149–165, 1988.

[39] H. Zeng, N. Diao et Z. Fang, “Heat transfer analysis of boreholes in vertical ground heat exchangers,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 46, n°. 23, p. 4467–4481, 2003.

[40] M. H. Sharqawy, E. M. Mokheimer et H. M. Badr, “Effective pipe-to-borehole thermal resistance for vertical ground heat exchangers,” *Geothermics*, vol. 38, n°. 2, p. 271–277, 2009.

[41] J. Bennet, J. Claesson et G. Hellström, “Multipole method to compute the conductive heat flows to and between pipes in a composite cylinder,” Rapport technique, 1987.

[42] J. Claesson et G. Hellström, “Multipole method to calculate borehole thermal resistances in a borehole heat exchanger,” *HVAC&R Research*, vol. 17, n°. 6, p. 895–911, 2011.

[43] L. Lamarche, S. Kajl et B. Beauchamp, “A review of methods to evaluate borehole thermal resistances in geothermal heat-pump systems,” *Geothermics*, vol. 39, n°. 2, p. 187–200, 2010.

[44] S. Javed et J. Spitler, “Accuracy of borehole thermal resistance calculation methods for grouted single U-tube ground heat exchangers,” *Applied energy*, vol. 187, p. 790–806, 2017.

[45] J. Claesson et S. Javed, “Explicit multipole formulas for calculating thermal resistance of single U-tube ground heat exchangers,” *Energies*, vol. 11, n°. 1, p. 214, 2018.

[46] D. Bauer, W. Heidemann et H.-J. Diersch, “Transient 3D analysis of borehole heat exchanger modeling,” *Geothermics*, vol. 40, n°. 4, p. 250–260, 2011.

[47] M. de Carli, M. Tonon, A. Zarrella et R. Zecchin, “A computational capacity resistance model (CaRM) for vertical ground-coupled heat exchangers,” *Renewable energy*, vol. 35, n°. 7, p. 1537–1550, 2010.

[48] D. Bauer, W. Heidemann, H. Müller-Steinhagen et H.-J. G. Diersch, “Thermal resistance and capacity models for borehole heat exchangers,” *International Journal of Energy Research*, vol. 35, n°. 4, p. 312–320, 2011.

[49] P. Pasquier et D. Marcotte, “Short-term simulation of ground heat exchanger with an improved TRCM,” *Renewable energy*, vol. 46, p. 92–99, 2012.

[50] E. B. Penrod et K. V. Prasanna, “Design of a flat-plate collector for a solar earth heat pump,” *Solar Energy*, vol. 6, n°. 1, p. 9–22, 1962.

[51] A. D. Chiasson et C. Yavuzturk, “Assessment of the viability of hybrid geothermal heat pump systems with solar thermal collectors,” *ASHRAE Transactions*, vol. 109, p. 487–500, 2003.

[52] V. Trillat-Berdal, B. Souyri et G. Fraisse, “Experimental study of a ground-coupled heat pump combined with thermal solar collectors,” *Energy and Buildings*, vol. 38, n°. 12, p. 1477–1484, 2006.

[53] O. Ozgener et A. Hepbasli, “Performance analysis of a solar-assisted ground-source heat pump system for greenhouse heating : an experimental study,” *Building and Environment*, vol. 40, n°. 8, p. 1040–1050, 2005.

[54] S. Chapuis et M. Bernier, “Seasonal storage of solar energy in borehole heat exchangers,” communication présentée à 11th International IBPSA Conference, Glasgow, Écosse, Royaume-Uni, 27-30 juillet 2009.

[55] P. Eslami Nejad, A. Langlois, S. Chapuis, M. Bernier et W. Faraj, “Solar heat injection into boreholes,” communication présentée à 4th Annual Canadian Solar Buildings Conference, Toronto, Ontario, Canada, 25-27 juin 2009.

[56] P. Eslami-Nejad et M. Bernier, “Coupling of geothermal heat pumps with thermal solar collectors using double U-tube boreholes with two independent circuits,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 31, n°. 14-15, p. 3066–3077, 2011.

[57] T. L. Freeman, J. W. Mitchell et T. E. Audit, “Performance of combined solar-heat pump systems,” *Solar Energy*, vol. 22, n°. 2, p. 125–135, 1979.

[58] W. B. Yang, M. H. Shi et H. Dong, “Numerical simulation of the performance of a solar-earth source heat pump system,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 26, n°. 17-18, p. 2367–2376, 2006.

[59] E. Kjellsson, G. Hellström et B. Perers, “Optimization of systems with the combination of ground-source heat pump and solar collectors in dwellings,” *Energy*, vol. 35, n°. 6, p. 2667–2673, 2010.

[60] E. Wang, A. S. Fung, C. Qi et W. H. Leong, “Performance prediction of a hybrid solar ground-source heat pump system,” *Energy and Buildings*, vol. 47, p. 600–611, 2012.

[61] M. Kegel, J. Tamasauskas, R. Sunye et A. Langlois, “Assessment of a solar assisted air source and a solar assisted water source heat pump system in a Canadian household,” *Energy Procedia*, vol. 30, p. 654–663, 2012.

[62] S. Klein, “TRNSYS - A transient system simulation program,” Université du Wisconsin à Madison, Rapport technique, 1988.

[63] E. Bertram, J. Glembin et G. Rockendorf, “Unglazed PVT collectors as additional heat source in heat pump systems with borehole heat exchanger,” *Energy Procedia*, vol. 30, p. 414–423, 2012.

[64] R. E. Kalman, “Contributions to the theory of optimal control,” *Boletin de la Sociedad Matematica Mexicana*, vol. 5, p. 102–119, 1960.

[65] J. Richalet, A. Rault, J. L. Testud et J. Papon, “Model predictive heuristic control : Applications to industrial processes,” *Automatica*, vol. 14, n°. 5, p. 413–428, 1978.

[66] C. R. Cutler et B. C. Ramaker, “Dynamic matrix control—a computer control algorithm,” communication présentée à Joint Automatic Control Conference, San Francisco, Californie, É.-U., 13-15 août 1980.

[67] C. E. Garcia et A. M. Morshedi, “Quadratic programming solution of dynamic matrix control (QDMC),” *Chemical Engineering Communications*, vol. 46, n°. 1-3, p. 73–87, 1986.

[68] S. J. Qin et T. A. Badgwell, “An overview of industrial model predictive control technology,” dans *5th International Conference on Chemical Process Control*, vol. 93, n°. 316, Tahoe City, Californie, É.-U., 1997, p. 232–256.

[69] D. Q. Mayne, “Model predictive control : Recent developments and future promise,” *Automatica*, vol. 50, n°. 12, p. 2967–2986, 2014.

[70] A. Afram et F. Janabi-Sharifi, “Theory and applications of HVAC control systems—a review of model predictive control (MPC),” *Building and Environment*, vol. 72, p. 343–355, 2014.

[71] S. Petersen et S. Svendsen, “Method and simulation program informed decisions in the early stages of building design,” *Energy and buildings*, vol. 42, n°. 7, p. 1113–1119, 2010.

[72] W. J. Grünenfelder et J. Tödtli, “The use of weather predictions and dynamic programming in the control of solar domestic hot water systems,” communication présentée à 3rd Mediterranean electrotechnical conference (Melecon), Madrid, Espagne, 8-10 octobre 1985.

[73] G. P. Henze, R. H. Dodier et M. Krarti, “Development of a predictive optimal controller for thermal energy storage systems,” *HVAC&R Research*, vol. 3, n°. 3, p. 233–264, 1997.

[74] F. Oldewurtel, A. Parisio, C. N. Jones, D. Gyalistras, M. Gwerder, V. Stauch, B. Lehmann et M. Morari, “Use of model predictive control and weather forecasts for energy efficient building climate control,” *Energy and Buildings*, vol. 45, p. 15–27, 2012.

[75] S. Prívara, Z. Váňa, E. Žáčeková et J. Cigler, “Building modeling : Selection of the most appropriate model for predictive control,” *Energy and Buildings*, vol. 55, p. 341–350, 2012.

[76] D. Picard, J. Drgoňa, M. Kvasnica et L. Helsen, “Impact of the controller model complexity on model predictive control performance for buildings,” *Energy and Buildings*, vol. 152, p. 739–751, 2017.

[77] C. Bénard, B. Guerrier et M.-M. Rosset-Louerat, “Optimal building energy management : Part I—Modeling,” *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 114, n°. 1, p. 2–12, 1992.

[78] J. A. Candanedo, V. R. Dehkordi et P. Lopez, “A control-oriented simplified building modelling strategy,” communication présentée à 13th International IBPSA Conference, Chambéry, France, 26-28 août 2013.

[79] M. M. Gouda, S. Danaher et C. P. Underwood, “Building thermal model reduction using nonlinear constrained optimization,” *Building and environment*, vol. 37, n°. 12, p. 1255–1265, 2002.

[80] P. Bacher et H. Madsen, “Identifying suitable models for the heat dynamics of buildings,” *Energy and Buildings*, vol. 43, n°. 7, p. 1511–1522, 2011.

[81] Y. Ma, J. Matuško et F. Borrelli, “Stochastic model predictive control for building HVAC systems : Complexity and conservatism,” *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, vol. 23, n°. 1, p. 101–116, 2015.

[82] J. Široký, F. Oldewurtel, J. Cigler et S. Prívara, “Experimental analysis of model predictive control for an energy efficient building heating system,” *Applied energy*, vol. 88, n°. 9, p. 3079–3087, 2011.

[83] H. Quintana, “A practical approach to model predictive control (MPC) for solar communities,” mémoire de maîtrise, École Polytechnique de Montréal, Montréal, Québec, Canada, 2013.

[84] B. Sibbitt, D. McClenahan, R. Djebbar, J. Thornton, B. Wong, J. Carriere et J. Kokko, “The performance of a high solar fraction seasonal storage district heating system – five years of operation,” *Energy Procedia*, vol. 30, p. 856–865, 2012.

[85] F. de Ridder, M. Diehl, G. Mulder, J. Desmedt et J. Van Bael, “An optimal control algorithm for borehole thermal energy storage systems,” *Energy and Buildings*, vol. 43, n°. 10, p. 2918–2925, 2011.

[86] C. Verhelst, “Model predictive control of hybrid ground coupled heat pump systems in office buildings,” thèse de doctorat, Katholieke Universiteit Leuven, Louvain, Belgique, 2012.

[87] E. Atam, C. Verhelst et L. Helsen, “Development of a control-oriented model for borehole dynamics for buildings equipped with ground-coupled heat pumps,” communication présentée à 13th International IBPSA Conference, Chambéry, France, 26-28 août 2013.

[88] H. Weeratunge, G. Narsilio, J. de Hoog, S. Dunstall et S. Halgamuge, “Model predictive control for a solar assisted ground source heat pump system,” *Energy*, vol. 152, p. 974–984, 2018.

[89] E. Atam, D. O. Schulte, A. Arteconi, I. Sass et L. Helsen, “Control-oriented modeling of geothermal borefield thermal dynamics through Hammerstein-Wiener models,” *Renewable energy*, vol. 120, p. 468–477, 2018.

[90] E. Atam et L. Helsen, “Ground-coupled heat pumps : Part 1—Literature review and research challenges in modeling and optimal control,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 54, p. 1653–1667, 2016.

[91] ——, “Ground-coupled heat pumps : Part 2—Literature review and research challenges in optimal design,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 54, p. 1668–1684, 2016.

[92] E. Atam, D. Picard et L. Helsen, “A convex approach to energy use minimization of buildings equipped with hybrid ground-coupled heat pump systems,” communication présentée à 9th International Conference on System Simulation in Buildings, Liège, Belgique, 10-12 décembre 2014.

[93] A. Laferrière et M. Cimmino, “Model predictive control applied to residential self-assisted ground source heat pumps,” communication présentée à 2nd IGSHPA Research Track, Stockholm, Suède, 18-20 septembre 2018, p. 300–309.

[94] A. Laferrière, M. Cimmino, D. Picard et L. Helsen, “Development and validation of a full-time-scale semi-analytical model for the short- and long-term simulation of vertical geothermal bore fields,” *Geothermics*, oct. 2018, soumis pour publication.

[95] F. Oldewurtel, A. Ulbig, A. Parisio, G. Andersson et M. Morari, “Reducing peak electricity demand in building climate control using real-time pricing and model predictive control,” communication présentée à 49th IEEE conference on decision and control (CDC), Atlanta, Géorgie, É.-U., 15-17 décembre 2010, p. 1927–1932.

[96] C. Verhelst, F. Logist, J. Van Impe et L. Helsen, “Study of the optimal control problem formulation for modulating air-to-water heat pumps connected to a residential floor heating system,” *Energy and Buildings*, vol. 45, p. 43–53, 2012.

[97] G. Hellström, “Duct ground heat storage model, manual for computer coder,” Rapport technique, 1989.

[98] D. O. Schulte, W. Rühaak, B. Welsch et I. Sass, “BASIMO–borehole heat exchanger array simulation and optimization tool,” *Energy Procedia*, vol. 97, p. 210–217, 2016.

[99] H. Esen, M. Inalli, A. Sengur et M. Esen, “Performance prediction of a ground-coupled heat pump system using artificial neural networks,” *Expert Systems with Applications*, vol. 35, n°. 4, p. 1940–1948, 2008.

[100] B. Mayer, M. Killian et M. Kozek, “A branch and bound approach for building cooling supply control with hybrid model predictive control,” *Energy and Buildings*, vol. 128, p. 553–566, 2016.

[101] T. Hilliard, “Whole building model predictive control with optimization for HVAC systems utilizing surface level weather forecasts,” Thèse de doctorat.

[102] P. Remmen, M. Lauster, M. Mans, M. Fuchs, T. Osterhage et D. Müller, “TEASER : an open tool for urban energy modelling of building stocks,” *Journal of Building Performance Simulation*, vol. 11, n°. 1, p. 84–98, 2018.

[103] Transistion énergétique Québec, “Exigences techniques Novoclimat – Maison et Petit bâtiment multilogement – 31 janvier 2018,” Rapport technique, 2018. [En ligne]. Disponible : http://www.transitionenergetique.gouv.qc.ca/fileadmin/medias/pdf/novoclimat-maison-PBM/EN_Exigences_techniques_Novoclimat-M-PBM_2018-01-31.pdf

[104] Natural Resources Canada, “All About Gas Fireplaces,” Rapport technique, 2004. [En ligne]. Disponible : http://publications.gc.ca/collections/Collection/M91-23-9-2003E.pdf

[105] IBPSA Project 1. [En ligne]. Disponible : https://github.com/ibpsa/modelica-ibpsa

[106] C. C. Tang, “Modeling packaged heat pumps in a quasi-steady state energy simulation program,” mémoire de maîtrise, Université d’État de l’Oklahoma, Stillwater, Oklahoma, É.-U., 2005.

[107] J. A. Candanedo, E. Saloux, J.-M. Hardy, R. Platon, V. Raissi-Dehkordi et A. Côté, “Preliminary assessment of a weather forecast tool for building operation,” dans *5th International High Performance Buildings Conference at Purdue*, West Lafayette, Indiana, É.-U., 2018.

[108] Environment Canada – Historical Data. [En ligne]. Disponible : http://climate.weather.gc.ca/historical_data/search_historic_data_e.html

[109] C. T. De Wit, *Simulation of assimilation, respiration and transpiration of crops.* Pudoc, 1978.

[110] D. C. Reicosky, L. J. Winkelman, J. M. Baker et D. G. Baker, “Accuracy of hourly air temperatures calculated from daily minima and maxima,” *Agricultural and Forest Meteorology*, vol. 46, n°. 3, p. 193–209, 1989.

[111] M. Li et A. Lai, “Review of analytical models for heat transfer by vertical ground heat exchangers (GHEs) : A perspective of time and space scales,” *Applied Energy*, vol. 151, p. 178–191, 2015.

[112] L. Lamarche, “Short-time analysis of vertical boreholes, new analytic solutions and choice of equivalent radius,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 91, p. 800–807, 2015.

[113] A. Zarrella, M. Scarpa et M. De Carli, “Short time step analysis of vertical ground-coupled heat exchangers : The approach of CaRM,” *Renewable Energy*, vol. 36, n°. 9, p. 2357–2367, 2011.

[114] M. Philippe, M. Bernier et D. Marchio, “Validity ranges of three analytical solutions to heat transfer in the vicinity of single boreholes,” *Geothermics*, vol. 38, n°. 4, p. 407–413, 2009.

[115] L. Lamarche et B. Beauchamp, “Short-time analysis of vertical boreholes, new analytic solutions and choice of equivalent radius,” *Energy and Buildings*, vol. 39, n°. 2, p. 188–198, 2007.

[116] A. Lazzarotto, “A methodology for the calculation of response functions for geothermal fields with arbitrarily oriented boreholes – Part 1,” *Renewable Energy*, vol. 86, p. 1380–1393, 2016.

[117] M. Cimmino, “The effects of borehole thermal resistances and fluid flow rate on the g-functions of geothermal bore fields,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 91, p. 1119–1127, 2015.

[118] L. Lamarche, “g-function generation using a piecewise-linear profile applied to ground heat exchangers,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 115, n°. B, p. 354–360, 2017.

[119] G. Hellström et B. Sanner, “Software for dimensioning of deep boreholes for heat extraction,” communication présentée à Calorstock 1994, 1994.

[120] J. Spitler, “GLHEPRO - a design tool for commercial building ground loop heat exchangers,” dans *4th international heat pumps in cold climates conference*, Aylmer, Québec, Canada, 2000.

[121] X. Liu et G. Hellström, “Enhancements of an integrated simulation tool for ground-source heat pump system design and energy analysis,” dans *Ecostock*, Pomona, New Jersey, É.-U., 2006.

[122] D. E. Fisher, S. J. Rees, S. K. Padhmanabhan et A. Murugappan, “Implementation and validation of ground-source heat pump system models in an integrated building and system simulation environment,” *HVAC&R Research*, vol. 12, n°. S1, p. 693–710, 2006.

[123] G. Hellström, L. Mazzarella et D. Pahud, “Duct ground storage model. Lund - DST. TRSNSYS 13.1 Version January 1996,” Department of Mathematical Physics, Université de Lund, Lund, Suède, Rapport technique, 1996.

[124] M. de Rosa, F. Ruiz-Calvo, J. Corberán, C. Montagud et L. Tagliafico, “A novel TRNSYS type for short-term borehole heat exchanger simulation : B2G model,” *Energy Conversion and Management*, vol. 100, p. 347–357, 2015.

[125] F. Ruiz-Calvo, M. de Rosa, P. Monzó, C. Montagud et J. Corberán, “Coupling short-term (B2G model) and long-term (g-function) models for ground source heat exchanger simulation in TRNSYS. application in a real installation,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 102, p. 720–732, 2016.

[126] D. Picard et L. Helsen, “Advanced hybrid model for borefield heat exchanger performance evaluation, an implementation in Modelica,” dans *10th International Modelica Conference*, Lund, Suède, March 2014.

[127] ——, “A new hybrid model for borefield heat exchangers performance evaluation,” dans *ASHRAE : Ground Source Heat Pumps : State of the Art Design, Performance and Research*, vol. 120, Seattle, Washington, É.-U., 2014.

[128] M. Wetter, W. Zuo, T. Nouidui et X. Pang, “Modelica buildings library,” *Journal of Building Performance Simulation*, vol. 7, n°. 4, p. 253–270, 2014.

[129] F. Jorissen, G. Reynders, R. Baetens, D. Picard, D. Saelens et L. Helsen, “Implementation and verification of the IDEAS building energy simulation library,” *Journal of Building Performance Simulation*, 2018.

[130] T. L. Bergman, F. P. Incropera, D. P. DeWitt et A. S. Lavine, *Fundamentals of heat and mass transfer*, 7e éd. Hoboken, New Jersey, É.-U. : John Wiley & Sons, 2011.

[131] P. Pinel, “Amélioration, validation et implantation d’un algorithme de calcul pour évaluer le transfert thermique dans les puits verticaux de systèmes de pompes à chaleur géothermiques,” mémoire de maîtrise, École Polytechnique de Montréal, Montréal, Québec, Canada, 2003.

[132] R. A. Beier, M. D. Smith et J. D. Spitler, “Reference data sets for vertical borehole ground heat exchanger models and thermal response test analysis,” *Geothermics*, vol. 40, n°. 1, p. 79–85, 2011.

[133] P. Pasquier et D. Marcotte, “Joint use of quasi-3D response model and spectral method to simulate borehole heat exchanger,” *Geothermics*, vol. 51, p. 281–299, 2014.

[134] Geotermische Screeningstool - SmartGeotherm. [En ligne]. Disponible : http://tool.smartgeotherm.be/geo/alg

ANNEXE A ARTICLE 2 : DEVELOPMENT AND VALIDATION OF A FULL-TIME-SCALE SEMI-ANALYTICAL MODEL FOR THE SHORT- AND LONG-TERM SIMULATION OF VERTICAL GEOTHERMAL BORE FIELDS

Article soumis pour publication dans la revue *Geothermics* le 7 octobre 2018.

Alex Laferrière[a], Massimo Cimmino[a,*], Damien Picard[b], Lieve Helsen[b,c]

[a] Polytechnique Montreal, Department of Mechanical Engineering, Montreal, Canada

[b] University of Leuven (KU Leuven), Department of Mechanical Engineering, 3001 Leuven, Belgium

[c] EnergyVille, Thor Park 8310, 3600 Genk, Belgium

*Corresponding author: massimo.cimmino@polymtl.ca

Abstract

This paper presents the development and validation of a full-time-scale semi-analytical bore field simulation model. The model allows for the simulation of bore fields comprised of arbitrarily positioned boreholes while accounting for both short-term transient thermal effects within the boreholes and long-term thermal interactions in the bore field. An improvement to the g-function calculation is presented to account for the cylindrical geometry of boreholes, thereby extending the scope of g-functions to short time scales. Additionally, an improved load aggregation scheme for ground thermal response calculations allows the model to be used with variable simulation time steps. The complete model is validated using a combination of analytical, experimental and field monitored data to verify both its short-term and long-term behaviour. The model is implemented using the Modelica language as part of an implementation in the open-source buildings simulation library IBPSA.

Keywords: Ground heat exchangers, Vertical geothermal boreholes, g-function, Thermal resistance and capacitance, Load aggregation, Modelica

Introduction

Ground heat exchangers (GHEs), comprised of vertical geothermal boreholes, are used in ground-source heat pump systems and ground thermal energy storage systems to achieve highly efficient buildings and communities. Their design involves the accurate prediction

of the ground temperatures during the operation of the system. The heat transfer process in GHEs evolves over several time and spatial scales [111]. At short time scales (i.e. from minutes to hours), the effects of the transit of the fluid through the GHEs and transient heat conduction through the grouting material dominate the heat transfer process. At medium time scales (i.e. from weeks to months), thermal interference between the boreholes becomes significant. At long time scales (i.e. after several years), heat conduction in the ground becomes three-dimensional and boreholes see significant axial temperature variations. A common strategy for the simulation of geothermal heat exchangers is to use separate models to evaluate heat transfer inside and around the boreholes. In this case, the borehole wall acts as an interface between the models.

Heat transfer between the fluid circulating in the U-tubes and the borehole wall can be represented as a delta-circuit of thermal resistances. This delta-circuit links the fluid temperature inside the pipes to the steady-state heat transfer rates between each of the pipes and the borehole and to the steady-state short-circuit heat transfer rates between each pair of pipes. Thermal resistances can be evaluated analytically using the multipole method [42] or its line-source approximation [11], and also numerically using the finite element method [43]. However, these steady-state methods disregard the transit of the fluid through the GHEs and transient heat conduction through the grouting material. According to Eskilson [9], steady-state approximations of the heat transfer inside the GHEs are valid at time scales $t > t_b$, where $t_b (= 5r_b^2/\alpha_s)$ is the borehole characteristic time, r_b is the borehole radius and α_s is the ground thermal diffusivity. One-dimensional analytical methods have been proposed to model the short-term temperature variations inside GHEs. In these methods, the GHEs are divided into three regions: a cylinder volume that accounts for the thermal capacity of the fluid and the fluid-to-grout thermal resistance, a hollow cylinder that accounts for the thermal capacity of the grout and its thermal conductivity, and a semi-infinite cylindrical region that accounts for the ground thermal capacity and thermal conductivity. Recent contributions to these one-dimensional methods are presented by Javed and Claesson [23] and Lamarche [112]. A limitation of one-dimensional analytical methods is that the vertical variation of fluid temperatures is neglected. Thermal resistance and capacitance models account for the transient heat transfer inside the GHEs by adding thermal capacitances to the delta-circuit of thermal resistances [48, 113] to account for the thermal capacity of the grout material. To account for the vertical variation of fluid temperatures, GHEs are discretized vertically and each vertical GHE segment is modelled using its own thermal resistance and capacitance model [49].

Early models for the heat transfer between the borehole walls and the ground were based on the analytical infinite line source and cylindrical heat source solutions [8, 10]. These

solutions neglect axial heat conduction in the ground and they are thus only valid at short to medium time scales where heat transfer is mostly horizontal, that is at times $t < t_s/10$, where $t_s(= H^2/9\alpha_s)$ is the bore field characteristic time [9, 114]. The concept of g-functions was introduced by Eskilson [9]. g-Functions, or temperature response factors, are the average borehole wall temperature response to a unit step total heat injection rate in a bore field. They were initially obtained numerically, but analytical methods based on the finite line source solution have since been proposed, first using isoflux line sources that neglect the time and spatial variations of heat injection rates within the bore field [14, 16, 115], then using isothermal line sources that replicate Eskilson's method [18–20, 116–118]. Temperature variations from variable heat extraction rates are obtained from the temporal superposition of the g-function, using load aggregation schemes [28–30] or other acceleration techniques [31, 33]. Line source methods do not account for the cylindrical geometry of the boreholes, and are thus only valid at time scales $t > t_b$. To extend the validity of g-functions to short time scales, the long-term thermal response can be matched to the short-term thermal response. In this case, a short-time model is used to evaluate the temperature response factor of a borehole and a correction factor is introduced to the g-function to ensure continuity of the temperature response at an intermediate time [16, 21, 25]. This, however, makes the physical and operational characteristics of the borehole part of the g-function definition. It is then not possible to account for the effect of varying fluid flow rates on the short-time response of the GHEs.

Simulation and design tools are most often distributed as standalone applications (e.g. EED [119], GLHEPRO [120]) or integrated into building simulation software (e.g. eQuest [121], EnergyPlus [122]). This limits their use to the simulation or design of GHEs based on known ground (or building) loads or to the simulation of the GHEs as part of building energy systems. One exception is the DST model integrated into the TRNSYS environment [62, 123]. In the DST model, boreholes are assumed to be uniformly placed in a cylindrical ground region. The two-dimensional radial-axial ground temperature variations are calculated from a finite difference method. The fluid temperatures inside the boreholes and the heat fluxes along their length are calculated from an analytical solution. Being integrated into TRNSYS, the DST model is versatile and can be used in the simulation of various systems (e.g. ground-source heat pumps, thermal energy storage for buildings and communities) using other components in TRNSYS. However, it lacks the capability to handle custom bore field configurations with prescribed borehole positions and does not account for the short-time transient heat transfer inside the boreholes. Other GHE models have been implemented in TRNSYS (e.g. [124,125]), but they rely on pre-generated g-function values.

This paper details the development of a full-time-scale simulation model, improving and ex-

tending the model proposed by Picard and Helsen [126,127]. The simulation model combines a thermal resistance and capacitance method to model the short-term transient heat transfer inside geothermal boreholes and a g-function method to model the long-term ground temperature changes. Improvements are proposed to the calculation of the g-function using the finite line source solution to account for the cylindrical geometry of the boreholes and extend the validity of the calculated g-function to the short time scales of the short-term model. Also, an improved load aggregation algorithm is proposed to allow for variable simulation time steps. The simulation model is implemented in the Modelica language and it is part of the open-source IBPSA project 1 library [105]. The model is compatible with models from building systems libraries (e.g. [128,129]).

Model

Structure of the model

The GHE model described in this paper is developed in the Modelica language, which is a free object-oriented language designed for the development of completely modular simulation models for engineering problems expressed as systems of equations.

The model simulates one or multiple boreholes positioned in any bore field configuration. Boreholes are vertical, each having one or two U-tubes positioned symmetrically within it. The boreholes are backfilled with grouting material to hold the tubes in place. In the case of double U-tube boreholes, the two U-tubes can be connected either in parallel or in series. Figure A.1 shows an example of a bore field containing three arbitrarily positioned single U-tube boreholes. The borehole length H, the buried depth D, the borehole radius r_b and the pipe dimensions (as exemplified by the outer pipe radius r_p and the shank spacing x_p) are the same for all three boreholes, as is required by the model. However, the exact positioning of the boreholes is not limited to any specific geometry (e.g. a grid geometry).

To model the thermal behaviour of the boreholes, it is assumed that the thermal behaviour inside the boreholes can be treated separately from the thermal behaviour between the borehole wall and the surrounding soil, each with its own component within the bore field model. This allows for the bore field model to simultaneously account for both the short-term thermal effects (within the boreholes) and the long-term thermal effects (between the boreholes and the surrounding soil).

In the component simulating the heat transfer between the borehole wall and the surrounding soil, the following assumptions are used:

— The thermal conductivity and the thermal diffusivity of the soil are isotropic, homoge-

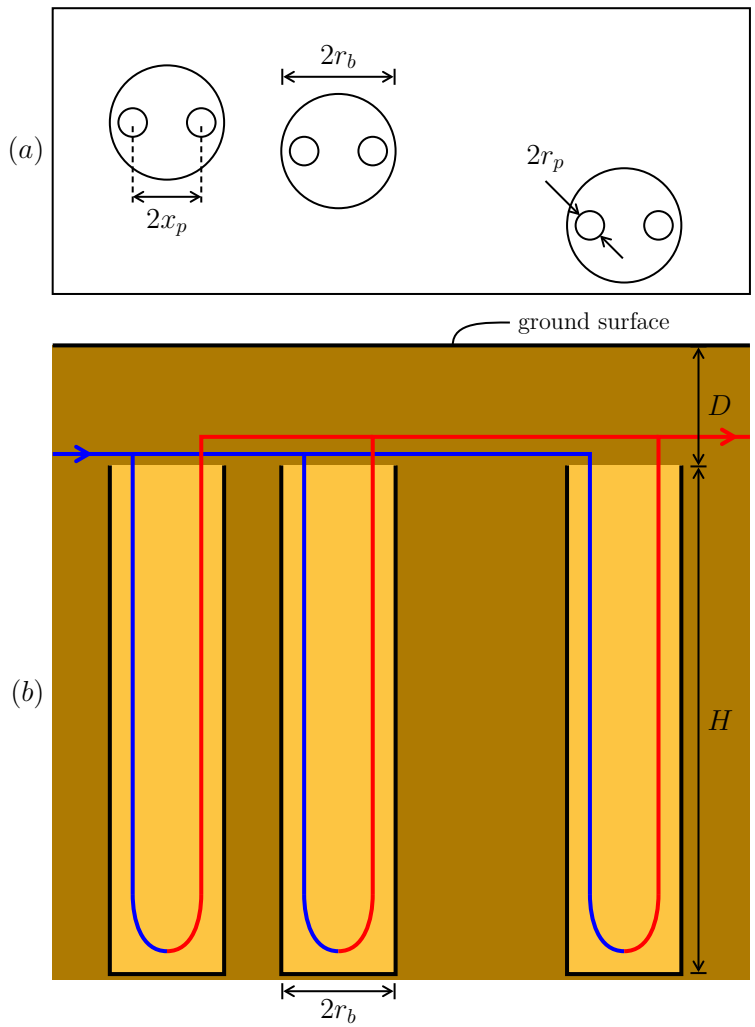

Figure A.1 Geothermal borefield with arbitrary borehole positions: a) top view, and b) side view

nous and constant.

— The heat transfer is purely conductive.

— The undisturbed soil temperature far away from the boreholes is uniform along the length of the boreholes.

Regarding the latter assumption, it is possible for this uniform ground temperature to vary over the course of a simulation (e.g. in response to temperature variations at the ground surface), as the component outputs the temperature difference at the borehole wall. As for the component simulating the heat transfer within the boreholes, the following assumptions are used:

— The heat capacity and the density of both the grout and the pipes are homogenous and constant.

— The thermal conductivity of both the grout and the pipes is isotropic, homogenous and constant .
— The heat transfer in the radial direction is purely conductive and convective.
— The heat transfer in the axial direction is purely advective (i.e. due to the fluid flow).

Borehole model

The role of the borehole model is to describe the heat transfer from the fluid to the borehole wall for a single borehole. Currently, the single U-tube and the double U-tube (connected in parallel or in series) configurations are included.

Figure A.2 illustrates the structure of the model for a single U-tube configuration. The borehole is divided into n_s segments of equal length. No conductive heat transfer is modelled between the segments and the same borehole wall temperature is applied to each of them. However, energy is still exchanged through advection due to the fluid flow. Each tube of each segment contains a given volume of fluid and perfect mixing is assumed when the fluid travels from one segment to the other. Due to this mixing assumption, the travel time of the fluid and its effect on the return temperature is only approximated by the model.

Each borehole segment is modelled by a resistance-capacitance model as proposed by Bauer et al [48]. It includes two capacities (C) for the grout in the case of a single U-tube configuration (four in the case of a double U-tube configuration), convection resistances (R1) between the fluid and the pipe wall, and conduction resistances through the pipe wall (R2), from the pipe wall to the capacities (R3), between the capacities (R4), and from the capacities to the borehole wall (R5).

The convection resistance within each circular pipe is modelled by a constant Nusselt number (Nu) of 3.66 for laminar flows (i.e. when Re $\leq$ 2300, with Re being the Reynolds number) and by the Dittus-Boelter correlation for turbulent flows [130]: $\mathrm{Nu} = 0.023\mathrm{Re}^{0.8}\mathrm{Pr}^{0.35}$, where Pr is the Prandlt number. For the conduction resistances, the model firstly calculates the fluid-to-ground resistance R_b and the grout-to-grout resistance R_a as defined by Claesson and Hellström using the multipole method [42]. Alternatively, the value of R_b can be provided, in which case R_a is calculated from the multipole method and scaled with the fraction between the provided R_b and the R_b computed with the multipole method. Secondly, R_b and R_a are used to compute the different conduction resistances of the model as prescribed by Bauer et al. [48]. The grout capacity values are all identical and their sum corresponds to the thermal capacity of the grout contained in the segment. The location of the capacities in the grout is also computed according to the method proposed by Bauer et al. [48], except when the computed short-circuit resistance is negative, in which case the capacities are set at the pipe

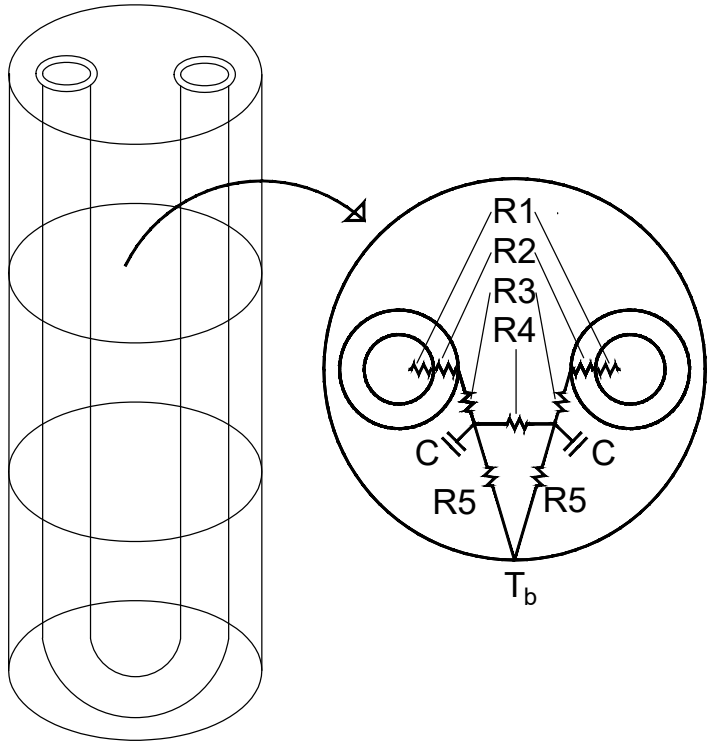

Figure A.2 Schematic representation of the borehole model with a single U-tube configuration.

locations.

Ground model

g-Function

The ground temperature response to heat injection is given by the g-function of the bore field. The g-function of a bore field represents the borehole wall temperature step-response to constant total heat injection into the bore field, defined by [9]:

$$T_b(t) = T_g(t) + \frac{Q}{2\pi\, k_s\, H\, N_b} g(t) \tag{A.1}$$

where T_b is the borehole wall temperature, T_g is the undisturbed ground temperature, Q is the total heat injection rate into the bore field, k_s is the ground thermal conductivity, H is the borehole length, and N_b is the number of boreholes. The g-function is configuration specific and varies with the bore field dimensionless parameters; i.e. r_b/H the borehole radius to length ratio, D/H the borehole buried depth to length ratio, and $(x_i/H, y_i/H)$ the

dimensionless positions of the boreholes within the bore field.

The g-function is calculated using the finite line source solution, following the method of Cimmino and Bernier [19] and refined by Cimmino [20]. Each borehole in the bore field is divided into n_s segments of equal length. The bore field is then modelled as a series of N_s $(= n_s N_b)$ line source segments emitting heat into the semi-infinite ground region. The total temperature variation at the wall of a borehole segment is obtained by the spatial superposition of the finite line source solution for all line source segments in the bore field:

$$T_{b,u}(t) = T_g(t) + \sum_{v=1}^{N_s} \frac{Q_v(t)}{2\pi k_s H} h_{u,v}(t) \tag{A.2}$$

where $T_{b,u}$ is the temperature at the wall of a borehole segment u, Q_v is the heat injection rate of a borehole segment v. $h_{u,v}$ is the finite line source solution for the average temperature change along a segment u caused by heat injection from a segment v, given by [19]:

$$h_{u,v}(t) = \frac{1}{2H_u} \int_{1/\sqrt{4\alpha_s t}}^{\infty} \frac{1}{s^2} exp(-d_{u,v}^2 s^2) f_{u,v}(s) ds \tag{A.3a}$$

$$\begin{aligned} f_{u,v}(s) = {} & erfint((D_u - D_v + H_u)s) - erfint((D_u - D_v)s) \\ & + erfint((D_u - D_v - H_v)s) - erfint((D_u - D_v + H_u - H_v)s) \\ & + erfint((D_u + D_v + H_u)s) - erfint((D_u + D_v)s) \\ & + erfint((D_u + D_v + H_v)s) - erfint((D_u + D_v + H_u + H_v)s) \end{aligned} \tag{A.3b}$$

$$erfint(x) = \int_0^x erf(x')dx' = x\, erf(x) - \frac{1}{\sqrt{\pi}}(1 - exp(-x^2)) \tag{A.3c}$$

$$D_u = D + \frac{H}{n_s}\left[(u-1) - n_s\, floor\left(\frac{u-1}{n_s}\right)\right] \tag{A.3d}$$

where H_u $(= H/n_s)$ is the length of a borehole segment u, D_u is the buried depth of borehole segment u, α_s is the ground thermal diffusivity, and $d_{u,v}$ $(= \sqrt{(x_u - x_v)^2 + (y_u - y_v)^2})$ is the distance between borehole segments u and v. For borehole segments that belong to the same borehole, the finite line source solution in equation A.3 is evaluated at a distance $d_{u,v} = 0.0005H$, rather than at the borehole radius r_b. The g-function is corrected at a later time to consider the cylindrical geometry of the borehole.

Following the definition of the g-function (equation A.1), the g-function of the bore field at a time t is obtained by solving equation A.2 and imposing a constant total heat injection rate

into the bore field, a uniform borehole wall temperature equal for all borehole segments and an undisturbed ground temperature of zero:

$$Q(t) = \sum_{v=1}^{N_s} Q_v(t) = 2\pi\, k_s\, H\, N_b \tag{A.4a}$$

$$T_b(t) = T_{b,1}(t) = \ldots = T_{b,N_s}(t) \tag{A.4b}$$

$$T_g(t) = 0 \tag{A.4c}$$

This set of conditions correspond to the definition of the g-function as introduced by Eskilson [9].

The g-function evaluated from the finite line source solution is then equal to the uniform borehole wall temperature:

$$g_{FLS}(t) = T_b(t) \tag{A.5}$$

The spatial superposition of the finite line source solution is illustrated on Figure A.3 for the calculation of the influence of a borehole $j = 1$ on a segment of a borehole $i = 3$ using $n_s = 4$ segments per borehole. Note that the superposition of the finite line source solution in equation A.2 does not consider the temporal variation of the heat injection rates of the borehole segments. However, as shown by Cimmino [20], neglecting the temporal variation of heat injection rates does not severely impact on the accuracy of the g-function calculation.

As mentioned above, the evaluated g-function needs to be corrected for the cylindrical geometry. Following the work of Li et al. [25], the g-function is corrected using the difference of the cylindrical heat source and the infinite line source solutions:

$$g(t) = g_{FLS}(t) + (g_{CHS}(t) - g_{ILS}(t, r = 0.0005H)) \tag{A.6a}$$

$$g_{CHS}(t) = \frac{2}{\pi} \int_0^\infty \frac{exp(-s^2 \alpha_s\, t/r_b^2) - 1}{J_1^2(s) + Y_1^2(s)} \left[J_0(s)Y_1(s) - J_1(s)Y_0(s)\right] \frac{ds}{s^2} \tag{A.6b}$$

$$g_{ILS}(t, r) = \frac{1}{2} E_1 \left(\frac{r^2}{4\alpha_s t} \right) \tag{A.6c}$$

where J_n is the Bessel function of the first kind of order n, Y_n is the Bessel function of the second kind of order n, and E_1 is the exponential integral. At short time scales, equation A.6

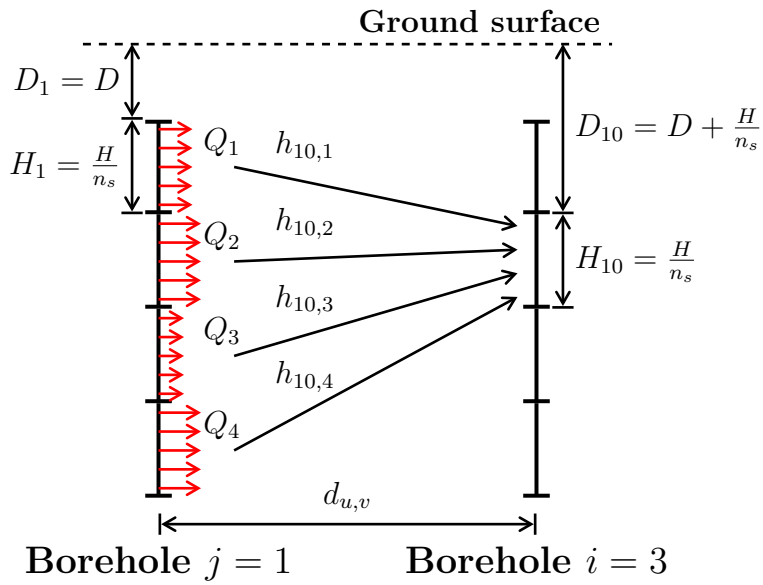

Figure A.3 Spatial superposition of the finite line source solution

corrects the g-function to consider heat injection from a cylinder instead of from a line source, making the g-function valid for times below t_b $(= 5r_b^2/\alpha_s)$. At long time scales, the difference between the cylindrical heat source solution and the infinite line source solution converges to the dimensioless thermal resistance of the ground annulus of inner radius $r = 0.0005H$ and of outer radius $r = r_b$, in agreement with Eskilson's correction factor [9].

Load aggregation

The model used to simulate the heat transfer between the ground and the borehole wall uses a modified cell-shifting load aggregation scheme based on that of Claesson and Javed [30]. A mathematical description of the load aggregation scheme, with proposed improvements to allow simulations using variable time steps, is presented in this section.

The thermal load history since the start of heat injection is divided into cells. The number of cells and their width are determined at the start of the simulation. Each cell p has a temporal width $width_p$ which is multiplied by the time resolution of the aggregation scheme to determine the total length of each cell.

$$width_p = 2^{\text{floor}(\frac{p-1}{n_c})} \tag{A.7}$$

where n_c is the number of cells per aggregation level, i.e. the number of consecutive same-size cells to be reached before cells increase in size.

The aggregation time ν_p $(= \nu_{p-1} + \Delta t_{agg} width_p)$ of each cell represents the extent of past simulation time before the thermal history reaches the following cell.

$$\nu_p = \Delta t_{agg} \sum_{k=1}^{p} width_k \tag{A.8}$$

where Δt_{agg} is the time resolution of the load aggregation scheme, which sets the frequency at which the cell-shifting operation is performed. As a result, lowering its value will generally improve precision while increasing computation times.

At a regular interval of Δt_{agg}, the cell-shifting operation is performed. Thermal history is shifted towards more distant cells, while ensuring that total aggregated thermal loads are conserved during the shifting operation. For this reason, larger cells will only shift part of their aggregated thermal load. The aggregated load $\bar{Q}_p$ of a given cell $p \geq 2$ is calculated at a discrete aggregation event k according to the values resulting from the previous aggregation event $k-1$. $\bar{Q}_p$ will remain null until the current simulation time t is greater than or equal to the aggregation time of the previous cell $p-1$, from which point onward cell p will receive shifted thermal history from cell $p-1$.

$$\bar{Q}_p^{(k)} = \frac{1}{width_p} \cdot \bar{Q}_{p-1}^{(k-1)} + \bar{Q}_p^{(k-1)}, \quad \nu_{p-1} \leq t < \nu_p \tag{A.9}$$

When the simulation time then becomes greater than or equal to the aggregation time of cell p, part of the cell's aggregated load will be shifted towards the following cell $p+1$.

$$\bar{Q}_p^{(k)} = \frac{1}{width_p} \cdot \bar{Q}_{p-1}^{(k-1)} + \frac{width_p - 1}{width_p} \cdot \bar{Q}_p^{(k-1)}, \quad \nu_p \leq t \tag{A.10}$$

The aggregated load of the first cell, which always represents the most recent thermal behaviour, has its value set to the average load over the past Δt_{agg}.

$$\bar{Q}_1^{(k)} = \frac{\int_{t_{k-1}}^{t_k} Q(t)\, dt}{\Delta t_{agg}} \tag{A.11}$$

Figure A.4 shows an example of the cell-shifting operation being performed during a load aggregation event. Figure A.4a shows the values of the aggregated loads $\bar{Q}_p^{(k-1)}$ before the cells are shifted as well as the ground load since the previous aggregation event t_{k-1}. Figure A.4b then shows the aggregated loads $\bar{Q}_p^{(k)}$ after being shifted, with the first cell taking the average ground load over the period from t_{k-1} to t_k. This procedure is then to be repeated at the next aggregation event t_{k+1}; the aggregated loads will be shifted (from $\bar{Q}_p^{(k)}$ to $\bar{Q}_p^{(k+1)}$)

and the first cell will take the average ground load over the period t_k to t_{k+1} as its new value.

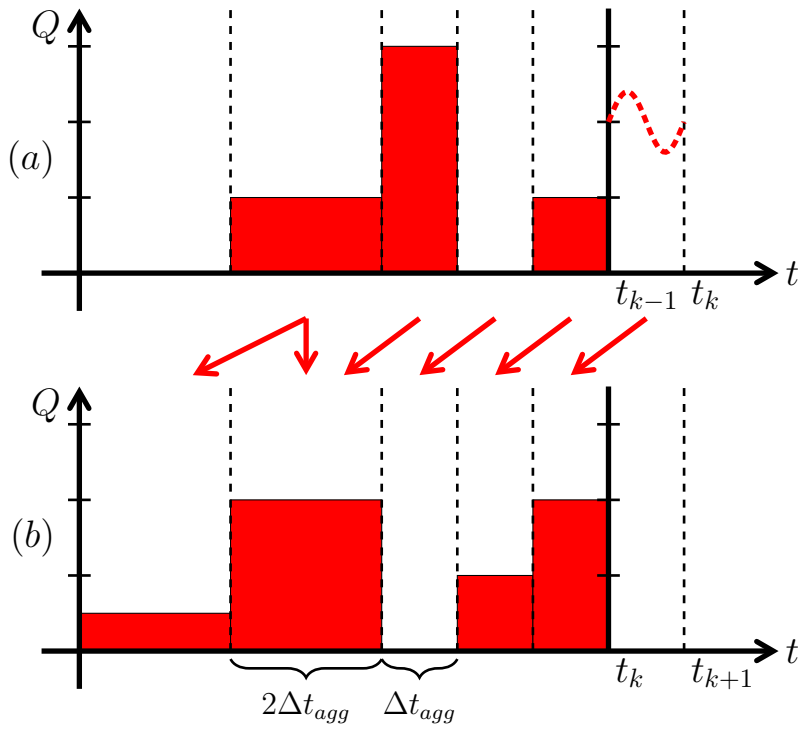

Figure A.4 Example of the cell-shifting operation

To calculate the borehole wall temperature from the aggregated loads, each cell is first given a weighting factor κ. These weighting factors are determined using the bore field's temperature step response $T_{step}(t)$, which is calculated with the bore field's g-function $g(t)$. The weighting factors are thus expressed as:

$$T_{step}(t) = \frac{g(t)}{2\pi H N_b k_s} \tag{A.12}$$

$$\kappa_p = T_{step}(\nu_p) - T_{step}(\nu_{p-1}) \tag{A.13}$$

with $T_{step}(\nu_0) = 0$. To calculate the borehole wall temperature, the weighting factors are then used to perform the temporal superposition of aggregated loads. Mathematically, this is the sum of products between κ_p and the aggregated load $\bar{Q}_p$ of all N_c cells.

$$T_b(t_k) - T_g(t_k) = \Delta T_b(t_k) = \sum_{p=1}^{N_c} \kappa_p \cdot \bar{Q}_p^{(k)} \tag{A.14}$$

Because of the mixing of aggregated loads in the load aggregation scheme, an error is intro-

duced on the resulting averaged loads. However, Claesson and Javed [30] show that this error is negligible by applying the aggregation scheme over a 20-year simulation with a synthetic load profile.

For the model presented here, the cell-shifting load aggregation scheme of Claesson and Javed [30] must be adapted to take into account the use of the Modelica language. Two of Modelica's noteworthy features are: (1) the way that system of equations can explicitely use time derivatives of variables (which can be calculated numerically or defined analytically) and (2) the way many Modelica solvers can preemptively determine the moment when a conditional event is triggered, at which point an additional simulation time step is created. This means that, regardless of the nominal simulation time step chosen, the actual simulation time steps when using the Modelica language are often variable and can be smaller than the nominal time step. While this can often be advantageous, as it allows for greater precision and better controllers, it also requires that models are able to handle variable time steps.

The original formulation of the aggregation scheme assumed a constant simulation time step equal to Δt_{agg}. Therefore, the load aggregation scheme has been improved for the present model to account for variable time steps. Starting from the definition of the borehole wall temperature difference as a convolution integral between the loads and time derivative of the thermal response, the temperature change is split in two parts: one representing the contribution from previous load history (i.e. prior to t_{k-1}), and the other representing the contribution from the ongoing thermal load (i.e. since t_{k-1}).

$$\Delta T_b(t) = \int_0^t Q(\tau) \frac{dT_{step}(t-\tau)}{d\tau}\, d\tau \tag{A.15a}$$

$$= \int_0^{t_{k-1}} Q(\tau) \frac{dT_{step}(t-\tau)}{d\tau}\, d\tau + \int_{t_{k-1}}^{t} Q(\tau) \frac{dT_{step}(t-\tau)}{d\tau}\, d\tau \tag{A.15b}$$

$$= \Delta T_{b,0}(t) + \Delta T_{b,q}(t) \tag{A.15c}$$

Assuming that the current time t is somewhere between two discrete aggregation events such that $t_{k-1} \leq t \leq t_k$, the first term $\Delta T_{b,0}(t)$ represents the temperature difference at the borehole wall caused by the previous load history while assuming no heat injection until the next aggregation event t_k. This is calculated by doing the temporal superposition without the first cell to determine $\Delta T_{b,0}(t_k)$.

$$\Delta T_{b,0}(t_k) = \sum_{p=2}^{N_c} \kappa_p \cdot \bar{Q}_p^{(k)} \tag{A.16}$$

Assuming that, in the absence of heat injection, the borehole wall temperature T_b varies linearly in the interval $t_{k-1} \leq t \leq t_k$, the time derivative of $\Delta T_{b,0}$ can then be expressed explicitely.

$$\Delta T_{b,0}(t) = \Delta T_b(t_{k-1}) + \frac{\Delta T_{b,0}(t_k) - \Delta T_b(t_{k-1})}{\Delta t_{agg}} \cdot (t - t_{k-1}) \tag{A.17}$$

$$\frac{d\Delta T_{b,0}(t)}{dt} = \Delta \dot{T}_{b,0}(t) = \frac{\Delta T_{b,0}(t_k) - \Delta T_b(t_{k-1})}{\Delta t_{agg}} \tag{A.18}$$

The second term in equation A.15c, $\Delta T_{b,q}(t)$, adds the contribution of the heat injection since the last aggregation event. By assuming that the temperature response $T_{step}(t)$ varies linearly over a span of $0 \leq t \leq \Delta t_{agg}$ (i.e. the interval covered by the first aggregation cell), its time derivative since the last aggregation event can be considered constant.

$$\frac{dT_{step}(t)}{dt} = \frac{\Delta T_{step}(\Delta t_{agg})}{\Delta t_{agg}} = \frac{\kappa_1}{\Delta t_{agg}}, \quad 0 \leq t \leq \Delta t_{agg} \tag{A.19}$$

This allows for time derivative of $\Delta T_{b,q}(t)$ to be expressed as a function of the current load $Q(t)$.

$$\Delta T_{b,q}(t) = \frac{\kappa_1}{\Delta t_{agg}} \cdot \int_{t_{k-1}}^{t} Q(\tau)\, d\tau \tag{A.20}$$

$$\Delta \dot{T}_{b,q}(t) = \frac{\kappa_1}{\Delta t_{agg}} \cdot Q(t) \tag{A.21}$$

With both terms in equation A.15c expressed as time derivatives, the time derivative of the borehole wall temperature difference can be expressed as follows.

$$\Delta \dot{T}_b(t) = \Delta \dot{T}_{b,0}(t) + \Delta \dot{T}_{b,q}(t) \tag{A.22a}$$

$$= \frac{\Delta T_{b,0}(t_k) - \Delta T_b(t_{k-1})}{\Delta t_{agg}} + \frac{\kappa_1}{\Delta t_{agg}} \cdot Q(t) \tag{A.22b}$$

This formulation can be directly used in the Modelica language, which allows for systems of equations to use time derivatives of variables with the `der()` operator.

Figure A.5 shows an example of the contribution of both terms in equation A.15c for calculating the borehole wall temperature difference at a simulation time step t occuring between

two aggregation events t_{k-1} and t_k.

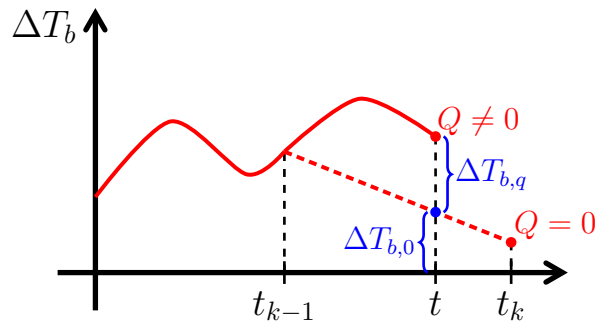

Figure A.5 Ground thermal response between two aggregation events

Results

Validation of the load aggregation method

The load aggregation method described in section *Load aggregation* is validated using the asymmetrical synthetic load profile developed by Pinel [131]. This load profile, which uses a constant time step of 1 hour with step-wise constant ground loads, is shown for the 20th year in Figure A.6a, where positive load values represent heat injection into the ground. The load profile is not synchronized with typical season lengths, which explains why the 20th year shown in Figure A.6a is not a full cycle. The validation case is performed on a single U-tube borehole for a simulation time of 20 years. The only heat transfer taken into account is that between the borehole wall and the surrounding ground, meaning that the validation case doesn't include the interior of the borehole. The results are shown in Figure A.6. The parameters used for the validation case are shown in Table A.1. The resulting borehole

Table A.1 Parameters used for the load aggregation method validation case

Parameter	Value	Units
Borehole length (H)	100	m
Borehole buried depth (D)	4	m
Borehole radius (r_b)	0.05	m
Ground thermal conductivity (k_s)	1	W/m-K
Ground thermal diffusivity (α_s)	1e-6	m/s^2
Undisturbed ground temperature (T_g)	0	°C
Load aggregation time resolution (Δt_{agg})	3600	s
Aggregation cells per level (n_c)	5	-

wall temperature of the simulated ground model subject to the synthetic load profile is then compared to the exact borehole wall temperature solved in the spectral domain using fast Fourier transforms [31]. The temperature response factor is the same in both methods and obtained using the procedure presented in section *gfunction*. Figure A.6b shows the resulting borehole wall temperature in the 20th year of the simulation model and Figure A.6c shows the weekly maximum and minimum deviation in borehole wall temperature between the simulation model and the exact solution ($\Delta T_{b,exact} - \Delta T_{b,model}$). The error compared to the exact solution displays a transient behaviour before reaching a steady periodic behaviour after roughly 10 years. The peaks in temperature deviation coincide with the peaks in heat injection and extraction. The maximum absolute error over the 20-year simulation is 0.083 °C, occuring during the third year of the validation case. During the 20th year, the maximum absolute error is 0.077 °C. This error is acceptable and therefore validates the load aggregation method.

Long-term experimental validation

The ground model (i.e. the combination of the g-function generation procedure and the load aggregation method) is validated experimentally using the data from the small-scale experiment of Cimmino and Bernier [17]. In this experiment, heat is injected through a 40 cm long borehole in a sand box of known thermal properties over a period of 1 week. Borehole wall temperatures were measured by thermocouples welded to the borehole wall. This experiment is scaled up to real-scale by mutliplying the borehole dimensions and heat injection rate by a factor 375 and the experimental time by a factor 375^2. The equivalent borehole length is then 150 m and the experiment length $2,697$ years. Simulation parameters are presented in Table A.2. Note that the undisturbed ground temperature is not constant throughout the experiment. The sand box is initially at a temperature of 22.09 °C and then increases in temperature due to warm air present at the surface of the sand box. Cimmino and Bernier [17] corrected the ground temperature using the analytical solution to conduction in a semi-infinite medium with varying surface temperature. This same correction is used here for the undisturbed ground temperature used in the simulation.

Validation results are shown in Figure A.7. Figure A.7a shows the heat injection rate during the experiment, Figure A.7b shows the model predicted and measured borehole wall temperature as well as the corrected undisturbed ground temperature, and Figure A.7c shows the error between the predicted and measured borehole wall temperatures. The maximum absolute difference between model predicted and measured borehole wall temperatures is 4.26 °C at a time of 1.46 years. This maximum is observed during the initial start-up phase

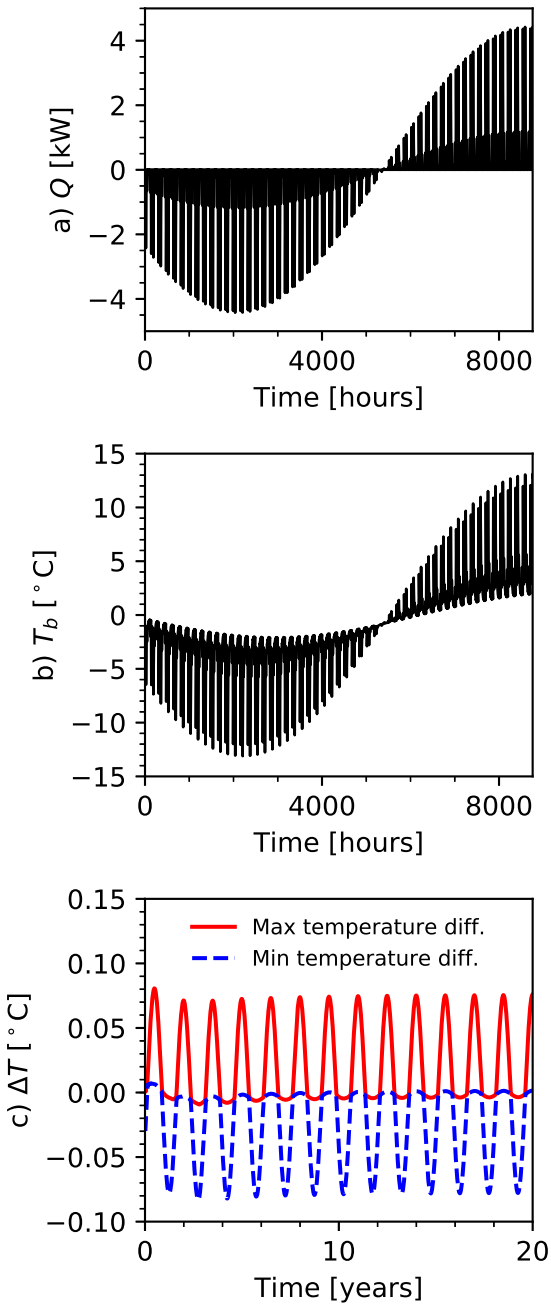

Figure A.6 Load aggregation method validation: a) Ground loads, b) simulated borehole wall temperature, and c) difference with the FFT predicted borehole wall temperature difference

of the experiment, before the heat injection rate settles to its nominal value of 3.2 kW. After the initial start-up phase (i.e. for times t >40 years), the maximum absolute difference is down to 0.38 °C at a time of 166 years and reaches a maximum value of 1.37 °C at a time of 2465 years. It should be noted that this absolute difference is related to a predicted increase

Table A.2 Parameters for the long-term experimental validation case

Parameter	Value	Units
Borehole length (H)	150	m
Borehole buried depth (D)	7.13	m
Borehole radius (r_b)	2.36	m
Ground thermal conductivity (k_s)	0.262	W/m-K
Ground thermal diffusivity (α_s)	2.01e-7	m/s^2
Load aggregation time resolution (Δt_{agg})	360000	s
Aggregation cells per level (n_c)	5	-

of 42.3 °C above the soil temperature and thus corresponds to 3.2 % of the borehole wall temperature change.

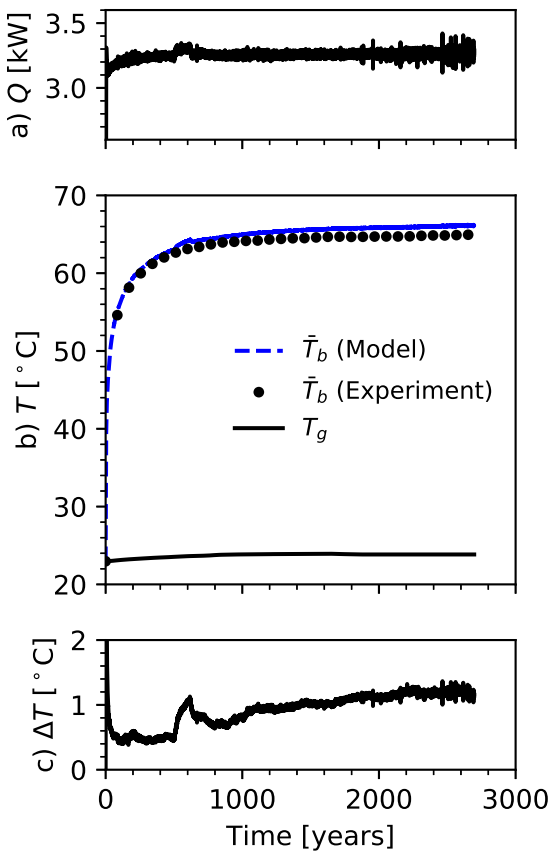

Figure A.7 Long-term experimental validation: a) Ground load, b) comparison of predicted and measured borehole wall temperatures, and c) error on the predicted borehole wall temperature

Short-term experimental validation

The short-term behaviour of the bore field model is validated using the sandbox experiment of Beier et al. [132]. The experiment consists in the injection of heat at an average rate of 1142 W in a 18 m long borehole over a period of 52 h. The parameters of the experiment are shown in Table A.3. Because the thermal capacity and the density of the filling material were not reported by the authors, their values were instead chosen from the estimated volumetric heat capacity used by Pasquier and Marcotte [133]. The construction of the borehole is non-conventional: the borehole is contained within an aluminum pipe that acts as the borehole wall. As this modifies the thermal resistances inside the borehole, the R_b value obtained by the thermal response test (TRT) performed by Beier et al. is used instead of the R_b computed by the multipole method.

Table A.3 Parameters for the short-term experimental validation case

Parameter	Value	Units
Borehole length (H)	18.3	m
Borehole buried depth (D)	0.0	m
Borehole radius (r_b)	0.063	m
U-tube pipe outer radius (r_p)	0.0167	m
U-tube pipe thickness (e_p)	0.003	m
U-tube shank spacing (x_p)	0.0265	m
Ground thermal conductivity (k_s)	2.88	W/m-K
Ground thermal diffusivity (α_s)	1.13e-6	m/s^2
Undisturbed ground temperature (T_g)	22.09	°C
Grout thermal conductivity (k_g)	0.73	W/m-K
Grout volumetric heat capacity (C_g)	3.8e6	J/m^3-K
U-tube pipe thermal conductivity (k_p)	0.39	W/m-K
Borehole thermal resistance (R_b)	0.165	m-K/W
Fluid mass flow rate ($\dot{m}_f$)	0.197	kg/s
Load aggregation time resolution (Δt_{agg})	60	s
Aggregation cells per level (n_c)	5	-
Number of borehole segments (n_s)	10	-

Figure A.8 shows that the supply ($T_{f,in}$) and the return ($T_{f,out}$) fluid temperatures obtained by the model and by the experiment are in good agreement. A maximum error of 0.76 °C is observed at a time of 1 h, after which the error decreases and reaches a maximum absolute value of 0.33 °C at a time of 36.7 h.

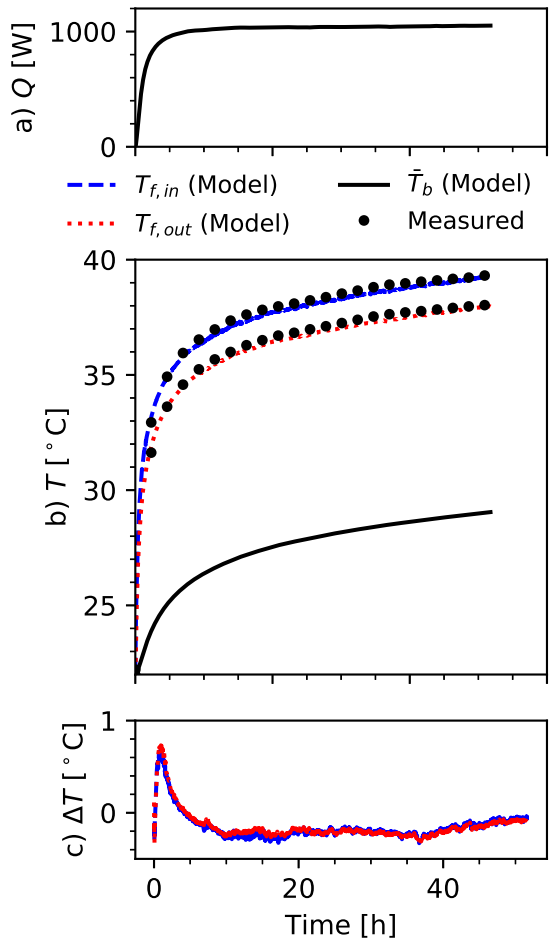

Figure A.8 Short-term experimental validation: a) Ground load, b) comparison of predicted and measured temperatures, and c) error on the predicted fluid temperatures

Comparison with monitored field data of a Belgian office

The bore field model is validated using measurement data of a 10-year-old medium-size office building located in Dilbeek, Belgium. The building is cooling-dominated and is equipped with a bore field of 37 double-U-tube boreholes of 94 m deep, distributed around the building with a relative distance of 6 m. Two heat pumps of 70 kW each are connected to the bore field as well as heat exchangers for passive cooling. The circulation pump is on/off controlled, creating a maximum flow of 38 m^3/h.

The different bore field parameters are summarized in Table A.4. As no TRT has been performed for the building, the thermal conductivity of the ground is retrieved using the SmartGeotherm tool [134] and the density and heat capacity of clay is used as the ground

is mainly composed of the so-called *Ieperiaan Aquitardsysteem* clay formation. The grout composition comes from the technical sheets of the installation. Finally, a vertical gradiant of 0.01 K/m is assumed.

Table A.4 Parameters for the long-term field validation case

Parameter	Value	Units
Borehole length (H)	94	m
Borehole buried depth (D)	1	m
Borehole radius (r_b)	0.075	m
U-tube pipe outer radius (r_p)	0.016	m
U-tube pipe thickness (e_p)	0.003	m
U-tube shank spacing (x_p)	0.0425	m
Ground thermal conductivity (k_s)	1.3	W/m-K
Ground thermal diffusivity (α_s)	9.77e-7	m/s^2
Undisturbed ground temperature (T_g)	13.5	°C
Initial grout temperature ($T_{g,0}$)	9.7	°C
Grout thermal conductivity (k_g)	2.35	W/m-K
Grout volumetric heat capacity (C_g)	1.9e6	J/m^3-K
U-tube pipe thermal conductivity (k_p)	0.42	W/m-K
Load aggregation time resolution (Δt_{agg})	300	s
Aggregation cells per level (n_c)	5	-
Number of borehole segments (n_s)	10	-

The validation is performed by comparing the measurement data with the bore field model while imposing the same supply temperature and flow rate. The measurement data of the mass flow are collected by a calorimeter and the inlet and outlet temperatures are measured with Pt100 temperature sensors. The main unknown of the validation is the history of the bore field: the collected measurement data come from a period of seven months of operation after the system had already been running for 10 years. Therefore, the uniform initial ground and grout temperatures of the model had to be tuned to obtain a good fit. Despite the fit, the horizontal temperature gradient in the ground cannot be introduced in the model. Additionally, the calorimeter and the temperature sensors are positioned in the cellar. When the pumps are off, the temperatures of the fluid converge to the cellar temperature while this effect is not taken into account by the model. Therefore, the error is only computed when the mass flow is higher than 4 kg/s, and the data is only plotted from that specified threshold.

Figure A.9 shows the validation results. As expected, a relative large error appears at the beginning of the simulation. This is due to the tuning of the ground and grout temperature: the building is cooling-dominated which means that the ground temperature is increasing over the years. While the undisturbed ground temperature in Dilbeek, Belgium, is typically

between 10 and 12 °C, the tuning indicates that the average ground temperature is now around 13.5 °C. However, the ground temperature in the neighbourhood of the boreholes is lower as the measurements start in February, at the end of the heating season. The error decreases as the effect of the inaccurate ground temperature initialization fades out over time, resulting in an error oscillating between +0.70 and -0.93 °C. A detailed view of the predicted and measured fluid temperatures is shown on Figure A.10 for a period of 1 week, starting on July 22nd 2018. It is shown that the short-term changes in the fluid temperatures are adequately reproduced.

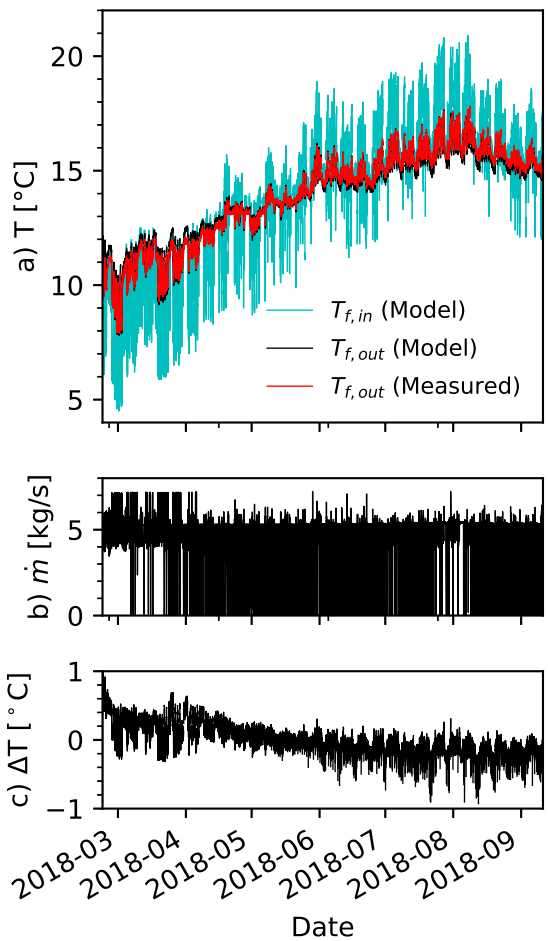

Figure A.9 Comparison with monitored field data of a Belgian office: a) Comparison of predicted and measured fluid temperatures, b) fluid mass flow rate, and c) error on predicted outlet fluid temperature

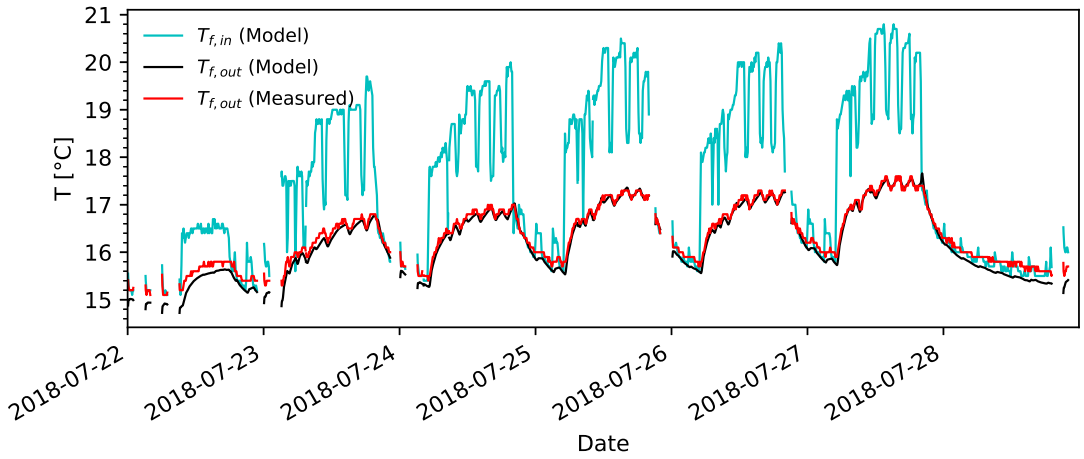

Figure A.10 Comparison of predicted fluid temperatures over 1 week of operation, starting July 22nd

Discussion and conclusions

This paper presents the development and the validation of a semi-analytical bore field simulation model for short and long time scales. The bore fields are comprised of vertical U-tube boreholes with one or two tubes. A thermal resistance-capacitance delta circuit is used to account for the transient short-term thermal behaviour inside the boreholes. The long-term thermal behaviour within the bore field (including the interactions between the different boreholes in the bore field) is modelled using the bore field's g-function combined with a cell-shifting load aggregation scheme. The model's range of usability therefore extends from very low time scales (e.g. seconds) to very lengthy ones (e.g. centuries). The ground thermal response model with the proposed load aggregation scheme was validated with a synthetic load profile and showed good agreement with the exact solution. The ground model's long-term behaviour was validated with small-scale experimental data. The complete bore field model was validated using short-term experimental data over the scale of a couple of days and field monitored data from a full-size geothermal field installation over the course of several months. All experimental validation cases showed good agreement between the model's predicted thermal behaviour and the measured data.

The model described in this paper is flexible in regards to bore field parameters, including borehole positions which can be completely arbitrary. The properties of the soil, the grout, the pipes and the fluid itself can all be modified independently. The model includes a contribution to the finite line source method for g-function calculations which allows it to account for the cylindrical geometry of boreholes. Furthermore, the model includes a contribution to the

cell-shifting load aggregation scheme for borehole wall temperature calculations, allowing this scheme to be used with variable simulation time steps. The model, developed in the Modelica language, is made freely available to the general public as part of the open-source buildings simulation library IBPSA [105].

Currently, the model is limited to specific borehole geometries, namely vertical (single or double) U-tubes where all boreholes in a given bore field are connected in parallel. Future work will therefore allow the model to simulate bore fields with different borehole configurations, including boreholes connected in series, coaxial boreholes, and inclined boreholes. Additionally, future work will include layered surrounding soils with anisotropic properties and groundwater advection.

ANNEXE B RÉSULTATS COMPLÉMENTAIRES

Cette annexe présente des résultats complémentaires qui font suite aux travaux présentés dans le Chapitre 4. Les résultats complémentaires touchent d'abord la prédiction de la charge de chauffage du bâtiment en fonction de la température externe (d'abord présenté à la Figure 4.5). Ensuite, d'autres résultats complémentaires portent sur la sensibilité de la stratégie de contrôle par rapport à ses paramètres et à la qualité des prédictions.

Prédiction de la charge du bâtiment

L'ajustement de courbe utilisé dans le Chapitre 4 pour obtenir la Figure 4.5 n'imposait aucune continuité de la courbe aux points de transition entre les droites ($T_{eq,1}$ et $T_{eq,2}$). L'ajustement de courbe est donc amélioré ici pour imposer une continuité en tout point. La nouvelle expression de Q_{load} (la charge de chauffage du bâtiment) est donnée par :

$$Q_{load}(k) = \begin{cases} UA(T_{bui} - T_{amb}(k)) + q_{bui} & , T_{amb} \leq T_{eq,1} \\ \frac{UA(T_{bui}-T_{eq,1})+q_{bui}}{T_{eq,2}-T_{eq,1}}(T_{eq,2} - T_{amb}(k)) & , T_{eq,1} < T_{amb} \leq T_{eq,2} \\ 0 & , T_{eq,2} < T_{amb} \end{cases} \tag{B.1}$$

Les paramètres optimisés du nouvel ajustement de courbe, réalisé avec la même méthodologie que dans le Chapitre 4, sont montrés dans le Tableau B.1. Les courbes résultantes sont montrées dans la Figure B.1.

Tableau B.1 Nouveaux paramètres pour l'estimation de la charge de chauffage du bâtiment

Période	Paramètre	(unités)	Valeur
Jour	UA	(W/K)	44.55
	q_{bui}	(W)	2581
	$T_{eq,1}$	(K)	270.3
	$T_{eq,2}$	(K)	285.6
Nuit	UA	(W/K)	60.65
	q_{bui}	(W)	2686
	$T_{eq,1}$	(K)	274.5
	$T_{eq,2}$	(K)	283.3

La continuité permet notamment d'éviter la création de minimums locaux dans l'expression de la charge au bâtiment en fonction de la différence de température entre l'extérieur et

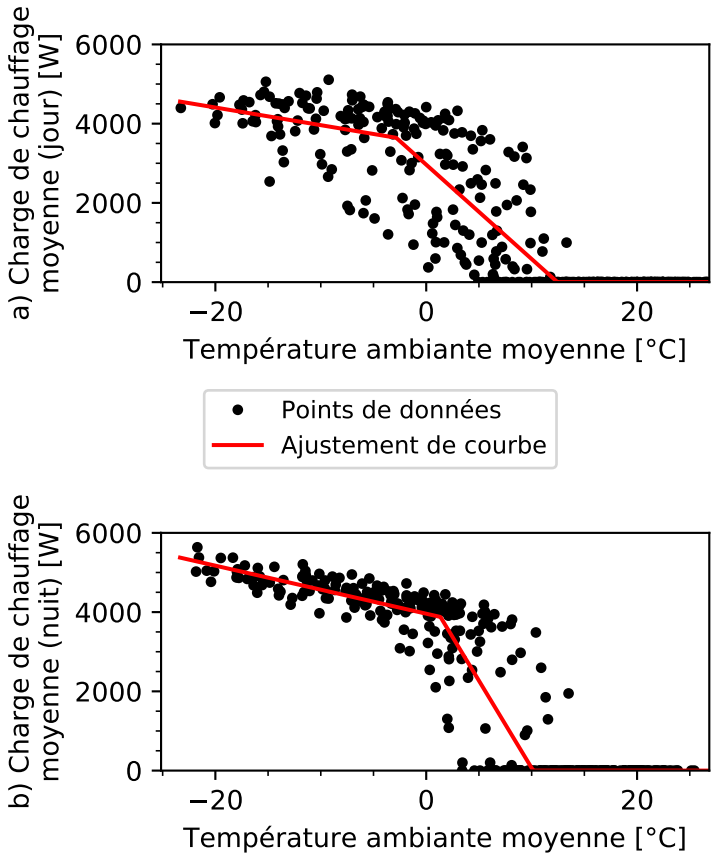

Figure B.1 Nouvel ajustement de courbe pour la charge de chauffage du bâtiment

l'intérieur du bâtiment. Ceci serait particulièrement important si la consigne de chauffage (et donc T_{bui}) faisait partie des variables contrôlées avec Q_{inj}.

L'application du nouvel ajustement de courbe au Cas 3 a une légère influence sur ses résultats : l'augmentation de la consommation énergétique totale relative au Cas 2 passe de 5.54 % à 5.53 %, tandis que la réduction de la consommation énergétique de chauffage électrique auxiliaire relative au Cas 2 passe de 96.3 % à 96.2 %.

Sensibilité de la stratégie de contrôle

La sensibilité de la stratégie de contrôle est étudiée à l'aide de 8 cas supplémentaires qui viennent s'ajouter aux quatre cas montrés dans le Chapitre 4. Ces 8 nouveaux cas correspondent chacun à une version du Cas 3 ayant un paramètre majeur modifié. Ces nouveaux cas ainsi que leur modification majeure respective sont montrés dans le Tableau B.2. Dans les Cas 5 et 6, Q_{load} est la charge de chauffage du bâtiment. Dans le Cas 7, $Q_{inj,max}$ est la

limite haute de la puissance de l'injection de chaleur. Dans le Cas 8, N_{Kal} est le nombre d'observations utilisées pour recalculer périodiquement les covariances Q^{Kal} et R^{Kal} dans le filtre de Kalman. Dans le Cas 9, les valeurs modifiées sont les conditions initiales du filtre de Kalman. Dans les Cas 10 et 11, Q_h est la capacité de la pompe à chaleur en mode chauffage. Dans le Cas 12, H est la profondeur du puits.

Dans les Cas 5, 6, 9, 10 et 11, le changement de valeur est variable ou encore appliqué à plusieurs valeurs, et donc seul le changement relatif (en pourcentage de changement par rapport au Cas 3) est donné.

Tableau B.2 Sensibilité de la stratégie de contrôle

Cas	Paramètre modifié par rapport au Cas 3 [unités]	Nouvelle valeur du paramètre (% de changement)
5	Q_{load} [W]	(+10 %)
6	Q_{load} [W]	(-10 %)
7	$Q_{inj,max}$ [W]	3000 (-40 %)
8	N_{Kal}	14 (+133 %)
9	$z(0)$, $P(0)$, $Q^{Kal}(0)$ et $R^{Kal}(0)$	(-50 %)
10	Q_h [W]	(+10 %)
11	Q_h [W]	(-10 %)
12	H [m]	165 (+10 %)

Les consommations énergétiques annuelles moyennes de chacun des cas du Tableau B.2 sont montrées dans le Tableau B.3.

Tableau B.3 Résultats de l'étude de sensibilité

Cas	Consommation énergétique annuelle moyenne de la pompe à chaleur (kWh)	Consommation énergétique annuelle moyenne du chauffage électrique auxiliaire (kWh)	Consommation énergétique annuelle moyenne de l'assistance thermique (kWh)
3	4114.3	10.7	443.0
5	4110.4	2.6	553.7
6	4110.8	47.9	300.8
7	4114.3	10.7	443.3
8	4114.4	10.5	444.0
9	4114.2	10.7	444.3
10	4097.4	14.0	439.1
11	4141.9	0.9	453.5
12	4084.6	0.3	208.2

La Figure B.2 compare le changement d'utilisation de chauffage électrique auxiliaire (pour

chacun des cas) relatif au au Cas 2, tandis que dans la Figure B.3 compare le changement de consommation énergétique totale relatif au Cas 2.

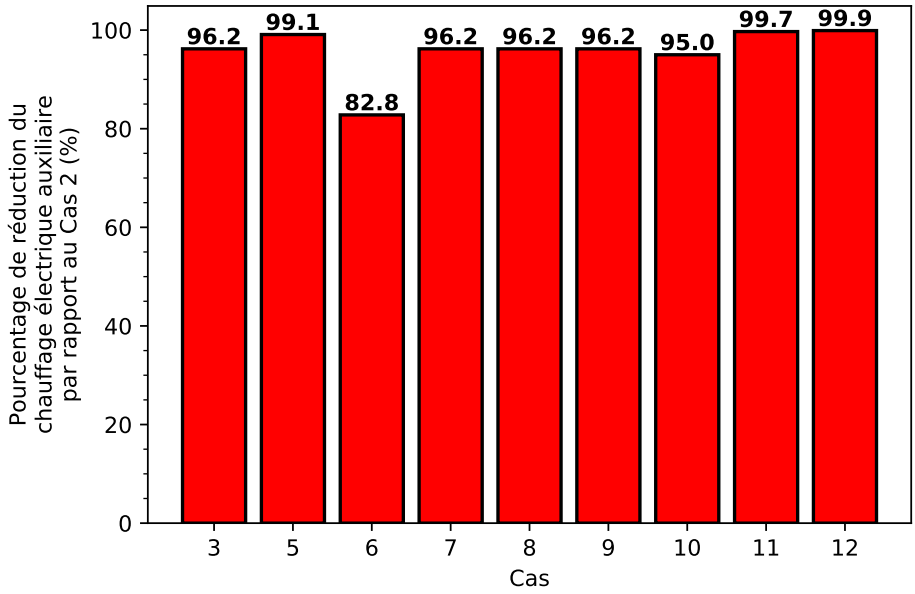

Figure B.2 Comparaison de l'utilisation du chauffage électrique auxiliaire relative au Cas 2

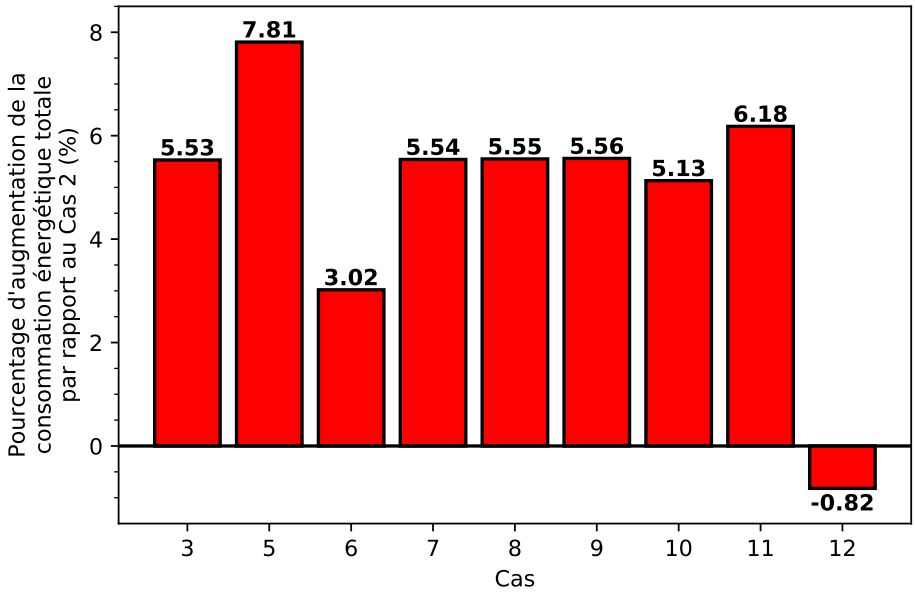

Figure B.3 Comparaison de la consommation énergétique totale relative au Cas 2

Les résultats des Cas 5 et 6 montrent que la stratégie de contrôle est grandement affectée par

la qualité des prévisions de l'opération de la pompe à chaleur géothermique. En effet, une surestimation systématique de 10 % de la charge de chauffage (qui engendre une surestimation de la charge moyennée au sol) fait passer l'augmentation relative de la consommation énergétique totale de 5.53 % à 7.81 %, ce qui permet d'éliminer 99.1 % de l'énergie électrique auxiliaire plutôt que 96.2 %. Le Cas 7 montre que l'utilisation d'une limite supérieure d'injection de 3000 W plutôt que de 5000 W a une influence négligeable sur les résultats. Ainsi, dans la stratégie de contrôle proposée, l'appel de puissance maximal pourrait être réduit en ajustant $Q_{inj,max}$ à sa plus basse valeur possible, tant qu'elle est assez élevée pour fournir une assistance thermique suffisante. Les Cas 8 et 9 montrent que la fréquence d'estimation des covariances de bruit ainsi que les conditions initiales du filtre de Kalman utilisé ont une influence négligeable sur les résultats. Les Cas 10 et 11 montrent que l'utilisation d'une pompe à chaleur ayant une capacité plus faible permet une grande réduction du chauffage électrique auxiliaire (99.9 % plutôt que 96.2 %) car le comportement moyenné se rapproche du comportement binaire de la pompe à chaleur et les variations de température à court terme dans le puits risquent moins de déclencher subitement le chauffage auxiliaire. Cette réduction du chauffage électrique auxiliaire se fait au prix d'une plus grande consommation énergétique totale puisque la puissance électrique du compresseur de la pompe a chaleur (P_{comp}) n'a pas été modifiée, ce qui mène à un COP plus faible dans le Cas 11 (et un COP plus élevé dans le Cas 10). Le dernier cas, le Cas 12, montre que l'utilisation d'un puits plus long (incluant l'utilisation du facteur de réponse thermique correspondant à la nouvelle longueur de puits) permet, tel que prévu, une meilleure gestion du chauffage électrique auxiliaire.

En somme, une des pistes d'amélioration qui est mise en évidence par ces résultats est la modélisation du bâtiment et de la pompe à chaleur. Par exemple, l'utilisation d'un modèle de résistances et de capacitances calibré avec des données de performances réelles d'un bâtiment permettrait d'avoir des prédictions beaucoup plus fidèles de la charge en chauffage du bâtiment. Par ailleurs, la modélisation du comportement binaire de la pompe à chaleur (plutôt que son opération moyennée dans le temps) pourrait améliorer la performance énergétique de la pompe à chaleur géothermique résidentielle auto-assistée utilisant la stratégie de contrôle proposée. Finalement, les résultats montrent que plus les puits d'un champ de puits sont sous-dimensionnés, plus il est difficile d'offrir une assistance thermique ayant une bonne performance énergétique.