



Titre: Optimisation par commande prédictive de l'opération d'un champ de puits géothermiques avec recharge de chaleur
Title: de puits géothermiques avec recharge de chaleur

Auteur: Guillaume Ingelaere
Author:

Date: 2025

Type: Mémoire ou thèse / Dissertation or Thesis

Référence: Ingelaere, G. (2025). Optimisation par commande prédictive de l'opération d'un champ de puits géothermiques avec recharge de chaleur [Mémoire de maîtrise, Polytechnique Montréal]. PolyPublie. <https://publications.polymtl.ca/68990/>
Citation:

 **Document en libre accès dans PolyPublie**
Open Access document in PolyPublie

URL de PolyPublie: <https://publications.polymtl.ca/68990/>
PolyPublie URL:

Directeurs de recherche: Massimo Cimmino, & Michel Bernier
Advisors:

Programme: Génie énergétique
Program:

POLYTECHNIQUE MONTRÉAL

affiliée à l'Université de Montréal

**Optimisation par commande prédictive de l'opération d'un champ de puits
géothermiques avec recharge de chaleur**

GUILLAUME INGELAERE

Département de génie mécanique

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

Septembre 2025

POLYTECHNIQUE MONTRÉAL

affiliée à l'Université de Montréal

Ce mémoire intitulé :

**Optimisation par commande prédictive de l'opération d'un champ de puits
géothermiques avec recharge de chaleur**

présenté par **Guillaume INGELAERE**

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

Michaël KUMMERT, président

Massimo CIMMINO, membre et directeur de recherche

Michel BERNIER, membre et codirecteur de recherche

Kun ZHANG, membre externe

REMERCIEMENTS

Je tiens à remercier chaleureusement mes deux directeurs qui m'ont guidé dans cette maîtrise, Massimo Cimmino et Michel Bernier. Votre expertise m'a été précieuse, et j'ai pu bénéficier de la rigueur avec laquelle vous portez vos projets. Merci beaucoup pour cet accompagnement soutenu et régulier, malgré les contraintes.

Merci également à tous les membres du BeeLab, pour la bonne ambiance de l'équipe et les fameux 5 à 7 toujours stimulants. Je salue notamment Sepehr, camarade infailible de bureau et adversaire tenace de babyfoot. Je veux également remercier l'Association Étudiante des Cycles Supérieurs de Polytechnique, avec qui j'ai pu enrichir mon expérience et apprendre encore plus de mon passage ici.

Enfin, je remercie les professeurs Michaël Kummert et Kun Zhang d'avoir accepté d'être membres du jury pour la présentation de ce mémoire.

Ce projet a été mené grâce au soutien financier du programme de subventions à la découverte du Conseil de recherche en sciences naturelles et en génie du Canada, à qui j'exprime ma reconnaissance.

RÉSUMÉ

Ce mémoire explore la possibilité d'injecter de la chaleur provenant de rejets thermiques dans des puits géothermiques pour réduire le déséquilibre thermique dans le sol, et de contrôler l'injection ainsi que l'utilisation des puits à l'aide de commande prédictive. Cette recharge thermique du sol par injection peut-être réalisée à l'aide de puits à deux circuits indépendants, l'un étant utilisé pour l'échangeur thermique de la pompe à chaleur et l'autre pour l'injection de chaleur.

Dans un premier temps, une étude préliminaire de la recharge du sol par injection de chaleur et de ses opportunités est réalisée. Un système équipé d'une pompe à chaleur reliée à un seul puits dans le climat de Montréal est modélisé dans TRNSYS, et plusieurs scénarios d'injection, de durées et fréquences variables, sont analysés. Les résultats montrent que l'injection de chaleur peut mener à une réduction de la consommation électrique de la pompe à chaleur de 14 %. Par ailleurs, il est possible de diviser par deux la profondeur requise du puits en présence d'injection de chaleur.

À la suite de cette étude, l'idée de valoriser de manière optimale la chaleur injectée dans le sol est considérée. Une géométrie de champ de 25 puits est conçue à cet effet. Une pompe à chaleur est reliée à deux circuits d'échangeur géothermique circulant respectivement dans les 9 puits centraux et les 16 puits périphériques, et l'injection de chaleur est rendue possible dans les 9 puits centraux par un circuit indépendant. Ces deux zones distinctes du champ de puits (centre et périphérie) peuvent alors être utilisées de manière indépendante. Ce système est modélisé avec le langage Python, avec l'aide du module pygfunction fournissant les outils de calcul du comportement de puits géothermiques. Le modèle utilise des g-fonctions pour représenter la réponse thermique du sol. Les comportements thermiques des deux groupes de puits du champ sont considérés séparément, en tenant compte des interactions entre les deux zones grâce à des g-fonctions croisées.

Un modèle de commande prédictive est alors mis en place, servant à contrôler les débits utilisés dans les deux circuits de la pompe à chaleur et déterminer les moments d'injection de chaleur. L'injection de chaleur offre la possibilité de réduire de 33 % la longueur des puits géothermiques du champ. L'ajout de la commande prédictive permet par ailleurs de réduire la facture énergétique du système de 7,46 %. L'injection utilisée au moment des pics de chauffage des bâtiments permet de réduire la puissance appelée par la pompe à chaleur. En outre, l'injection de chaleur durant l'été crée un stockage saisonnier de chaleur localisé au centre du champ de puits qui favorise l'opération du système en hiver. Le contrôle prédictif

du débit dans les puits accroît les bénéfices de ce stockage thermique.

ABSTRACT

This thesis explores the possibility of injecting waste heat into geothermal boreholes to reduce thermal imbalance in the ground, and controlling the injection and use of the boreholes using predictive control. This thermal recharge of the ground by injection can be achieved using boreholes containing two independent circuits, one used for the heat pump's source-side heat exchanger and the other for heat injection.

First, a preliminary study of ground recharge by heat injection and its opportunities is carried out. A system equipped with a single-borehole heat pump in Montreal climate is modeled in TRNSYS, and several injection scenarios, with varying durations and frequencies, are analyzed. The results show that heat injection can lead to a 14 % reduction in the heat pump electrical consumption. In addition, it is possible to divide the required borehole depth by two when heat injection is used.

Following this study, the idea of using optimally the heat injected into the ground is considered. A borefield geometry of 25 boreholes was designed for this purpose. A heat pump is connected to two geothermal exchanger circuits circulating respectively in the 9 central boreholes and the 16 peripheral boreholes, and heat injection is made possible in the 9 central boreholes by an independent circuit. These two distinct areas of the borefield (center and periphery) can thus be used independently. This system is modeled using the Python language. This system is modeled using Python, with the help of the pygfunction package, which provides tools for calculating the behavior of geothermal boreholes. The model uses g-functions to represent the thermal response of the ground. The thermal behavior of the two groups of boreholes in the borefield is considered separately, taking into account the interactions between the two zones using cross g-functions.

A predictive control model is then implemented to control the flow rates used in the two heat pump circuits and determine the timing of heat injection. Heat injection offers the possibility to reduce the length of geothermal boreholes by 33 %. The addition of predictive control also reduces the system's energy costs by 7,46 %. Heat injection during peak heating periods in buildings reduces the power demand on the heat pump. In addition, heat injection during the summer creates a seasonal heat storage located in the center of the borefield, which improves system operation in winter. Predictive control of the boreholes' flowrates enhances the benefits of this thermal energy storage.

TABLE DES MATIÈRES

REMERCIEMENTS	iii
RÉSUMÉ	iv
ABSTRACT	vi
LISTE DES TABLEAUX	x
LISTE DES FIGURES	xi
LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS	xiii
CHAPITRE 1 INTRODUCTION	1
1.1 Définitions et concepts de base	1
1.1.1 Pompes à chaleur géothermiques	1
1.1.2 Commande prédictive	2
1.1.3 Rejets thermiques	3
1.2 Éléments de la problématique	3
1.3 Objectifs de recherche	4
1.4 Organisation du mémoire	4
CHAPITRE 2 REVUE DE LITTÉRATURE	5
2.1 Pompes à chaleur géothermiques	5
2.1.1 Conception des échangeurs géothermiques	5
2.1.2 Pompage	6
2.1.3 Déséquilibre thermique dans le sol	6
2.2 Valorisation des puits géothermiques par d'autres sources de chaleur	7
2.2.1 Systèmes géothermiques hybrides	7
2.2.2 Stockage thermique saisonnier dans le sol	9
2.3 Contrôle de systèmes énergétiques	10
2.3.1 Commande prédictive	11
2.3.2 Modélisation pour le contrôle	14
2.3.3 Fonctions de coût	15
2.3.4 Contrôle des systèmes géothermiques	16
CHAPITRE 3 ARTICLE 1 : RECHARGING GROUND HEAT EXCHANGERS WITH MOBILE THERMAL ENERGY STORAGE TANKS	22

3.1	Abstract	22
3.2	Introduction	22
3.3	System under study	25
3.3.1	Building	25
3.3.2	Ground-Source Heat Pump	27
3.3.3	Double U-tube borehole	28
3.3.4	Mobile Thermal Energy Storage	30
3.4	Results	30
3.4.1	Reference case	30
3.4.2	Injection	32
3.4.3	Detailed analysis for one day	35
3.4.4	Ground load	35
3.5	Discussion	38
3.6	Conclusion	39
3.7	Acknowledgement	39
CHAPITRE 4 MODÉLISATION D'UN CHAMP DE PUIITS GÉOTHERMIQUES À		
	DEUX ZONES	40
4.1	Description du système	40
4.1.1	Champ de puits	41
4.1.2	Pompe à chaleur	43
4.1.3	Pompes	45
4.2	Modélisation thermique du système	47
4.2.1	Interactions thermiques dans le champ de puits	47
4.2.2	Pertes de charge et consommation des pompes	53
4.2.3	Consommation et coût électriques	55
4.3	Comparaison du modèle avec TRNSYS	56
CHAPITRE 5 COMMANDE PRÉDICTIVE DE LA RECHARGE DU CHAMP DE		
	PUIITS	59
5.1	Commande prédictive	59
5.1.1	Horizon de contrôle	59
5.1.2	Variables	60
5.1.3	Contraintes	62
5.1.4	Fonction de coût	63
5.1.5	Formulation du problème à optimiser	68
5.2	Stratégies d'optimisation	68

5.2.1	Algorithme brut	69
5.2.2	Algorithme simplifié	70
5.2.3	Scénarios retenus	73
5.3	Résultats	75
5.3.1	Efficacité des algorithmes	76
5.3.2	Coûts généraux	78
5.3.3	Différences entre les scénarios	84
5.3.4	Analyse du comportement d'un scénario	92
5.4	Conclusion	101
CHAPITRE 6	CONCLUSION	105
6.1	Synthèse des travaux	105
6.2	Contributions	106
6.3	Limitations et perspectives futures	107
6.3.1	Modélisation des systèmes	108
6.3.2	Commande prédictive	109
6.3.3	Perspectives économiques	109
RÉFÉRENCES		111

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 2.1	Études du contrôle de pompes à chaleur géothermiques dans la littérature	20
Tableau 2.2	Études du contrôle de pompes à chaleur géothermiques dans la littérature (suite)	21
Tableau 3.1	Characteristics of the heat pump	27
Tableau 3.2	Characteristics of the GHE	29
Tableau 3.3	Annual energy performances of the reference case	31
Tableau 4.1	Caractéristiques du champ de puits	43
Tableau 4.2	Propriétés thermiques du fluide caloporteur dans le réseau	46
Tableau 4.3	Inconnues principales du modèle	47
Tableau 5.1	Scénarios de référence	74
Tableau 5.2	Scénarios de contrôle	75
Tableau 5.3	Coûts de chaque scénario et gains par rapport au scénario initial	80
Tableau 5.4	Réduction de la consommation de la pompe à chaleur grâce à l'injection de chaleur	92

LISTE DES FIGURES

Figure 1.1	Schéma d'une pompe à chaleur géothermique avec un puits vertical	2
Figure 2.1	Explication schématique de la commande prédictive	12
Figure 3.1	Schematic description of the system under investigation	26
Figure 3.2	Heating Capacity and COP of the heat pump	27
Figure 3.3	Schematic representation of the borehole and thermal resistances between pipes	29
Figure 3.4	Detailed representation of the system	30
Figure 3.5	Schematic representation of the tank during ground recharge	31
Figure 3.6	Inlet temperature to the heat pump	32
Figure 3.7	Monthly energy performances of the GSHP	33
Figure 3.8	Energy consumption of the heat pump system with heat injection in the ground	34
Figure 3.9	Injection efficiency of the different scenarios	34
Figure 3.10	Optimized borehole length with heat injection in the ground	36
Figure 3.11	Ground load and COP during one day following a 2-hours heat injection	36
Figure 3.12	Maximum hourly, monthly and annual average ground loads for an injection every 2 days	38
Figure 4.1	Besoins mensuels en chauffage et climatisation des bâtiments	42
Figure 4.2	Schéma du système	42
Figure 4.3	Coefficient de performance de la pompe à chaleur en fonction de la température d'entrée du fluide géothermique	46
Figure 4.4	Influence du puits j sur le puits i	50
Figure 4.5	Modélisation thermique à l'aide de résistances d'un puits à 2 tuyaux (a) et 4 tuyaux (b)	51
Figure 4.6	Schéma hydraulique du système	53
Figure 4.7	Évolution sur une semaine de la température en sortie du champ de puits, avec injection de chaleur, calculée par les deux modèles	57
Figure 4.8	Évolution sur une année de la température en sortie du champ de puits pour une charge des bâtiments constante, calculée par les deux modèles	58
Figure 5.1	Fonctionnement schématique de la commande prédictive utilisée	61
Figure 5.2	État instantané du système durant l'opération avec injection de chaleur	76
Figure 5.3	Convergence de l'optimisation pour une semaine	78
Figure 5.4	Comparaison des valeurs prédites et réelles du coût futur	79

Figure 5.5	Coûts totaux des scénarios considérés	81
Figure 5.6	Coûts de l'énergie et de la puissance des différents scénarios	84
Figure 5.7	Répartition de la consommation d'énergie par catégorie	86
Figure 5.8	Evolution des coûts par année pour différents scénarios	87
Figure 5.9	Températures dans les deux zones du champ de puits	88
Figure 5.10	Différences de températures entre les deux zones du champ de puits .	89
Figure 5.11	Transferts thermiques moyens délivrés par les tuyaux des trois circuits (intérieur, extérieur et injection)	91
Figure 5.12	Évolution des circuits intérieur et extérieur pendant une semaine d'hiver	93
Figure 5.13	Évolution des circuits intérieur et extérieur pendant une semaine d'été	95
Figure 5.14	Moments hebdomadaires de l'injection pour la première année	97
Figure 5.15	Portion du débit circulant dans le circuit intérieur	99
Figure 5.16	Débit total dans le champ de puits en fonction des besoins thermiques du bâtiment	101

LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS

Abréviations

PAC	Pompe à chaleur
PACG ou GSHP	Pompe à chaleur géothermique
CVCA	Chauffage, ventilation et climatisation d'air
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
COP	Coefficient de performance
MPC	Commande prédictive
LSTM	Long short-term memory
PV-T	Panneaux solaires photovoltaïques-thermiques
RC	Résistance Capacitance
EMPC	Commande prédictive économique
GHE	Ground heat exchangers
IWH	Industrial waste heat
TES	Thermal energy storage
M-TES	Mobile thermal energy storage
PCM	Phase change materials
DEN	District energy network
TRCM	Modèle de résistances et capacités thermiques
SLSQP	Programmation quadratique des moindres carrés séquentiels
MADS	Mesh Adaptative Direct Search
VNS	Variable Neighbour Search

Symboles

Modélisation du système géothermique

t	Temps	[s]
L	Longueur d'un échangeurs géothermique	[m]
z	Position dans le puits selon l'axe vertical	[m]
$\dot{q}$	Charge thermique au sol par unité de longueur	[W/m]
$\dot{q}_h$	Charge au sol horaire maximale	[W/m]

$\dot{q}_m$	Charge au sol moyenne mensuelle	[W/m]
$\dot{q}_y$	Charge au sol moyenne annuelle	[W/m]
R_h	Résistance thermique effective horaire du sol	[m.K/W]
R_m	Résistance thermique effective mensuelle du sol	[m.K/W]
R_y	Résistance thermique effective annuelle du sol	[m.K/W]
R_b	Résistance thermique du puits	[m.K/W]
$(R_{i,j})_{1 \leq i,j \leq 4}$	Résistances thermiques entre les tuyaux d'un puits	[m.K/W]
T_{in}	Température d'entrée des puits	[°C]
T_{out}	Température de sortie des puits	[°C]
T_g	Température du sol non perturbée	[°C]
T_p	Température de pénalité pour le calcul de la longueur	[°C]
T_b	Température à la paroi du puits	[°C]
T_1, T_2, T_3, T_4	Températures du fluide dans les tuyaux du puits	[°C]
Q_{Inj}	Chaleur libérée par le circuit d'injection	[W]
Q_{GHE}	Chaleur extraite du sol par la pompe à chaleur	[W]
Q_{Ground}	Chaleur totale échangée dans le sol	[W]
$\dot{Q}_{bui}$	Puissance délivrée en chauffage ou climatisation par la pompe à chaleur	[W]
W	Consommation électrique	[W]
E_{HP}	Énergie électrique annuelle consommée par la pompe à chaleur	[Wh]
E_{Inj}	Chaleur injectée dans le sol	[Wh]
δt_{inj}	Durée d'une injection	[s]
η	Efficacité	[-]
COP	Coefficient de performance	[-]
n_{houses}	Nombre de maisons	[-]
UA	Coefficient de transmission thermique	[W/K]
T_{ext}	Température de l'air extérieur	[°C]
T_{ext}^0, T_{ext}^1	Seuils de température extérieure pour le chauffage et la climatisation	[°C]
N_{bh}	Nombre de puits dans le champ	[-]
$\dot{m}$	Débit	[kg/s]
B	Espacement entre les puits	[m]
H	Distance des puits à la surface du sol	[m]
α	Diffusivité thermique du sol	[m/s ²]
k	Conductivité thermique	[W]
D_{in}, D_{out}	Diamètres intérieur et extérieur des tuyaux	[m]
r_b	Rayon des puits	[m]
λ	Coefficient du modèle de COP	[°C ⁻¹]

c_p	Capacité thermique massique	[J/kg.K]
ρ	Densité	[kg/m ³]
μ	Viscosité dynamique	[Pa.s]
$erfc$	Fonction d'erreur complémentaire	[-]
$d_{i,j}$	Distance entre deux puits i et j	[m]
$\Delta T_{j \rightarrow i}$	Différence de température imposée par le puits j sur le puits i	[°C]
g	g-function	[-]
$\mathbf{A}_{in}, \mathbf{A}_b, a_{in}, a_{in}$	Coefficients des équations thermiques dans les puits	[W/m.K]
ΔP	Perte de pression	[Pa]
f_m	Facteur de friction de Moody	[-]
σ	Correction des pertes de charge	[-]
V	Vitesse de fluide	[m/s]
Re	Nombre de Reynolds	[-]
RR	Rugosité relative	[]
ϵ	Rugosité du tuyau	[m]
ν	Viscosité cinématique du fluide	[m ² /s]
ΔP	Perte de pression	[Pa]
C, C_p, C_e	Coût, coût de la puissance et coût de l'énergie	[\$]
P	Période de calcul des coûts	[-]
δt_p	Durée de la période p	[s]
δt_m	Durée d'un mois	[s]
E_{el}	Énergie électrique totale consommée	[Wh]
γ_e	Tarif de l'énergie	[\$/kWh]
γ_p	Tarif de la puissance	[\$/kW]

Commande prédictive

x	Variables d'état	
d	Paramètres extérieurs	
u	Variables de contrôle	
dt	Pas de temps du modèle	[s]
t_k	Instant d'évaluation du modèle	[s]
N	Nombre de pas de temps de la simulation	[-]
N_p	Horizon de prédiction	[-]
N_c	Horizon de contrôle	[-]
f	Fonction de coût	[\$]

s	Numéro d'une semaine	$[-]$
Δ_s	Variation liée au calcul du coût futur	$[-]$
b	Période d'aggrégation des charges futures pour le calcul du coût futur	$[-]$
ξ_i	Facteur de variation des débits	$[-]$

Indices

ref	Scénario de référence
hp	Pompe à chaleur
int	Puits centraux du champ
ext	Puits périphériques du champ
bp	Circuit de contournement de la pompe à chaleur
nom	Nominal
p	Pompes
f	Fluide
h	Chauffage
c	Climatisation
s	Semaine de contrôle
b	Période d'aggrégation des charges futures pour le calcul du coût futur

Exposants

b	Période d'aggrégation des charges futures pour le calcul du coût futur
0	Valeur de départ de l'algorithme d'optimisation
inj, h, c	Situation correspondant à la valeur de débit appliquée par l'algorithme d'optimisation

CHAPITRE 1 INTRODUCTION

1.1 Définitions et concepts de base

Avant de présenter l'étude qui sera développée dans ce mémoire, il est important d'introduire les sujets qui seront repris de façon récurrente dans l'étude, et les enjeux qui en découlent.

1.1.1 Pompes à chaleur géothermiques

Les pompes à chaleur géothermiques (PACG) sont des appareils intervenant dans les systèmes de chauffage, ventilation et climatisation d'air (CVCA) de bâtiments, décrits en détail par l'ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers) [1], ou encore par Kavanaugh et Rafferty [2]. Elles sont constituées d'une pompe à chaleur classique fournissant du chauffage et de la climatisation à un bâtiment, en échangeant de la chaleur avec le sol. Pour cela, elles utilisent un échangeur géothermique, qui est dans la plupart des cas un circuit fermé passant dans un ou plusieurs puits verticaux profonds de quelques dizaines à quelques centaines de mètres, et dans lequel circule un fluide caloporteur réalisant l'échange de chaleur. En chauffage, le fluide entre dans l'échangeur vertical à une température proche de 0 °C, se réchauffe dans le sol, puis retourne dans la pompe à chaleur où il transmet la chaleur récupérée dans le sol. En climatisation, l'échange de chaleur est inversé, le fluide entre dans l'échangeur à une température plus élevée que le sol et rejette de la chaleur dans le sol. D'autres options existent pour réaliser l'échange thermique avec le sol, mais sont moins courantes. La présente étude se restreindra à ce type de configuration. La figure 1.1 représente schématiquement une pompe à chaleur géothermique utilisant un puits vertical.

Sarbu et Sebarchievici [3], et plus récemment Christoloulides et al. [4], proposent une revue des enjeux actuels entourant les systèmes de PACG. Ceux-ci présentent une solution bas-carbone très performante et durable, présentant des coefficients de performance (COP) élevés et relativement peu variables. En particulier, les pompes à chaleur géothermiques semblent plus avantageuses à long terme que des pompes à chaleur à air, à la fois sur un plan économique (Esen et al. [5]) et environnemental (Violante et al. [6]). Cependant, le bon fonctionnement de ces structures est largement dépendante de leur conception initiale qui inclut certaines barrières. En particulier, elles comportent des coûts d'installation relativement élevés, qui posent un frein à leur développement à grande échelle. Dans une optique de transition énergétique, les solutions de pompes à chaleur géothermiques s'inscrivent idéalement dans une

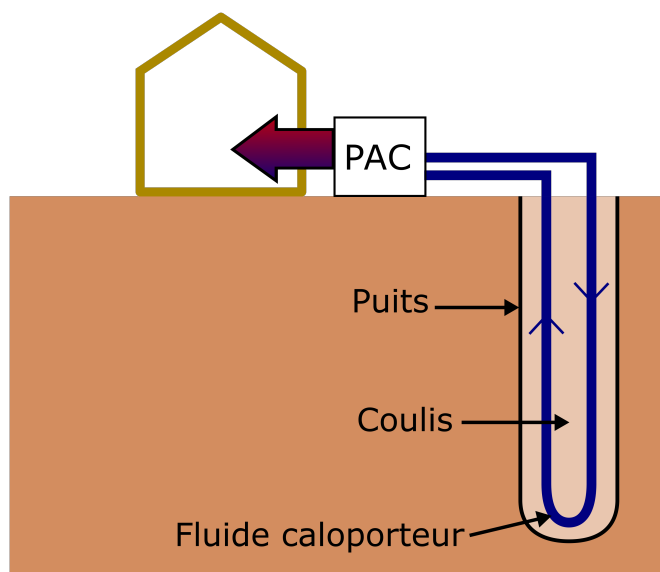


FIGURE 1.1 Schéma d'une pompe à chaleur géothermique avec un puits vertical

adaptation renouvelable et durable des bâtiments, et il est pour cela nécessaire de développer des méthodes de conception et d'utilisation des PACG augmentant leur rentabilité, en réduisant à la fois les coûts d'installation et d'opération.

1.1.2 Commande prédictive

Les travaux présentés ici étudient une méthode de contrôle des transferts thermiques dans les échangeurs géothermiques. À ces fins, la commande prédictive sera étudiée et mise en oeuvre pour améliorer la performance d'une pompe à chaleur géothermique. La commande prédictive, ou contrôle prédictif (Model Predictive Control en anglais, MPC), est une technique utilisée pour contrôler le comportement d'un système évoluant dans le temps, en choisissant à chaque instant la valeur à appliquer à des variables de contrôle, dans le but d'optimiser une fonction de coût. L'optimisation se base sur la prédiction à court-terme de l'évolution future du système, d'où le nom de commande prédictive, ce qui la rend plus efficace que des méthodes de contrôle classiques dans de nombreuses applications. Dans le domaine des bâtiments, elle est de plus en plus utilisée pour améliorer les usages énergétiques, par exemple en adaptant les profils de chauffage pour répartir les besoins et amortir les pics de consommation, ou en choisissant parmi différentes sources de chaleur la plus appropriée à chaque instant pour fournir les besoins demandés.

1.1.3 Rejets thermiques

L'étude considère également l'utilisation de rejets thermiques, qui représentent de la chaleur produite par des processus industriels, tels que la transformation de métaux, le traitement des déchets ou le refroidissement de centres de données. Une carte des rejets thermiques du Québec recense les principaux sites de ces rejets thermiques et la quantité de chaleur disponible [7]. Le gouvernement du Québec a lancé depuis quelques années un programme ambitieux de valorisation des rejets thermiques visant à financer les projets qui utilisent la chaleur disponible issue d'activités industrielles, notamment pour être appliquée aux besoins énergétiques des bâtiments. Dans le cadre de ce programme, Marcotte et al. [8] présentent une analyse technico-économique des rejets thermiques au Québec. En mettant en perspective la chaleur disponible avec les besoins thermiques des bâtiments résidentiels et commerciaux, et en intégrant les contraintes à la fois des rejets et des besoins, ils concluent que la valorisation des rejets thermiques suffirait à chauffer 1435 hectares de serres, qui est la superficie actuelle de serres en Ontario, ainsi qu'environ un million de logements au Québec.

1.2 Éléments de la problématique

Dans des climats froids, comme au Québec, lorsqu'une pompe à chaleur géothermique est utilisée principalement pour le chauffage, elle extrait durant une année une quantité conséquente d'énergie thermique du sol. Ce phénomène est nommé déséquilibre thermique, et conduit, après plusieurs années d'opération, à un refroidissement du sol autour des puits. Cela réduit la performance de la pompe à chaleur, et peut même empêcher son fonctionnement si le sol devient trop froid. La recharge thermique du sol par réinjection de chaleur est une solution afin d'atténuer ou même résoudre cette dégradation du système. L'injection de chaleur dans le sol présentée dans la suite offre une application de la réutilisation de rejets thermiques, et présente en particulier l'intérêt d'utiliser des rejets thermiques de basse température (entre 15 et 50 °C), qui ne peuvent pas être valorisés par des applications directes. Ce mémoire cherche donc, dans un premier temps, à étudier les effets et le potentiel de la recharge thermique du sol.

Une fois l'injection de chaleur mise en place dans le sol, la question se pose de savoir comment utiliser la pompe à chaleur de manière à profiter idéalement de la chaleur présente dans le sol. De manière encore plus générale, l'utilisation optimale d'un champ de puits géothermiques est un sujet très peu documenté dans la littérature. Alors que les enjeux concernant la conception des échangeurs géothermiques sont connus, l'opération des puits une fois installés se résume presque toujours à un débit constant de fluide circulant de manière égale dans tous les

puits ou bien parfois à la modulation du débit total visant à maintenir une différence de température constante entre l'entrée et la sortie du champ de puits. Les travaux du mémoire se penchent sur la possibilité, en manipulant les débits dans les puits géothermiques, de répartir spatialement et temporellement les transferts thermiques dans le sol pour utiliser intelligemment le sol et son potentiel de stockage thermique. Cette étude se concentrera sur l'utilisation de commande prédictive pour réaliser cette optimisation.

1.3 Objectifs de recherche

Le mémoire est construit de manière à répondre à trois objectifs principaux :

1. Évaluer les avantages de l'injection de chaleur dans le sol pour la conception et l'opération d'un champ de puits géothermiques.
2. Développer une méthode de commande prédictive permettant d'opérer un champ de puits géothermiques de manière optimale.
3. À l'aide de cette méthode de commande prédictive, identifier les stratégies d'utilisation du champ de puits à mettre en place afin de valoriser la chaleur injectée dans le sol.

1.4 Organisation du mémoire

En premier lieu, une revue de littérature présente au chapitre 2 l'état de la recherche sur lequel s'appuient les travaux effectués. Le chapitre 3 reproduit l'article écrit par Ingelaere, Bernier et Cimmino [9], dont le contenu a été présenté à la conférence eSim en juin 2024 à Edmonton. Cet article consiste en une exploration préliminaire de l'injection de chaleur dans le sol pour un système géothermique avec un puits unique. Les deux chapitres suivants développent les travaux inspirés de cette première étude, qui représentent le contenu principal du mémoire. Le chapitre 4 définit un modèle représentant un système géothermique dans lequel le champ de puits est séparé en deux zones, dont une pouvant recevoir l'injection de chaleur provenant de rejets thermiques. Le chapitre 5 utilise ce modèle pour appliquer une méthode de commande prédictive à l'opération du champ de puits couplée à l'injection de chaleur. Finalement, la conclusion au chapitre 6 résume l'ensemble des travaux et propose une discussion sur les résultats obtenus et les projets qui peuvent en découler.

CHAPITRE 2 REVUE DE LITTÉRATURE

2.1 Pompes à chaleur géothermiques

Les connaissances et enjeux actuels entourant les pompes à chaleur géothermiques (PACG) sont détaillées par Lamarche [10]. Bien que la technologie soit mature et bien maîtrisée, la recherche dans ce domaine fait encore face à des défis pour rendre cette solution plus attractive économiquement. En 2011, Spitler et Bernier [11] décrivent les réflexions à mener pour approfondir les connaissances sur les PACG. Ils recommandent notamment la construction de modèles plus complexes prenant en compte les propriétés physiques du sol, et une validation plus poussée des modèles.

2.1.1 Conception des échangeurs géothermiques

Une analyse des paramètres de conception les plus importants influençant la performance et la capacité des PACG a été menée par Casasso et Sethi [12]. Le plus impactant est certainement la longueur de l'échangeur géothermique. D'autres facteurs ont un moindre impact sur la performance du système, comme la conductivité thermique du coulis à l'intérieur du puits, ou le type du fluide caloporteur et le débit utilisé.

Le calcul de la longueur de l'échangeur géothermique lors de l'installation d'une PACG est capital. En effet, celui-ci doit être suffisamment long pour assurer l'échange de chaleur sur le long terme, et limiter la surchauffe ou le refroidissement du sol qui sont préjudiciables pour le fonctionnement de la pompe à chaleur. Celle-ci opère avec un coefficient de performance diminué lorsque les températures s'éloignent des plages de fonctionnement normales, consommant alors plus d'électricité. Cependant, le coût de forage des puits géothermiques très élevé encourage de limiter la taille de l'échangeur. Le spectre des méthodes utilisées pour déterminer la longueur minimale requise d'un échangeur géothermique est présenté par Ahmadfard et Bernier [13]. Ces méthodes sont examinées plus en détail dans le chapitre 3.

Du fait du coût de forage élevé des puits géothermiques, il devient souhaitable d'optimiser leur conception. Liu et al. [14] décrivent les options permettant de limiter la taille des échangeurs verticaux. Ils recommandent en particulier d'utiliser des outils de conception suffisamment précis afin de déterminer adéquatement la taille nécessaire des échangeurs, en prenant en compte toutes les caractéristiques et spécificités du système complet.

Lorsque l'échangeur géothermique utilise plusieurs puits (on parle alors de champ de puits), leur disposition spatiale devient importante. Les interactions thermiques entre les puits

peuvent en effet discriminer l'efficacité de l'échange de chaleur avec le sol. Spitler et al. [15] montrent qu'une disposition irrégulière des puits optimisée peut réduire de 30 à 40 % la profondeur de forage nécessaire par rapport à un champ de puits disposés en quadrillage rectangulaire. Ahmadvard et Bernier [16] explorent la possibilité de distinguer les puits d'un même champ pour une utilisation asymétrique. Dans un champ de puits géothermiques, les puits en périphérie sont utilisés différemment des puits centraux, de sorte à maintenir le centre plus chaud que l'extérieur. La différence de température entre les deux zones peut être accrue par une pompe à chaleur qui extrait de la chaleur des puits extérieurs pour l'injecter dans les puits intérieurs. Cela rend alors possible une utilisation plus judicieuse des deux zones du champ de puits.

2.1.2 Pompage

L'énergie de pompage pour faire circuler le fluide dans les échangeurs de chaleur représente une part importante de la consommation électrique d'un système géothermique. Iolova et Bernier [17] calculent, en s'appuyant sur les données d'un lycée, que les pompes de circulation ont une consommation électrique atteignant 22 % de celle du compresseur de la pompe à chaleur. À l'aide de simulations numériques, ils montrent que l'utilisation d'une pompe à débit variable permet de réduire grandement la consommation électrique dédiée au pompage. Cela implique une légère baisse du COP de la pompe à chaleur, mais la consommation totale du système (pompe à chaleur et pompes) est réduite de 18,5 %. Picard [18] démontre que l'énergie consommée par une pompe à chaleur géothermique, incluant l'énergie de pompage, peut être optimisée en fonction du débit de fluide utilisé dans les échangeurs géothermiques. En effet, la diminution de celui-ci entraîne une diminution des pertes de charge et donc de la puissance de pompage, mais également une dégradation des températures en entrée de la pompe à chaleur et donc la baisse du COP. La compétition de ces deux effets mène à un débit optimal. Ce résultat motive le contrôle des débits circulant dans les échangeurs géothermiques qui sera opéré dans le chapitre 5.

2.1.3 Déséquilibre thermique dans le sol

L'opération à long terme des pompes à chaleur géothermiques a un impact significatif sur la température du sol. En particulier, dans les régions froides où le chauffage prédomine sur la climatisation, l'extraction de chaleur dans le sol peut mener après quelques années à une réduction de plus de 10 °C de la température à la paroi des puits. Ce phénomène est nommé déséquilibre thermique du sol. You et al. [19] présentent une vue d'ensemble de cet effet, des conséquences et des solutions pour résoudre ce problème. Celles-ci sont partagées en trois

catégories : (1) l'amélioration de l'échangeur de chaleur, par exemple l'augmentation de sa longueur, discuté ci-dessus ; (2) la modification du système, par exemple le couplage avec d'autres sources de chaleur, détaillé à la section 2.2 ; et (3) la modification de l'opération du système, par exemple en utilisant des méthodes de contrôle, comme présenté à la section 2.3. Le déséquilibre thermique du sol peut également être accru par la présence d'autres champs de puits géothermiques à proximité, dans les zones où l'utilisation de PACG est très répandue, comme à Stockholm en Suède (Fasci et al. [20]). Yang et al. [21] proposent une modélisation numérique de l'augmentation de la température du sol, dans le cas de climatisation prédominante où le rejet de chaleur dans l'échangeur est importante. Ils montrent que l'augmentation de la température augmente encore plus le phénomène de déséquilibre, créant ainsi une boucle rétroactive. La présence d'advection par l'eau souterraine peut toutefois réduire l'accumulation de chaleur autour des puits. Shang et al. [22] ainsi que Bu et al. [23] montrent expérimentalement que l'opération intermittente de la pompe à chaleur géothermique, avec des périodes fréquentes de recharge du sol, peut aider à réduire le déséquilibre thermique.

2.2 Valorisation des puits géothermiques par d'autres sources de chaleur

2.2.1 Systèmes géothermiques hybrides

Les systèmes géothermiques hybrides sont composés d'une pompe à chaleur géothermique dont les puits sont sous-dimensionnés par rapport aux besoins thermiques réels, couplée à d'autres sources thermiques permettant de fournir l'énergie qui ne peut pas être apportée par la pompe à chaleur lors des pointes des besoins thermiques. Ces sources peuvent utiliser des énergies fossiles, comme une chaudière à gaz, ou renouvelables, comme des panneaux solaires. Hackel et al. [24] décrivent les enjeux concernant la conception de tels systèmes, et proposent un outil permettant de dimensionner correctement les paramètres d'un système géothermique hybride. Du fait du coût d'installation très élevé d'une pompe à chaleur, l'utilisation de systèmes géothermiques hybrides est souvent considérée comme une solution avantageuse (Wang et al. [25]). Ces systèmes permettent d'une part de réduire le coût d'installation lié au forage en profondeur des puits géothermiques, et de réduire le déséquilibre thermique dans le sol (Seung-Hoon et Eui-Jonj [26]). Les sources de chaleur utilisant des énergies fossiles apportent un support avantageux aux pompes à chaleur géothermiques car elles sont facilement pilotables et peuvent être activées dès que nécessaire. Beccali et al. [27] décrivent les différents enjeux de ce genre de systèmes. Ceux-ci sont facilement adaptables à des techniques de contrôle utilisant la prédiction du comportement futur.

Le couplage entre les pompes à chaleur géothermiques et l'énergie solaire constitue éga-

lement une association de sources d'énergie renouvelables prometteuse, et a fait l'objet de nombreuses études théoriques et pratiques. Nouri et al. [28] dressent un tableau des différents aspects et enjeux des pompes à chaleur géothermiques assistées par énergie solaire. Dans la plupart des cas, l'énergie solaire est captée par des collecteurs thermiques puis réutilisée dans le circuit de l'échangeur thermique, diminuant ainsi la charge thermique dans le sol et le déséquilibre thermique. L'ajout d'un stockage thermique est avantageux pour prendre en charge les événements de pointe de consommation énergétique, permettant alors la réduction de la longueur de l'échangeur géothermique (Qian et al. [29]). Le surplus de chaleur emmagasinée par les panneaux solaires thermiques est stockée dans le sol, permettant la recharge de la température du sol. L'intérêt de la combinaison solaire-géothermique est que le solaire permet d'assister la pompe à chaleur pendant les pics de consommation, améliorant la réponse à court-terme du système, tandis que l'utilisation de puits géothermiques offre une solution de stockage à long-terme de l'énergie solaire, optimisant ainsi l'utilisation de l'énergie récoltée. L'utilisation du sol comme moyen de stockage de chaleur est présentée plus en détail dans la section 2.2.2.

Xu et al. [30] proposent un aperçu des solutions apportées par les systèmes hybrides de pompes à chaleur géothermique pour résoudre le problème de déséquilibre thermique dans le sol. Dans les cas où le chauffage est prédominant, les pompes à chaleur géothermiques assistées par panneaux solaires sont les plus populaires. Ces installations permettent une augmentation de la température du sol entre 2 et 5°C, et une amélioration du COP de 10 à 15 %. Il existe également des applications dans le cas où la climatisation est dominante, pour lesquelles la pompe à chaleur géothermique est couplée à une tour de refroidissement ou à un stockage de glace. Finalement, il semble que les méthodes de contrôle prenant en compte l'état du système, par exemple la température en sortie de l'échangeur géothermique, sont plus performantes qu'une opération selon un planning prédéfini. Le développement de stratégies de contrôle pointues apparaît en effet comme un facteur essentiel de l'efficacité de ces systèmes hybrides. Par exemple, Xie et al. [31] construisent un modèle de contrôle d'un système hybride de pompe à chaleur géothermique utilisée principalement en climatisation, assistée d'une tour de refroidissement et de refroidisseurs. L'opération des différents composants du système est choisie en fonction du comportement antérieur du système, utilisant un réseau de neurones de type LSTM (Long Short-Term Memory). Ce mode d'opération permet de réduire de près de 20 % l'énergie consommée par rapport à un contrôle classique basé sur des consignes de températures. Une revue détaillée des techniques de contrôle basées sur la prédiction des systèmes géothermiques est fournie plus loin dans la section 2.3.4.

2.2.2 Stockage thermique saisonnier dans le sol

Le sol constitue, du fait de sa bonne capacité thermique, des faibles interactions thermiques en son sein, et de son étendue spatiale, un potentiel réservoir thermique naturel (Reuss et al. [32]). Les systèmes de stockage saisonniers par puits géothermiques (Lanahan et Tabares-Velasco [33]) exploitent ce potentiel, en injectant de la chaleur (souvent provenant d'énergie solaire) dans le sol par des échangeurs géothermiques pendant l'été pour pouvoir récupérer cette chaleur en hiver. La phase d'injection de chaleur est nommée "charge", et l'extraction de chaleur est la "décharge" du stockage thermique souterrain. Brischoux [34] analyse les facteurs de conception prédominants dans le cas du stockage saisonnier géothermique de l'énergie produite par des panneaux solaires photovoltaïques-thermiques (PV-T). Elle montre que l'utilisation d'un puits unique pour le stockage thermique ne permet pas d'améliorer grandement l'efficacité de la pompe à chaleur en hiver. Le stockage d'énergie thermique dans le sol à long terme (à l'échelle d'une ou plusieurs saisons) nécessite un champ de puits occupant un volume conséquent, pour limiter la dispersion de la chaleur en dehors de la zone de stockage thermique. La Communauté Solaire Drake Landing est une application concrète à l'échelle d'un quartier d'un stockage de chaleur par puits géothermiques (Sibbitt et al. [35]). Les besoins en chauffage des espaces de 52 maisons sont presque intégralement remplis par le système couplant un champ de 144 puits géothermiques et 2293 m² de panneaux solaires thermiques. Ce projet démontre le potentiel du stockage thermique par puits, qui peut constituer une solution autonome pour répondre aux besoins thermiques d'un quartier.

D'autres sources de chaleur ont parfois été considérées pour être utilisées dans du stockage thermique par puits. Guo et al. [36] étudient la faisabilité d'utiliser la chaleur rejetée par des usines pour faire fonctionner une pompe à chaleur à absorption en s'appuyant sur un stockage géothermique de la chaleur. En simulant l'évolution d'un tel système sur une durée de 10 ans, ils montrent qu'il est possible de réutiliser 97 % de la chaleur rejetée par les usines, fournissant ainsi 85 % des besoins en chauffage d'un réseau de chaleur urbain. Fang et al. [37] évaluent la possibilité de réaliser un stockage intersaisonnier de rejets thermiques industriels. L'opération du système étudié permet d'atteindre une température du sol cyclique autour de 45 °C après une période de charge d'un peu plus d'une année. Le champ de puits géothermiques peut alors stocker et délivrer chaque année environ 16 TJ de chaleur.

La chaleur dégagée dans les tunnels des métros constitue également un rejet thermique considérable qui peut être récupéré directement à travers des dispositifs géothermiques, tels que le système expérimental installé à Qingdao (Chine), présenté et analysé par Ji et al. [38]. L'utilisation de rejets thermiques provenant d'activités industrielles présente l'avantage, comparativement à l'énergie solaire, d'être plus constante et plus prévisible, et donc d'être pilotable

plus facilement. La récupération de ces sources de chaleur pour du stockage géothermique a cependant été peu étudiée. L'étude présentée ici du contrôle de l'injection de chaleur dans des puits géothermiques vise à étayer les connaissances pour appuyer ce type de procédés.

Un modèle est développé par Eslami-Nejad et Bernier [39] pour simuler le comportement thermique de puits comportant deux tubes en U indépendants, accueillant des débits de fluide différents. Belzile et al [40] étudient également ce principe de puits à deux tuyaux indépendants, en s'intéressant à l'influence de la géométrie des tuyaux dans le puits sur le comportement du modèle. Cimmino [41] développe cette modélisation pour des puits connectés en série ou en parallèle. Cette configuration à plusieurs tuyaux indépendants dans un même puits permet d'ajouter des sources de chaleur au circuit relié à la pompe à chaleur. Elle permet par exemple de coupler la pompe à chaleur à des panneaux solaires thermiques, comme modélisé par Cimmino et Eslami-Nejad [42]. L'utilisation de circuits indépendants pour la charge et la décharge thermique réduit très légèrement les performances de la pompe à chaleur en chauffage (Adebayo et al. [43]), mais permet en contrepartie d'utiliser indépendamment les différentes sources de chaleur, et offre une plus grande flexibilité dans le contrôle du système complet. Cette fonctionnalité sera mise à profit dans l'étude du contrôle optimal de la recharge thermique du sol.

Quintana [44] aborde la question du contrôle optimal de tels systèmes de stockage thermiques souterrains. En effet, la manière d'utiliser la chaleur stockée, en fonction des besoins actuels et futurs, est déterminante pour l'efficacité du stockage. Il analyse l'opportunité d'ajouter l'anticipation des besoins thermiques futurs aux règles contrôlant la charge et la décharge du stockage thermique dans les puits. La prise en compte des prédictions dans les règles d'opération du système permet d'atteindre une réduction de 5 % de l'énergie totale consommée par le système.

2.3 Contrôle de systèmes énergétiques

Les usages énergétiques dans les bâtiments, surtout les besoins thermiques, sont particulièrement propices à l'utilisation de stratégies de contrôle, du fait de l'inertie de telles structures et de la possibilité de moduler la demande énergétique. Certaines caractéristiques des bâtiments sont favorables pour une bonne efficacité du contrôle, notamment une grande masse thermique, la forte présence de gains internes ou externes, ou la possibilité de varier les consignes définies par l'utilisateur (Kavgic et al. [45]). En particulier, les bâtiments commerciaux et institutionnels fournissent de grandes opportunités d'amélioration par l'adaptation de leur utilisation énergétique. La flexibilité énergétique des bâtiments, qui consiste à moduler leur demande pour s'adapter aux contraintes du réseau, peut ainsi être largement exploitée

par différents moyens de contrôle (Zhang [46]). La commande prédictive ou contrôle prédictif (Model Predictive Control en anglais, MPC), qui vise à prédire les événements et comportements futurs pour mieux anticiper les décisions, apparaît être bien plus efficace que des méthodes de contrôle traditionnelles pour améliorer la flexibilité énergétique de bâtiments.

Dans le cadre de la conception et de la gestion de systèmes énergétiques pour des bâtiments, l'utilisation d'outils de commande prédictive est largement théorisée et leur mise en oeuvre dans des bâtiments réels devient courante. Saloux et al. [47] dressent un portrait de cette méthode à partir d'une centaine d'applications pratiques de MPC, et présente les résultats de tels systèmes. Le contrôle prédictif parvient à des améliorations conséquentes de leur fonctionnement, comme une réduction moyenne de 30 % de l'énergie thermique ou une diminution moyenne de 25 % des coûts énergétiques. Une grande partie de ces améliorations est réalisée en modulant la demande énergétique, ainsi qu'en utilisant des modules de stockage d'énergie. Dans le cas de l'intégration de pompes à chaleur dans des réseaux de distribution de chaleur, le contrôle prédictif se montre particulièrement efficace, notamment pour adapter les besoins thermiques à la capacité de la pompe à chaleur et utiliser intelligemment les systèmes d'appoint (Aschidamini et al. [48]).

2.3.1 Commande prédictive

L'état de l'art de la commande prédictive pour les bâtiments est réalisé par Serale et al. [49] ou encore Drgoňa et al. [50]. Ces articles détaillent le concept de la commande prédictive, qui est résumé schématiquement par la figure 2.1. Le contrôle prédictif sert à commander un système énergétique de bâtiment. Celui-ci peut être réel, ou représenté par un modèle, appelé émulateur. L'évolution du système est régi par trois types de variables : (1) les variables d'état x , qui décrivent à chaque instant l'état du bâtiment (par exemple la température ou la puissance électrique consommée), (2) les paramètres extérieurs d , qui sont des données qui influencent le comportement du système et ne peuvent pas être modifiées (par exemple la température extérieure ou l'ensoleillement), et (3) les variables de contrôle u , qui peuvent être manipulées par un opérateur pour ajuster l'état du système (par exemple l'ouverture des fenêtres ou la consigne de chauffage). Ces variables sont toutes discrétisées selon un pas de temps dt .

Le contrôle prédictif est alors utilisé pour décider de la valeur des variables de contrôle, selon le procédé suivant :

- À l'instant t_k , $k \in \mathbb{N}$, les variables d'état sont connues ou estimées, ainsi que leurs valeurs antérieures. L'opérateur souhaite alors choisir les valeurs des variables de contrôle à appliquer dans un futur proche.

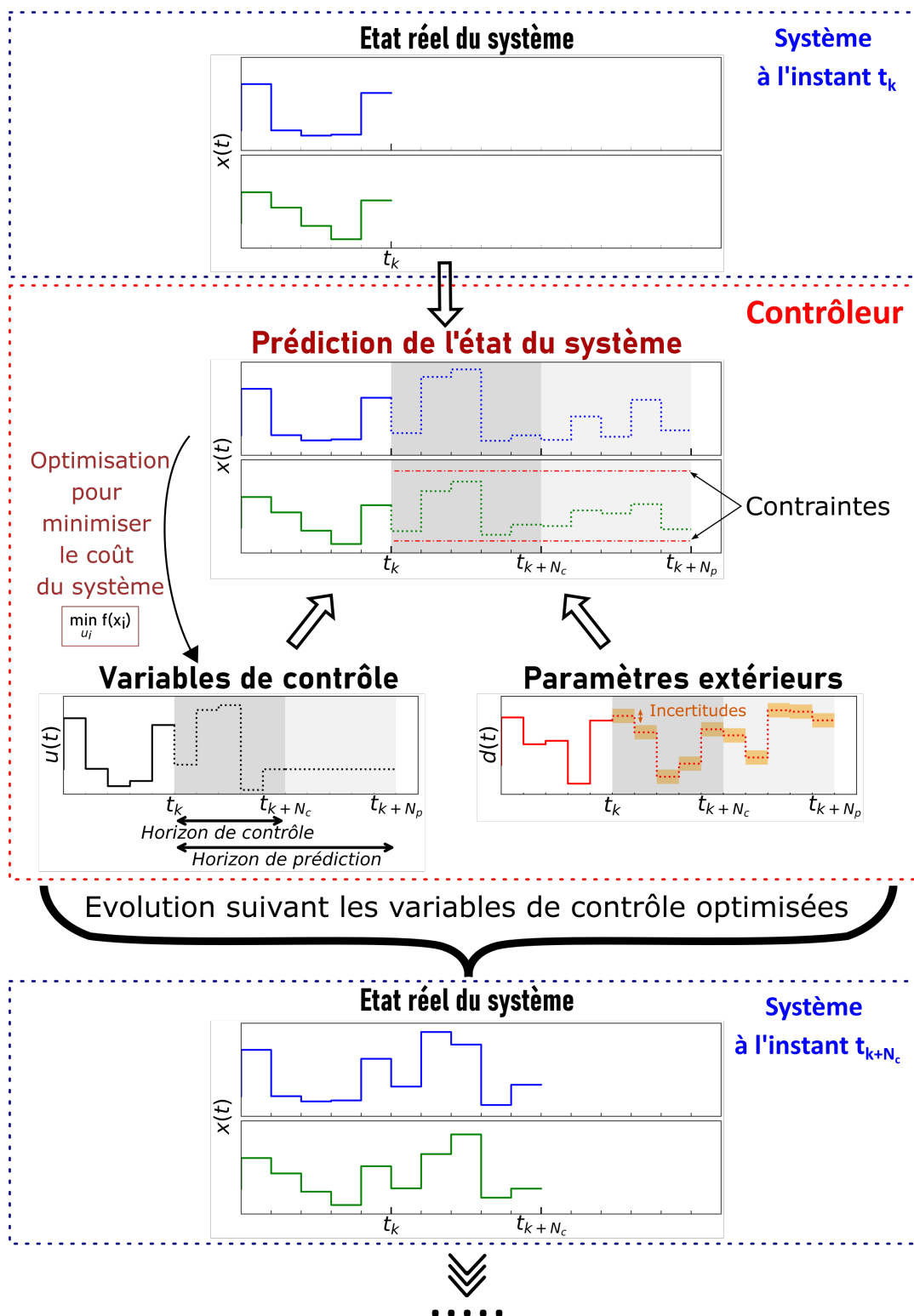


FIGURE 2.1 Explication schématique de la commande prédictive

- Un horizon de prédiction $N_p \in \mathbb{N}$ est défini, celui-ci spécifie la durée pour laquelle l'état du système sera calculé dans le futur. Un horizon de contrôle $N_c \leq N_p$ est également défini. Cet horizon de contrôle est le nombre de pas de temps dans le futur pour lesquels la valeur des variables de contrôle sera déterminée. Au delà de cet horizon de contrôle, les variables de contrôle prennent une valeur constante, souvent la valeur sur le dernier pas de temps optimisé, ou suivent un comportement prédéfini. La différenciation entre horizon de contrôle et horizon de prédiction permet d'anticiper la réaction du système sur une longue période tout en limitant le nombre de variables à optimiser.
- Un modèle de contrôle est mis en place pour prédire numériquement l'état futur du système, à partir de l'état actuel, de la prédiction des paramètres extérieurs futurs et du choix des variables de contrôle. Pour un ensemble de variables de contrôle données $(u_i)_{k \leq i \leq k+N_c}$, le modèle de contrôle calcule l'état du système jusqu'à l'instant t_{k+N_p} . Pour cela, des prévisions des paramètres extérieurs sont utilisés. Ces prévisions viennent généralement avec des incertitudes associées, car les paramètres extérieurs sont rarement prédits à la perfection.
- Un problème d'optimisation est ainsi posé. Il consiste à chercher les valeurs des variables de contrôle $(u_i)_{k \leq i \leq k+N_c}$ qui optimisent la valeur d'une fonction de coût dépendant de l'état du système sur l'horizon de prédiction $f((x_i)_{k \leq i \leq k+N_p})$. Il est souvent accompagné de contraintes sur l'état du système, telles que des seuils de températures à ne pas dépasser. La résolution de ce problème d'optimisation peut être réalisée avec différents outils, dépendamment du type de problème à optimiser.
- Une fois l'optimisation effectuée, cela fournit des valeurs pour les variables de contrôle $(u_i)_{k \leq i \leq k+N_c}$. Celles-ci sont appliquées au système réel, ou utilisées dans l'émulateur dans le cas d'un système virtuel, pour déterminer l'évolution du système. En général, l'évolution du système est paramétrée ainsi pendant tout l'horizon de contrôle, jusqu'au temps t_{k+N_c} . Parfois, cependant, le système évolue uniquement sur un pas de temps, et le contrôle est réalisé à nouveau au pas de temps t_{k+1} . Cette méthode est nommée horizon fuyant (receding horizon). Le processus de contrôle est ensuite appliqué à nouveau pour le prochain horizon de contrôle.

Yoldas et al [51] montrent que l'utilisation d'un horizon fuyant, qui conserve uniquement les premières valeurs des variables de contrôle et répète l'optimisation à chaque pas de temps en repoussant l'horizon de contrôle, permet de compenser les incertitudes du modèle ou des variables extérieures. Ainsi, dans le cadre de la gestion de sources d'énergie renouvelable, l'horizon fuyant apporte une précision supplémentaire pour traiter les incertitudes dans la prédiction.

2.3.2 Modélisation pour le contrôle

En règle générale, le modèle de contrôle diffère du comportement réel du bâtiment étudié, pour plusieurs raisons. Tout d’abord, le contrôle est basé sur les prédictions des variables extérieures, qui présentent des incertitudes, et sur la mesure de l’état du système qui peut être imprécise. La combinaison de ces deux facteurs peut impacter significativement la précision du modèle de contrôle, mais cet impact ne paraît pas déterminant et l’utilisation d’un modèle de contrôle reste avantageuse par rapport à une régulation classique (Jansen et al. [52]). De plus, le modèle représentant le système est souvent simplifié à l’aide de plusieurs approximations. Cela permet de réduire la complexité du modèle numérique, et d’accélérer grandement la prédiction et l’optimisation dans la phase de contrôle. Par exemple, il est utile de linéariser les équations du modèle pour que le problème d’optimisation soit linéaire, ce qui facilite significativement le contrôle (Pcolka et al. [53]). La réalité du modèle doit toutefois être conservée, et la simplification des équations ne peut pas être excessive. Un compromis entre simplicité et précision doit alors être trouvé pour améliorer le contrôle du système réel, comme expliqué par Picard et al. [54].

Dans le cas de systèmes géothermiques, plusieurs types de modèles peuvent être utilisés pour calculer les interactions thermiques dans le sol. Les méthodes de modélisation des échangeurs géothermiques ont été révisées par Yang et al. [55], ainsi que Bertagnolio et al. [56]. Les modèles numériques à trois dimensions représentent très fidèlement les phénomènes thermiques dans le sol, mais représentent un coût de calcul très important. D’autres types de modèles sont alors envisagés pour réduire le temps de calcul dans des contextes de commande prédictive, qui nécessitent de pouvoir effectuer beaucoup de calculs rapidement afin d’optimiser les paramètres à contrôler. Les modèles Résistance-Capacitance (RC) représentent le sol discrétisé en plusieurs zones thermiques interagissant entre elles par le biais de résistances, de manière analogue à un circuit électrique (Bauer et al. [57]). Cependant, ces modèles n’intègrent pas les interactions thermiques entre différents puits. Les modèles basés sur des g-fonctions (Cimmino et Bernier [58]) permettent de tracer la réponse thermique du sol aux transferts de chaleur issus des puits. Ces fonctions de transfert ne sont toutefois pas représentatives du comportement thermique dans le coulis à l’intérieur du puits. Il est possible de coupler ces deux représentations grâce à des modèles hybrides, comme celui présenté par Maestre et al. [59]. Enfin, des modèles basés sur l’intelligence artificielle et l’exploitation de données numériques peuvent être avantageux dans le cas de systèmes complexes, comme exploré par Ahmed et al. [60]. Heim et al. [61] confrontent la précision et l’efficacité entre des modèles RC, des modèles de g-fonctions et des modèles hybrides en comparant leurs résultats de simulation d’un champ de puits à ceux du modèle numérique. Les modèles basés sur les fonctions

de transfert (g-functions) sont efficaces pour la représentation des comportements à long terme du champ de puits, mais se montrent moins précis pour la prédiction à court terme (à l'échelle de quelques heures à quelques jours), et sont ainsi pénalisés dans les situations où la charge au sol varie régulièrement. À l'inverse, les représentations RC réussissent à prédire l'évolution à court terme du champ de puits mais sont moins adaptées pour représenter le champ de puits pour de longues périodes. Un modèle hybride, combinant les g-functions et la représentation RC présente les meilleures performances pour prédire l'évolution d'un champ de puits. Le choix du modèle utilisé, ainsi que sa calibration avec les paramètres appropriés, sont déterminants pour réaliser du contrôle prédictif pour un champ de puits.

2.3.3 Fonctions de coût

La commande prédictive économique (EMPC) vise à optimiser le coût de l'utilisation d'un système énergétique. L'intérêt d'utiliser le coût pour évaluer le système est qu'il permet de rassembler des sources d'énergies différentes en une seule métrique, et reste facile d'interprétation pour l'utilisateur de l'outil de contrôle. Håkansson et al. [62] présentent les effets de cette approche appliquée au contrôle d'un réseau de chaleur urbain. Le coût considéré prend en compte l'énergie thermique moyenne consommée par les bâtiments ainsi que la puissance maximale appelée. Cette combinaison des deux composantes permet d'atteindre un compromis où deux objectifs sont optimisés. L'article présente également les bénéfices de considérer un large groupe de bâtiments dans l'optimisation, au lieu d'optimiser individuellement leur comportement. Cela permet de profiter de la variabilité de la demande entre chaque bâtiment, et d'atteindre un résultat global plus satisfaisant.

Souvent, l'optimisation des coûts énergétiques d'un système est accompagnée d'une volonté d'améliorer d'autres externalités, telles que le confort ou l'impact environnemental. Plusieurs approches permettent d'intégrer ces considérations dans le contrôle. La plus courante est d'ajouter au problème des contraintes qui imposent un seuil à respecter pour chacune de ces externalités, comme présenté par Khosravi et al. [63]. Cependant, cette méthode ne permet pas d'atteindre le compromis idéal entre tous les paramètres qui doivent être améliorés. Dans cette optique, il est possible de réaliser de l'optimisation multi-objectif, appliqué par Hua et al. [64] ou Li et al. [65].

Dans un modèle de contrôle d'un bâtiment incluant une pompe à chaleur géothermique, il existe un décalage important entre l'horizon de prédiction, dont l'ordre de grandeur est d'une semaine, et le temps caractéristique de l'évolution des températures dans le sol qui est de plusieurs mois. Cela signifie que le contrôleur ne peut pas évaluer l'impact à long terme des décisions prises, qui est pourtant élevé lorsqu'on utilise une pompe à chaleur. Afin de répondre

à cette problématique, Cupeiro Figueroa et al. [66] proposent une approche consistant à intégrer la considération à long terme du système géothermique dans l'évaluation du coût à optimiser. Un coût fictif (shadow-cost) est introduit, basé sur l'évaluation très simplifiée du coût du système à long terme (après l'horizon de prédiction). Ce coût fictif est ajouté à la fonction de coût classique pour avertir des effets à long terme lors de l'optimisation.

2.3.4 Contrôle des systèmes géothermiques

Les systèmes géothermiques sont, de la même manière que les autres systèmes CVCA, propices à l'optimisation et au design. L'amélioration de tels systèmes peut d'une part être réalisée par l'optimisation de leur conception, et d'autre part à travers le contrôle lors de leur fonctionnement (Ma et al. [67]). Plusieurs méthodes de contrôle existent. Les "règles du pouce", dictant le comportement du système par des règles simples, sont les plus fréquentes car faciles à mettre en oeuvre. Comparativement, la commande basée sur une modélisation mathématique des puits permet d'opérer les systèmes avec une plus grande performance, mais la mise en place d'un modèle et les techniques de contrôle constituent des challenges importants. Ces défis sont présentés par Atam et Helsén [68]. Parmi les modèles et les algorithmes utilisés pour réaliser le contrôle des systèmes, ceux basés sur l'intelligence artificielle offrent une solution intéressante (Noye et al. [69]). En effet, du fait de la complexité des échangeurs géothermiques qui ont un comportement non-linéaire, l'intelligence artificielle peut accélérer et préciser la modélisation et ainsi améliorer le contrôle.

Programmation dynamique

Beaucoup d'études réalisent l'optimisation de l'opération des systèmes géothermiques grâce à la programmation dynamique. Celle-ci consiste à trouver, à l'aide d'un modèle qui simule l'évolution du système, une règle d'opération optimale pour le système. La différence avec la commande prédictive est que la programmation dynamique suppose une connaissance à priori du comportement du modèle, et la règle d'opération n'est pas modifiée au fur et à mesure de l'évolution de l'état du système. La plupart des études visant à améliorer l'opération des systèmes géothermiques se basent sur la programmation dynamique, quelques exemples sont détaillés ici.

Tonellato et al. [70] définissent une stratégie heuristique de contrôle d'un système géothermique à puits à colonne permanente. Plusieurs niveaux d'intensité de pompage sont définis, correspondant à différentes capacités de chauffage de la pompe à chaleur. Les transitions entre ces niveaux d'opération sont déterminées à l'aide de la programmation dynamique. En comparaison avec un contrôle réactif classique, cette méthode permet de diviser par trois la

pointe de puissance utilisée en évitant l'utilisation d'une chaudière au gaz d'appoint, avec une augmentation de 5,75 % de l'énergie utilisée à cause de l'augmentation de la puissance de pompage dans les puits à colonne permanente. Bayer et al. [71] réalisent l'optimisation de la température du sol d'un champ de puits. Le problème d'optimisation est linéaire, avec contraintes. Deux pistes d'optimisation sont explorées : Premièrement l'ajustement des charges au sol pendant 15 ans d'opération, deuxièmement le retrait de puits dans le champ. Il est ainsi possible d'optimiser le fonctionnement du puits en influant sur la conception du champ de puits et leur disposition, mais également sur leur utilisation dans le long terme. L'optimisation des charges selon les puits permet, dans le cas d'un déséquilibre complet où il n'y a pas d'injection de chaleur par la climatisation, de réduire le refroidissement du sol d'environ 30 %. La méthode ne relève pas de commande prédictive, car une seule optimisation est réalisée pour la totalité de la simulation, en supposant les besoins de chaleur connus sur l'horizon de 15 ans. Cependant, les résultats concluants prouvent qu'il est possible de réduire significativement le déséquilibre thermique dans le sol, simplement en redistribuant les charges dans les puits géothermiques, ce qui motive les travaux réalisés dans ce mémoire.

Puttige et al. [72] utilisent un modèle basé sur des réseaux de neurones pour modéliser l'opération d'une pompe à chaleur géothermique dans un hôpital à Umeå, en Suède. L'opération du système est ensuite contrôlée en choisissant à chaque pas de temps la solution la moins coûteuse entre le réseau de chaleur urbain et la pompe à chaleur. Une pénalité de coût est ajoutée au coût d'opération de la pompe à chaleur pour intégrer les effets à long terme de l'utilisation des échangeurs géothermiques. La valeur de cette pénalité est déterminée grâce au modèle développé, de manière à conserver la température moyenne annuelle du sol stable sur 50 ans. De Ridder et al. [73] présentent l'utilisation d'un stockage d'énergie par puits géothermiques manoeuvré à l'aide de la programmation dynamique. Un modèle très simple de réponse d'ordre 1 est utilisé pour déterminer la température du sol en fonction de la chaleur prélevée ou injectée dans les puits. Le contrôle par programmation dynamique se montre plus fiable pour répondre aux contraintes et permet de préserver le stockage thermique sur le long terme, mais est dans certaines situations plus coûteux que le scénario d'utilisation classique. Cela est dû au fait que la stratégie de contrôle est trop prudente et ne s'adapte pas aux conditions externes (par exemple un hiver moins exigeant que prévu). C'est pour cette raison que le contrôle prédictif peut avoir un avantage sur la programmation dynamique, en s'adaptant à l'évolution du système et des prédictions.

Commande prédictive

Les application théoriques ou pratiques de commande prédictive à des systèmes intégrant des pompes à chaleur géothermiques sont moins courantes que pour d'autres types de structures CVCA, du fait des longues échelles de temps qui caractérisent la réponse thermique du sol. Il existe toutefois des travaux sur le sujet.

Verhelst [74] détaille les différents enjeux concernant la modélisation et le contrôle des bâtiments, des pompes à chaleurs et des puits géothermiques, et met en place la commande prédictive d'un système géothermique hybride, assisté d'une chaudière à gaz et d'un climatiseur, afin d'optimiser la part de la pompe à chaleur géothermique dans la réponse aux besoins énergétiques. Atam et al. [75] comparent un modèle de commande prédictive avec un contrôle par programmation dynamique ainsi qu'une commande optimale linéaire pour opérer un système de pompe à chaleur hybride, couplée à une chaudière à gaz et un refroidisseur. Picard [18] étudie l'intégration de plusieurs contrôleurs prédictifs opérant les différents composant d'un système CVCA, dont un agissant sur la charge thermique fournie par une pompe à chaleur géothermique. Weeratunge et al. [76] considère un système hybride contrôlé par MPC constitué d'une pompe à chaleur géothermique couplée à un stockage thermique chauffé par des panneaux solaires. Laferrière [77] présente le contrôle prédictif d'une pompe à chaleur géothermique, assistée par un chauffage électrique qui permet de réchauffer le fluide circulant dans l'échangeur géothermique. Saloux et Candanedo [78] évaluent l'application de la commande prédictive au stockage géothermique de la communauté solaire Drake Landing. Ce système n'utilise pas de pompe à chaleur, l'intégralité de la consommation électrique est donc liée aux pompes de circulation dans les boucles du système. Le contrôle prédictif vise donc à réduire l'énergie de circulation des pompes, en conservant une utilisation satisfaisante du stockage thermique dans les puits. Cupeiro Figueroa et Helsen [79] intègrent la commande prédictive à un bâtiment alimenté par une pompe à chaleur, une chaudière à gaz et un refroidisseur. Toutefois, au lieu de comparer les résultats du contrôle prédictif à une opération classique du système, le but est de les comparer avec une utilisation optimale de tous les composants (en supposant toutes les données connues à l'avance). Stoffel et al. [80] développent une stratégie de contrôle prédictif d'un champ de puits dans le but d'utiliser uniquement les puits nécessaires aux besoins thermiques instantanés. Jansen et al. [81] appliquent le contrôle prédictif à un système composé d'une part d'un réseau de chaleur constitué d'une pompe à chaleur géothermique, de panneaux solaires thermiques et de deux stockages thermiques, et d'autre part d'un quartier comportant des besoins en eau chaude et chauffage. Ce contrôle est ensuite appliqué au système réel considéré, démontrant l'efficacité du procédé.

Les caractéristiques des modèles de contrôle prédictif des pompes à chaleur géothermiques

des études citées, ainsi que leurs principaux résultats, sont présentés dans les tableaux 2.1 et 2.2.

Malgré l'intérêt réel pour l'intégration de la commande prédictive aux systèmes géothermiques, celle-ci s'oriente principalement sur la modulation de la demande, par exemple en agissant sur l'utilisation de sources de chaleur d'appoint ou les consignes de l'utilisateur. À l'exception du travail de Stoffel et al. [80], aucune des études listées ci dessus ne se penche sur le contrôle plus pointu de l'opération individuelle des puits géothermiques et des charges thermiques dans le sol, qui est un des objectifs de ce projet.

TABLEAU 2.1 Études du contrôle de pompes à chaleur géothermiques dans la littérature

Référence	Objectif du contrôle	Variables de contrôle	Modélisation du champ de puits pour le contrôle	Résultats principaux
Verhelst, 2012 [74]	Minimisation du coût énergétique et maximisation du confort thermique	Portion des besoins thermiques remplie par la PAC géothermique	Comportement supposé connu via des capteurs de températures	Réduction des coûts de l'énergie entre 20 et 40 %, ou réduction de la longueur d'échangeur géothermique de 50 %
Atam et al., 2016 [75]	Minimisation du coût énergétique	Répartition des besoins thermiques entre les sources d'énergie	Modèle réduit par décomposition orthogonale appropriée	La commande prédictive améliore le coût d'opération du système par rapport à de la programmation dynamique, jusqu'à 10 % lorsqu'une petite marge est autorisée dans la réponse aux besoins
Picard, 2017 [18]	Minimisation du coût énergétique et maximiser le confort thermique	Charge thermique de chauffage et climatisation	Équations Modelica linéarisées	Jusqu'à 44 % d'énergie sauvée
Weeratunge et al., 2018 [76]	Réduction de la consommation électrique ou du coût d'opération	Non détaillées	Fonctions de transfert incluant la capacité thermique du puits	Réduction du coût d'opération de 7,8 % par rapport à un contrôle classique
Laferrière, 2019 [77]	Minimisation de l'utilisation de l'élément chauffant	Puissance électrique de l'élément chauffant	Fonctions de transfert (g-fonctions)	Réduction de de 96 % de l'assistance électrique, mais augmentation de 5 % de l'électricité consommée
Saloux et Candanedo, 2021 [78]	Minimisation de l'utilisation du chauffage auxiliaire	Débit dans le stockage thermique	Modèle Résistance-Capacitance	Réduction de la consommation électrique des pompes de 47 %, gains de 38 % sur les coûts énergétiques

TABLEAU 2.2 Études du contrôle de pompes à chaleur géothermiques dans la littérature (suite)

Référence	Objectif du contrôle	Variables de contrôle	Modélisation du champ de puits pour le contrôle	Résultats principaux
Cupeiro Figueroa et Helsen, 2022 [79]	Réduction du coût d'opération	Utilisation des différentes sources d'énergie, débits dans le système HVAC et mode d'opération (Climatisation/chauffage)	Modèle RC (court-terme) et fonctions de transfert (long terme)	Le MPC atteint entre 80 et 100 % d'efficacité par rapport à la solution idéale.
Stoffel et al., 2022 [80]	Atteinte de la charge thermique souhaitée dans les échangeurs géothermiques	Nombre de puits actifs	Modèle RC, pas d'interaction entre les puits	La moitié des puits peut être désactivée la plupart du temps, permettant une réduction de 67 % de la puissance de pompage et une diminution du déséquilibre thermique dans le sol
Jansen et al., 2024 [81]	Minimisation de l'énergie électrique et conservation du confort thermique	Utilisation des différentes sources d'énergie, débits dans le réseau de chauffage	Modèle RC (court-terme) et fonctions de transfert (long terme)	Atteinte du confort thermique requis, et réduction de 6 % de la consommation électrique par rapport à un contrôle classique

CHAPITRE 3 ARTICLE 1 : RECHARGING GROUND HEAT EXCHANGERS WITH MOBILE THERMAL ENERGY STORAGE TANKS

Ce chapitre retranscrit l'article de conférence [9] présenté durant la conférence eSim organisée par IBPSA-Canada le 7 juin 2024, à Edmonton. Il pose les fondements de l'étude en introduisant le concept d'injection de chaleur dans un échangeur géothermique et explore les avantages de ce procédé.

Guillaume Ingelaere, Michel Bernier, Massimo Cimmino
Polytechnique Montréal, Montréal, Canada

3.1 Abstract

This study examines intermittent “recharging” of ground heat exchangers (GHE) using industrial waste heat (IWH) to raise ground temperatures in heating dominated systems. The IWH is stored in a reservoir mounted on a truck. This mobile thermal energy storage (M-TES) system is then transported to a site where GHE recharging is required. A GHE with two independent circuits is used. One circuit is linked to a ground-source heat pump (GSHP) and the other is used for recharging, thus allowing both circuits to be used independently. TRNSYS simulations of a typical residential heating system in a cold climate are performed. A special four-pipe GHE model with two independent circuits developed in an earlier study is used here. The purpose of the simulations is to examine the impact of different recharging frequencies and durations with the objective to minimize GHE length and reduce energy consumption. Results show that regular heat injection in the ground during the heating season can reduce the required GHE length by up to 46 %. Furthermore, it is shown that ground recharging has the potential to improve GSHP performance.

3.2 Introduction

Ground-source heat pumps (GSHP) collect/reject energy from the ground via a heat transfer fluid circulating in a ground heat exchanger (GHE). This is a very efficient process with coefficients of performance (COP) of 3 to 5 in both heating and cooling. The resulting energy savings are however insufficient to compensate for the extra cost associated with the GHE, especially in the residential sector. Consequently, reducing the length of the GHE, without sacrificing energy savings, would enable widespread utilisation of GSHP.

In order to understand how recharging could impact the GHE length, it is important to review how GHE are sized. GHE can be sized either using multi-year simulations (Ahmadfard et al. [82]) using various software tools or the ASHRAE sizing equation (Philippe et al [83]). Both methods give similar results if applied properly (Ahmadfard and Bernier [13]). In the first case, a GHE model is used to predict ground heat transfer for a given annual ground load at specified time steps (typically one hour). The GHE length is adjusted until simulations show that the return temperature from the borehole (i.e. the inlet temperature to the heat pump) matches the desired design temperature in the worst conditions. In heating applications, this threshold temperature is typically 0 °C for the inlet temperature to the heat pump.

The ASHRAE sizing equation, explicited in ASHRAE's HVAC handbook [1], requires the determination of three thermal pulses representing the peak hourly ground load, $\dot{q}_h$, the monthly average ground load, $\dot{q}_m$, and the annual average ground load, $\dot{q}_y$. With these three values, the GHE length, L , can be determined according to :

$$L = \frac{\dot{q}_h R_h + \dot{q}_m R_m + \dot{q}_y R_y + \dot{q}_b R_b}{\frac{T_{in} + T_{out}}{2} - (T_g + T_p)} \quad (3.1)$$

where R_h , R_m , and R_y are effective ground thermal resistances based on thermal pulses of 6 hours, 1 month and 10 years. R_b is the borehole thermal resistance. R_h , R_m , and R_y only depend on ground thermal properties and the durations of the pulses, while R_b depends on the borehole characteristics (number of pipes and grout properties). For all practical purposes, these four thermal resistances are independent of L . T_{in} and T_{out} are the inlet and outlet temperatures and T_g is the undisturbed ground temperature. The temperature penalty, T_p , which only applies to fields of multiple boreholes accounts for the thermal interference from other boreholes. It is assumed to be zero as only single borehole systems are studied. The technique proposed here aims at reducing the three ground loads so as to reduce L .

In heating applications, there has been several studies that examined ways to “recharge” boreholes by injecting heat into boreholes. Kjellson et al. [84] studied the use of solar collectors with a residential single borehole system. They concluded that winter recharging could be beneficial, but that summer heat injection has no significant effect for winter operation of the GSHP. Brischoux [34] studied the injection of heat derived from photovoltaic-thermal solar panels into one or multiple boreholes. The heat storage in the ground is not conclusive with a single borehole, but in the case of a field of boreholes, the solar coupling increases the seasonal performance factor of the ground heat storage as well as the temperatures returning from the borehole fields.

The major disadvantage of hybrid solar-GSHP systems is that the availability of solar heat

rarely coincides with the need for thermal recharge. The heat input depends on the solar resource, which is mostly present in summer and in the middle of the day, whereas the need for heat is usually in winter, in the morning and evening. Solar heat injection into boreholes can be enhanced by using latent heat storage. Eslami-Nejad and Bernier [85] simulated ground freezing during heat extraction by a GSHP heating system. Solar heat could then be injected in the borehole during the day to thaw the ground. A 18 % reduction of the borehole length was observed with this method. Bastani et al. [86] studied a similar system, considering borehole fields in a water-saturated ground. With a consequent amount of solar energy injected into the ground, a 45 % diminution of the borehole length or alternatively a 91 % diminution of the borehole field area is reached.

In areas with a high density of GHE such as in Stockholm (Fasci, et al. [20]) there are concerns that thermal interference will grow with time (i.e. T_p will increase) which will adversely affect the system performance. Ground recharging appears as a solution to maintain the performance of these systems. In this study, industrial waste heat (IWH) is used as the heat source to recharge the GHE. IWH has been considered in many projects as a resource that is underutilized and presents a high potential to be exploited.

Marcotte et al. [87] evaluated the potential of using thermal waste in the province of Québec to meet the thermal needs of buildings. They estimated the yearly IWH in Québec at 56,7 TWh, while the heating needs of residential buildings are around 56 TWh. This study was conducted as part of a financial assistance program offered by the government of Québec [88] for the valorization of waste heat. This aid is calculated to refund 125 \$ per ton of CO₂ and 8 \$ per GJ of energy saved during the 20 first years of projects, proving the political will to foster the use of thermal waste such as IWH. Miró et al. [89] provided an overview of the multiple thermal energy storage (TES) options suitable to IWH recovery. For off-site use, mobile thermal energy storage (M-TES) using trucks to convey the energy should be chosen when the distance between the source and the delivery point is limited, and when the heat demand is small. M-TES use show considerably lower energy consumption and carbon emissions than conventional systems using fossil fuel. It is however difficult to determine the real costs of the M-TES solutions because of weak information in technical aspects, mainly due to the lack of maturity of the technologies. Another review carried out by Du et al. [90] gives more details on M-TES based on phase change materials (PCM), which offer high thermal storage density. A lot of parameters influence the charge and discharge efficiency, including the exchange type with the heat source (direct or indirect contact), the temperature of phase change or the heat transfer medium flow. These technical considerations are not integrated in the present study.

A case study to integrate IWH using M-TES in the district energy network (DEN) of Surrey, in Canada, was led by Shedadeh et al. [91]. IWH supplied by M-TES appears to be the cheapest solution among other renewable energy sources considered to replace gas boilers in the DEN. IWH can also be stored into borehole thermal energy storage (Guo [36]). Heat is kept in the ground at a temperature around 50 °C and used as the hot source of an absorption heat pump powered by high temperature waste heat. This double use of IWH ensures a stability in the heat availability and the recovery of low-quality heat. The system covers 85 % of the heating needs in the considered DEN. A linear predictive model controlling heat injection in a borehole was developed by Laferrière and Cimmino [92] to anticipate peak heating demand and reduce the use of auxiliary heat in GSHP systems. The strategic use of heat allows optimum sizing of the borehole.

In this study, M-TES charged with IWH offers available heat to a site where GHE recharging is required. As shown in Figure 3.1 , a four-pipe GHE with two independent circuits is used to enable simultaneous recharging of the ground and heat pump operation. The objective of the simulations is to identify the influence of injection duration and frequency on GHE length and GSHP energy consumption, with the aim of reducing them.

This article does not intend to develop an effective strategy for achieving financial and energy improvements for the building studied, nor to optimize all the parameters of ground recharge. Rather, it aims to study this process in a simple case, in order to identify opportunities and developments that can be studied in the future.

3.3 System under study

The system under study is simulated in TRNSYS. This system is largely inspired by the TRNSYS model developed by Sabbagh et al. [93]. The four main components of the system will now be briefly described.

3.3.1 Building

The residential building is composed of three floors, including a basement. Each story has a 139 m² area. It is modelled in TRNSYS using Type 56. It is designed to comply with the National Energy Code of Canada for Buildings (NECB [94]). The heat gains from occupants and equipment are those provided by Swinton et al. [95]. The peak heating and cooling loads are 13,1 kW and 6,3 kW, respectively. Simulations are preformed using the latest typical meteorological year for Montréal (CWECC2020) for Montreal-Trudeau (Environment Canada [96]).

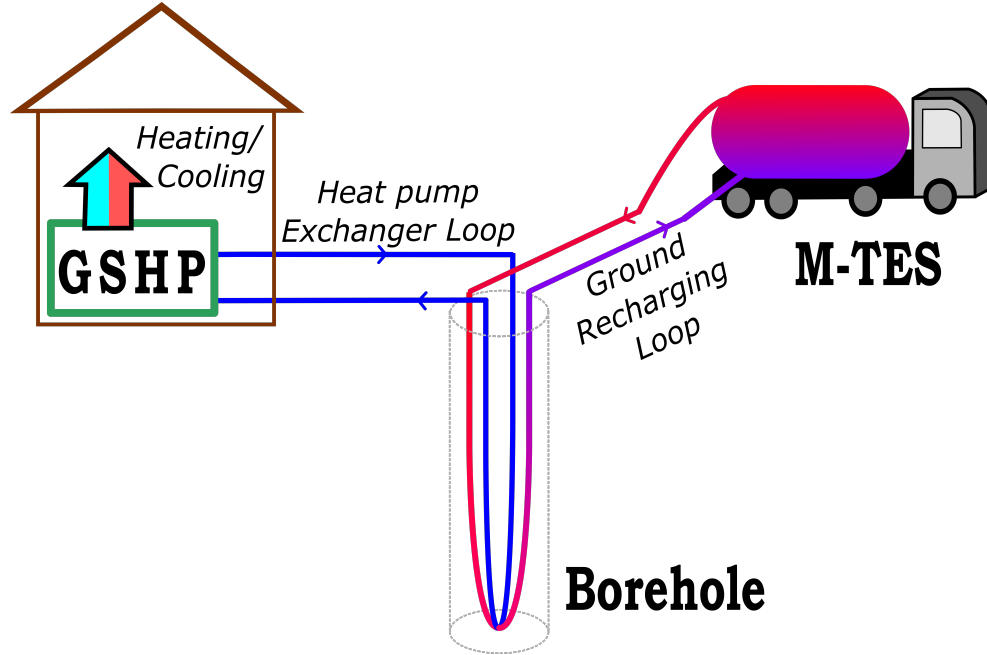


FIGURE 3.1 Schematic description of the system under investigation

The building is heated and cooled with a water-to-air heat pump activated by a central thermostat. The cooling set point is 24 °C. Three-stage heating is provided. The heat pump is activated in the first stage when the interior temperature is below 21°C and remains active even when auxiliary heat is started. The first stage of auxiliary heat (the second heating stage), providing a 15 kW heating power, is activated when the interior temperature falls below 20 °C. Finally, the second stage of auxiliary heat (the third heating stage), is activated when the interior temperature is below 19 °C, adding another 15 kW heating power. This second stage is never needed in the cases studied here.

The water-to-air heat pump is modelled using Type 919 in TRNSYS. The rated heating capacity (at 10 °C) of the GSHP is set at 9,67 kW. This capacity is selected to meet the criteria set by standard C448 (ANSI/CSA/IGSHPA [97]), where :

- The heat pump should be sized to cover at least 65 % of the design heat load for a borehole return temperature of 0 °C.
- Auxiliary heating should provide less than 5 % of the house heating energy over a year.

The other characteristics of the GSHP are listed in Table 3.1.

TABLEAU 3.1 Characteristics of the heat pump

Parameter	Value
Rated heating capacity	9,67 kW
Rated heating power	2,06 kW
Rated cooling capacity	11,6 kW
Rated cooling power	2,00 kW
Auxiliary power : stage 1	15,0 kW
Auxiliary power : stage 2	15,0 kW
Air flowrate	495 L/s
Liquid flowrate	1663 kg/h

3.3.2 Ground-Source Heat Pump

The variation of the heating capacity and COP as a function of the entering fluid temperature over the range -1 °C to 32 °C is given in Figure 3.2. The performance data used is the TESS default values for Type 919 which are based on the performance of a commercially-available heat pump. It is shown that the heating COP varies from around 4 to 6 while the heating capacity varies between 7 kW and 13 kW.

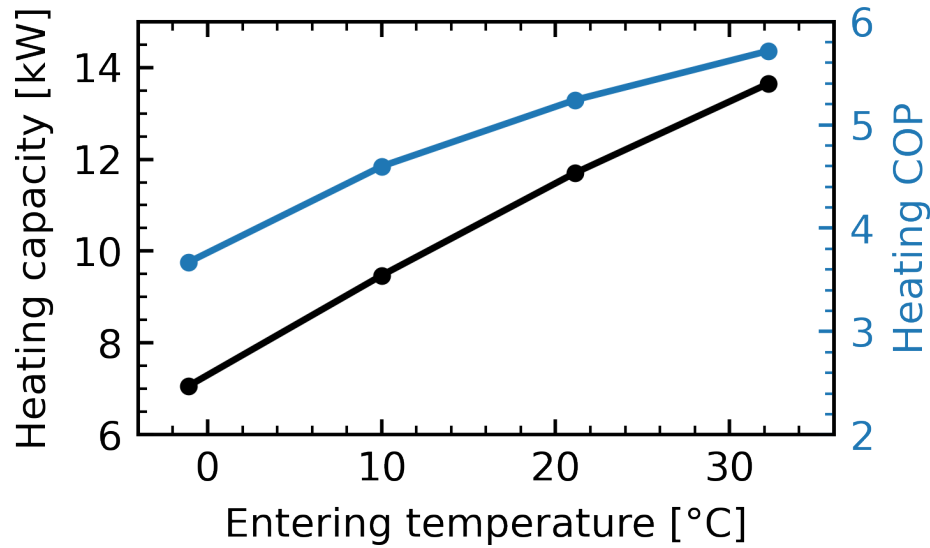


FIGURE 3.2 Heating Capacity and COP of the heat pump

3.3.3 Double U-tube borehole

One key aspect of the present study is the use of a double U-tube borehole with two independent circuits to decouple the recharging and heat pump circuits. This model was developed by Godefroy [98] and is part of a suite of TRNSYS types that simulates single boreholes and borefields (Bernier et al. [99]). Type 203 of this suite (equivalent to Type 242 in Godefroy's thesis) is based on the model presented by Eslami-nejad and Bernier [100]. As shown in Figure 3.3, the four pipes interact with each other and exchange heat with the ground through the borehole wall (T_b). In this approach, grout thermal capacitance is neglected.

The resulting temperature distribution within each pipe is given by :

$$T_1(z) - T_b = R_{11}\dot{q}_1 + R_{12}\dot{q}_2 + R_{13}\dot{q}_3 + R_{14}\dot{q}_4 \quad (3.2)$$

$$T_2(z) - T_b = R_{12}\dot{q}_1 + R_{11}\dot{q}_2 + R_{23}\dot{q}_3 + R_{24}\dot{q}_4 \quad (3.3)$$

$$T_3(z) - T_b = R_{13}\dot{q}_1 + R_{12}\dot{q}_2 + R_{11}\dot{q}_3 + R_{14}\dot{q}_4 \quad (3.4)$$

$$T_4(z) - T_b = R_{14}\dot{q}_1 + R_{13}\dot{q}_2 + R_{12}\dot{q}_3 + R_{11}\dot{q}_4 \quad (3.5)$$

Godefroy [98] explains how to determine the various thermal resistances (R_{11} , R_{12} , R_{13}). The value of T_b is obtained using the Finite Line Source analytical solution to ground heat transfer (Eskilson [101]) and load aggregation is performed using Liu's technique (Liu [102]) as detailed by Godefroy [98]. The model predicts the outlet fluid temperature from both circuits (outlet of pipes 3 and 4) for given values of the inlet temperatures (inlet of pipes 1 and 2). The model was successfully verified by Godefroy [98] by comparing the results with a thermal resistance capacitance (TRC) model which uses a different approach than the one used in Type 203. The TRC model was later experimentally validated by Godefroy et al. [103] and Marcotte and Bernier [104].

It is important to define the various energy flows into and out of the borehole. As shown in Figure 3.4, the injected heat rate $\dot{Q}_{Inj}$ is defined as the total energy rate leaving the recharging branch of the borehole. This energy is transferred both to the heat pump branch and to the ground. The ground load $\dot{Q}_{Ground}$ is defined as the net energy rate from the ground to the borehole wall, taking into account the injected energy. It can be negative in case of injection or when the heat pump works in cooling. $\dot{Q}_{GHE}$ is the heat carried by the ground heat exchanger loop to the heat pump :

$$\dot{Q}_{Ground} = \dot{Q}_{GHE} - \dot{Q}_{Inj} \quad (3.6)$$

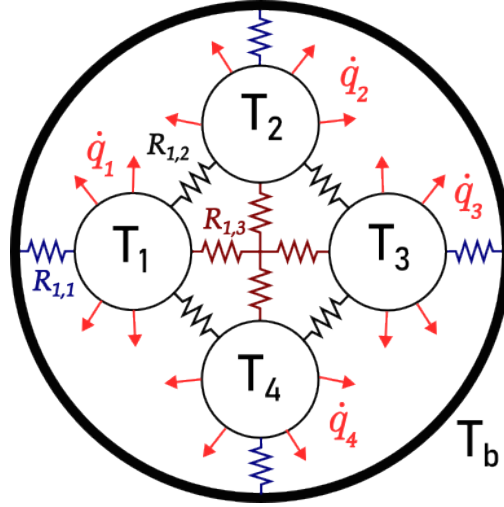


FIGURE 3.3 Schematic representation of the borehole and thermal resistances between pipes

When no heat is injected into the ground, the double U-tube borehole acts as a regular single U-tube borehole with $\dot{Q}_{Ground} = \dot{Q}_{GHE}$. The extracted heat transferred to the heat pump can be expressed as follows when the heat pump is in heating mode :

$$\dot{Q}_{GHE} = \dot{Q}_{bui} \left(1 - \frac{1}{COP}\right) \quad (3.7)$$

It is important to note that when there is injection, the return temperature from the borehole will increase, thus increasing the COP and heating capacity (see Figure 3.2). In turn, this increases the amount of heat to be exchanged in the borehole.

The required borehole length is determined based on a minimum return borehole fluid temperature (i.e. heat pump inlet temperature, $T_{in, hp}$) of 0 °C. For the reference case (without recharging), the borehole length was determined to be 190 m for the conditions listed in Table 3.2. Finally, in this study, energy consumption from both circulating pumps is not considered.

TABLEAU 3.2 Characteristics of the GHE

Parameter	Value
Borehole length (reference case)	190 m
Buried depth	3 m
Ground thermal conductivity	2,22 W/m.K
Ground thermal capacitance	2000 kJ/m ³ .K
Undisturbed ground temperature	10 °C
Grout thermal conductivity	1,67 W/m.K

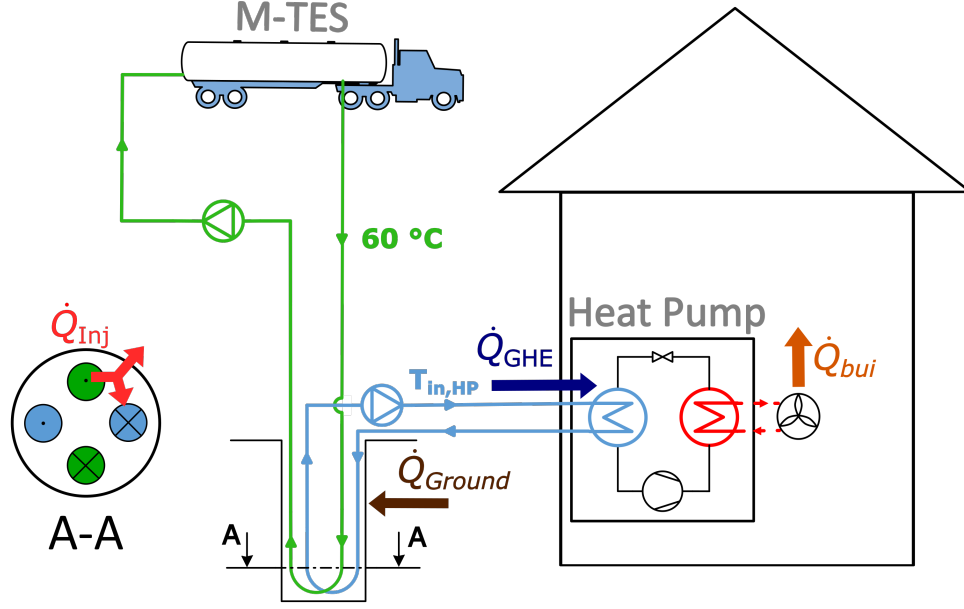


FIGURE 3.4 Detailed representation of the system

3.3.4 Mobile Thermal Energy Storage

The truck carrying the IWH to the borehole is simulated in TRNSYS with Type 1537, which models a horizontal fluid storage tank without an internal heat exchanger. The tank volume is set at 10 m^3 , corresponding to a medium size tank truck. Heat losses to the environment are assumed to be negligible. The temperature stratification inside the tank is represented by five isothermal nodes occupying the same volume. Heat transfer between nodes is determined with both thermal conduction and fluid displacement (due to convection or flows in and out of the tank). Figure 3.5 shows the stratification and the thermal evolution inside the tank, when water flows from the tank into the borehole for the ground recharge. Due to stratification, the water on top of the tank, which is injected in the ground, is warmer than the lower layers.

Before each heat injection in the borehole, the tank is reloaded with hot water from IWH, and reaches a uniform temperature of 60 °C . This article focuses on the ground injection phase, hence the process of loading the M-TES is not examined in detail.

3.4 Results

3.4.1 Reference case

The first studied case is the reference case without recharge. Thus, the borehole acts as a regular single U-tube borehole. As noted earlier, the required length is 190 m.

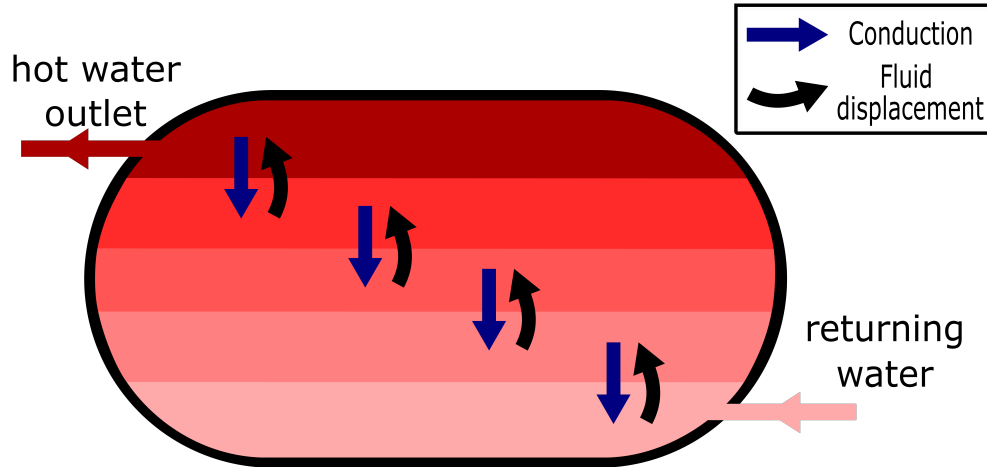


FIGURE 3.5 Schematic representation of the tank during ground recharge

The simulations are performed in TRNSYS over a three-year period with a 15-minute time step. As the weather and occupation data represent only one year, the same data is repeated over the three years.

Figure 3.6 represents the evolution of $T_{in,HP}$ during the three simulated years. The minimum entering temperature (0 °C) occurs in January, at the peak of the heating period. This peak condition is used to determine that a 190 m of borehole is needed to meet the heating load. It can be considered that the entering fluid temperature reaches a steady-periodic state at year 3, and in the following only the system performance in year 3 will be studied.

The annual energy performance indicators of the system are presented in Table 3.3. The total heat pump energy consumption is the electrical power required by the heat pump for the compressor, the circulating fan and the auxiliary heater. The ground load, $\dot{Q}_{Ground}$, has a positive value indicating that more energy is extracted from the ground than is rejected.

TABLEAU 3.3 Annual energy performances of the reference case

Parameter	Value
Auxiliary heat	1,01 MWh
Heating needs	24,3 MWh
Cooling needs	3,6 MWh
Ground load	11,0 MWh
Total HP consumption	8,74 MWh

The monthly energy consumption is presented in Figure 3.7. Cooling is used in the building from May to September, and in this period the heating is low compared to the needs of the

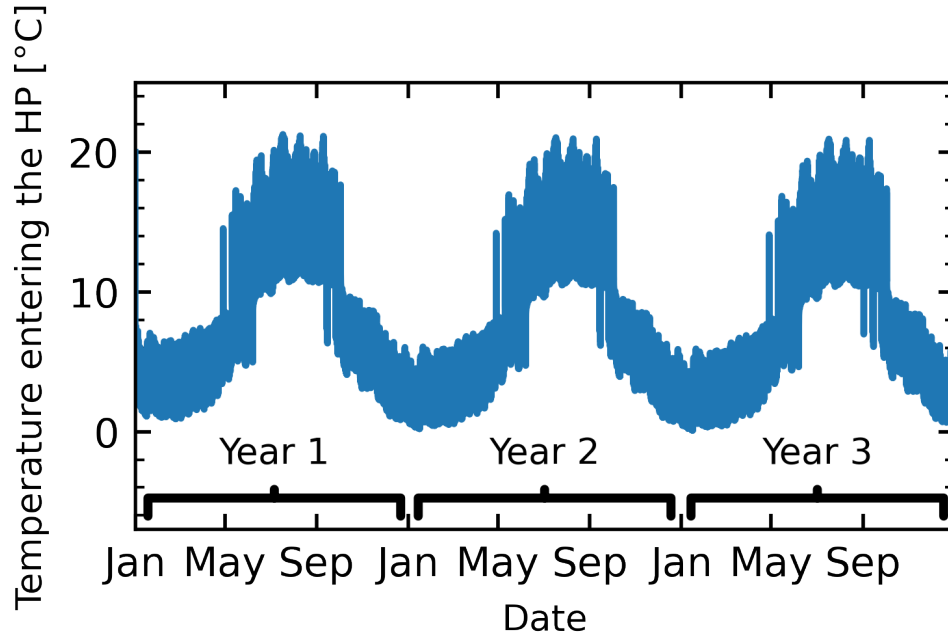


FIGURE 3.6 Inlet temperature to the heat pump

other months. In winter, the heat extracted from the ground does not grow proportionally to the heating load provided by the heat pump, because when the needs increase, a bigger part is fulfilled by the auxiliary that does not take heat from the ground.

3.4.2 Injection

The injection of hot water in the borehole follows a regular pattern. There is no injection from May to September, when the building uses mainly cooling and the heat pump rejects heat to the ground. The injection is always performed at the same hour of the day, set at 8:00 AM. The flowrate of injection is 20 000 kg/h. Several frequencies and durations of injection are considered to determine their impact on the performance of the system. The tested delays between two injections are 1, 2, 4, 7 and 14 days, and the tested durations of injection are 30 minutes, 1 hour, 2 hours and 4 hours. During an injection, water flows continuously from the M-TES tank in the recharge circuit and returns to the tank. The heat injected over a year in the borehole depends on both injection duration and frequency.

Figure 3.8 presents the heat pump energy consumption (including the auxiliary heating) coupled to a 190 m deep borehole for different recharge frequencies and durations. The dotted line represents the reference consumption of the system without any recharge. In the case

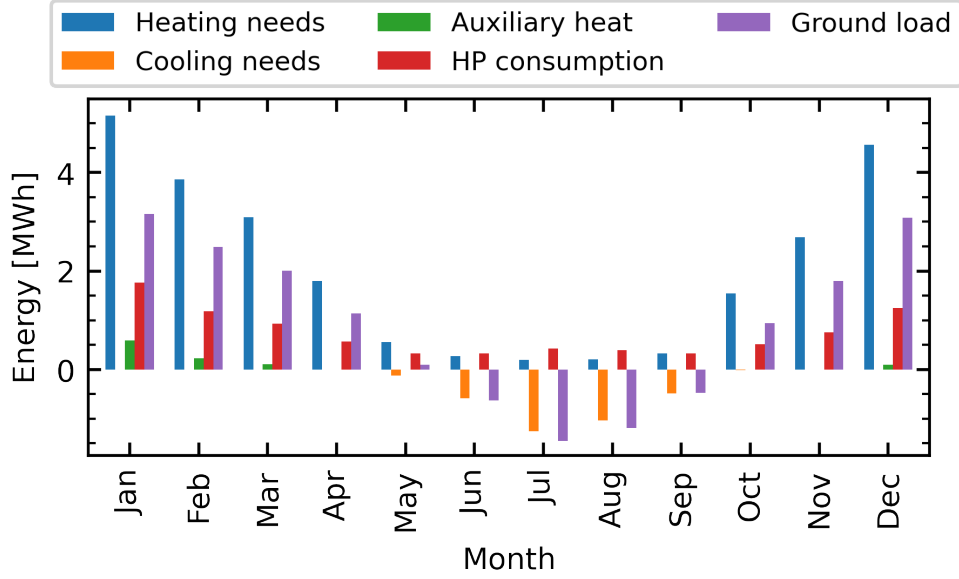


FIGURE 3.7 Monthly energy performances of the GSHP

where a recharge is performed every day for a duration of 4 hours, the energy consumption is reduced by 14 % compared to the reference system. This reduction can be explained by a higher heating COP of the heat pump, caused by the increased returning fluid temperatures from the borehole. Additionally, the higher working temperatures also increase the heating capacity of the heat pump. There are then lower needs for auxiliary heating, thereby further decreasing the energy consumption of the system.

The efficiency of the injection can be defined by the ratio between the energy savings and the energy transferred to the ground from the IWH :

$$\eta = \frac{E_{HP} - E_{HP,ref}}{E_{Inj}} \quad (3.8)$$

where E_{HP} and $E_{HP,ref}$ are the GSHP yearly energy consumption in the recharge and reference case scenarios, and E_{Inj} is the thermal energy injected into the ground. It is calculated as the difference between the energy rates leaving and entering the tank, integrated over a year.

The injection efficiencies for different scenarios are shown on Figure 3.9. As can be seen, most strategies have injection efficiencies between 4,3 % and 5 %. Thus, the energy savings represent a relatively small part of the thermal energy injected into the ground.

As mentioned earlier in conjunction with Equation (3.1), the borehole length required depends

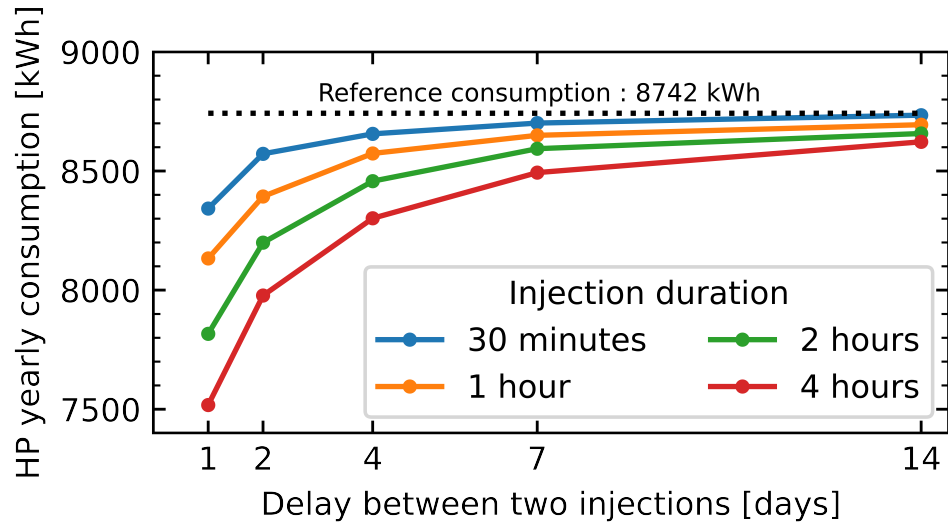


FIGURE 3.8 Energy consumption of the heat pump system with heat injection in the ground

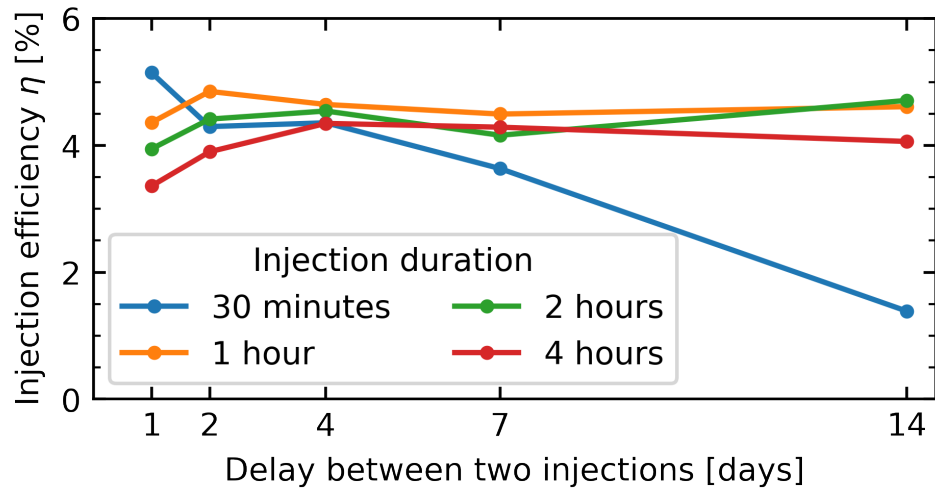


FIGURE 3.9 Injection efficiency of the different scenarios

directly on the thermal load on the ground, considering multiple time scales. The recharging of the ground contributes to balancing the ground load, and a reduction of the necessary borehole length can be expected.

For each injection scenario, the depth of the borehole is recalculated so that the minimum inlet temperature to the heat pump is 0 °C. These new lengths are presented for each injection frequency and duration in Figure 3.10.

The optimal borehole length decreases when the duration and the frequency of the recharge increase, i.e. when the amount of heat injected into the ground increases. For an injection of 4 hours performed every day, the borehole length drops to 102 m. This represents a reduction of 46 % in comparison to the borehole length of the reference case.

3.4.3 Detailed analysis for one day

Figure 3.11 presents the evolution of the heat extracted by the heat pump in the GHE and the heat pump COP between January 3, 7:00 AM and January 4, 8:00 AM. The three curves show the reference case and the scenarios of an injection every 2 days for two hours, with and without reduction of the borehole length. Heat is injected into the ground between 8 AM and 10 AM.

The extracted heat during the injection is calculated as the energy extracted by the GHE circuit to the GSHP. Thus, it includes the heat taken from the ground and the heat directly exchanged between the two pipes. The drops in ground load witnessed during the simulation indicate that the HP stopped functioning (i.e. the HP is cycling).

Right after the ground recharge, the fluid enters the GSHP at a higher temperature, and the performance is boosted in comparison with the reference without any injection. This implies a higher heat extraction from the ground as indicated earlier with reference to equation 3.7.

This impact of the injection on the following performance of the GSHP is lasting in the case of a 190 m borehole. We can see that even 24 hours later, the COP is still higher than in the reference case. When the borehole length is optimized to 155 m (to meet the minimum returning temperature criterion), the COP and the ground load approach the reference values after one day.

3.4.4 Ground load

The required length of the GHE associated to the GSHP can be approximated with the help of the ASHRAE sizing presented earlier (equation (3.1)).

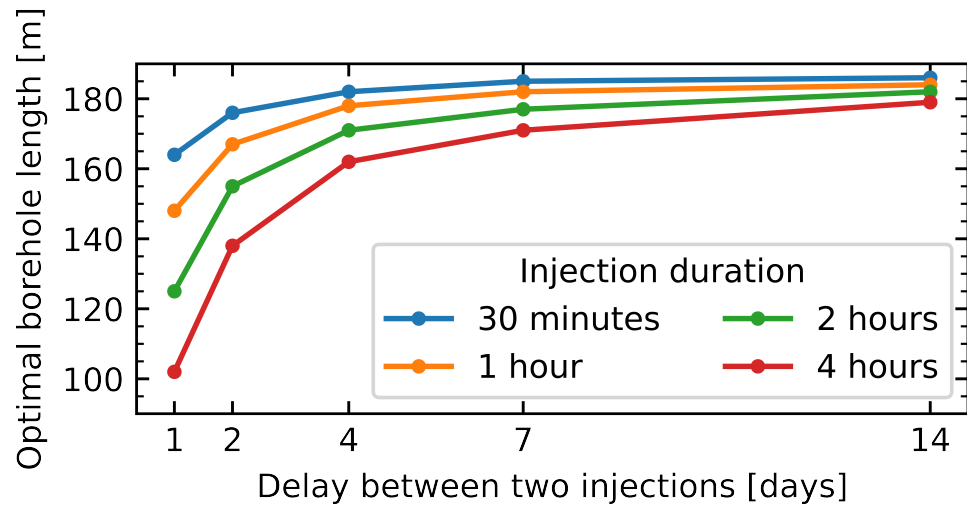


FIGURE 3.10 Optimized borehole length with heat injection in the ground

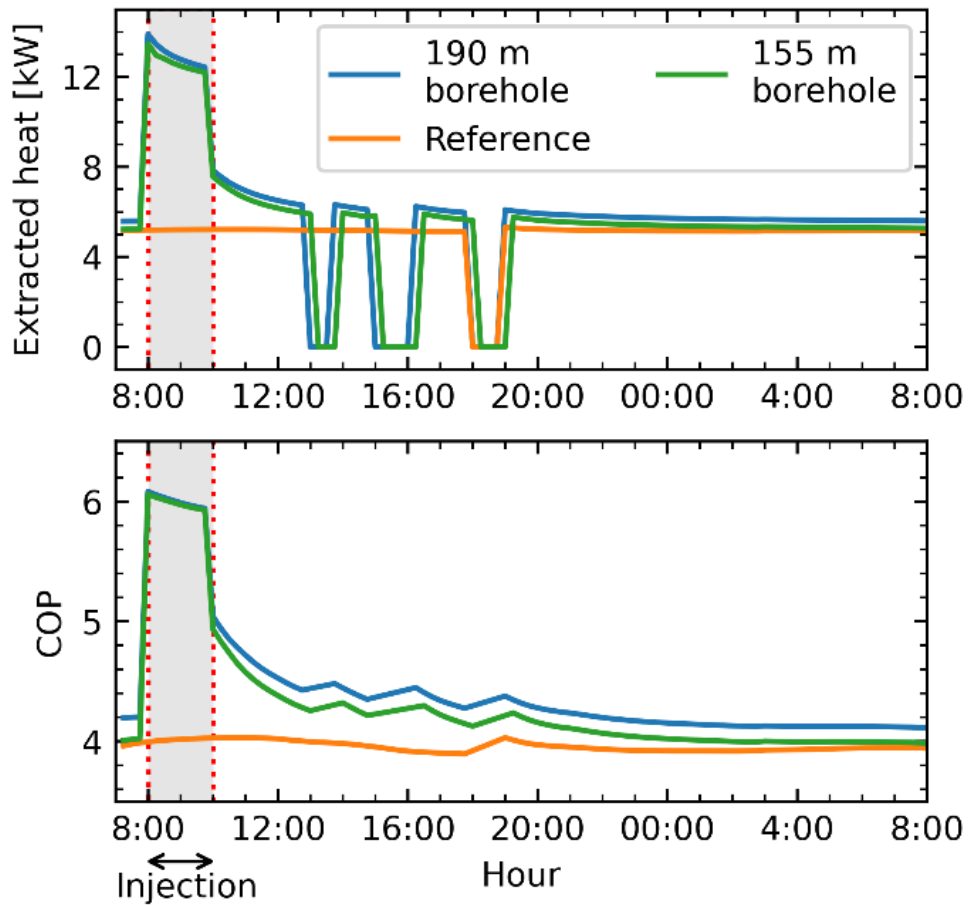


FIGURE 3.11 Ground load and COP during one day following a 2-hours heat injection

In this study, the values of the effective thermal resistances are $R_b = 0,142 \text{ m.K/W}$, $R_h = 0,093 \text{ m.K/W}$, $R_m = 0,160 \text{ m.K/W}$, $R_y = 0,172 \text{ m.K/W}$. These values are calculated using the sizing calculation spreadsheet developed by Philippe et al [83]. They are assumed to remain constant when heat is injected and when the borehole length is modified, because they mainly depend on the ground properties which are assumed to remain constant.

The three typical ground loads have similar weights in the determination of the borehole length; all three have a significant impact on the reduction of the GHE length.

Figure 3.12 presents the values of $\dot{q}_h$, $\dot{q}_m$ and $\dot{q}_y$ evaluated for an injection every 2 days and for the different injection durations, using the optimized borehole length of 155 m shown on Figure 3.10. Positive ground loads mean that heat is extracted from the ground by the GSHP. The value of $\dot{q}_h$ is calculated as the ground load occurring when the temperature of the fluid returning from the borehole is minimum. This is not necessarily the peak hourly load, which occurs after a recharge of the ground in injection scenarios. Indeed, the ground load increases significantly just after injections, as the COP increases and more energy is extracted from the ground (see equation (3.7)). However, the sizing equation is based on a T_{out} of 0 °C and the ground load $\dot{q}_h$ must correspond to this temperature. The maximum monthly load, $\dot{q}_m$, occurs in January for every scenario.

The scenario of 2 hour injection every two days appears to be optimal because the annual ground load, $\dot{q}_y$, approaches 0, meaning that the annual amount of heat injected is equal to the amount of heat extracted. If more heat is injected into the ground, when the injection duration is 4 hours (for example), $\dot{q}_y$ becomes negative. A reversed imbalance could then affect the cooling performance during the summer.

The three variables $\dot{q}_h$, $\dot{q}_m$ and $\dot{q}_y$ provide insights into the ground behavior and its ability to deliver heat to the GHE. The decrease in the values of the monthly and yearly loads are responsible for the decrease in the required borehole length. The typical annual and monthly ground loads, $\dot{q}_y$ and $\dot{q}_m$, decrease as expected when the injected heat is increased. This is not the case for the maximum hourly ground load $\dot{q}_h$, which is constant for all scenarios. As can be seen in equation 3.7, $\dot{q}_h$ only depends on the capacity and the COP of the GSHP that are both determined with the temperature entering the heat pump $T_{in,HP}$, here set to 0 °C. Thus, the hourly load cannot be modified, and the injection only influences variables $\dot{q}_m$ and $\dot{q}_y$. Furthermore, the total energy injected by the recharge during the year almost goes totally in the ground. The decrease of $\dot{q}_y$ can be determined this way and is bounded if the quantity of IWH to inject over the season is limited. Finally, the parameter $\dot{q}_m$ could be modified by changing the frequency of the recharges to inject more energy during the cold months.

This preliminary analysis shows that the process studied here can be improved by introducing

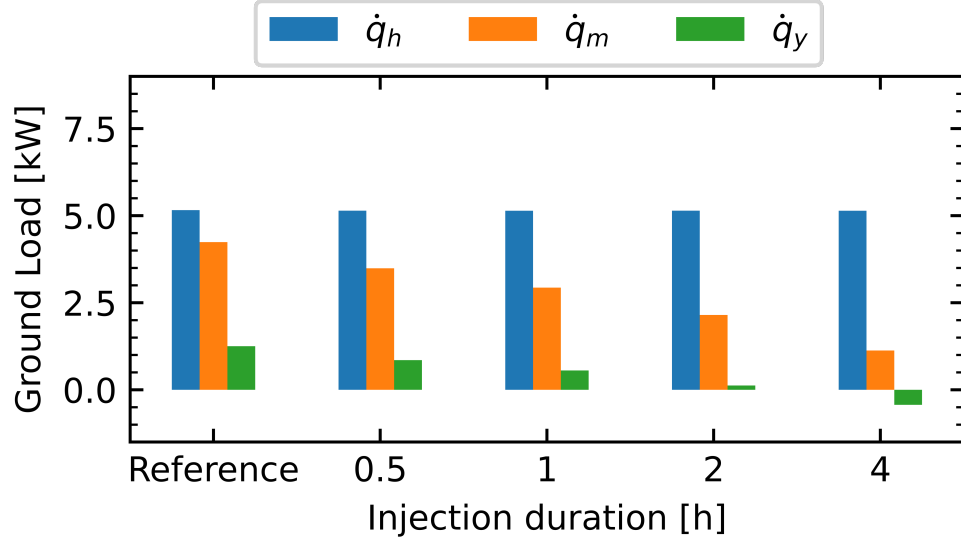


FIGURE 3.12 Maximum hourly, monthly and annual average ground loads for an injection every 2 days

more complex injection strategies. Using IWH to inject into the ground is here profitable, because it allows to plan the injections to optimize the benefits.

3.5 Discussion

The process studied here achieves the expected result, namely a reduction in the necessary GHE length for the GSHP. The tested heat injections lead to a reduction of the heat exchanger size by up to 46 % of its initial size. This can be compared to the solar heat injection in boreholes, which was discussed in several studies. The solar assisted systems, when combined to latent heat storage, lead to a similar reduction of the GHE length.

However, the process studied here is an inefficient use of the available heat. The borehole length reduction is linear with the injected heat, with around 2 % of length reduction for each MWh of injection. Thus, 25 MWh of heat is required to divide the borehole length by two, which is more than the actual heating needs of the house.

This low efficiency could be partly explained by the rather low quality of the heat, that could hardly be used directly in heating applications. More significantly, it is linked to the fact that the heat pump capacity in this study is always kept the same, whereas the available heat increases with the heat injection. The heat pump happens to be oversized for the injection scenarios, which leads to an excessive use of the injected heat. As the nominal capacity is

more easily reached with the injection process allowing higher returning temperatures to the heat pump, this nominal capacity can be reduced to fit the real needs of the house. The hourly ground load, $\dot{q}_h$, would then be decreased, facilitating the heat exchanger length reduction.

Even if this process has shown potential to reduce the length of boreholes in GSHP systems, it should still be analyzed more precisely to define its possible applications. More injection parameters such as flowrate or tank size should be optimized as well. A smarter injection strategy could be developed, taking into account the weather data and constraints, for instance a limited quantity of available heat or schedule restrictions. Eventually the costs and feasibility of the use of IWH should be analyzed. The financial aspect has purposely not been addressed in this study, since it is meant to be a preliminary analysis to assess if the ground recharge process presents a general potential in improving GSHP system performances. The cost balance of such projects depends on many factors, that were not examined here to keep a simple view over the process.

3.6 Conclusion

This study presents a process designed to use available industrial waste heat to recharge a double U-tube borehole ground heat exchanger and reduce borehole length and energy consumption of a ground-source heat pump system. The study focuses here on a typical house in Montréal modeled in TRNSYS.

Simple heat injection strategies are tested with different frequencies and duration, to understand the potential of this method. The evolution of the heat pump energy consumption and of the necessary borehole length are observed and indicate the benefits of these injections.

This method leads to a small reduction of the heat pump energy consumption, up to 14 % when compared to the no-recharge reference case. However, the benefits are much greater with the necessary borehole length, that can be almost divided by two.

This initial analysis of the proposed process is encouraging and should be followed by further studies to develop a feasible methodology of recharging GHE with available waste heat.

3.7 Acknowledgement

The financial aid provided to the second and third authors by the National Sciences and Engineering Research Council of Canada is gratefully acknowledged.

CHAPITRE 4 MODÉLISATION D'UN CHAMP DE PUITES GÉOTHERMIQUES À DEUX ZONES

La suite du mémoire approfondit l'étude menée au chapitre précédent, en abordant la question de comment profiter au mieux de la chaleur présente ou injectée dans le sol, et quelles sont les stratégies d'opération d'un système géothermique qui peuvent optimiser l'utilisation de cette chaleur. Pour explorer cet aspect, l'étude est étendue à un champ de puits géothermiques comportant deux circuits indépendants, utilisant des puits différents. Le champ de puits est ainsi séparé en deux zones, et l'objectif de l'étude est de profiter de pouvoir utiliser ces deux régions du sol de manière différente en vue d'améliorer la performance du système géothermique. L'opération d'un tel champ de puits peut être modifiée en changeant les débits du fluide dans chacun des puits, ce qui permet de répartir différemment la charge thermique dans différentes régions du sol.

En vue d'évaluer l'impact que peut avoir le contrôle de l'opération d'un champ de puits, un exemple simplifié sera étudié, pour lequel l'injection de chaleur dans le sol et l'opération d'un champ de puits verticaux seront modélisées, analysées et optimisées. Ce chapitre s'attache tout d'abord à décrire la conception du modèle dans son ensemble.

Dans le modèle présenté ici, les éléments externes au champ de puits seront volontairement modélisés de manière très simple, car l'objectif de l'étude est principalement de développer une méthodologie concentrée sur l'opération d'un champ de puits, sans être trop influencée par d'autres facteurs.

4.1 Description du système

Le cas étudié ici représente un groupe de bâtiments résidentiels, reliés à un réseau de chaleur, dont les besoins thermiques sont entièrement satisfaits par une pompe à chaleur géothermique.

Les charges en chauffage et en climatisation des maisons dépendent linéairement de la température extérieure :

$$\dot{Q}_{bui} = \begin{cases} n_{houses} \cdot UA \cdot (T_{ext} - T_{ext}^0) & \text{si } T_{ext} < T_{ext}^0 \\ n_{houses} \cdot UA \cdot (T_{ext}^1 - T_{ext}) & \text{si } T_{ext} > T_{ext}^1 \\ 0 & \text{si } T_{ext}^0 \leq T_{ext} \leq T_{ext}^1 \end{cases} \quad (4.1)$$

où $\dot{Q}_{bui}$ est la puissance thermique utilisée par les bâtiments, n_{houses} est le nombre de maisons, UA est le coefficient de transmission thermique, T_{ext} est la température extérieure, T_{ext}^0 est la température sous laquelle le chauffage est requis, et , T_{ext}^1 est la température au dessus de laquelle la climatisation est utilisée. La puissance thermique correspond à du chauffage quand elle est positive, et à de la climatisation lorsqu'elle est négative.

Suivant l'étude de Chapuis et Bernier [105], un coefficient UA égal à 133,62 W/°C est utilisé. Les bâtiments sont situés dans le climat de Montréal (Québec, Canada), et utilisent des valeurs de T_{ext}^0 égale à 15 °C et de T_{ext}^1 égale à 23 °C. Les valeurs de températures extérieures utilisées sont celles d'une année météorologique typique de référence à Montréal, fournies par Environnement et Changement Climatique Canada [96]. Les besoins en chauffage et en climatisation des bâtiments sont supposés cycliques et se répètent chaque année. Le nombre de maisons est fixé à $n_{houses} = 15$. Les besoins thermiques des bâtiments sont représentés pour chaque mois à la figure 4.1.

Pour répondre aux besoins thermiques, le groupe de bâtiments est alimenté par une pompe à chaleur géothermique, couplée à un champ de puits géothermiques. La figure 4.2 représente schématiquement le réseau géothermique, dont les composants et les variables sont détaillés dans les sections suivantes.

4.1.1 Champ de puits

Pour répondre aux besoins thermiques, le groupe de bâtiments est alimenté en chaleur par une pompe à chaleur géothermique, couplée à un champ de puits comportant N_{bh} puits. Le champ de puits est séparé en deux zones. La zone intérieure comporte N_{int} puits disposés en carré, dont les parois sont à la température $T_{b,int}$, et la zone extérieure est formé de N_{ext} puits placés autour du champ intérieur, dont les parois sont à la température $T_{b,ext}$. Cette configuration de champ de puits reprend le concept introduit par Ahmadvard [16] , avec un anneau intérieur et un anneau extérieur qui peuvent être utilisés séparément afin de profiter des différences de températures entre les deux zones. Le circuit d'échange de chaleur relié à la pompe à chaleur suit également cette répartition, en se séparant en un circuit intérieur passant dans les N_{int} puits centraux, et un circuit extérieur passant dans les N_{ext} puits extérieurs. Pour ces deux circuits, la température d'entrée du fluide T_{in} est commune, mais les températures de sortie $T_{out,int}$ et $T_{out,ext}$ sont différentes.

L'injection de chaleur dans le sol est rendue possible grâce au circuit d'injection, passant également dans les N_{int} puits centraux, qui sont des puits à 4 tuyaux avec deux circuits indépendants. Le circuit d'injection est indépendant des deux autres circuits, et possède ses propres températures d'entrée $T_{in,inj}$ et de sortie $T_{out,inj}$. Cette injection fait circuler un fluide

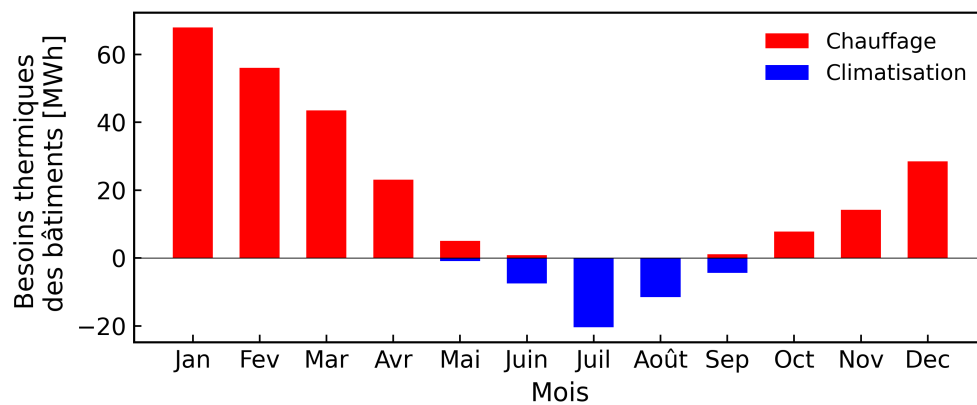


FIGURE 4.1 Besoins mensuels en chauffage et climatisation des bâtiments

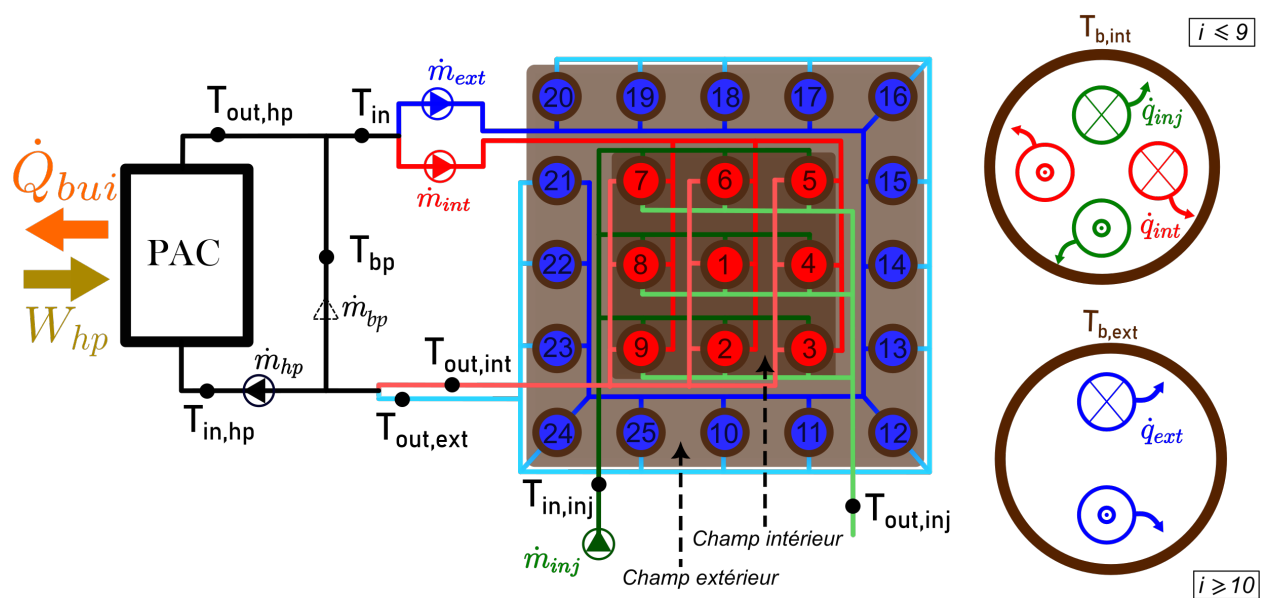


FIGURE 4.2 Schéma du système

caloporteur chaud provenant de déchets thermiques industriels, de manière similaire à l'étude réalisée au chapitre précédent. Cependant la modélisation est simplifiée, car le comportement thermique dans le réservoir n'est pas considéré, le fluide est modélisé entrant dans le circuit d'injection à une température constante $T_{in,inj} = 40$ °C. La durée de l'injection ne variera pas, elle est fixée à $\delta t_{inj} = 8$ h. Cette injection est réalisée toute les semaines, mais le moment de la semaine où l'injection est réalisée pourra varier. Le chapitre 3 montre qu'augmenter ces paramètres mène à une meilleure réduction de la consommation énergétique en augmentant la chaleur injectée. Ici, ils sont fixés afin de donner un cadre à l'étude, et de pouvoir déterminer comment cette chaleur fixe peut être utilisée de manière optimale.

Le transfert thermique linéique (aussi appelé charge thermique) délivré par les puits extérieurs est $\dot{q}_{ext}$. Les tuyaux du circuit d'injection délivrent une charge thermique notée $\dot{q}_{inj}$, et ceux du circuit intérieur délivrent une charge thermique notée $\dot{q}_{int}$. Chacun des puits du champ intérieur rejette donc dans le sol une charge thermique linéique égale à $\dot{q}_{int} + \dot{q}_{inj}$. Ces charges thermiques sont comptées positivement quand le transfert de chaleur se fait de l'intérieur vers l'extérieur du tuyau (rejet de chaleur vers le sol). La longueur des puits L a été choisie de façon à pouvoir opérer le système avec le champ de 25 puits pendant 20 ans, sans injection de chaleur, en gardant une température en entrée de la pompe à chaleur $T_{in,hp}$ supérieure à 0 °C. Le tableau 4.1 présente les valeurs des paramètres importants du champ de puits.

TABLEAU 4.1 Caractéristiques du champ de puits

Paramètre	Symbole	Valeur
Nombre total de puits	N_{bh}	25
Nombre de puits intérieurs	N_{int}	9
Nombre de puits extérieurs	N_{ext}	16
Espacement entre les puits	B	5 m
Distance à la surface du sol	H	3 m
Longueur des puits	L	150 m
Température du sol non perturbée	T_g	10 °C
Diffusivité thermique du sol	α	10^{-6} m/s ²
Conductivité thermique du sol	k_s	2,0 W/m.K
Diamètre intérieur des tuyaux	D_{in}	26,8 mm
Diamètre extérieur des tuyaux	D_{out}	33,4 mm
Rayon des puits	r_b	75 mm

4.1.2 Pompe à chaleur

Pour simplifier l'étude, les besoins en chaleur de tous les bâtiments sont considérés remplis par une seule pompe à chaleur (PAC), et qu'un réseau de chaleur permet ensuite de redistribuer

à chaque maison la chaleur ou le froid. La source thermique est le fluide provenant des puits géothermiques, entrant dans la PAC à la température $T_{in, hp}$ et sortant à la température $T_{out, hp}$. Le phénomène de cyclage de la pompe à chaleur n'est pas pris en compte, et la pompe à chaleur est supposée pouvoir fournir n'importe quelle puissance en chauffage ou climatisation pendant une heure sans que ses performances en soient affectées. Les paramètres de la pompe à chaleur sont inspirés du modèle de pompe à chaleur eau-eau TMW100 commercialisée par Climate Master [106]. Le débit de fluide circulant dans la pompe à chaleur du côté source $\dot{m}_{hp}$ est fixé à $\dot{m}_{hp} = 4,417$ kg/s, correspondant aux 70 gallons par minute figurant dans la fiche technique du modèle TW100. La pompe à chaleur est supposée capable de fonctionner pour des températures d'entrée $T_{in, hp}$ situées entre 0 °C et 40 °C.

Un bilan d'énergie de la pompe à chaleur donne une relation entre les flux de chaleur injectés dans le sol, la chaleur échangée avec les bâtiments et la consommation électrique du compresseur :

$$\dot{Q}_{bui} - W_{hp} = -(N_{int}L\dot{q}_{int} + N_{ext}L\dot{q}_{ext}) \quad (4.2)$$

où W_{hp} est la puissance électrique du compresseur de la pompe à chaleur.

Par ailleurs, la consommation électrique et la chaleur échangée avec les bâtiments sont liés par les coefficients de performance (COP) de la pompe à chaleur, qui diffèrent selon son mode de fonctionnement (chauffage ou climatisation) :

$$W_{hp} = \begin{cases} \frac{\dot{Q}_{bui}}{COP_h} & \text{si } \dot{Q}_{bui} \geq 0 \text{ (chauffage)} \\ \frac{-\dot{Q}_{bui}}{COP_c} & \text{si } \dot{Q}_{bui} < 0 \text{ (climatisation)} \end{cases} \quad (4.3)$$

où COP_h et COP_c sont les coefficients de performance (COP) respectivement en chauffage et en climatisation de la PAC. Ceux-ci sont tous deux approximés comme une fonction affine par morceaux de la température d'entrée du fluide en provenance du champ de puits dans la pompe à chaleur. Pour générer ces fonctions, les données de performance du modèle TMW100 sont utilisées. Pour chaque température d'entrée de la source, le coefficient de performance considéré est la moyenne des coefficients de performance donnés pour un débit d'entrée du côté source égal à 4,417 kg/s (70 GPM) et une température d'entrée du côté charge (bâtiments) égale à 37,8 °C (100 °F) en chauffage et 27,7 °C (80 °F) en climatisation. La fiche de performance donne quatre valeurs de COP en chauffage et quatre valeurs en climatisation, pour des températures d'entrée à la pompe à chaleur variables. Une régression linéaire est appliquée pour en déduire la dépendance du COP à la température d'entrée du fluide dans la PAC. Pour les températures au dessus ou en dessous de celles recensées par la fiche technique, le COP est considéré constant. Les fonctions de COP modélisées ainsi sont

illustrées par la figure 4.3. Elles sont traduites par les équations suivantes :

$$COP_h = \begin{cases} COP_h^0 + \lambda_h \cdot T_{in,hp} & \text{si } T_{in,hp} < 21,11^\circ\text{C} \\ COP_h^1 & \text{si } T_{in,hp} \geq 21,11^\circ\text{C} \end{cases} \quad (4.4)$$

$$COP_c = \begin{cases} COP_c^0 + \lambda_c \cdot T_{in,hp} & \text{si } T_{in,hp} > 10^\circ\text{C} \\ COP_c^1 & \text{si } T_{in,hp} \leq 10^\circ\text{C} \end{cases} \quad (4.5)$$

avec les coefficients $\lambda_h = 0,0576 \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ et $\lambda_c = -0,1066 \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$, et les COP aux limites $COP_h^0 = 3,30$, $COP_h^1 = 4,52$, $COP_c^0 = 8,18$, et $COP_c^1 = 7,08$.

4.1.3 Pompes

Le système comporte 4 pompes qui fonctionnent indépendamment. La première est la pompe d'injection, qui alimente le circuit d'injection dans les puits centraux. Les circuits intérieur et extérieur sont également alimentés chacun par une pompe. Pour ces trois circuits, les tuyaux sont reliés en parallèle en retour inversé. Enfin, une pompe alimente la pompe à chaleur à un débit constant $\dot{m}_{hp}$. Les pompes du circuit intérieur et extérieur fonctionnent avec des débits $\dot{m}_{int}$ et $\dot{m}_{ext}$ variables. Leur débit nominal est choisi pour fournir un débit égal dans tous les puits et un débit total égal à celui de la pompe à chaleur, soit $\dot{m}_{int,nom} = 1,59 \text{ kg/s}$ et $\dot{m}_{ext,nom} = 2,827 \text{ kg/s}$. Ce débit n'est pas le débit maximal, et les pompes peuvent fournir un débit allant jusqu'à 1,5 fois leur débit nominal. Pour l'utilisation classique du système, qui définit le cas de référence de l'étude, ces débits restent constants. Cependant les débits pourront varier lorsque la commande prédictive sera appliquée. La possibilité d'utiliser un débit 1,5 fois plus élevé devient alors intéressante pour permettre au contrôleur d'augmenter le débit dans un des circuits si c'est bénéfique. Le débit dans le circuit d'injection est fixé, égal au débit nominal du circuit intérieur $\dot{m}_{inj,nom} = 1,59 \text{ kg/s}$.

Un circuit de contournement est installé en parallèle de la pompe à chaleur pour découpler le champ de puits de celle-ci et permettre d'avoir des débits variables dans le champ de puits. Dans ce tuyau de contournement, le fluide peut circuler dans un sens ou dans l'autre. Le débit dans le tuyau de contournement est noté $\dot{m}_{bp}$, avec $\dot{m}_{bp} = \dot{m}_{int} + \dot{m}_{ext} - \dot{m}_{hp}$, en utilisant la convention $\dot{m}_{bp} > 0$ quand le fluide circule vers le haut dans le schéma. La température du fluide circulant dans ce tuyau de contournement T_{bp} dépend donc du sens de circulation,

$$T_{bp} = \begin{cases} T_{in,hp} & \text{si } \dot{m}_{bp} \geq 0 \\ T_{out,hp} & \text{si } \dot{m}_{bp} < 0 \end{cases} \quad (4.6)$$

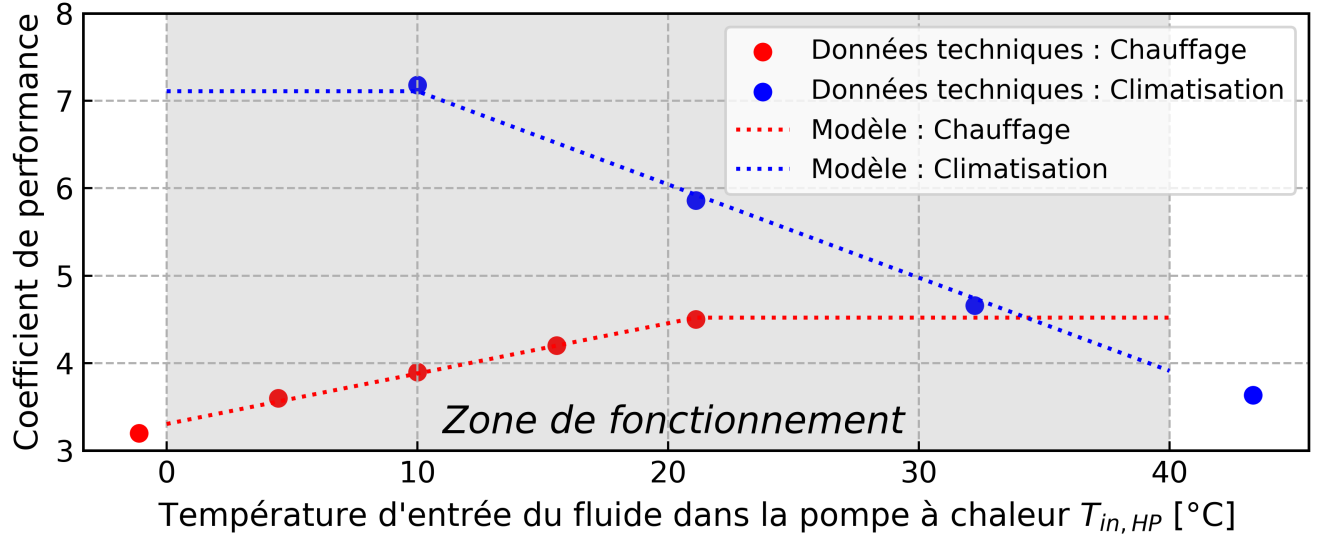


FIGURE 4.3 Coefficient de performance de la pompe à chaleur en fonction de la température d'entrée du fluide géothermique

Les équations de mélange aux noeuds du circuit donnent :

$$\dot{m}_{int} + \dot{m}_{ext} = \dot{m}_{hp} + \dot{m}_{bp} \quad (4.7)$$

$$\dot{m}_{hp}T_{in,hp} + \dot{m}_{bp}T_{bp} = \dot{m}_{int}T_{out,int} + \dot{m}_{ext}T_{out,ext} \quad (4.8)$$

$$(\dot{m}_{int} + \dot{m}_{ext})T_{in} = \dot{m}_{hp}T_{out,hp} + \dot{m}_{bp}T_{bp} \quad (4.9)$$

Le fluide circulant dans tout le réseau est du monopropylène glycol dilué à une concentration de 20 %. Le tableau 4.2 recense les caractéristiques thermiques de ce fluide, supposées constantes et égales aux valeurs réelles à une température de 20 °C.

TABLEAU 4.2 Propriétés thermiques du fluide caloporteur dans le réseau

Grandeur	Symbole	Valeur
Capacité thermique massique	$c_{p,f}$	3977 J/kg.K
Conductivité thermique	k_f	0,49 W/m.K
Densité	ρ_f	1015 kg/m ³
Viscosité dynamique	μ	$2,03 \times 10^{-3}$ Pa · s

4.2 Modélisation thermique du système

L'évolution du système est paramétrée par des variables dépendantes du temps, listées dans le tableau 4.3. Pour calculer numériquement l'évolution de ces variables, les équations sont discrétisées en divisant la simulation en N pas de temps de longueur dt , délimités par les instants $(t_i)_{0 \leq i \leq N}$. À chaque pas de temps, les équations sont résolues numériquement pour déterminer la valeur de chaque variable, en fonction des valeurs des variables précédentes. Cette résolution numérique est réalisée en langage Python, en utilisant notamment le module pygfunction [107] qui fournit des outils de calcul pour la modélisation de puits géothermiques. Des fonctions déjà implémentées dans pygfunction ont été utilisées pour modéliser les phénomènes décrits dans la sous-section 4.2.1, notamment pour déterminer les fonctions de transfert des puits, les coefficients d'interaction entre les tuyaux des puits et pour mettre en oeuvre l'aggrégation des charges.

TABLEAU 4.3 Inconnues principales du modèle

Variables	Symboles
Températures du champ de puits	$T_{b,int}, T_{b,ext}$
Températures d'entrée des circuits	$T_{in}, T_{in,inj}$
Températures de sortie des circuits	$T_{out,inj}, T_{out,int}, T_{out,ext}$
Température en entrée et en sortie de la pompe à chaleur	$T_{in,hp}, T_{out,hp}$
Chaleur injectée par les circuits dans le sol	$\dot{q}_{inj}, \dot{q}_{int}, \dot{q}_{ext}$
Coefficients de performance de la pompe à chaleur	COP_h, COP_c
Consommation électrique de la pompe à chaleur	W_{hp}
Consommation électrique des pompes du réseau	$W_{p,inj}, W_{p,int}, W_{p,ext}, W_{p,hp}$

Les débits utilisés dans chacun des circuits $\dot{m}_{inj}, \dot{m}_{int}, \dot{m}_{ext}$ qui apparaissent également dans les équations du modèle, sont choisis par l'opérateur du système. Ce sont les paramètres qui pourront être ajustés pour optimiser le coût énergétique final.

4.2.1 Interactions thermiques dans le champ de puits

Fonctions de transfert

Le sol est modélisé comme deux zones distinctes, au sein desquelles la température du sol est supposée uniforme à la paroi des puits : La partie centrale comprenant les puits du circuit intérieur, où les parois des puits sont à la température $T_{b,int}$, et la partie périphérique contenant les puits du circuit extérieur, où les parois des puits sont à la température $T_{b,ext}$. Les charges linéiques au sol $\dot{q}$ sont également supposées uniforme sur la hauteur des puits, et égales entre tous les puits d'une même zone. La température dans le sol à la paroi des

puits est influencée par les transferts de chaleur qui ont lieu dans le champ intérieur et le champ extérieur. Cette influence est traduite à l'aide de fonctions de transferts, appelées g-fonctions, décrites dans la thèse d'Eskilson [101]. Lorsque les charges au sol sont constantes, les perturbations de température dans le sol au temps t s'écrivent :

$$T_{b,int}(t) - T_g = \frac{\dot{q}_{int} + \dot{q}_{inj}}{2\pi k_s} g_{int}(t) + \frac{\dot{q}_{ext}}{2\pi k_s} g_{ext \rightarrow int}(t) \quad (4.10)$$

$$T_{b,ext}(t) - T_g = \frac{\dot{q}_{ext}}{2\pi k_s} g_{ext}(t) + \frac{\dot{q}_{int} + \dot{q}_{inj}}{2\pi k_s} g_{int \rightarrow ext}(t) \quad (4.11)$$

où $T_{b,int}$ et $T_{b,ext}$ sont les températures à la paroi des puits des zones intérieure et extérieure, T_g est la température du sol non perturbée, $\dot{q}_{int}$, $\dot{q}_{ext}$, $\dot{q}_{inj}$ sont les charges thermiques linéiques injectées par les trois circuits dans le sol, et k_s est la conductivité thermique du sol. Les g-fonctions g_{int} , g_{ext} , $g_{int \rightarrow ext}$ et $g_{ext \rightarrow int}$ sont des fonctions du temps déterminées à partir de la configuration des deux champs de puits. Elles sont indépendantes des quantités de chaleur échangées entre le sol et les puits, ce qui facilite grandement la résolution des équations et permet des calculs rapides.

Les g-fonctions associées à chaque champ, g_{int} et g_{ext} , peuvent être obtenues de manière numérique, selon la méthode détaillée par Claesson et Javed [108], et nommée BC-I dans l'article de Cimmino et Bernier [58]. Le calcul des g-fonctions croisées entre deux champs distincts $g_{int \rightarrow ext}$ et $g_{ext \rightarrow int}$ reprend le même principe, et est développé et validé par Mitchell et al [109]. Les principes de cette modélisation sont détaillés ici.

Chaque puits j influe sur le puits i , en imposant une différence de température $\Delta T_{j \rightarrow i}$, comme schématisé sur la figure 4.4. $\Delta T_{j \rightarrow i}$ est calculée en intégrant les contributions de tous les points du puits j aux profondeurs z_j , qui agissent sur chaque point z_i du puits i , puis en prenant la moyenne de ces perturbations locales sur toute la hauteur du puits i :

$$\Delta T_{j \rightarrow i}(t) = \frac{\dot{q}_j}{4\pi k_s L} \int_{z_i=H}^{H+L} \int_{z_j=H}^{H+L} \frac{erfc\left(\frac{\sqrt{d_{i,j}^2 + (z_i - z_j)^2}}{2\sqrt{\alpha t}}\right)}{\sqrt{d_{i,j}^2 + (z_i - z_j)^2}} - \frac{erfc\left(\frac{\sqrt{d_{i,j}^2 + (z_i + z_j)^2}}{2\sqrt{\alpha t}}\right)}{\sqrt{d_{i,j}^2 + (z_i + z_j)^2}} dz_j dz_i \quad (4.12)$$

où $d_{i,j}$ est la distance horizontale entre le puits i et le puits j . Dans le cas où $i = j$, cette distance est définie égale au rayon du puits, $d_{i,i} = r_b$.

On réécrit cette équation en posant le coefficient $\alpha_{i,j}$ qui définit l'influence du puits j sur le

puits i , (et réciproquement, par symétrie) :

$$\alpha_{i,j} = \int_{z_i=H}^{H+L} \int_{z_j=H}^{H+L} \frac{\operatorname{erfc}\left(\frac{\sqrt{d_{i,j}^2 + (z_i - z_j)^2}}{2\sqrt{\alpha t}}\right)}{\sqrt{d_{i,j}^2 + (z_i - z_j)^2}} - \frac{\operatorname{erfc}\left(\frac{\sqrt{d_{i,j}^2 + (z_i + z_j)^2}}{2\sqrt{\alpha t}}\right)}{\sqrt{d_{i,j}^2 + (z_i + z_j)^2}} dz_j dz_i \quad (4.13)$$

$$\Delta T_{j \rightarrow i} = \frac{\dot{q}_j}{4\pi k_s L} \alpha_{i,j} \quad (4.14)$$

L'influence d'un champ de puits sur un autre (possiblement lui-même) est obtenue en moyennant la variation de température causée par tous les puits du premier sur chaque puits du deuxième. Par exemple, la contribution du champ extérieur sur la variation de température dans le champ intérieur devient :

$$\Delta T_{ext \rightarrow int} = \frac{1}{N_{int}} \sum_{i=1}^{N_{int}} \sum_{j=N_{int}+1}^{N_{bh}} \Delta T_{j \rightarrow i} = \frac{1}{N_{int}} \sum_{i=1}^{N_{int}} \sum_{j=N_{int}+1}^{N_{bh}} \frac{\dot{q}_{ext}}{4\pi k_s L} \alpha_{i,j} \quad (4.15)$$

On obtient ainsi la g-fonction croisée décrivant l'effet du champ extérieur sur le champ intérieur, qui entre dans le deuxième terme de l'équation (4.10) :

$$g_{ext \rightarrow int}(t) = \frac{1}{2N_{int}L} \sum_{i=1}^{N_{int}} \sum_{j=N_{int}+1}^{N_{bh}} \alpha_{i,j}(t) \quad (4.16)$$

De la même façon, l'influence du champ intérieur sur le champ extérieur se traduit par la g-fonction croisée :

$$g_{int \rightarrow ext}(t) = \frac{1}{2N_{ext}L} \sum_{i=N_{int}+1}^{N_{bh}} \sum_{j=1}^{N_{int}} \alpha_{i,j}(t) \quad (4.17)$$

et les g-fonctions propres des deux champs s'écrivent :

$$g_{int}(t) = \frac{1}{2N_{int}L} \sum_{i=1}^{N_{int}} \sum_{j=1}^{N_{int}} \alpha_{i,j}(t) \quad (4.18)$$

$$g_{ext}(t) = \frac{1}{2N_{ext}L} \sum_{i=N_{int}+1}^{N_{bh}} \sum_{j=N_{int}+1}^{N_{bh}} \alpha_{i,j}(t) \quad (4.19)$$

Superposition temporelle et agrégation des charges

Lorsque les charges au sol $\dot{q}$ varient au cours du temps, l'évolution de la température du sol dépend alors de toutes les charges émises depuis le début de l'utilisation des puits. Les relations (4.10) et (4.11) peuvent être généralisées en prenant en compte la superposition

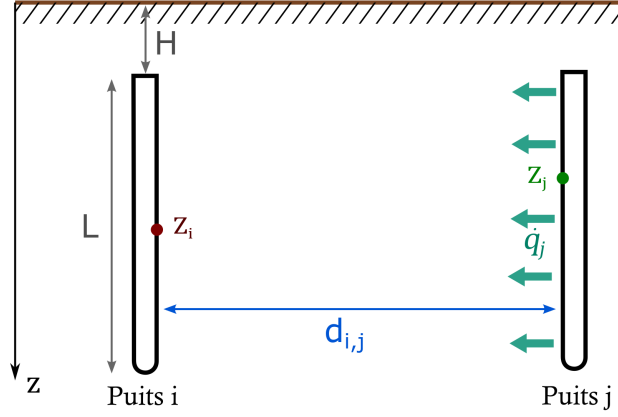


FIGURE 4.4 Influence du puits j sur le puits i

temporelle des charges, et deviennent alors :

$$T_{b,int}(t) - T_g = \sum_{i=1}^n \frac{\dot{q}_{int}(t_i) + \dot{q}_{inj}(t_i)}{2\pi k_s} \left(g_{int}(t - t_{i-1}) - g_{int}(t - t_i) \right) + \sum_{i=1}^n \frac{\dot{q}_{ext}(t_i)}{2\pi k_s} \left(g_{ext \rightarrow int}(t - t_{i-1}) - g_{ext \rightarrow int}(t - t_i) \right) \quad (4.20)$$

$$T_{b,ext}(t) - T_g = \sum_{i=1}^n \frac{\dot{q}_{ext}(t_i)}{2\pi k_s} \left(g_{ext}(t - t_{i-1}) - g_{ext}(t - t_i) \right) + \sum_{i=0}^{n-1} \frac{\dot{q}_{int}(t_i) + \dot{q}_{inj}(t_i)}{2\pi k_s} \left(g_{int \rightarrow ext}(t - t_{i-1}) - g_{int \rightarrow ext}(t - t_i) \right) \quad (4.21)$$

Ces sommes sont réalisées sur les n pas de temps, séparés par les instants $(t_i)_{0 \leq i \leq n}$, précédant l'instant t (avec t_0 égal à l'instant du début de l'utilisation des puits, et $t_n = t$). La charge $\dot{q}(t_i)$ est sa valeur entre le temps t_{i-1} et t_i , avec la convention $\dot{q}(t_0) = 0$. Le nombre de pas de temps n pour lesquels les charges $\dot{q}$ varient peut devenir très grand à mesure de l'évolution du champ de puits. Afin de limiter sa valeur et simplifier ces relations, l'aggrégation des charges est utilisée. Les charges les plus éloignées dans le temps ($t_i \ll t$) sont moyennées sur des pas de temps plus longs, selon la méthode de Claesson et Javed [110]. Cela permet ainsi de limiter le nombre de pas de temps considérés, et de calculer les g-fonctions pour un nombre

fini de valeurs $t - t_i$. Il est possible de réécrire ces équations sous forme matricielle :

$$\mathbf{T}_b = \begin{pmatrix} T_{b,int} \\ T_{b,ext} \end{pmatrix} \quad (4.22)$$

$$\dot{\mathbf{q}}_i = \begin{pmatrix} \dot{q}_{inj}(t_i) \\ \dot{q}_{int}(t_i) \\ \dot{q}_{ext}(t_i) \end{pmatrix} \quad (4.23)$$

$$\delta \mathbf{g}_i(t) = \frac{1}{2\pi k_s} \begin{pmatrix} g_{int}(t - t_{i-1}) - g_{int}(t - t_i) & g_{int \rightarrow ext}(t - t_{i-1}) - g_{int \rightarrow ext}(t - t_i) \\ g_{int}(t - t_{i-1}) - g_{int}(t - t_i) & g_{int \rightarrow ext}(t - t_{i-1}) - g_{int \rightarrow ext}(t - t_i) \\ g_{ext \rightarrow int}(t - t_{i-1}) - g_{ext \rightarrow int}(t - t_i) & g_{ext}(t - t_{i-1}) - g_{ext}(t - t_i) \end{pmatrix} \quad (4.24)$$

$$\mathbf{T}_b(t) = T_g + \sum_{i=0}^n \delta \mathbf{g}_i^T \cdot \dot{\mathbf{q}}_i \quad (4.25)$$

Résistances thermiques des puits

La modélisation des puits géothermiques distingue les tuyaux montant et descendant de chaque circuit pour étudier les interactions thermiques entre eux. Les puits dans le champ central sont donc composés de 4 tuyaux (2 circuits), et ceux du champ externe de 2 tuyaux (1 circuit). Les transferts thermiques entre ces tuyaux peuvent être modélisés par des résistances thermiques, comme illustré par la figure 4.5. Sur ce schéma, le tuyau i avec $1 \leq i \leq 4$ fait circuler un fluide à la température T_i , les résistances thermiques avec les autres tuyaux $j \neq i$ sont notées $R_{i,j}$, et la résistance avec la paroi du puits à la température T_b est notée $R_{i,b}$.

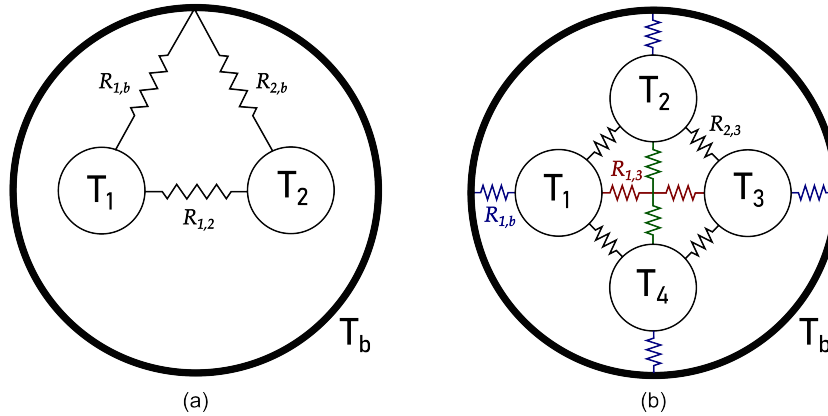


FIGURE 4.5 Modélisation thermique à l'aide de résistances d'un puits à 2 tuyaux (a) et 4 tuyaux (b)

Une méthode est mise en place par Claesson et Hellström [111], nommée méthode multipôle, pour calculer les résistances thermiques entre les tuyaux d'un même puits. Ce calcul tient compte du transfert conductif permettant l'échange de chaleur du fluide au tuyau, de la conduction de chaleur dans le tuyau et enfin de la diffusion de chaleur dans le coulis entre les tuyaux.

Les résistances thermiques peuvent être développées jusqu'à un certain ordre dépendamment de la précision souhaitée. Javed et Spitler [112] montrent que cette méthode offre des valeurs de résistances très précises. Cette méthode permet une description précise du comportement thermique à l'intérieur d'un puits géothermique, avec un temps de calcul très court.

La résolution des équations thermiques entre les tuyaux sur toute la hauteur du puits mène ensuite à des relations liant les flux de chaleur issus de chaque tuyau avec les températures d'entrée des tuyaux et la température à la paroi du puits (Cimmino [113]). Dans le champ intérieur, les flux et les températures des deux circuits sont alors liés par la relation matricielle :

$$\begin{pmatrix} \dot{q}_{int} \\ \dot{q}_{inj} \end{pmatrix} = \mathbf{A}_{in} \cdot \begin{pmatrix} T_{in} \\ T_{in,inj} \end{pmatrix} + T_{b,int} \mathbf{A}_b \quad (4.26)$$

et dans le champ extérieur, le flux est relié aux températures par la relation :

$$\dot{q}_{ext} = a_{in} T_{in} + a_b T_{b,ext} \quad (4.27)$$

où $\mathbf{A}_{in}$ est une matrice de taille 2×2 , $\mathbf{A}_b$ est un vecteur à 2 coefficients, et a_{in} et a_b sont des coefficients réels. Ces quatre coefficients dépendent notamment des débits dans les tuyaux, ces équations sont donc fortement influencées par les débits choisis par l'opérateur. Par ailleurs, les transferts thermiques linéiques dans les puits peuvent être directement calculés à partir de la différence de température entre l'entrée et la sortie des circuits :

$$\frac{\dot{m}_{int} c_{p,f}}{N_{int} L} (T_{out,int} - T_{in}) = \dot{q}_{int} \quad (4.28)$$

$$\frac{\dot{m}_{ext} c_{p,f}}{N_{ext} L} (T_{out,ext} - T_{in}) = \dot{q}_{ext} \quad (4.29)$$

Ces équations modélisant les transferts de chaleur à l'intérieur des puits ne tiennent pas compte de la capacité thermique des puits, c'est à dire qu'elles négligent le comportement transitoire des températures dû à la capacité thermique du coulis entre les tuyaux.

4.2.2 Pertes de charge et consommation des pompes

Afin de déterminer la consommation électrique des pompes du circuit, il faut calculer les pertes de pression sur l'ensemble des circuits du système. Ceux-ci sont schématisés par la figure 4.6. Les pertes de pression sont calculées dans les tuyaux du circuit intérieur, du circuit extérieur, du circuit d'injection et dans la pompe à chaleur.

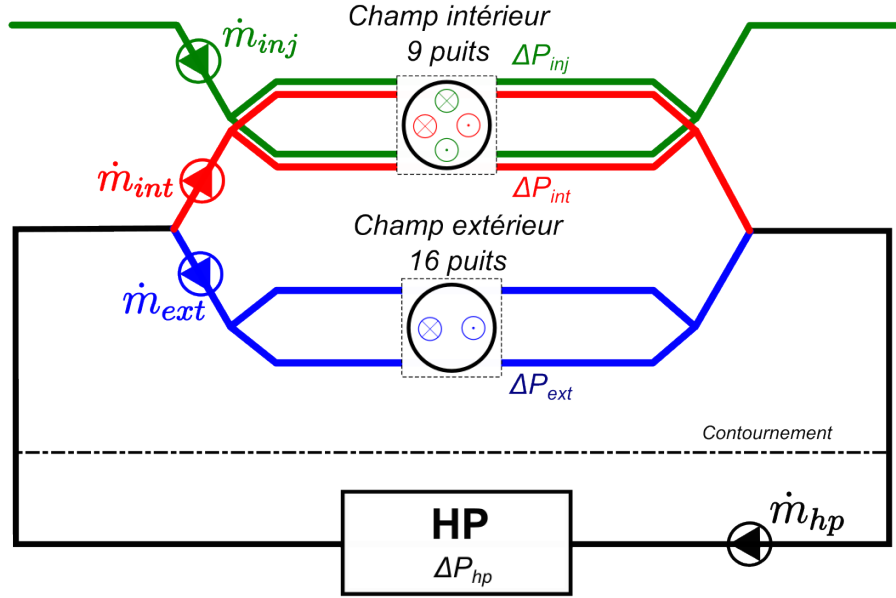


FIGURE 4.6 Schéma hydraulique du système

On peut calculer la perte de pression compensée par chacune des pompes dans le circuit intérieur, le circuit extérieur et le circuit d'injection. Pour cela, les pertes de charge ΔP sont tout d'abord calculées dans chaque circuit à l'aide de la relation de Darcy-Weisback :

$$\Delta P_{inj} = \sigma f_{m,inj} \frac{\rho V_{inj}^2}{2D_{in}} 2L \quad (4.30)$$

$$\Delta P_{int} = \sigma f_{m,int} \frac{\rho V_{int}^2}{2D_{in}} 2L \quad (4.31)$$

$$\Delta P_{ext} = \sigma f_{m,ext} \frac{\rho V_{ext}^2}{2D_{in}} 2L \quad (4.32)$$

où V_{inj} , V_{int} et V_{ext} sont les vitesses de fluide dans les tuyaux des trois circuits, D_{in} est le diamètre intérieur des tuyaux et ρ est la masse volumique du fluide. Le facteur de correction σ est appliqué pour prendre en compte la perte de pression due à la circulation dans les tuyaux horizontaux qui relient les puits entre eux et à la pompe à chaleur. Pour cette étude, sa valeur est définie à $\sigma = 1,5$. Les variables $f_{m,inj}$, $f_{m,int}$ et $f_{m,ext}$ sont les facteurs de friction

de Moody dans chacun des circuits. La valeur de ces facteurs est déterminée à l'aide de la relation de Churchill (4.33) qui donne le facteur de friction en fonction du nombre de Reynolds $Re = VD_{in}/\nu$ et de la rugosité relative $RR = \epsilon/D_{in}$, ν étant la viscosité cinématique du fluide, et ϵ la rugosité du tuyau :

$$f_m = 8 \left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \left[\left[2,457 \ln \left(\frac{1}{(7/Re)^{0,9} + 0,27RR} \right)^{16} + \left(\frac{37530}{Re} \right)^{16} \right]^{-1,5} \right]^{1/12} \quad (4.33)$$

On peut enfin lier la vitesse dans un tuyau au débit, en considérant que les débits dans les circuits sont divisés par le nombre de tuyaux du circuit :

$$V_{inj} = \frac{\dot{m}_{inj}}{N_{int}\rho} \frac{4}{\pi D_{in}^2} \quad (4.34)$$

$$V_{int} = \frac{\dot{m}_{int}}{N_{int}\rho} \frac{4}{\pi D_{in}^2} \quad (4.35)$$

$$V_{ext} = \frac{\dot{m}_{ext}}{N_{ext}\rho} \frac{4}{\pi D_{in}^2} \quad (4.36)$$

Ce qui donne alors :

$$\Delta P_{inj} = f_{m,inj} \frac{16}{\rho \pi^2 D_{in}^5} \frac{\dot{m}_{inj}^2}{N_{int}^2} L \quad (4.37)$$

$$\Delta P_{int} = f_{m,int} \frac{16}{\rho \pi^2 D_{in}^5} \frac{\dot{m}_{int}^2}{N_{int}^2} L \quad (4.38)$$

$$\Delta P_{ext} = f_{m,ext} \frac{16}{\rho \pi^2 D_{in}^5} \frac{\dot{m}_{ext}^2}{N_{ext}^2} L \quad (4.39)$$

Par ailleurs, la perte de charge dans la pompe à chaleur est donnée par la fiche technique de la pompe à chaleur TMW100 [106]. Cette valeur est prise pour le débit d'entrée $\dot{m}_{hp} = 4,417$ kg/s (70 GPM), dans le cas de la climatisation avec une température d'entrée de la source égale à 10 °C (50 °F). Elle concerne uniquement la perte de charge dans les tuyaux du côté source, et ne prend pas en compte le côté charge de la pompe à chaleur. La perte de charge couverte par la pompe dans la pompe à chaleur est :

$$\Delta P_{hp} = 6,50 \text{ PSI} = 45 \text{ kPa} \quad (4.40)$$

On obtient la puissance électrique consommée par chacune des pompes grâce aux pertes de charge calculées plus haut, en prenant en compte le rendement du fil à l'eau des pompes η_p ,

défini ici égal à 0,6 :

$$W_{p,inj} = \frac{1}{\eta_p} \frac{\dot{m}_{inj}}{\rho} \Delta P_{inj} \quad (4.41)$$

$$W_{p,int} = \frac{1}{\eta_p} \frac{\dot{m}_{int}}{\rho} \Delta P_{int} \quad (4.42)$$

$$W_{p,ext} = \frac{1}{\eta_p} \frac{\dot{m}_{ext}}{\rho} \Delta P_{ext} \quad (4.43)$$

$$W_{p,hp} = \frac{1}{\eta_p} \frac{\dot{m}_{hp}}{\rho} \Delta P_{hp} \quad (4.44)$$

4.2.3 Consommation et coût électriques

La consommation électrique totale du système résulte de la somme des consommations des pompes, ajoutée à la puissance électrique utilisée par le compresseur de la pompe à chaleur :

$$W_{el} = W_{hp} + W_{p,inj} + W_{p,int} + W_{p,ext} + W_{p,hp} \quad (4.45)$$

Le coût de l'opération du système est alors évalué à partir de cette consommation électrique, suivant la tarification M d'Hydro-Québec. Celle-ci calcule un coût sur des périodes de 30 jours, en prenant en compte l'électricité totale consommée, mais aussi la pointe de consommation, donnée par le maximum de la puissance électrique appelée durant une période. Le coût sur une période P d'au plus 30 jours s'écrit :

$$C(P) = \gamma_e E_{el}(P) + \frac{\delta t_p}{\delta t_m} \gamma_p \max_{t \in P} W_{el}(t) \quad (4.46)$$

où $E_{el}(P)$ est l'énergie électrique consommée pendant la période P , et $\max_{t \in P} W_{el}(t)$ est la pointe de puissance appelée durant cette période. Le coût de la période dépend linéairement de ces deux grandeurs, avec des coefficients respectifs de $\gamma_e = 6,061$ ¢/kWh et de $\gamma_p = 17,573$ \$/kW. Toutes les valeurs de coût sont exprimées en dollars canadiens, représenté par le symbole [\$]. Pour adapter le calcul à la durée de la période considérée, le coefficient $\frac{\delta t_p}{\delta t_m}$ est appliqué à la puissance. Ce rapport correspond au rapport entre la durée δt_p de la période P , et la durée d'un mois $\delta t_m = 30$ jours, et permet d'équilibrer les deux termes de la fonction de coût, afin que la puissance ne prédomine pas sur l'énergie dans ce calcul dans le cas de périodes plus courtes. Les deux termes apparaissant dans la fonction de coût sont identifiés comme "coût de l'énergie" : $C_e(P) = \gamma_e E_{el}(P)$ et "coût de la puissance" : $C_p(P) = \frac{\delta t_p}{\delta t_m} \gamma_p \max_{t \in P} W_{el}(t)$. Le coût total pour une période est donc la somme du coût de l'énergie et du coût de la puissance.

Le coût de l'électricité sur plusieurs mois est ensuite calculé comme la somme des coûts de périodes successives de 30 jours. Le tarif M réel est en fait plus complexe, car il facture moins cher l'énergie à partir d'un certain seuil de consommation, et le calcul du pic de puissance peut différer de celui-ci. Pour simplifier l'étude, ces spécificités sont ignorées ici.

4.3 Comparaison du modèle avec TRNSYS

Afin de vérifier le modèle décrit ci-dessus et implémenté dans Python, le système est également modélisé à l'aide du logiciel TRNSYS, et les résultats des simulations des deux modèles pourront être comparés. La suite de types de puits géothermiques développée à Polytechnique Montréal par Bernier et al. [99] et décrits par Godefroy [98] permet la modélisation dans TRNSYS du comportement thermique des échangeurs géothermiques. Il n'est toutefois pas possible de modéliser directement deux champs de puits indépendants interagissant l'un avec l'autre. Afin de représenter l'état du système dans TRNSYS, deux approches sont alors réalisées.

Dans un premier temps, l'évolution à court terme de la température des puits peut être déterminée en considérant les puits comme isolés les uns des autres, sans interaction entre eux. En effet, le phénomène de superposition spatiale, selon lequel les échanges thermiques dans un puits influencent les puits environnants, se manifeste au bout de quelques mois pour des puits distants de 5 mètres, et est négligeable à l'échelle d'une semaine. L'évolution sur une semaine du système est alors calculée dans TRNSYS en utilisant, suivant la numérotation de Godefroy [98], le Type 242 pour représenter les puits à quatre tuyaux du circuit intérieur et le Type 243 pour les puits à deux tuyaux du circuit extérieur. Celui-ci a la particularité d'intégrer un modèle de résistances et capacités thermiques (TRCM), prenant en compte la capacité thermique du coulis à l'intérieur du puits. La figure 4.7 décrit les valeurs de température du fluide sortant de l'échangeur géothermique données par le modèle développé dans le mémoire et par la modélisation dans TRNSYS. La semaine modélisée est la première semaine d'opération du champ de puits, où la pompe à chaleur délivre aux bâtiments l'énergie thermique décrite par l'équation (4.1). L'injection de chaleur est réalisée au milieu de la semaine, après 84 heures de fonctionnement, pendant 8 heures.

L'évolution à court-terme présenté par la figure 4.7 affiche une réponse légèrement différente entre les deux modèles à l'extraction de chaleur. L'ajout de la masse thermique du coulis dans le modèle TRNSYS avec le Type 243 amortit et décale la baisse de température sur le court-terme, menant à une température de sortie des puits plus élevée.

En parallèle, afin de mettre en avant les interactions thermiques entre les puits, la représenta-

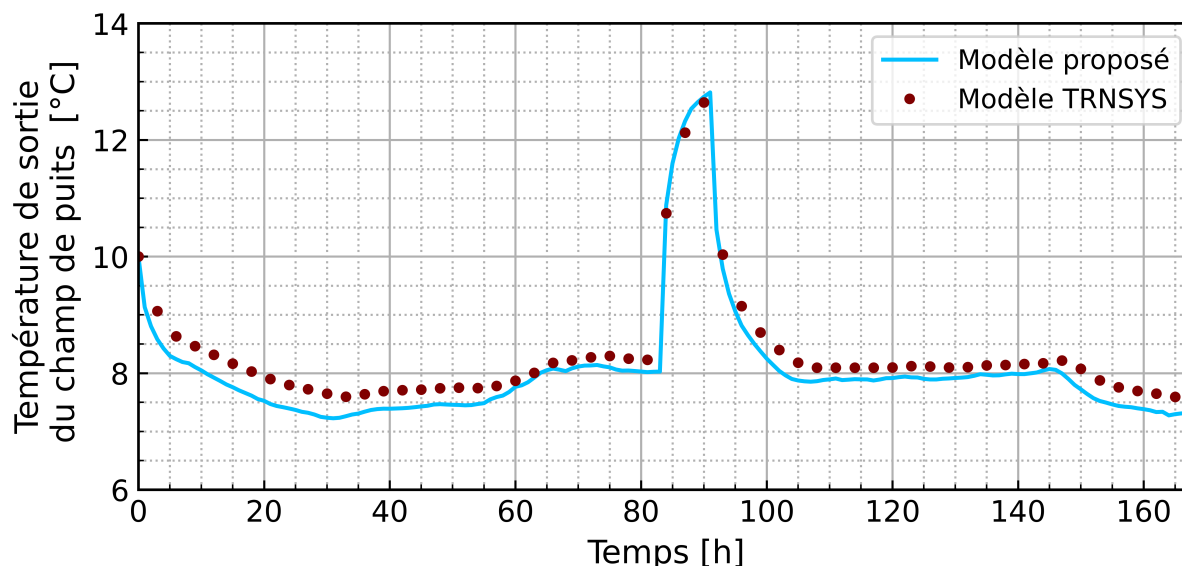


FIGURE 4.7 Évolution sur une semaine de la température en sortie du champ de puits, avec injection de chaleur, calculée par les deux modèles

tion du système sur le long terme est également étudiée. Dans TRNSYS, un champ de puits de 25 puits est modélisé grâce au Type 245 décrit dans les travaux de Godefroy [98]. Dans ce type, tous les puits sont parcourus par un seul circuit selon une configuration en parallèle. Cette configuration correspond au système étudié lorsque les débits nominaux des circuits intérieur et extérieur sont utilisés, utilisant alors un débit égal dans chacun des puits, et sans injection de chaleur. La figure 4.8 présente les valeurs obtenues par le modèle développé ici et le modèle TRNSYS lorsque la pompe à chaleur délivre aux bâtiments une chaleur constante de 50 kW durant une année entière, en opérant les deux circuits du champ de puits à débit nominal.

Pour ces deux figures, les valeurs obtenues avec les deux modèles présentent une évolution similaire, confirmant que le modèle d'équations développé ici représente fidèlement l'évolution du système. La différence maximale entre les températures calculées par les deux modèles est de 0,48 °C pour la simulation à court terme et 0,15 °C pour la simulation à long terme. La comparaison du comportement à court-terme met en avant la réponse thermique instantanée des puits aux transferts thermiques, et notamment les échanges entre les circuits des puits à quatre tuyaux, tandis que la comparaison à long terme appuie le modèle de comportement thermique du sol et les interactions thermiques entre les puits des deux zones du champ.

Bien que cette approche ne puisse pas faire office de validation du modèle présenté, elle renforce la confiance dans son utilisation pour représenter le système étudié.

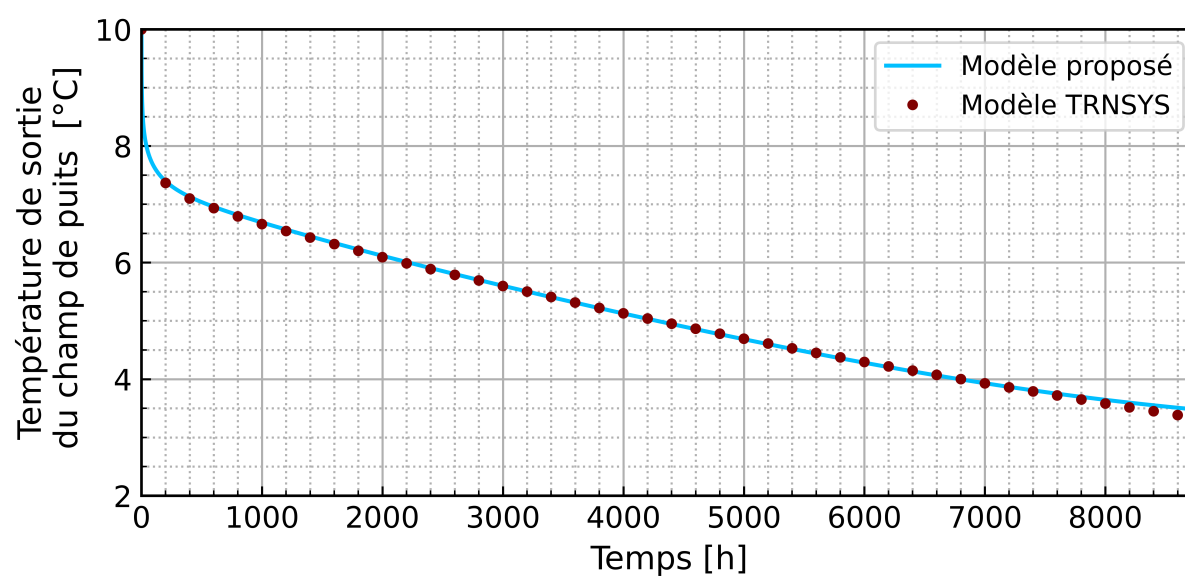


FIGURE 4.8 Évolution sur une année de la température en sortie du champ de puits pour une charge des bâtiments constante, calculée par les deux modèles

CHAPITRE 5 COMMANDE PRÉDICTIVE DE LA RECHARGE DU CHAMP DE PUITS

Dans ce chapitre, le modèle construit est utilisé pour développer une méthode de commande prédictive du champ de puits. La plupart des études reposant sur l’optimisation du contrôle des systèmes géothermiques se concentrent essentiellement sur le report de charge des bâtiments, en modifiant le comportement de l’utilisateur, ou sur l’utilisation d’une seconde source de chaleur pour former un système hybride. Cette possibilité de maximiser l’utilité d’un champ de puits en pilotant intelligemment le transfert de chaleur dans le sol définit une nouvelle piste d’exploration. En particulier, la possibilité de réduire la consommation d’électricité, et donc le coût total d’opération pour un tel système, sera explorée. Du fait de la lenteur de la propagation thermique dans le sol, l’opération d’un champ de puits peut mener à des disparités spatiales de températures, qui peut être judicieusement exploitée grâce à une répartition adéquate des charges au sol. L’injection de chaleur à certains endroits du champ de puits peut augmenter l’intérêt de ces techniques.

5.1 Commande prédictive

Après avoir détaillé le modèle pour pouvoir simuler son évolution, il faut décider de la valeur des débits utilisés dans le champ de puits à chaque instant, qui sont les paramètres d’entrée du modèle. À cette fin, un procédé de contrôle prédictif est appliqué pour simuler l’évolution du système. Cette démarche suit les principes de commande prédictive expliqués par Drgoňa et al. [50] et détaillés dans la revue de littérature à la section 2.3.1. Dans cette étude, la simulation de l’évolution du groupe de bâtiments est réalisée avec le même modèle que celui utilisé pour la prédiction dans la commande prédictive. Cela enlève les incertitudes du contrôle liées à la différence entre le modèle de contrôle et le bâtiment réel ou l’émulateur.

L’objectif poursuivi est de réduire le coût d’opération du système, mesuré à travers une fonction de coût détaillée dans la section 5.1.4, sur une durée de 10 années. Les calculs sont réalisés avec un pas de temps $dt = 1h$. Il y a donc $N = 87600$ pas de temps dans la simulation.

5.1.1 Horizon de contrôle

Pour atteindre cet objectif, le contrôle prédictif est utilisé sur toute la durée de simulation. Un horizon de contrôle d’une semaine est défini, et l’horizon de prédiction est choisi égal à cet horizon de contrôle. Cela signifie que lors de l’optimisation, les variables de contrôle

sont choisies sur une durée d'une semaine, puis que le calcul de l'état du système et de la fonction de coût est également réalisé sur cette tranche d'une semaine. Dans des applications de contrôle prédictif, il arrive souvent que l'horizon de contrôle soit plus court que l'horizon de prédiction afin d'anticiper des changements futurs tout en conservant un nombre raisonnable de variables à optimiser. Ici, ce choix n'a pas été fait, car il est nécessaire d'avoir un contrôle sur la semaine entière pour décider à quel moment l'injection de chaleur hebdomadaire est faite.

Une fois l'optimisation réalisée sur l'horizon de contrôle, le système évolue jusqu'à la semaine suivante avec les variables de contrôle choisies, et l'opération de contrôle est répétée. La figure 5.1 présente schématiquement les étapes réalisées par la commande prédictive pour une semaine s . Au début de la semaine, marqué par le temps t_{168s} , l'état du système est déterminé jusqu'à cet instant. Le contrôle prédictif est alors activé, en utilisant les débits des circuits du champ de puits comme variables de contrôle. L'état du système, représenté sur la figure 5.1 par la consommation électrique ainsi que la température du fluide en entrée de la pompe à chaleur, est calculé en fonction de l'état antérieur du système, des variables de contrôle choisies ainsi que de la température extérieure. Celle-ci est supposée être prédite parfaitement, et ne présente pas d'incertitudes. Le contrôleur réalise ainsi l'optimisation en ajustant la valeur des variables de contrôle sur l'horizon de contrôle d'une semaine, dans le but de minimiser la fonction de coût. Quand l'optimum a été atteint, l'état réel du système est calculé jusqu'à la fin de la semaine, et le processus recommence pour la semaine suivante.

On considère pour la suite une semaine s , comportant les pas de temps $168s \leq i < 168(s+1)$. La première semaine de la simulation correspond à $s = 0$.

5.1.2 Variables

Les variables du modèle sont séparées en trois catégories :

- Les variables de contrôle, inconnues et qui sont choisies par l'opérateur du système. Ce sont ici les débits des circuits intérieur et extérieur, $\dot{m}_{int}$ et $\dot{m}_{ext}$, ainsi que le moment de la semaine où commence l'injection de chaleur, $t_{inj,s}$. Celle-ci paramètre le débit d'injection de la manière suivante :

$$\forall t_i \in [t_{168s}, t_{168(s+1)}[\quad \dot{m}_{inj}(t_i) = \begin{cases} \dot{m}_{inj,nom} & \text{si } t_{inj,s} \leq t_i < t_{inj,s} + \delta t_{inj} \\ 0 & \text{sinon} \end{cases} \quad (5.1)$$

On nommera U_s le vecteur représentant l'ensemble des variables de contrôle pour une

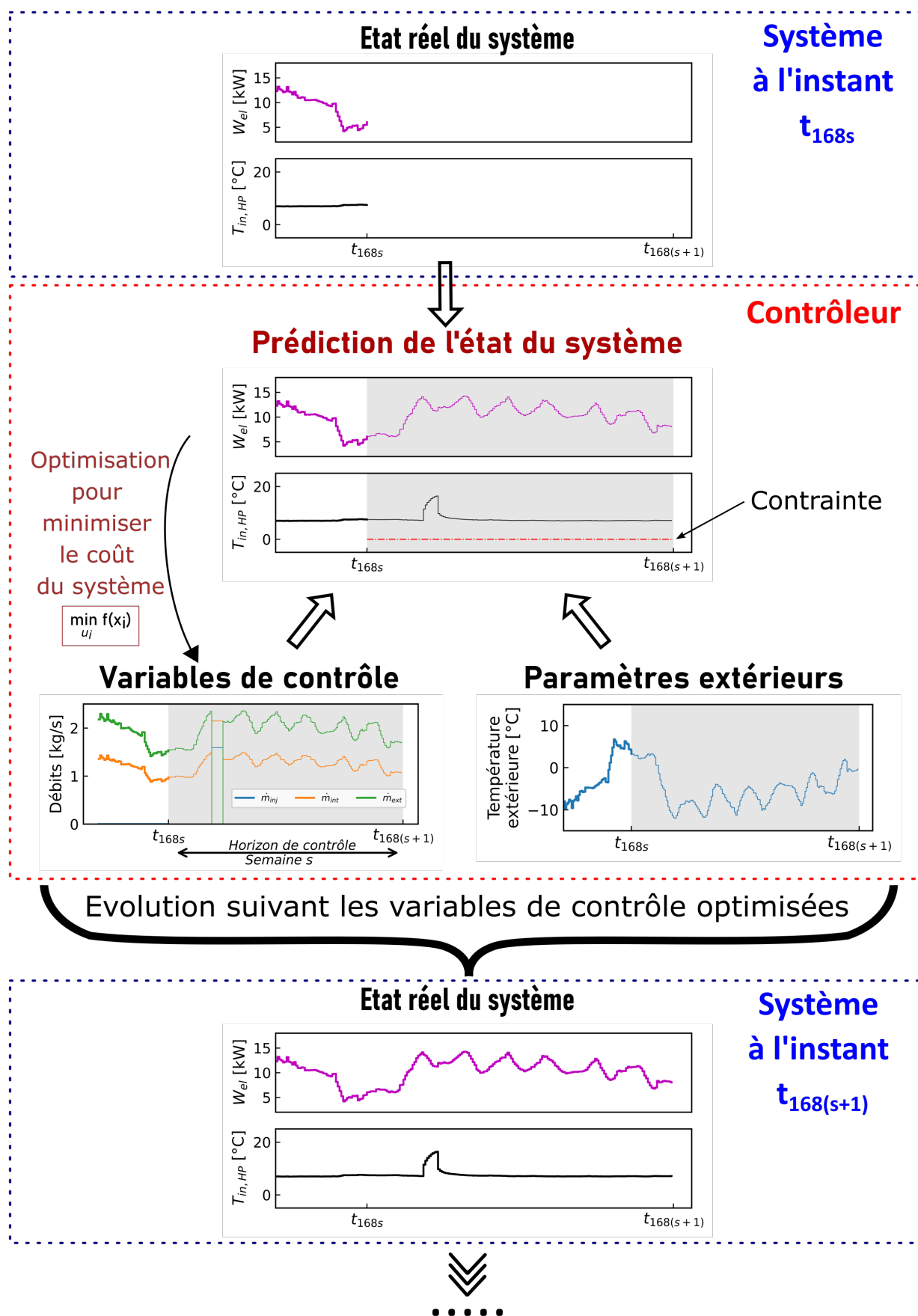


FIGURE 5.1 Fonctionnement schématique de la commande prédictive utilisée

semaine,

$$U_s = \begin{pmatrix} t_{inj,s} \\ \dot{m}_{int}(t_{168s}) \\ \vdots \\ \dot{m}_{int}(t_{168s+1}) \\ \dot{m}_{ext}(t_{168s}) \\ \vdots \\ \dot{m}_{ext}(t_{168s+1}) \end{pmatrix} \quad (5.2)$$

- Les paramètres extérieurs, qui sont indépendantes de l'état du système et représentent des informations extérieures non maîtrisables. Pour ce modèle, il y a uniquement les besoins thermiques du bâtiment $\dot{Q}_{bui}$ qui proviennent de la température extérieure de l'air (équation (4.1)). En général, les variables extrinsèques peuvent être soumises à des incertitudes, qui influencent les prédictions de l'état futur du système. Ici en revanche, aucune incertitude n'est envisagée, et $\dot{Q}_{bui}$ est supposée être parfaitement connu pour l'horizon de prédiction.
- Les variables d'état, qui représentent l'état du système. Ce sont toutes les variables contenues dans les équations explicitées dans la section précédente, par exemple les températures du fluide aux différents points du circuit, ou encore les charges thermiques dans chacun des puits. Elles sont calculées à partir des variables de contrôle et des paramètres extérieurs.

5.1.3 Contraintes

Le début de l'injection $t_{inj,s}$ peut survenir à tout moment de la semaine.

$$t_{168s} \leq t_{inj,s} \leq t_{168(s+1)} \quad (5.3)$$

L'injection de chaleur est alors réalisée entre $t_{inj,s}$ et $t_{inj,s} + \delta t_{inj}$. Toutefois, si $t_{inj,s} + \delta t_{inj} \geq t_{168(s+1)}$, l'injection s'arrête à la fin de la semaine, et elle est ainsi écourtée. En particulier, si $t_{inj,s} = t_{168(s+1)}$, il n'y a pas d'injection de chaleur durant la semaine s .

Lorsqu'elles sont actives, les pompes des circuits intérieur et extérieur peuvent fonctionner avec un débit variant entre 0,1 et 1,5 fois leur débit nominal.

$$\dot{m}_{int} \in \{0\} \cup [0,1 \cdot \dot{m}_{int,nom} ; 1,5 \cdot \dot{m}_{int,nom}] \quad (5.4)$$

$$\dot{m}_{ext} \in \{0\} \cup [0,1 \cdot \dot{m}_{ext,nom} ; 1,5 \cdot \dot{m}_{ext,nom}] \quad (5.5)$$

De plus, une des deux pompes doit toujours être en fonctionnement si la pompe à chaleur est en marche. Cela ajoute la contrainte

$$\text{si } \dot{m}_{hp} > 0, \quad \dot{m}_{int} + \dot{m}_{ext} > 0 \quad (5.6)$$

Lors de la simulation, la température d'entrée du côté source de la pompe à chaleur doit également être dans la plage de températures imposée, entre 0 °C et 40 °C. Cela ajoute donc une contrainte à l'optimisation, et il faut garder uniquement les solutions qui respectent ces conditions.

$$0 \leq T_{in,hp}(t_i) \leq 40 \quad \forall t_{168s} \leq t_i < t_{168(s+1)} \quad (5.7)$$

5.1.4 Fonction de coût

Le but de cette étude est de réduire le coût total de consommation électrique du système pendant 10 années. Dans ce but, l'algorithme d'optimisation va chercher à optimiser localement le coût de l'électricité consommée par le système pour chaque semaine considérée. La fonction de coût qui doit être optimisée par l'algorithme découle ainsi du coût de l'électricité décrit à la section 4.2.3.

$$f(s) = \gamma_e \sum_{i=168s}^{168(s+1)} W_{el}(t_i) + \frac{\delta t_s}{\delta t_m} \gamma_p \max_{168s \leq i \leq 168(s+1)} W_{el}(t_i) + \Delta_s f \quad (5.8)$$

Comme expliqué dans l'écriture du coût de l'électricité, le coefficient $\frac{\delta t_s}{\delta t_m}$, avec $\delta t_s = 7$ jours et $\delta t_m = 30$ jours, sert à adapter le coût évalué pour la période d'une semaine afin que la puissance ne prédomine pas sur l'énergie dans ce calcul. $\Delta_s f$ est un coût futur additionnel, qui a pour but d'intégrer dans la fonction de coût la consommation au delà de la semaine s . La définition de $\Delta_s f$ est détaillée ci-après.

Coût futur

La fonction de coût présentée ci-dessus par l'équation (5.8) ne prend pas en compte l'impact à long terme des choix faits pendant une semaine. Elle est uniquement focalisée sur les valeurs de consommation électrique durant la semaine observée. Or, les charges thermiques au sol à un instant donné ont un impact significatif sur la température du sol dans le futur, et il est possible qu'un choix favorable sur le court terme pénalise l'état du système sur le long terme. Pour prendre en compte cet effet, il est possible d'ajouter à la fonction de coût un coût futur (désigné par Cupeiro Figueroa et al. [66] par le terme "shadow cost"). Ce coût futur représente une estimation de ce que coûte le surplus d'énergie consommée dans le futur

à cause de l'opération des puits durant la semaine.

Les calculs qui suivent sont basés sur l'hypothèse qu'il est possible d'évaluer, dans tous les coûts énergétiques futurs, la part qui dépend du fonctionnement du système sur une période considérée. Cette part peut, sous certaines approximations, être considérée indépendante de l'état futur du système et calculée uniquement en tenant compte des charges thermiques dans le sol pendant cette période, une semaine dans ce cas. Il est donc possible d'estimer la valeur de l'impact de l'utilisation des puits pendant l'horizon de contrôle sur les coûts énergétiques à venir, même si le comportement futur du système est inconnu. C'est cette valeur qui est ensuite utilisée comme coût futur dans la fonction de coût.

Considérons l'opération du système pendant la semaine s . Les pas de temps associés sont $I_s = [168 \cdot s, 168 \cdot s + 1, \dots, 168 \cdot s + 168]$. Pour la suite, la notation Δ_s sera utilisée pour exprimer la variation d'une grandeur causée par l'opération du système durant la semaine s .

Dans l'équation (4.25) qui décrit l'influence des charges thermiques dans le sol sur la température du sol à un instant t survenant après la semaine s , il est possible d'isoler les termes qui dépendent de l'opération pendant la semaine s avec la décomposition suivante :

$$\mathbf{T}_b(t) - T_g = \sum_{i \in I_s} \delta \mathbf{g}_i^T \cdot \dot{\mathbf{q}}_i + \sum_{i \notin I_s} \delta \mathbf{g}_i^T \cdot \dot{\mathbf{q}}_i \quad (5.9)$$

Dans cette expression, le terme dépendant de l'état du système durant la semaine s est :

$$\Delta_s \mathbf{T}_b(t) = \sum_{i \in I_s} \delta \mathbf{g}_i^T \cdot \dot{\mathbf{q}}_i \quad (5.10)$$

Ce terme représente la variation de la température du sol à l'instant t , par rapport à un scénario où il n'y aurait pas eu d'échange de chaleur dans le sol au cours de la semaine s . Il peut être calculé au moment de la semaine s , sans connaître les charges au sol $\dot{q}$ qui suivront. Ensuite, les températures sortant de chacun des champs sont obtenues par l'équation suivante (Cimmino [113]) :

$$\begin{pmatrix} T_{out,int} \\ T_{out,ext} \end{pmatrix} = \mathbf{A} \cdot \begin{pmatrix} \dot{q}_{inj} \\ \dot{q}_{int} \\ \dot{q}_{ext} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} T_{b,int} \\ T_{b,ext} \end{pmatrix} \quad (5.11)$$

$\mathbf{A}$ est une matrice (2×3) calculée à partir des résistances thermiques des puits, comme décrit à la section 4.2.1. Elle dépend uniquement des débits dans les circuits au temps t , $\mathbf{A} = \mathbf{A}(\dot{m}_{inj}(t), \dot{m}_{int}(t), \dot{m}_{ext}(t))$. Les charges au sol $\dot{q}_{inj}$, $\dot{q}_{int}$, $\dot{q}_{ext}$ sont considérées comme étant déterminées par les débits des circuits et par la charge thermique des bâtiments au temps t , et par conséquent indépendantes de la semaine s . Cela implique alors que les températures

de fluide en sortie des circuits sont impactées de la même manière que les températures aux parois des puits :

$$\Delta_s \begin{pmatrix} T_{out,int} \\ T_{out,ext} \end{pmatrix} = \Delta_s \begin{pmatrix} T_{b,int} \\ T_{b,ext} \end{pmatrix} = \Delta_s \mathbf{T}_b \quad (5.12)$$

La température de sortie finale du champ de puits est obtenue par le mélange du fluide à la sortie des deux circuits :

$$T_{out} = \frac{\dot{m}_{int}}{\dot{m}_{int} + \dot{m}_{ext}} T_{out,int} + \frac{\dot{m}_{ext}}{\dot{m}_{int} + \dot{m}_{ext}} T_{out,ext} \quad (5.13)$$

La variation de la température en sortie du champ causée par l'opération de la semaine s est donc :

$$\begin{aligned} \Delta_s T_{out}(t) &= \frac{\dot{m}_{int}(t)}{\dot{m}_{int}(t) + \dot{m}_{ext}(t)} (\Delta_s T_{int}(t) + \Delta_s T_{ext \rightarrow int}(t)) \\ &+ \frac{\dot{m}_{ext}(t)}{\dot{m}_{int}(t) + \dot{m}_{ext}(t)} (\Delta_s T_{ext}(t) + \Delta_s T_{int \rightarrow ext}(t)) \end{aligned} \quad (5.14)$$

La température en entrée de la pompe à chaleur peut s'obtenir en fonction de de la température en sortie du champ de puits. Il faut pour cela distinguer deux cas, selon la valeur du débit dans le tuyau de contournement, $\dot{m}_{bp} = \dot{m}_{int} + \dot{m}_{ext} - \dot{m}_{hp}$:

- Si $\dot{m}_{bp} \geq 0$, la température en sortie du champ de puits est la même que celle du fluide entrant dans la PAC

$$T_{in,hp} = T_{out} \quad (5.15)$$

- Si $\dot{m}_{bp} < 0$, le fluide sortant du champ de puits se mélange avec celui provenant du contournement avant d'entrer dans la pompe à chaleur

$$T_{in,hp} = \frac{\dot{m}_{int} + \dot{m}_{ext}}{\dot{m}_{hp}} T_{out} - \frac{\dot{m}_{bp}}{\dot{m}_{hp}} T_{in} \quad (5.16)$$

$$T_{in} = T_{in,hp} - \frac{\dot{Q}_{bui}}{\dot{m}_{hp} c_p} \quad (5.17)$$

donc

$$T_{in,hp} \left(1 + \frac{\dot{m}_{bp}}{\dot{m}_{hp}} \right) = \frac{\dot{m}_{int} + \dot{m}_{ext}}{\dot{m}_{hp}} T_{out} - \frac{\dot{m}_{bp} \dot{Q}_{bui}}{(\dot{m}_{hp})^2 c_p} \quad (5.18)$$

$$T_{in,hp} = T_{out} + \frac{\dot{m}_{bp} \dot{Q}_{bui}}{\dot{m}_{hp} (\dot{m}_{int} + \dot{m}_{ext}) c_p} \quad (5.19)$$

Dans les deux cas, la variation de la température en sortie du champ de puits entraîne la

même variation de la température en entrée de la pompe à chaleur,

$$\Delta_s T_{in, hp} = \Delta_s T_{out} \quad (5.20)$$

La température d'entrée à la pompe à chaleur au temps t est supposée être dans la plage pour laquelle les coefficients de performance de la pompe à chaleur varient linéairement (Equations 4.5, 4.4). Ceux-ci sont alors impactés par la semaine s par la variation suivante :

$$\Delta_s COP_h = \lambda_h \Delta_s T_{in, hp} \quad (5.21)$$

$$\Delta_s COP_c = \lambda_c \Delta_s T_{in, hp} \quad (5.22)$$

avec les coefficients $\lambda_h = 0,0576 \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ et $\lambda_c = -0,1066 \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$.

Cette variation de COP peut être considérée comme très faible devant la valeur du COP. En effet, l'utilisation des puits durant une semaine peut faire augmenter ou diminuer la température du sol au maximum de $5 \text{ } ^\circ\text{C}$ environ, ce qui représente toujours moins de 10 % de variation du COP de la pompe à chaleur.

La puissance électrique appelée par la pompe à chaleur est

$$W_{el, hp} = \begin{cases} \frac{\dot{Q}_{bui}}{COP_h} & \text{si } \dot{Q}_{bui} \geq 0 \text{ (chauffage)} \\ -\frac{\dot{Q}_{bui}}{COP_c} & \text{si } \dot{Q}_{bui} < 0 \text{ (climatisation)} \end{cases} \quad (5.23)$$

Cette équation peut s'écrire également $W_{el, hp} = \frac{|\dot{Q}_{bui}|}{COP}$. Ce rapport peut être différentié, en considérant que $\Delta_s COP \ll COP$, ce qui donne l'approximation au premier ordre :

$$\Delta_s W_{el, hp} = -\frac{\Delta_s COP}{COP^2} |\dot{Q}_{bui}| \quad (5.24)$$

L'opération du champ de puits durant la semaine s est donc responsable d'une augmentation de la consommation électrique à chaque pas de temps t consécutif à cette semaine :

$$\Delta_s W_{el}(t) = \begin{cases} -\frac{\lambda_h \dot{Q}_{bui}(t)}{COP_h^2} \Delta_s T_{in, hp}(t) & \text{si } \dot{Q}_{bui}(t) \geq 0 \\ \frac{\lambda_c \dot{Q}_{bui}(t)}{COP_c^2} \Delta_s T_{in, hp}(t) & \text{si } \dot{Q}_{bui}(t) < 0 \end{cases} \quad (5.25)$$

Les débits qui seront utilisés dans les deux circuits ainsi que les valeurs de COP_c et COP_h à l'instant t sont inconnus. Il faut alors faire quelques hypothèses pour poursuivre le calcul.

On approximera $COP_c = 6,0$ et $COP_h = 3,9$, qui sont les valeurs de performance de la pompe à chaleur, en climatisation quand la température d'entrée est de $20 \text{ } ^\circ\text{C}$, et en chauffage quand

la température d'entrée est de 10 °C.

L'hypothèse est faite que le débit du fluide caloporteur au temps t est également réparti dans tous les tuyaux. Cette répartition des débits est celle qu'on utilise pour l'opération classique du système, quand les débits ne sont pas optimisés. La répartition sera donc choisie telle que $\dot{m}_{int}(t)/(\dot{m}_{int}(t) + \dot{m}_{ext}(t)) = 9/25$ et $\dot{m}_{ext}(t)/(\dot{m}_{int}(t) + \dot{m}_{ext}(t)) = 16/25$.

On a supposé que les charges au sol $\dot{q}_{inj}$, $\dot{q}_{int}$, $\dot{q}_{ext}$ dépendent uniquement des variables au temps t , et ne sont pas influencée par la semaine s . En réalité, les charges thermiques au sol $\dot{q}_{int}$ et $\dot{q}_{ext}$ dépendent de la performance de la pompe à chaleur, qui est influencée par l'utilisation des puits durant la semaine s , comme en témoignent les équations (5.21) et (5.22).

Les valeurs de $\dot{Q}_{bui}$ ne sont pas connues précisément dans le futur. Des valeurs moyennes sont utilisées, sur des plages temporelles de plus en plus grandes à mesure qu'on s'éloigne de la semaine s . Ainsi, les 10 années futures sont divisées en plages de temps pendant lesquelles les valeurs de $\dot{Q}_{bui}$ sont considérées connues en moyenne. Tout d'abord, 15 périodes de 1 jour, puis 10 périodes de 10 jours, puis 5 périodes de 50 jours, et enfin les 9 années suivantes. Cela compose $N_b = 39$ périodes de temps disjointes.

Le surcoût associé est défini par la formule

$$\Delta_s f = \sum_{b=1}^{N_b} \left(\frac{\lambda_c \dot{Q}_{bui,c}^b}{COP_c^2} \Delta_s^b T_{in,hp} - \frac{\lambda_h \dot{Q}_{bui,h}^b}{COP_h^2} \Delta_s^b T_{in,hp} \right) \left(\gamma_e + \frac{\gamma_p}{\delta t_m} \right) \delta t_b \quad (5.26)$$

où la variation d'électricité consommée est estimée pour chaque période b , en considérant les valeurs moyennes de $\dot{Q}_{bui}$ en chauffage et en climatisation sur la période, notées $\dot{Q}_{bui,h}^b$ et $\dot{Q}_{bui,c}^b$. Pour chaque période b , $\Delta_s^b T_{in,hp}$ est la variation de température évaluée au milieu de la période selon les calculs définis plus haut. Cette variation de consommation est multipliée par $(\gamma_e + \frac{\gamma_p}{\delta t_m}) \delta t_b$, où δt_b est la durée de chaque période, pour définir un coût total, inspiré par le coût réel de l'électricité décrit par l'équation (4.46). Cette estimation se comporte comme si la puissance consommée était constante pendant la durée des périodes considérées, et le coût réel du pic de la puissance est donc possiblement sous-évalué.

Ce coût futur étant théorique et basé uniquement sur des prédictions, il est difficile de savoir si il permet ou non d'améliorer effectivement le coût total d'une simulation. Dans l'application du contrôle prédictif, l'utilisation du coût futur sera comparé à des scénarios où il est ignoré, en posant $\Delta_s f = 0$.

5.1.5 Formulation du problème à optimiser

Le groupe d'équations (5.27) résume la formulation du problème à optimiser présenté ci-avant. Les variables de contrôle $\dot{m}_{int}(t_i)$, $\dot{m}_{ext}(t_i)$ et $t_{inj,s}$ sont choisies pour une semaine. Il est alors possible de calculer l'état du système en déterminant pour chaque pas de temps la valeur des variables d'état, représentées ici par $T_{in,hp}$. Cela mène à déterminer la consommation électrique W_{el} sur une semaine, et finalement obtenir une valeur de la fonction de coût découlant des choix des variables d'entrée. Il faut alors choisir les valeurs des variables de contrôle qui minimisent cette fonction de coût, en vérifiant que les variables vérifient les contraintes imposées. Une fois cette optimisation réalisée, ces valeurs optimales de contrôle sont fixées et le procédé est répété pour les semaines suivantes.

$$\begin{aligned}
 & \underset{X=U_s}{\text{minimiser}} f(s) \\
 \text{Avec } & \forall 168s \leq i < 168(s+1) \\
 & t_{inj,s} \in [t_{168s}; t_{168(s+1)}] \\
 & \dot{m}_{int}(t_i) \in \{0\} \cup [0, 1 \cdot \dot{m}_{int,nom} ; 1,5 \cdot \dot{m}_{int,nom}] \\
 & \dot{m}_{ext}(t_i) \in \{0\} \cup [0, 1 \cdot \dot{m}_{ext,nom} ; 1,5 \cdot \dot{m}_{ext,nom}] \\
 & \text{Sous contraintes} \\
 & 0 \leq T_{in,hp}(t_i) \leq 40 \\
 & \dot{m}_{hp}(t_i) > 0 \implies \dot{m}_{int}(t_i) + \dot{m}_{ext}(t_i) > 0
 \end{aligned} \tag{5.27}$$

5.2 Stratégies d'optimisation

On cherche à optimiser pour chaque semaine s la fonction de coût $f(s)$ en respectant les contraintes, comme présenté avec le système à résoudre (5.27). Ce problème n'est pas linéaire, et les dérivées de la fonction de coût par rapport aux variables à optimiser ne sont pas connues. Ces variables sont les valeurs de $\dot{m}_{int}$ et $\dot{m}_{ext}$ pour tous les pas de temps de la semaine, ainsi que $t_{inj,s}$. Cela représente $n_{var} = 2 \cdot 168 + 1 = 337$ valeurs à optimiser pour chaque semaine. Cela représente un problème d'optimisation sans dérivées avec contraintes, et avec un grand nombre de variables. Ce type de problèmes est plutôt difficile à résoudre, et les algorithmes visant à solutionner ces problèmes donnent très rarement des solutions optimales. La qualité de la solution trouvée dépend fortement du nombre d'itérations utilisées (c'est à dire la quantité de possibilités explorées par l'algorithme), ainsi que du point de départ de la recherche de solution.

Pour effectuer cette optimisation, deux méthodes ont été explorées. La première est d'utiliser

un solveur disponible dans Python à travers la bibliothèque Scipy, pour résoudre le problème d'optimisation tel que présenté par (5.27). La seconde est de modifier le problème en le simplifiant pour diminuer le nombre de variables. Cela définit un nouveau problème, qui est optimisé avec l'outil Nomad, plus robuste pour résoudre des problèmes d'optimisation non linéaires. Ces deux stratégies sont décrites ci-après.

5.2.1 Algorithme brut

Premièrement, le module optimize de la bibliothèque Scipy de Python [114] offre différents solveurs pour optimiser une fonction. Le choix a été porté sur le solveur SLSQP (Programmation Quadratique des Moindres Carrés Séquentiels) [115], car il est capable de traiter des contraintes non linéaires et des problèmes d'optimisation sans dérivées. Un algorithme est construit dans Python pour résoudre le problème d'optimisation formulé par l'équation (5.27), en s'appuyant sur le solveur SLSQP.

Pour chaque semaine, la recherche de la solution optimale commence avec le point de départ U_s^0 défini de la manière suivante :

$$U_s^0 : \begin{cases} t_{inj,s}^0 &= \frac{t_{168s} + t_{168(s+1)}}{2} \\ \dot{m}_{int}^0(t_i) &= \begin{cases} \dot{m}_{int,nom} & \text{si } \dot{Q}_{bui} \neq 0 \\ 0 & \text{sinon} \end{cases} & \forall 168s \leq i < 168(s+1) \\ \dot{m}_{ext}^0(t_i) &= \begin{cases} \dot{m}_{ext,nom} & \text{si } \dot{Q}_{bui} > 0 \\ 0 & \text{sinon} \end{cases} & \forall 168s \leq i < 168(s+1) \end{cases} \quad (5.28)$$

Ces variables de contrôle initiales définissent le moment de l'injection au milieu de la semaine, le débit du circuit intérieur toujours égal à son débit nominal quand la pompe à chaleur est en mouvement, et le circuit extérieur égal à son débit nominal uniquement pour le chauffage. À partir de ce point de départ initial, le solveur va se déplacer dans l'espace des variables de contrôle, selon des directions déterminées en utilisant la matrice jacobienne calculée localement (Le principe mathématique de l'algorithme est détaillé par Kraft [116]). Pour chaque ensemble U_s de variables de contrôle examiné, l'état du système ainsi que la valeur de la fonction de coût sont calculés. Si l'état du système respecte les contraintes et si la fonction de coût est inférieure à la valeur optimale trouvée jusqu'à présent, U_s devient la nouvelle solution du problème et la recherche de solutions recommence à partir de ce point.

Le nombre d'itérations maximal de l'algorithme, qui est un paramètre de l'algorithme SLSQP de Scipy, est défini à $n_{iter} = 20$. Le paramètre ϵ , qui règle la variation utilisée pour le calcul

de la jacobienne, est réglé à $\epsilon = 0,05$.

5.2.2 Algorithme simplifié

Deuxièmement, le logiciel Nomad [117] a été également considéré pour résoudre le problème d'optimisation, grâce au module PyNomad qui permet d'utiliser cet outil dans Python. Cet outil, développé par le laboratoire GERAD à Polytechnique Montréal, est efficace et robuste pour résoudre des problèmes d'optimisation sans dérivées avec contraintes. Comme la méthode SLSQP, Nomad implémente une optimisation basée sur la recherche par coordonnée. Cette optimisation découle de l'algorithme MADS (Mesh Adaptive Direct Search) [118]. L'intérêt majeur de ce logiciel, par rapport à la méthode SLSQP, est qu'il intègre des méthodes de recherche guidées par l'utilisateur qui peuvent faire sortir la recherche d'optima locaux et converger plus efficacement. Il est également capable de traiter des contraintes souples, et d'utiliser le résultat des solutions non réalisables (pour lesquelles les contraintes ne sont pas respectées) à l'aide de l'algorithme de la barrière progressive. Toutefois, Nomad est efficace pour un faible nombre de variables (au maximum quelques dizaines), et devient trop lent pour le nombre de variables considéré ici. Un algorithme est donc construit pour adapter Nomad au problème spécifique à résoudre.

Sous-problème

Pour cela, les variables $\dot{m}_{int}^{inj}$, $\dot{m}_{int}^c$, $\dot{m}_{int}^h$, $\dot{m}_{ext}^{inj}$, $\dot{m}_{ext}^c$, $\dot{m}_{ext}^h$ sont introduites. Ces variables définissent les débits des circuits de la manière suivante :

$$\forall 168s \leq i < 168(s+1),$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{int}(t_i) &= \begin{cases} 0 & \text{si } \dot{Q}_{bui}(t_i) = 0 \\ \dot{m}_{int}^{inj} & \text{si } \dot{m}_{inj}(t_i) > 0 \\ \dot{m}_{int}^h & \text{si } \dot{m}_{inj}(t_i) = 0 \text{ et } \dot{Q}_{bui}(t_i) > 0 \\ \dot{m}_{int}^c & \text{si } \dot{m}_{inj}(t_i) = 0 \text{ et } \dot{Q}_{bui}(t_i) < 0 \end{cases} \\ \dot{m}_{ext}(t_i) &= \begin{cases} 0 & \text{si } \dot{Q}_{bui}(t_i) = 0 \\ \dot{m}_{ext}^{inj} & \text{si } \dot{m}_{inj}(t_i) > 0 \\ \dot{m}_{ext}^h & \text{si } \dot{m}_{inj}(t_i) = 0 \text{ et } \dot{Q}_{bui}(t_i) > 0 \\ \dot{m}_{ext}^c & \text{si } \dot{m}_{inj}(t_i) = 0 \text{ et } \dot{Q}_{bui}(t_i) < 0 \end{cases} \end{aligned} \quad (5.29)$$

Cette définition pose des valeurs de référence pour $\dot{m}_{int}$ et $\dot{m}_{ext}$ dans trois situations disjointes : Lors de l'injection, $\dot{m}_{int}^{inj}$ et $\dot{m}_{ext}^{inj}$, pour le chauffage quand il n'y a pas d'injection, $\dot{m}_{int}^h$ et $\dot{m}_{ext}^h$, et pour la climatisation lorsqu'il n'y a pas d'injection, $\dot{m}_{int}^c$ et $\dot{m}_{ext}^c$. Lorsqu'il n'y a pas de besoins thermiques et que la pompe à chaleur est à l'arrêt, les débits sont automatiquement fixés à 0. En posant le vecteur

$$\tilde{U}_s = \begin{pmatrix} t_{inj,s} \\ \dot{m}_{int}^{inj} \\ \dot{m}_{int}^c \\ \dot{m}_{int}^h \\ \dot{m}_{ext}^{inj} \\ \dot{m}_{ext}^c \\ \dot{m}_{ext}^h \end{pmatrix}, \quad (5.30)$$

il est possible de passer de $\tilde{U}_s$ à U_s en utilisant la transformation définie par (5.29). Cette transformation n'est pas injective : il n'est pas toujours possible de trouver un vecteur $\tilde{U}_s$ correspondant à n'importe quel vecteur U_s . Ainsi, l'espace des variables de contrôle est réduit, et cela définit alors le sous-problème d'optimisation suivant :

$$\underset{\tilde{U}_s}{\text{minimiser}} f(s)$$

Avec

$$\begin{aligned} t_{inj,s} &\in [t_{168s}; t_{168(s+1)}] \\ \dot{m}_{int}^{inj}, \dot{m}_{int}^c, \dot{m}_{int}^h &\in \{0\} \cup [0, 1 \cdot \dot{m}_{int,nom}; 1,5 \cdot \dot{m}_{int,nom}] \\ \dot{m}_{ext}^{inj}, \dot{m}_{ext}^c, \dot{m}_{ext}^h &\in \{0\} \cup [0, 1 \cdot \dot{m}_{ext,nom}; 1,5 \cdot \dot{m}_{ext,nom}] \end{aligned} \quad (5.31)$$

Sous contraintes

$$\begin{aligned} \forall 168s \leq i < 168(s+1) \quad 0 &\leq T_{in,hp}(t_i) \leq 40 \\ \dot{m}_{hp}(t_i) > 0 &\implies \dot{m}_{int}(t_i) + \dot{m}_{ext}(t_i) > 0 \end{aligned}$$

Optimisation avec Nomad

L'optimisation du sous-problème (5.31) est effectuée avec Nomad dans Python. Le point de départ de l'optimisation $\tilde{U}_s^0$ est défini par :

$$\tilde{U}_s^0 = \begin{pmatrix} \frac{t_{168s} + t_{168(s+1)}}{2} \\ \dot{m}_{int,nom} \\ \dot{m}_{int,nom} \\ \dot{m}_{int,nom} \\ \dot{m}_{ext,nom} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (5.32)$$

L'algorithme MADS effectue, comme SLSQP, une recherche par coordonnées dans l'espace des variables à partir de cette variable initiale. Cependant, il n'utilise pas la valeur de la dérivée de la fonction, mais oriente sa recherche dans des directions aléatoires. Une phase de recherche par VNS (Variable Neighbour Search) [119] est ajoutée. De plus, les contraintes de température $0 \leq T_{in,hp} \leq 40$ sont traitées avec la barrière progressive [120], ce qui signifie que les solutions qui ne respectent pas ces contraintes ne sont pas complètement rejetées mais intégrées dans l'algorithme. Ces choix correspondent à des paramètres qui peuvent être spécifiés dans l'utilisation de Nomad.

Ajustement du débit total

Une fois la valeur de $\tilde{U}_s$ optimisée pour le sous-problème (5.31), le débit total va être ajusté à chaque pas de temps de la semaine s . Ainsi, pour chaque pas de temps $168s \leq i < 168(s+1)$, un facteur de correction ξ_i est défini, et les débits des circuits deviennent :

$$\begin{aligned} \dot{m}_{int}(t_i) &= \begin{cases} 0 & \text{si } \dot{Q}_{bui}(t_i) = 0 \\ \xi_i \dot{m}_{int}^{inj} & \text{si } \dot{m}_{inj}(t_i) > 0 \\ \xi_i \dot{m}_{int}^h & \text{si } \dot{m}_{inj}(t_i) = 0 \text{ et } \dot{Q}_{bui}(t_i) > 0 \\ \xi_i \dot{m}_{int}^c & \text{si } \dot{m}_{inj}(t_i) = 0 \text{ et } \dot{Q}_{bui}(t_i) < 0 \end{cases} \\ \dot{m}_{ext}(t_i) &= \begin{cases} 0 & \text{si } \dot{Q}_{bui}(t_i) = 0 \\ \xi_i \dot{m}_{ext}^{inj} & \text{si } \dot{m}_{inj}(t_i) > 0 \\ \xi_i \dot{m}_{ext}^h & \text{si } \dot{m}_{inj}(t_i) = 0 \text{ et } \dot{Q}_{bui}(t_i) > 0 \\ \xi_i \dot{m}_{ext}^c & \text{si } \dot{m}_{inj}(t_i) = 0 \text{ et } \dot{Q}_{bui}(t_i) < 0 \end{cases} \end{aligned} \quad (5.33)$$

Ce facteur ξ_i sert à diminuer lorsque c'est possible, ou augmenter si nécessaire, le débit total qui circule dans le champ de puits. Cependant, le rapport $\frac{\dot{m}_{int}}{\dot{m}_{ext}}$ est toujours conservé.

Les valeurs de ξ_i sont choisies individuellement. Pour tous les pas de temps successifs, la valeur de ξ_i correspondant est déterminée pour réduire la consommation énergétique pendant ce pas de temps. Cette phase utilise la méthode d'optimisation Powell implémentée dans Scipy, et s'exécute très rapidement.

Résumé de l'algorithme

Cette démarche propose donc une stratégie simplifiant le contrôle du champ de puits. Au début de la semaine, les fractions du débit allant dans chaque circuit sont décidées, pour les trois situations évoquées plus haut. Ensuite, il reste simplement à moduler le débit total à chaque pas de temps pour s'adapter aux variations des besoins thermiques instantanés de la pompe à chaleur. Cela restreint les possibilités explorées par l'algorithme, ce qui peut possiblement empêcher d'atteindre un optimum mais facilite le travail d'optimisation et accélère la convergence vers une solution.

5.2.3 Scénarios retenus

Les deux algorithmes présentés ci-dessus présentent chacun des avantages. La méthode brute offre une optimisation plus stable, qui répond directement au problème original à optimiser et offre plus de garanties que la solution obtenue sera satisfaisante. Cependant, la grande taille de l'espace des variables de contrôle engendre la lenteur de l'algorithme, ce qui laisse penser que l'algorithme ne pourra pas converger totalement vers l'optimum et donnera une solution intermédiaire. La méthode simplifiée, en revanche, est conçue pour converger plus rapidement, et pourrait donner une solution plus performante. Cependant, cette plus grande rapidité vient avec le compromis d'ignorer certaines configurations des variables de contrôle, qui pourraient être intéressantes, et la possibilité de passer à côté d'une meilleure solution. Ces deux algorithmes sont ici utilisés pour opérer le système étudié, afin de les comparer et de déterminer le plus intéressant pour réaliser la commande prédictive.

Plusieurs scénarios sont établis, répartis en deux catégories. Les premiers, nommés scénarios de référence, sont basés sur une opération prédéfinie du champ de puits. Des consignes simples décrivent comment le système doit se comporter, en fonction de la charge thermique fournie par la pompe à chaleur. Le scénario initial (#1) est l'opération du système pendant 10 ans, avec des débits constants égaux aux débits nominaux dans les deux circuits lorsque la pompe à chaleur est en fonctionnement, et sans injection de chaleur. Quelques variations de

ce scénario initial sont étudiées. Tout d'abord, il est possible d'ajouter l'injection de chaleur dans le circuit intérieur, réalisée toutes les semaines aux 8 premières heures de la semaine, en hiver ou tout au long de l'année (#3 et #4). Ensuite, il est possible d'améliorer simplement l'utilisation des champs avec des règles de contrôle sommaires, en utilisant uniquement le circuit intérieur lors de la climatisation, si il n'y a pas d'injection, et uniquement le circuit extérieur pour la climatisation si il y a de l'injection (#2, #5 et #7). Enfin, le système équipé de puits de 100 mètres (au lieu de 150 mètres initialement) est également étudié, afin de déterminer comment l'injection peut améliorer le design et réduire les coûts d'installation du système géothermique (#6 et #7). Le tableau 5.1 liste tous les scénarios de référence, avec leur dénomination et leurs caractéristiques.

TABLEAU 5.1 Scénarios de référence

#	Nom	Injection	Circuits utilisés en climatisation	Longueur des puits
1	Initial	Non	Intérieur et Extérieur	150 m
2	Initial amélioré	Non	Intérieur	150 m
3	Injection hiver	Uniquement entre septembre et mai	Intérieur et Extérieur	150 m
4	Injection	Oui	Intérieur et Extérieur	150 m
5	Injection amélioré	Oui	Extérieur	150 m
6	Injection réduit	Oui	Intérieur et Extérieur	100 m
7	Injection réduit amélioré	Oui	Extérieur	100 m

En opposition aux scénarios de référence, les scénarios de contrôle utilisent le contrôle prédictif pour répondre au problème d'optimisation présenté précédemment. Au cours de la simulation, les valeurs des débits à utiliser sont ajustées pour chaque pas de temps afin d'optimiser la fonction de coût. La comparaison avec les scénarios de référence permettra d'évaluer l'apport potentiel du contrôle prédictif dans l'opération du champ de puits, ainsi que de dégager des stratégies plus complexes pour optimiser l'utilisation des puits géothermiques. Comme pour les scénarios de référence, plusieurs variations sont considérées, en modifiant certains paramètres. Les scénarios #8 à #13 utilisent l'algorithme brut de contrôle, et les scénarios #14 à #19 utilisent l'algorithme simplifié. L'injection de chaleur est considérée et prise en charge par le contrôle dans les scénarios #10 à #13 et #16 à #19. Les scénarios #9, #11, #13, #15, #17 et #19 intègrent le coût futur décrit à la section 5.1.4. Finalement, la commande

prédictive est également testée pour un système avec des puits dont la longueur est réduite à 100 mètres (scénarios #12, #13, #18 et #19), afin d'étudier les performances du contrôle optimal lorsque la conception du système est modifiée. Le tableau 5.2 établit la liste de tous les scénarios de contrôle formés à partir des combinaisons de ces différents paramètres.

TABLEAU 5.2 Scénarios de contrôle

#	Nom	Outil d'optimisation utilisé	Injection	Utilisation du coût futur	Longueur des puits
8	Brut sans injection	SLSQP	Non	Non	150 m
9	Brut sans injection avec coût futur	SLSQP	Non	Oui	150 m
10	Brut	SLSQP	Non	Oui	150 m
11	Brut avec coût futur	SLSQP	Oui	Oui	150 m
12	Brut réduit	SLSQP	Oui	Oui	100 m
13	Brut réduit avec coût futur	SLSQP	Oui	Oui	100 m
14	Simple sans injection	Nomad	Non	Non	150 m
15	Simple sans injection avec coût futur	Nomad	Non	Oui	150 m
16	Simple	Nomad	Non	Oui	150 m
17	Simple avec coût futur	Nomad	Oui	Oui	150 m
18	Simple réduit	Nomad	Oui	Oui	100 m
19	Simple réduit avec coût futur	Nomad	Oui	Oui	100 m

5.3 Résultats

Les scénarios présentés précédemment ont été simulés à l'aide du modèle construit dans le chapitre 4. Les comportements et résultats des différents scénarios sont présentés et analysés dans la suite. Toutes les valeurs de coûts sont exprimées en dollars canadiens, représentés par le symbole [\$].

La figure 5.2 rappelle la structure du système, et donne les valeurs numériques des différentes variables extraites du modèle dans le cas du scénario 'Injection'. Les valeurs sont prises pour un pas de temps où la pompe à chaleur fonctionne en chauffage, et où l'injection de chaleur est réalisée dans le circuit d'injection.

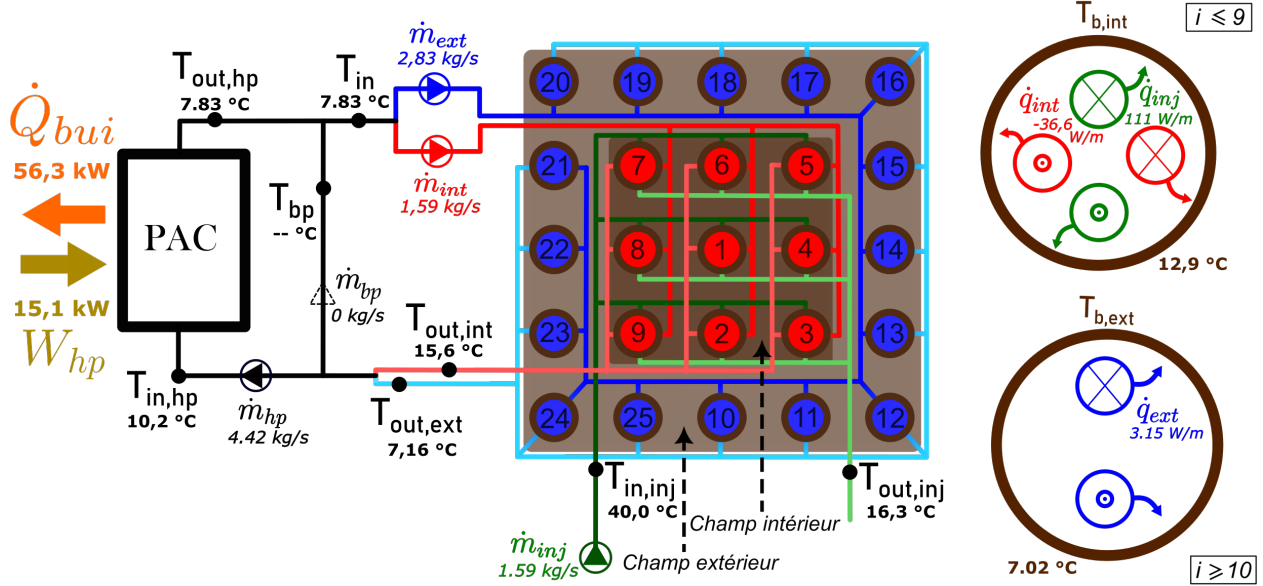


FIGURE 5.2 État instantané du système durant l'opération avec injection de chaleur

5.3.1 Efficacité des algorithmes

Convergence

Les algorithmes de recherche d'optimum utilisés pour le contrôle du système peuvent être comparés à l'aide de graphes de convergence. Un graphe de convergence correspond à la résolution d'un seul problème d'optimisation. La figure 5.3 présente le graphe de convergence pour l'optimisation des variables de contrôle pour la semaine 0, la première semaine de la simulation. L'évolution du minimum trouvé pour la fonction de coût au cours de l'optimisation est tracé en fonction du nombre d'évaluations du modèle, pour l'algorithme simple et l'algorithme brut. Le coût futur n'est pas évalué ici, les valeurs sont extraites de l'optimisation durant les scénarios #10 et #16. La valeur finale de chaque courbe indique ainsi l'optimum trouvé par les deux algorithmes. Les graphes de convergence permettent également d'évaluer la rapidité de la convergence vers la solution optimale trouvée. Pour cette évaluation, l'algorithme simple prend 227 secondes à trouver la solution optimale, alors que l'algorithme brut met 441 secondes.

L'algorithme Simple, qui utilise Nomad, est visiblement plus efficace que l'algorithme Brut avec SLSQP. Il permet non seulement d'obtenir une meilleure solution, mais également plus rapidement en faisant plus de trois fois moins d'évaluations du modèle de contrôle. Les premières valeurs sont plus élevées car Nomad commence par une recherche aléatoire de 10 variables de départ, en plus du point de départ choisi par défaut. Cette méthode est

pertinente, car après 10 évaluations la valeur optimale de la fonction de coût est déjà plus faible pour l'algorithme simple.

Le meilleur fonctionnement de l'algorithme simple peut s'expliquer notamment par le plus faible nombre de variables à optimiser, mais aussi par les fonctionnalités de Nomad qui est plus adapté pour de l'optimisation de fonctions sans dérivées, et gère mieux les contraintes liées au problème d'optimisation.

Coût futur

La figure 5.4 présente les valeurs du coût futur, pour chaque semaine, dans le scénario 'Simple avec coût futur'. La courbe orange définit les valeurs calculées chaque semaine par l'algorithme de contrôle selon la méthode explicitée à la section 5.1.4. Les points bleus représentent le coût futur réel calculé une fois la simulation terminée, en connaissant l'état réel du système dans le futur. Pour effectuer ce calcul, l'évolution des températures du champ de puits est simulée dans le cas où aucune charge au sol ne serait appliquée pendant la semaine considérée. Le coût futur est alors la différence entre le coût réel du système dans le futur, et le coût de cette opération future dans le cas où le champ de puits n'aurait pas été utilisé durant la semaine s .

Cette figure fournit premièrement un détail intéressant de l'impact qu'a une semaine d'opération sur l'évolution des coûts du système a posteriori. Le coût futur définit le surcoût engendré par la dégradation de la température du sol à cause de cette semaine d'opération du champ de puits. Il est calculé par la comparaison entre les coûts à venir du système avec et sans l'utilisation des puits durant la semaine considérée. En plus des coûts liés à son fonctionnement propre durant la semaine, utiliser le champ de puits pendant cette semaine entraîne donc une variation du coût d'utilisation dans le futur d'une valeur allant d'environ -5 \$ à 20 \$. Cette plage diminue au fil des années, puisque le futur est limité à la période des dix années d'opération prévue du système. Le coût futur est négatif en été, car l'opération estivale injecte de la chaleur dans le sol avec la climatisation, ce qui permet de diminuer le déséquilibre thermique du sol, et améliore ainsi la performance de la PACG à long terme.

Le coût futur calculé au moment du contrôle suit la même tendance que les valeurs réelles. Il paraît toutefois toujours sous-évalué. Le pourcentage d'erreur moyen entre les valeurs prédites et réelles est de 30 %. Cette erreur est notamment due au calcul du coût de la puissance. En effet, la prévision du coût futur suppose des consommations énergétiques constantes sur de longues périodes, ce qui diminue beaucoup la valeur de la puissance maximale prévue sur ces périodes. L'erreur moyenne sur le calcul du coût futur de la puissance monte ainsi à 35 %, alors qu'elle est de 11 % pour le coût de l'énergie. L'ajustement du coût futur conformément à cette remarque pourrait contrebalancer cet effet, pour se rapprocher de la valeur réelle.

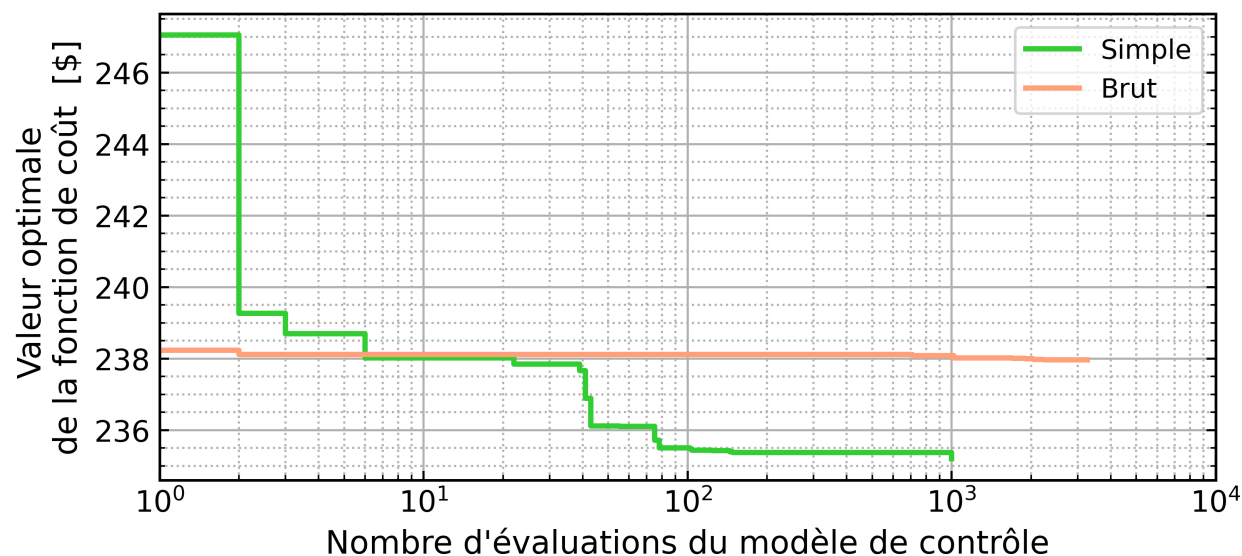


FIGURE 5.3 Convergence de l'optimisation pour une semaine

Une manière simple de le réaliser serait de multiplier le coût estimé ici par un facteur bien choisi. Un modèle de prédiction de la pointe de consommation peut également être ajouté pour mieux identifier le coût de la pointe dans le calcul.

Cela dit, l'intérêt réel de ce calcul du coût futur n'est pas l'exactitude de la mesure de ce qui se passera dans le futur, mais plutôt l'indication apportée au moment du choix des variables de contrôle pour orienter l'optimisation. Bien que la valeur du coût futur pour l'algorithme d'optimisation soit différente de la valeur réelle, elle permet néanmoins d'ajouter une mesure pertinente de l'impact à long terme de l'utilisation du champ de puits, ce qui est favorable pour l'optimisation du coût global sur les 10 années d'opération, et qui est validé par la suite des résultats.

5.3.2 Coûts généraux

Vue d'ensemble

Les coûts de l'opération sur 10 ans pour chaque scénario sont présentés dans le tableau 5.3. La répartition du coût entre coût de l'énergie et coût de la puissance est également détaillée. Le coût de chaque scénario est finalement comparé avec celui du scénario initial, qui sert de référence. Les gains sont exprimés en pourcentage du coût du scénario initial. La figure 5.5 fournit également une comparaison des coûts entre tous les scénarios. Ceux-ci sont séparés en trois catégories : les scénarios sans injection (A), les scénarios avec injection (B) et les

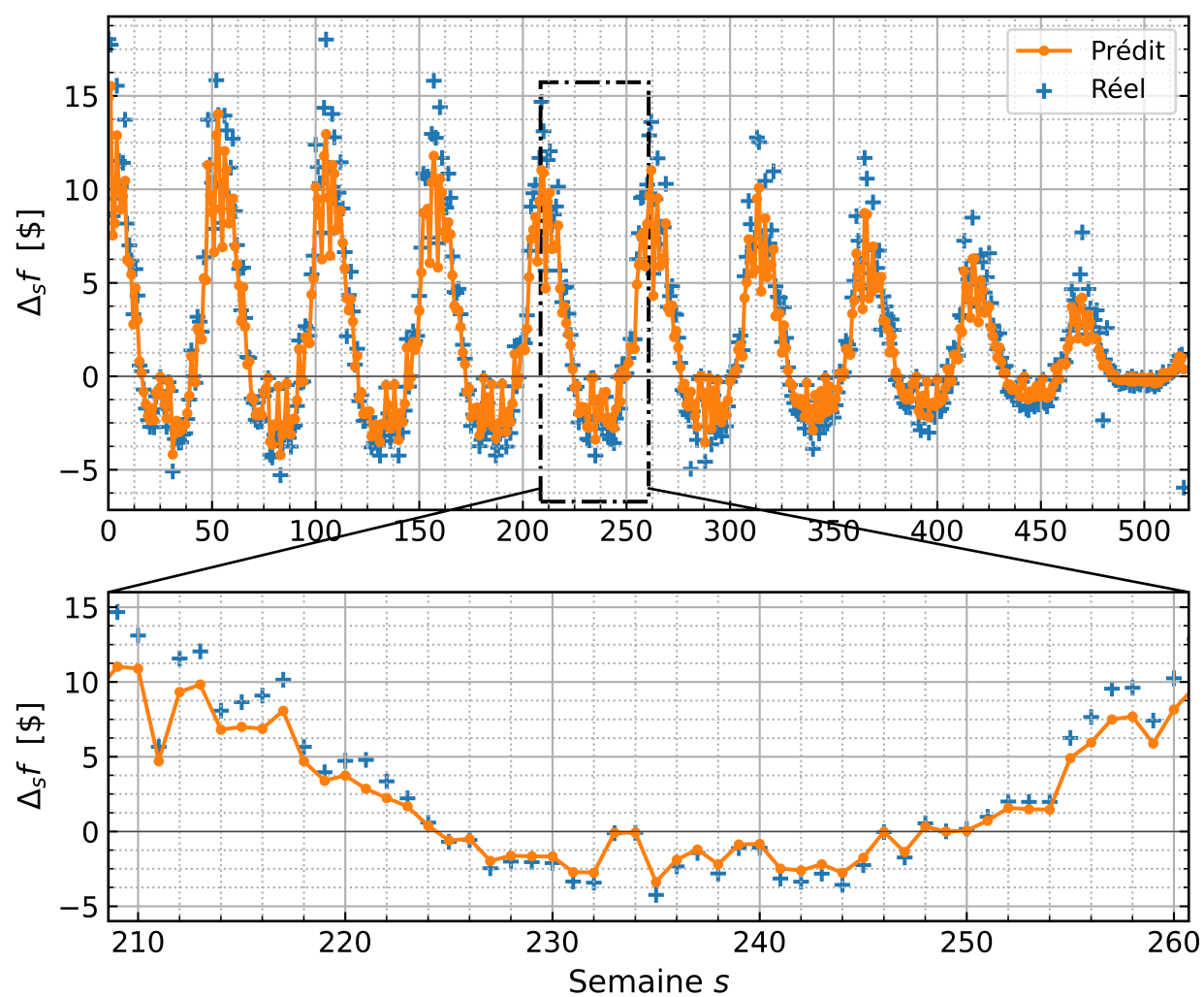


FIGURE 5.4 Comparaison des valeurs prédites et réelles du coût futur

scénarios avec des puits de longueur réduite à 100 mètres et avec injection (C). Dans chacune de ces catégories, seule la manière dont le système est contrôlé diffère. Tous les scénarios considérés permettent d'améliorer le coût par rapport au scénario initial.

TABLEAU 5.3 Coûts de chaque scénario et gains par rapport au scénario initial

#	Scénario	Energie [\$]	Puissance [\$]	Total [\$]	Gains par rapport au scénario initial [%]
1	Initial	27 882	24 396	52 277	-
2	Initial amélioré	27 804	24 358	52 162	0,22
3	Injection	26 912	23 456	50 368	3,65
4	Injection hiver	27 224	23 720	50 943	2,55
5	Injection amélioré	26 872	23 438	50 310	3,76
6	Injection réduit	27 393	24 105	51 499	1,49
7	Injection réduit amélioré	27 369	24 097	51 466	1,55
8	Brut sans injection	27 344	23 990	51 601	1,29
9	Brut sans injection avec coût futur	27 340	23 987	51 593	1,31
10	Brut	26 445	22 855	49 350	5,60
11	Brut avec coût futur	26 338	22 784	49 359	5,58
12	Brut réduit	27 070	23 495	50 796	2,83
13	Brut réduit avec coût futur	27 053	23 494	50 772	2,88
14	Simple sans injection	27 374	24 197	51 571	1,35
15	Simple sans injection avec coût futur	27 373	24 196	51 569	1,36
16	Simple	26 346	22 133	48 479	7,26
17	Simple avec coût futur	26 269	22 109	48 378	7,46
18	Simple réduit	27 035	22 768	49 803	4,73
19	Simple réduit avec coût futur	26 935	22 627	49 562	5,19

L'utilisation de l'injection apporte en premier lieu une amélioration conséquente des coûts d'opération du système. L'apport de chaleur dans le sol est un atout pour la performance de la pompe à chaleur en chauffage, car cela lui permet de fonctionner avec des températures plus hautes du côté source, avec un coefficient de performance plus haut et donc une puissance électrique nécessaire réduite. De plus, l'injection semble apporter un effet sur le long terme. Cela se remarque par le fait que l'injection de chaleur pendant l'été est profitable au système en diminuant le déséquilibre thermique saisonnier. En effet, même si l'injection de chaleur pénalise à court terme la performance de la PAC en climatisation, le stockage de chaleur en prévision de l'hiver reste avantageux. Cet effet est visible avec le scénario 'Injection hiver',

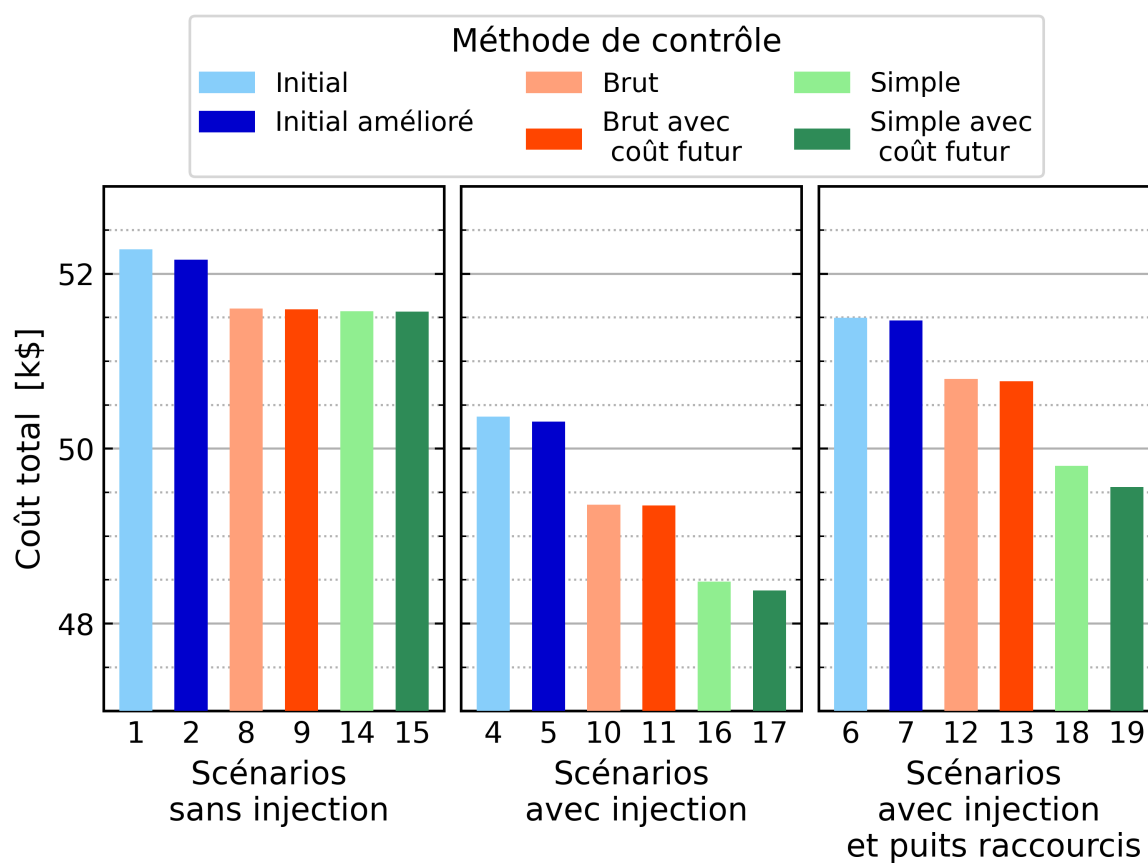


FIGURE 5.5 Coûts totaux des scénarios considérés

qui n'utilise pas d'injection pendant les mois de juin, juillet et août, et qui obtient de moins bons résultats que le scénario 'Injection'. Les gains réalisés en hiver par la diminution du déséquilibre thermique compensent l'augmentation de la puissance de pompage liée à l'injection ainsi que l'impact sur les performances en climatisation.

La méthode de contrôle du système est une autre composante principale influençant les coûts énergétiques. Les stratégies de contrôle sommaires, donnant les scénarios "améliorés", permettent effectivement de diminuer les coûts, mais cette variation est très faible. En comparaison, l'utilisation de commande prédictive apporte une réelle différence pour les coûts de l'opération du système. Sans injection de chaleur dans le sol, il est déjà possible de réduire de 1,36 % les coûts énergétiques du système. Avec l'injection, le contrôle devient plus intéressant car il permet de piloter intelligemment l'injection de la chaleur et la récupération de cette chaleur par les circuits géothermiques. Les gains sont alors de 3,95 % par rapport à un scénario où l'injection est réalisée, sans contrôle.

Lorsque les puits sont raccourcis à 100 mètres, les constats établis précédemment sont valables dans une moindre mesure. Le coût d'opération du système est réduit de 5,19 % pour le meilleur scénario, contre 7,46 % avec des puits de 150 mètres. Cette amélioration reste notable, car dans ce cas l'objectif principal est de réduire la taille des puits afin de réduire le coût d'installation du système. La réduction des coûts de consommation électrique est donc un avantage supplémentaire satisfaisant.

Ces résultats apportent finalement un éclairage sur l'algorithme à utiliser pour le contrôle du système. L'algorithme brut est moins performant que l'algorithme simple, et fournit de moins bonnes améliorations dans chacun des cas, comme observé et discuté précédemment à l'aide des graphes de convergence. De plus, l'utilisation du coût futur permet une légère amélioration dans chacun des cas par rapport à une fonction de coût limitée à une semaine. Cette différence est minime quand l'injection de chaleur n'est pas considérée, mais devient notable avec l'injection. Cette différence provient en majorité du fait que les scénarios sans coût futur évitent l'injection pendant les semaines d'été où la climatisation prédomine. À l'inverse, le coût futur favorise l'injection de chaleur même en été.

Dans la suite de l'analyse des résultats, les scénarios qui seront examinés seront ceux utilisant l'algorithme simple avec le coût futur pour le contrôle : Sans injection (#15), avec injection (#17) et avec des puits réduits et injection (#19). Ils seront mis en comparaison avec les scénarios initiaux correspondant aux situations analogues (#1), (#3) et (#6) .

Répartition des coûts entre énergie et puissance

Les coûts des scénarios répartis entre le coût relatif à la consommation totale d'électricité et le coût lié à la pointe de puissance sont exposés par la figure 5.6. Ces deux coûts sont plutôt équilibrés, représentant chacun environ la moitié du coût total énergétique. L'ajout de l'injection semble diminuer les deux dans la même proportion alors que la réduction apportée par la commande prédictive semble toutefois concerner majoritairement le coût de la puissance. Dans le scénario 'Injection', la diminution du coût de la puissance représentent 49 % des gains totaux en comparaison avec le scénario 'Initial', et est donc réduit de la même manière que la consommation énergétique totale. Pour le scénario 'Simple avec coût futur', cette proportion passe à 59 %. Ainsi la commande prédictive réussit à orienter les efforts de réduction de la consommation vers les instants où elle est la plus forte, tout en réduisant dans le même temps la consommation énergétique totale. Ce comportement montre l'utilité d'intégrer le coût de la puissance dans la fonction objectif de l'algorithme de contrôle prédictif. La définition de cet objectif prend une importance dans les résultats du contrôle, qui seraient probablement différents si le contrôle visait à réduire uniquement l'énergie totale ou la pointe de puissance.

Considérations économiques

Cette étude n'a pas pour objectif de réaliser une analyse technico-économique du processus d'injection de chaleur et du contrôle du champ de puits. Celle-ci nécessiterait un contexte plus précis, et la prise en compte de nombreux paramètres supplémentaires pour être réaliste et pouvoir être appliquée. Le but poursuivi ici est plutôt de mettre en lumière les améliorations qu'il est possible d'obtenir, en combinant le contrôle prédictif et l'injection de chaleur, et de dresser un portrait des caractéristiques principales d'un système qui intègre ces deux éléments.

Il est toutefois utile de confronter les coûts observés ici à des valeurs habituelles, afin de déterminer si les estimations réalisées sont réalistes. Sur la base de données récoltées en 2009, l'institut statistique du Québec [121] évalue à 1510 \$ par année le coût énergétique moyen d'un logement au Québec. En considérant, comme indiqué par Hydro-Québec [122], que la partie du chauffage et de la climatisation représente 54 % de la consommation énergétique des ménages, le coût annuel en chauffage et en climatisation peut être approximé à 815 \$ pour une maison au Québec. Comparativement, les coûts énergétiques des scénarios présentés ici varient entre 320 \$ et 350 \$ par année et par maison. Ces coûts d'opération sont donc relativement bas en comparaison avec les valeurs moyennes réelles, ce qui peut s'expliquer par l'efficacité énergétique de la pompe à chaleur géothermique, permettant de réduire la

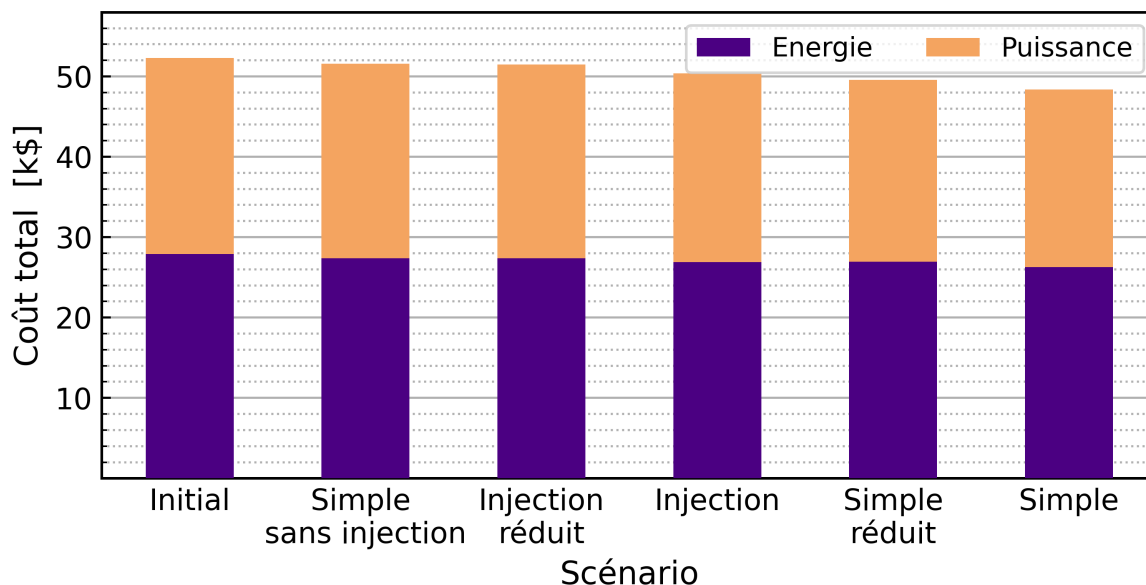


FIGURE 5.6 Coûts de l'énergie et de la puissance des différents scénarios

consommation énergétique d'un bâtiment. Le Dû et al. [123] montrent par exemple que l'utilisation d'une pompe à chaleur géothermique à Montréal permet de diviser par 2,5 les coûts énergétiques d'un bâtiment par rapport à un chauffage électrique classique.

Cependant, ces faibles coûts de consommation annuelle sont contrebalancés par les coûts d'installation du système géothermique, qui sont souvent largement supérieurs à d'autres solutions de chauffage et climatisation. Il est difficile de donner un coût global pour l'installation d'une pompe à chaleur géothermique, car celui-ci intègre un grand nombre de composantes. Cependant, le prix du forage des puits géothermiques compte comme la principale de ces composantes. Liu et al. [124] évaluent les coûts de forage entre 30 et 70 \$ par mètre de profondeur aux États-Unis. Dans la région de Montréal, ils se situent aux alentours de 100 \$ par mètre en 2025. Ainsi, le forage des 25 puits de 150 mètres coûterait entre 100 000 \$ et 375 000 \$, soit entre 2 et 8 fois le coût d'opération sur 10 années du système. Les scénarios utilisant les puits de 100 mètres deviennent alors particulièrement attractifs, car ils permettent de réduire d'un tiers ces coûts initiaux de forage. Ce sont ces gains financiers qui peuvent compenser la mise en place d'un dispositif d'injection régulier de chaleur comme étudié ici.

5.3.3 Différences entre les scénarios

Suite à la description générale des coûts obtenus pour chaque scénario, une analyse plus fine des différences entre les scénarios permet d'expliquer les variations remarquées.

Effets sur les consommations en chauffage, en climatisation et des pompes

La puissance électrique appelée par le système est utilisée pour trois fonctions : le pompage, le chauffage et la climatisation. Il est intéressant de constater comment chacune de ces catégories de consommation est impactée par le contrôle. La figure 5.7 représente, pour chaque scénario, la consommation électrique totale pendant les 10 années de fonctionnement, et la répartition de cette consommation entre les trois types d'utilisation.

Premièrement, la comparaison entre les scénarios avec et sans injection montre que l'injection de chaleur dans le sol permet de diminuer la consommation dédiée au chauffage. Cela s'explique par le fait que les pompes à chaleur fonctionnent avec un coefficient de performance plus élevé lorsque les températures dans le sol sont plus hautes, et utilisent donc moins d'énergie électrique pour fournir la même quantité de chaleur. En contrepartie, la consommation pour la climatisation augmente, mais cette augmentation est minime car la climatisation a un poids très faible dans la consommation énergétique totale. En parallèle, la puissance des pompes augmente également, car une pompe est ajoutée pour faire circuler le fluide dans le circuit d'injection. Dans le cas où la longueur des puits est diminuée, la diminution de l'énergie en chauffage est moins prononcée car l'injection de chaleur crée une moins grande différence de températures dans le sol avec le scénario initial. En revanche, l'augmentation de la consommation des pompes est également plus faible, car il y a moins de pertes de pression à compenser dans les tuyaux. Le bilan de ces effets opposés est finalement que l'injection de chaleur dans les puits permet de réduire la consommation énergétique du système.

Deuxièmement, le contrôle semble avoir surtout pour effet de réduire l'énergie de pompage du système, en réduisant les débits de circulation dans les tuyaux lorsque c'est possible. Lorsque les débits sont réduits, cela pénalise toutefois la pompe à chaleur car les températures du fluide en entrée de la pompe à chaleur sont plus éloignées des températures optimales de fonctionnement de la PAC. Dans les cas sans injection, cela entraîne une légère augmentation de la consommation de la pompe à chaleur (Chauffage et climatisation). Dans les cas avec injection, le contrôle permet de mieux contrôler la chaleur extraite du puits, et la consommation de la PAC n'est finalement pas augmentée par rapport à l'opération sans contrôle.

Évolution au cours de la simulation

Les coûts répartis sur chaque année de la simulation sont tracés sur la figure 5.8. Il apparaît tout d'abord que le scénario 'Initial' présente des coûts qui augmentent au fil des années. Entre la première et la dernière année, le coût d'opération du système augmente de 6 %. Cette augmentation est due à la baisse de la température du sol dans le champ de puits, qui

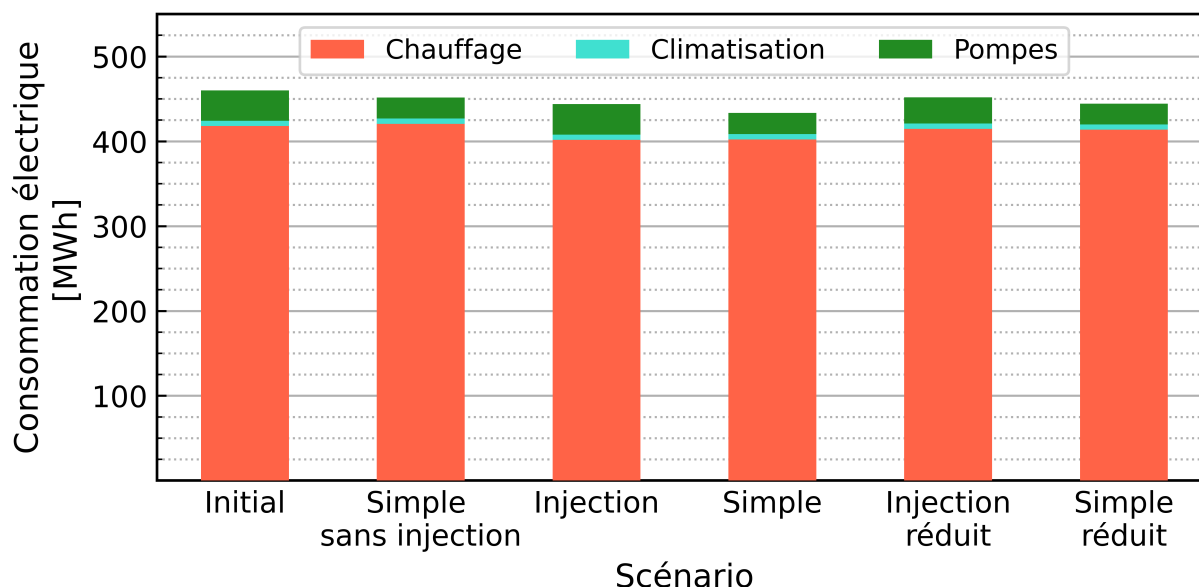


FIGURE 5.7 Répartition de la consommation d'énergie par catégorie

impose d'utiliser plus d'électricité dans les dernières années pour fournir les mêmes besoins en chauffage. L'utilisation seule du contrôle ne corrige pas cette augmentation, le scénario 'Simple sans injection' voit la même augmentation de ses coûts au fil des ans. En revanche, l'injection de chaleur permet de ralentir sensiblement l'évolution des coûts au fil du temps. Le scénario 'Injection' montre une augmentation d'environ 2 %. Dans le cas des scénarios avec les puits réduits, l'injection de chaleur à elle seule ne suffit pas à arrêter la croissance des coûts annuels, mais l'utilisation de commande prédictive réussit à mieux contrôler cette augmentation.

Températures

Les températures moyennes mensuelles à la paroi des puits des deux zones, intérieure et extérieure, sont tracées sur la figure 5.9 pour les scénarios à l'étude.

Sans injection de chaleur, le sol au voisinage des puits se refroidit au cours du temps, et ce refroidissement est accéléré dans la zone centrale à cause de la plus grande proximité des autres puits qui extraient de la chaleur du sol. L'injection de chaleur dans la zone centrale a deux effets notables sur les températures dans le sol. Premièrement, elle permet de ralentir le refroidissement des puits. Cette recharge de chaleur équilibre la température du sol, augmentant ainsi la stabilité du système géothermique sur le long terme. Deuxièmement, elle inverse la différence de température, et la zone centrale devient en permanence plus chaude

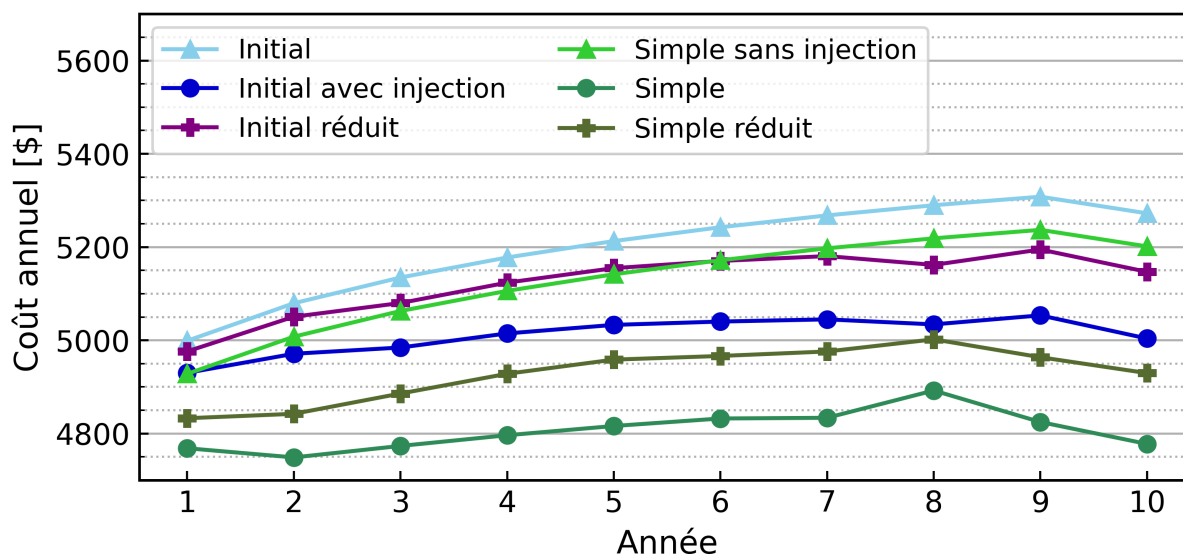


FIGURE 5.8 Evolution des coûts par année pour différents scénarios

que la zone périphérique. Les puits du centre deviennent l'espace de stockage de la chaleur, qui peuvent offrir plus de chaleur lors des événements de chauffage. Dans le champ avec les puits de longueur réduite, la baisse des températures à la paroi des puits au fil de années est plus marquée. De plus, l'amplitude des variations de température entre l'été et l'hiver est plus importante. L'injection de chaleur est moins à même de compenser le déséquilibre thermique saisonnier et intersaisonnier, qui est plus élevé car l'extraction de chaleur se fait sur une plus courte longueur d'échangeur.

Ces courbes diffèrent relativement peu entre les situations avec et sans contrôle prédictif. Le contrôle prédictif ne ralentit pas le refroidissement de la paroi des puits. Toutefois, elles présentent une légère variation de l'écart entre les températures des deux zones. Cette remarque est appuyée par la figure 5.10, qui reproduit l'évolution de la différence moyenne mensuelle de température à la paroi des puits entre les deux zones du champ de puits.

Dans les cas sans injection de chaleur, la zone centrale devient plus froide que la zone extérieure à mesure que de la chaleur est extraite du champ de puits. Cette différence se stabilise autour de $-0,4^{\circ}\text{C}$ en hiver et $-0,8^{\circ}\text{C}$ en été. La commande prédictive a assez peu d'effet sur la différence de température entre les deux zones, hormis qu'elle la réduit pendant les dernières années en été, en injectant la chaleur issue de la climatisation dans le circuit intérieur pour réduire le déséquilibre thermique.

L'apport du contrôle prédictif est toutefois remarquable pour les scénarios avec injection de chaleur. En ajoutant de l'injection de chaleur au centre du champ de puits, la différence de

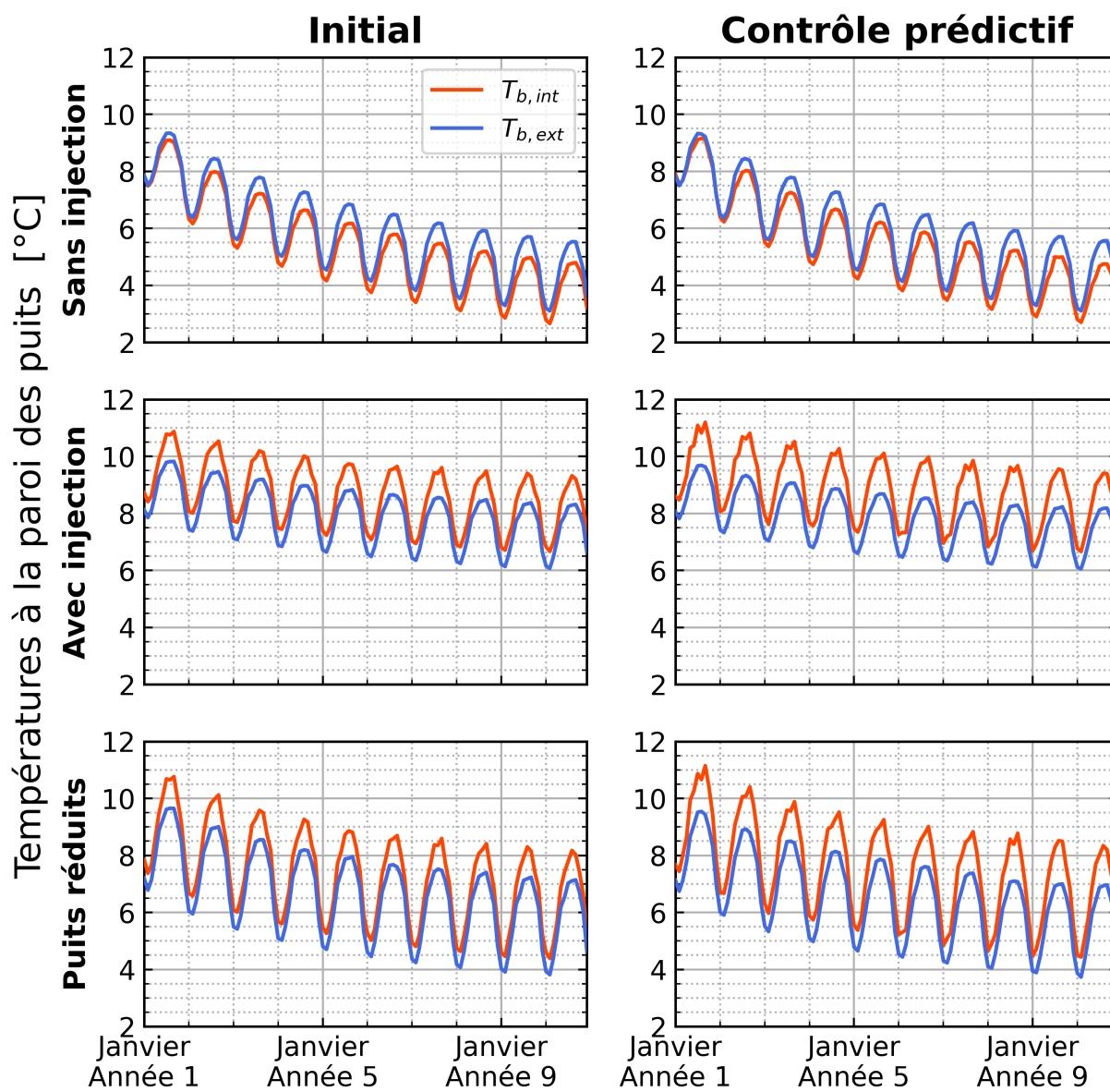


FIGURE 5.9 Températures dans les deux zones du champ de puits

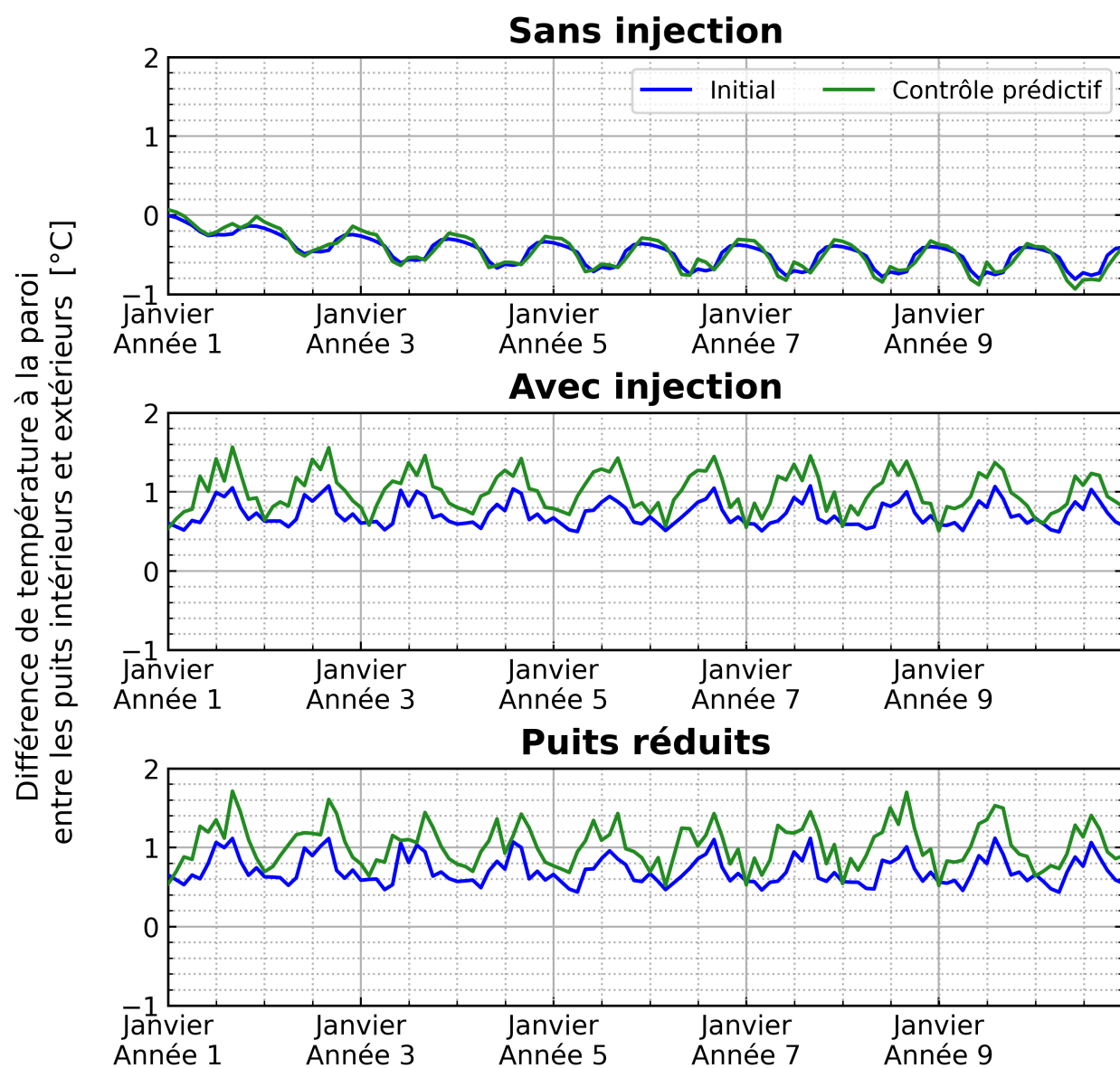


FIGURE 5.10 Différences de températures entre les deux zones du champ de puits

températures s'inverse et le centre devient plus chaud que l'extérieur, entre 0,5 °C l'hiver et 1 °C l'été sans utiliser de commande prédictive. Il y a donc plus de chaleur stockée au centre du champ de puits l'été, et cette chaleur est exploitée l'hiver, ce qui réduit l'écart de température entre les puits. Avec la commande prédictive, la différence de température monte à environ 1,5 °C l'été. De plus, elle remonte chaque année plus tôt dans l'hiver, autour de février au lieu d'avril. Cela signifie que dès février, quand le pic de consommation annuel est passé, la chaleur est à nouveau conservée au centre du champ de puits en prévision de l'hiver suivant. Le contrôle prédictif couplé à l'injection de chaleur permet donc de maîtriser à quel moment la chaleur injectée dans le sol sera utilisée, et parvient à maintenir une différence de température plus élevée entre les deux zones du champ de puits. Le phénomène est similaire lorsque les puits ont une longueur réduite, avec des valeurs de différences de températures presque identiques.

Énergie injectée

Enfin, la figure 5.11 présente les valeurs moyennes des transferts thermiques par unité de longueur dans les tuyaux des circuits intérieur, extérieur et d'injection, pour chacun des scénarios. Ces transferts thermiques sont comptés positivement lorsqu'ils sortent du tuyau, ils sont donc positifs pour le circuit d'injection qui libère de la chaleur, et négatifs pour les circuits de la pompe à chaleur qui sont utilisés majoritairement pour prélever de la chaleur.

Sans injection, la charge thermique est plus importante dans le circuit extérieur car, au fil des années, la zone intérieure du champ se refroidit plus que la zone périphérique, qui peut fournir plus d'énergie thermique au circuit extérieur. Avec l'injection, ce phénomène est inversé car l'injection met une grande quantité d'énergie à disposition du circuit intérieur, qui récupère plus de chaleur que le circuit extérieur. Même si l'injection est très localisée dans le temps (seulement huit heures par semaine, soit un vingtième du temps), elle est suffisante pour annuler complètement le déséquilibre thermique dans les puits de la zone intérieure. Le circuit d'injection injecte plus de chaleur que ce qu'extrait le circuit intérieur. Les scénarios avec les puits de longueur réduite témoignent d'une plus grande quantité de chaleur injectée dans le sol par unité de longueur. En effet, le sol se refroidit plus rapidement quand les puits sont plus courts, ce qui mène à un transfert d'énergie plus grand lors de l'injection. Ce comportement est avantageux, car cela signifie que l'injection s'adapte au système de manière à compenser le déséquilibre thermique, et fournit plus d'énergie lorsque celui-ci augmente. L'injection est donc encore plus profitable pour les scénarios avec des puits réduits. La commande prédictive, en présence d'injection (scénarios 'Simple' et 'Simple réduit'), réduit la différence de transfert thermique entre le circuit intérieur et le circuit

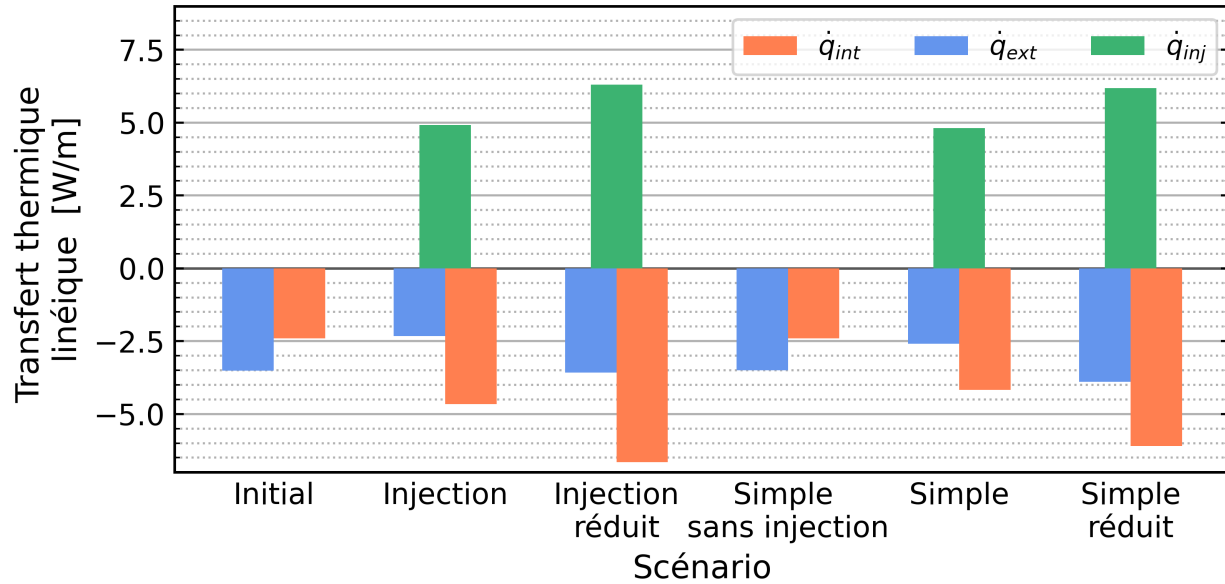


FIGURE 5.11 Transferts thermiques moyens délivrés par les tuyaux des trois circuits (intérieur, extérieur et injection)

extérieur, par rapport aux scénarios d'injection sans contrôle prédictif ('Injection' et 'Injection réduit'). Il permet de mieux répartir les charges thermiques dans sol pour les équilibrer entre les deux circuits. Il apparaît ainsi que la commande prédictive peut modifier la répartition des transferts thermiques entre les puits. Or, il a été établi au chapitre 3 que la longueur requise d'échangeur géothermique est corrélée à ces charges. Il serait donc possible, en modifiant l'objectif du contrôle prédictif, d'atteindre une réduction supplémentaire de la profondeur des puits en équilibrant au mieux les charges dans le sol.

Le tableau 5.4 indique la réduction relative de consommation atteinte par la pompe à chaleur pour les scénarios avec injection par rapport au scénario initial, ainsi que la moyenne de la réduction de puissance observée pendant les pas de temps où l'injection est réalisée. La réduction de la consommation de la pompe à chaleur pendant les instants d'injection est très élevée comparativement à la réduction totale sur le scénario. L'injection est donc utilisée surtout à court terme, en fournissant directement la chaleur au circuit intérieur qui la transmet à la PAC. La commande prédictive est bénéfique à cet effet là. En choisissant adéquatement les moments où réaliser l'injection ainsi que les débits à appliquer pour récupérer la chaleur injectée, elle permet de diminuer de 13,5 % la consommation de la pompe à chaleur à l'instant choisi, soit près de 70 % de mieux que si l'injection est réalisée sans être contrôlée. Cet effet est notamment favorable pour réduire le pic de puissance consommée.

TABLEAU 5.4 Réduction de la consommation de la pompe à chaleur grâce à l'injection de chaleur

Scénario	Réduction de la consommation de la PAC [%]	Réduction moyenne de la consommation de la PAC pendant l'injection [%]
Injection	3,86	8,72
Injection réduit	0,76	7,93
Simple	3,73	13,46
Simple réduit	1,01	11,80

5.3.4 Analyse du comportement d'un scénario

Après avoir présenté les mécanismes qui entrent en jeu pour le contrôle prédictif et l'injection de chaleur, et leur influence respective dans la réduction du coût d'un scénario, le comportement spécifique du système dans le scénario 'Simple avec injection, avec coût futur' va être détaillé et analysé. Pour simplifier le discours, le nom du scénario ne sera plus mentionné, mais tous les résultats présentés dans cette sous-section sont extraits de la simulation de ce scénario.

Comportement à l'échelle d'une semaine

Dans un premier temps, l'inspection de l'évolution du système pendant une courte durée d'une semaine donne des indications sur la manière dont le contrôle est réalisé de manière optimale.

La figure 5.12 dépeint le fonctionnement du circuit intérieur et du circuit extérieur durant une semaine d'hiver, pendant la cinquième année de la simulation, lors du pic des besoins en chauffage des bâtiments. Les variables présentées sont les débits ($\dot{m}_{int}$ et $\dot{m}_{ext}$), les transferts de chaleur linéiques ($\dot{q}_{int}$ et $\dot{q}_{ext}$) et les températures à la paroi des puits ($T_{b,int}$ et $T_{b,ext}$). Les valeurs négatives des transferts de chaleur indiquent que les circuits prélèvent de la chaleur.

L'injection de chaleur survient au milieu de la semaine, au moment où les besoins en chaleur sont les plus importants. À ce moment, seulement le circuit intérieur est utilisé de manière à récupérer directement la chaleur disponible avec l'injection. La température à la paroi des puits centraux passe de 6 °C à 14 °C au cours des huit heures d'injection. Après l'injection, elle diminue mais reste plus haute que celle des puits extérieurs, et un jour après la fin de l'injection les puits centraux sont toujours 1 °C plus chauds que les puits extérieurs. L'injection de chaleur a donc un effet prolongé sur la température du sol. Son influence n'est pas limitée au moment où le fluide injecte de la chaleur dans le sol, c'est pourquoi il est

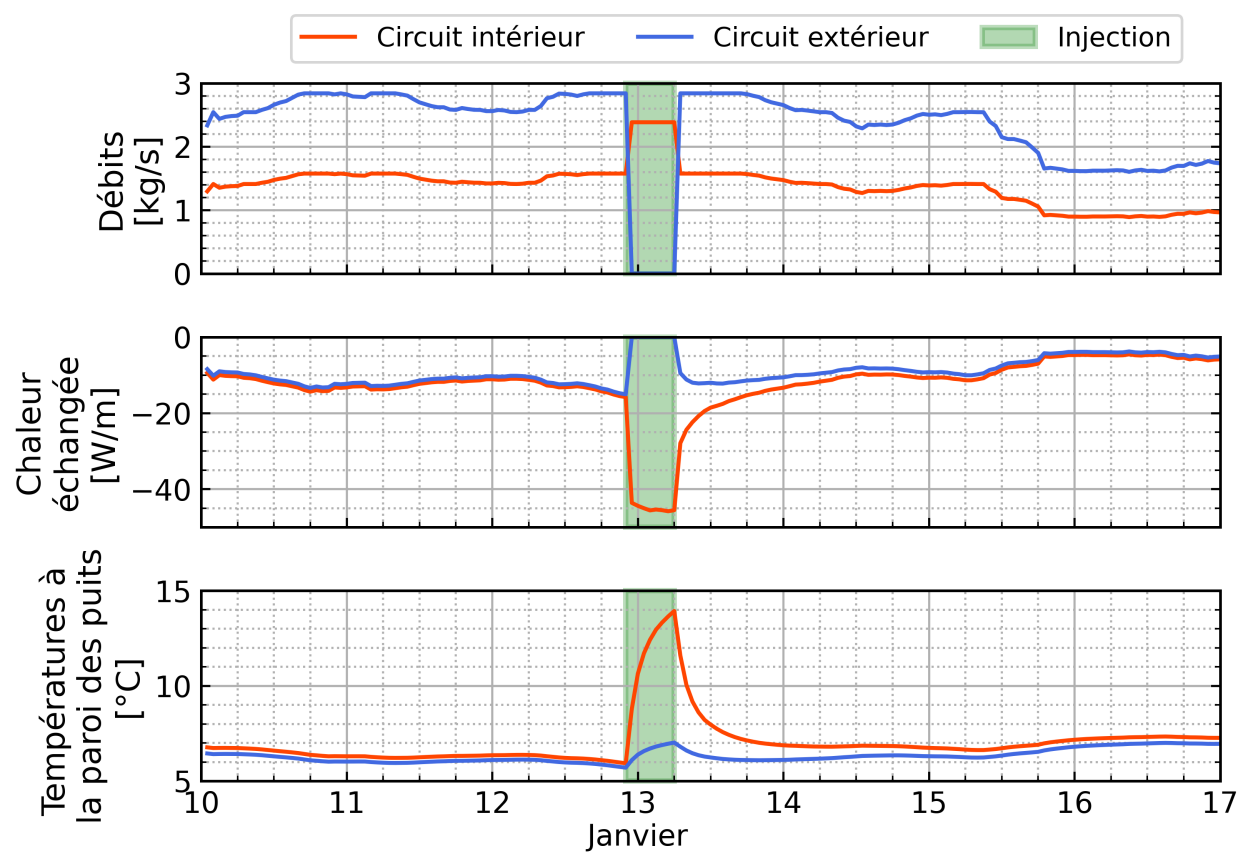


FIGURE 5.12 Évolution des circuits intérieur et extérieur pendant une semaine d'hiver

important d'utiliser un contrôle précis du champ de puits afin de profiter au mieux de tous les effets de l'injection de chaleur.

Le débit total ($\dot{m}_{int} + \dot{m}_{ext}$) utilisé dans le champ de puits varie nettement. À chaque pas de temps, le débit optimal est déterminé de sorte à limiter la puissance de pompage requise tout en conservant une température de retour du champ de puits suffisamment haute pour limiter la consommation de la pompe à chaleur. Ce débit optimal fluctue en suivant l'évolution des besoins thermiques. Plus la pompe à chaleur extrait de la chaleur du sol, et plus le débit total est important. Ce comportement démontre l'utilité de pouvoir faire varier les débits dans le champ de puits.

En dehors de l'injection, le rapport entre les débits reste constant, car l'algorithme de contrôle fixe la proportion du débit total qui circule dans chacun des circuits. Cette fraction est réglée de manière à échanger à peu près autant de chaleur dans les puits intérieurs et extérieurs. Après l'injection, la température du champ intérieur est plus élevée, augmentant ainsi les charges au sol dans le circuit intérieur, ce qui tend à diminuer l'écart de température entre les puits intérieurs et extérieurs et donc de ramener les charges au sol à un niveau équivalent. Il semble donc que le fonctionnement idéal du système, dans un tel cas de forte demande en chauffage, est d'égaliser le transfert thermique linéique dans les deux circuits.

Le fonctionnement des circuits est présenté de la même manière par la figure 5.13 pour une semaine d'été de la cinquième année, pendant laquelle la pointe de demande en climatisation est atteinte. Ici la chaleur échangée par les circuits est positive, ce qui indique qu'ils rejettent de la chaleur dans le sol.

Dans cette situation, l'injection est réalisée au début de la semaine, pour impacter le moins possible la climatisation. En effet la pompe à chaleur fonctionne mieux en climatisation avec des températures de fluide plus froides, la chaleur injectée n'est donc pas bénéfique pour le fonctionnement en climatisation. Durant l'injection, seul le circuit extérieur est utilisé ; utiliser le circuit intérieur mènerait à réchauffer le fluide caloporteur dans ce circuit, alors qu'il doit au contraire être refroidi pour rejeter de la chaleur.

De manière analogue à la semaine hivernale, le débit total fluctue sensiblement en fonction de la chaleur rejetée par les circuits. Plus il faut injecter de chaleur dans le sol, et plus le débit optimal choisi par le contrôle est élevé. En revanche, contrairement au chauffage, les échanges thermiques dans les deux circuits ne sont pas égalisés. La chaleur provenant de la climatisation est rejetée en priorité par le circuit extérieur. Toutefois le circuit intérieur est également utilisé, à la fois pour éviter que la température en sortie du champ de puits soit trop élevée, et également de manière à stocker de la chaleur dans la zone intérieure en prévision de l'hiver. Par moments, le circuit intérieur affiche un transfert de chaleur négatif,

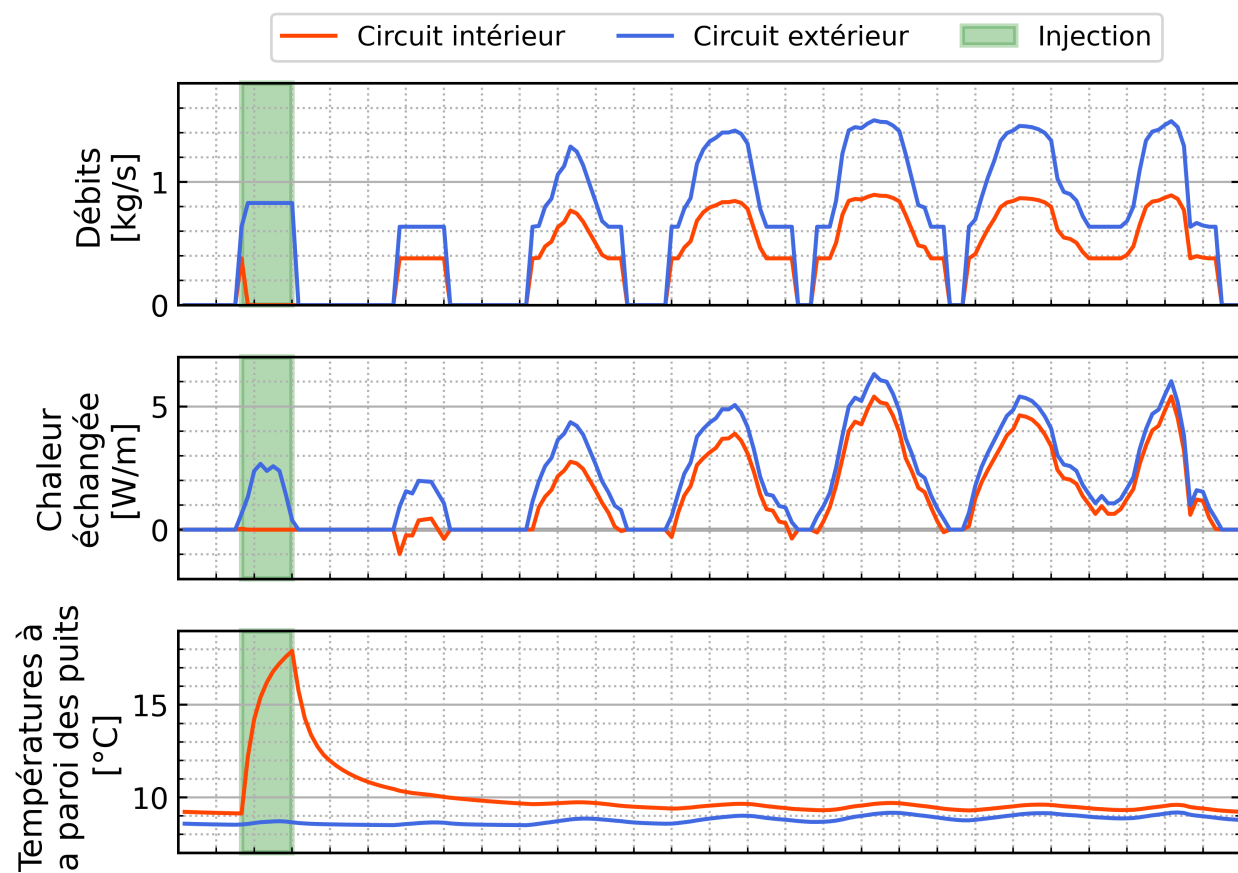


FIGURE 5.13 Évolution des circuits intérieur et extérieur pendant une semaine d'été

ce qui signifie qu'il extrait de la chaleur. Cela est dû au fait que la charge de climatisation est très faible, et la température du sol à la paroi des puits du circuit intérieur est encore élevée après l'injection. Le fluide sortant de la pompe à chaleur est alors plus froid que les puits dans la zone intérieure, et en extrait de la chaleur au lieu d'en rejeter. Cette extraction de chaleur est compensée par un rejet dans la zone extérieure. Le système se comporte en fait comme si de la chaleur était transférée des puits intérieurs vers les puits extérieurs. C'est ici une limite d'imposer une répartition des débits constante durant la semaine par l'algorithme de contrôle, il serait probablement plus intéressant de ne pas utiliser le circuit intérieur dans ces courts moments pour conserver cette chaleur dans la zone intérieure. Cet effet est toutefois marginal.

Injection

La commande prédictive a un contrôle sur l'injection de chaleur réalisée toutes les semaines, en décidant à quel moment de la semaine cette injection est réalisée.

Les moments choisis pour l'injection pour la première année de la simulation sont représentés avec la figure 5.14. Chacune des 52 semaines de l'année est représentée par une barre numérotée. L'axe vertical représente le temps dans la semaine, le point en bas étant le début de la semaine (lundi matin) et le point en haut étant la fin de la semaine (dimanche soir). Les marqueurs verts représentent alors, pour chaque semaine, le moment où l'injection est réalisée. Les besoins thermiques des bâtiments sont également dépeints pour chaque semaine, à l'aide d'un dégradé de couleur où le bleu foncé représente une forte charge de climatisation et le rouge foncé une forte charge de chauffage.

En hiver, l'injection est toujours placée au moment du pic de chauffage de la semaine. Cela permet de réduire la consommation maximale qui a lieu à ce moment là. En été, l'injection a également lieu car elle permet de réduire le déséquilibre thermique et de stocker de la chaleur en vue de l'hiver, même si elle pénalise la climatisation à court-terme. Elle est réalisée lorsqu'il y a parfois des besoins en chauffage, ou alors aux moments les plus éloignés possible des événements de climatisation. Ainsi, l'utilisation de l'injection suit un objectif court-terme en hiver de réduction de la pointe de chauffage, et un objectif long-terme en été de stockage de chaleur.

Débits

Les débits dans les deux circuits d'échangeur reliés à la pompe à chaleur sont, avec le moment de l'injection, les variables contrôlées par la commande prédictive. Ce sont eux qui sont

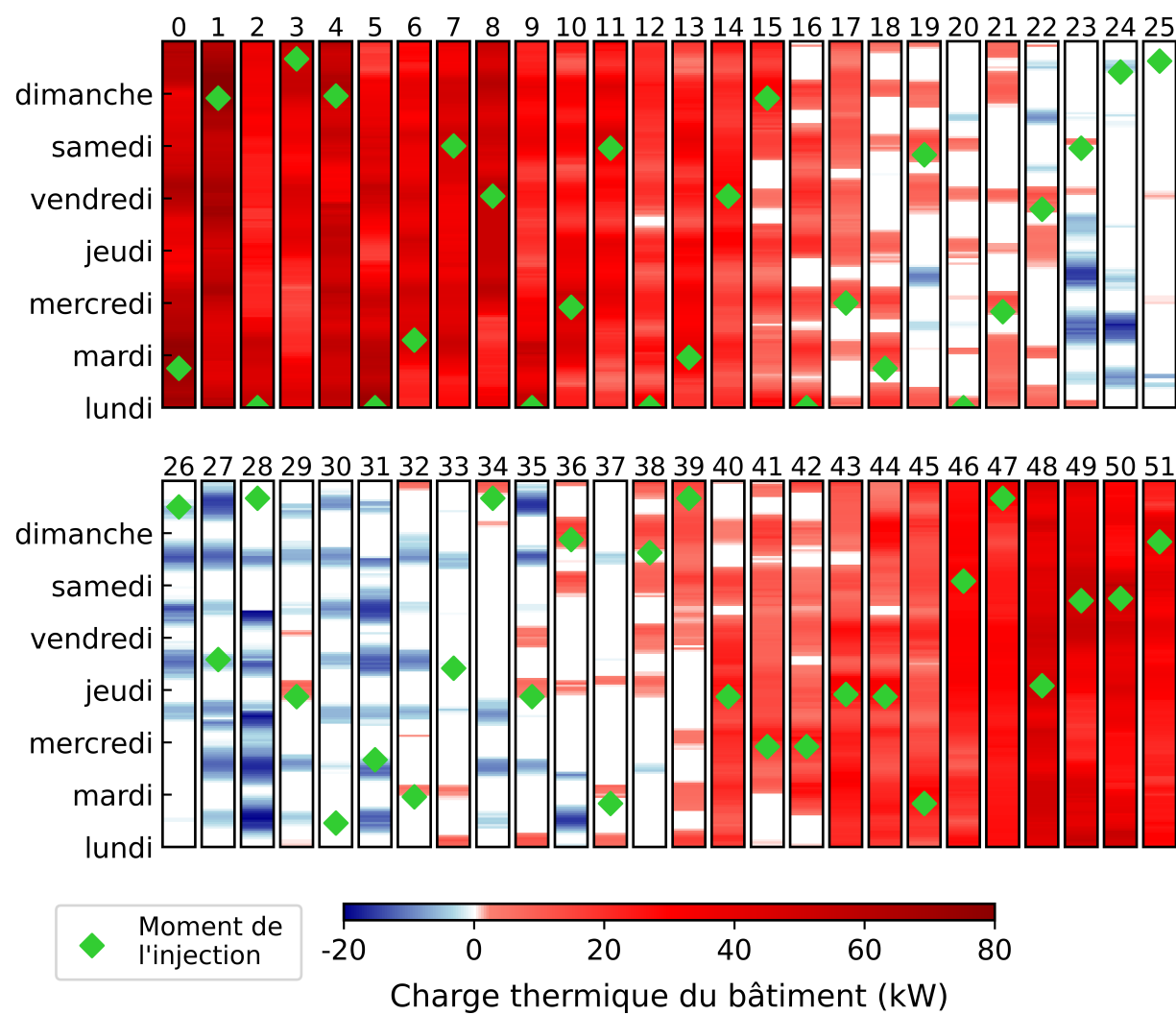


FIGURE 5.14 Moments hebdomadaires de l'injection pour la première année

choisis de manière à optimiser les coûts énergétiques du système. L'utilisation d'un tuyau de contournement en parallèle de la pompe à chaleur permet d'utiliser un débit variable dans le champ de puits, différent du débit de la pompe à chaleur qui est constant. L'algorithme d'optimisation fonctionne en optimisant dans un premier temps la fraction du débit total envoyée dans chacun des deux circuits (intérieur et extérieur), puis en optimisant le débit total en conservant cette fraction fixée pour chaque semaine (celle-ci varie néanmoins modifiée lors d'un changement de mode d'opération entre chauffage et climatisation, ou lorsqu'il y a injection de chaleur). Ces deux paramètres sont dès lors intéressants à considérer de manière séparée.

La figure 5.15 montre la proportion du débit total qui est envoyée dans le circuit intérieur, pour l'opération du système entre les mois de mai de la quatrième et de la cinquième année. Elle est égale à 1 quand uniquement le circuit intérieur est utilisé, et à 0 quand seulement le circuit extérieur est utilisé. Cette fraction est intéressante, car c'est elle qui détermine la répartition des charges au sol dans les deux zones. Les marqueurs verts montrent le choix effectué au moment où il y a de l'injection de chaleur.

Le comportement est très différent entre l'été et l'hiver. L'été, le plus souvent un seul des deux circuits est utilisé, de façon alternative, excepté aux moments de forte demande de climatisation où les deux circuits sont utilisés. À la fin du mois de septembre, le circuit intérieur est utilisé en priorité pour réaliser la climatisation et le circuit extérieur est utilisé pour le chauffage. Cela permet de recharger la zone intérieure en prévision des besoins en chauffage de l'hiver. En hiver, la répartition est plus stable, autour de la répartition nominale qui utilise les deux circuits équitablement avec le même débit dans chaque puits géothermique. Le circuit intérieur est plus utilisé à des moments où les besoins thermiques sont localement moins importants. En revanche, au moment de la pointe de chauffage, les deux circuits sont utilisés équitablement pour éviter un trop fort déséquilibre thermique dans l'une ou l'autre des zones du champ de puits.

En hiver, l'injection est presque toujours réalisée en concordance avec l'utilisation exclusive du circuit intérieur. Cela permet de profiter pleinement de la chaleur injectée, tout en économisant l'énergie de pompage du circuit extérieur. À l'inverse, en été, l'injection est majoritairement utilisée avec le circuit intérieur inactif, de manière à conserver la chaleur dans la zone intérieure.

La figure 5.16 présente le débit total utilisé dans les échangeurs géothermiques en fonction des besoins de chaleur du groupe de bâtiments. Chaque pas de temps de la simulation est représenté par un point. Ceux-ci sont séparés en deux groupes, les points bleus indiquent un pas de temps sans injection et les points verts représentent un pas de temps où l'injection

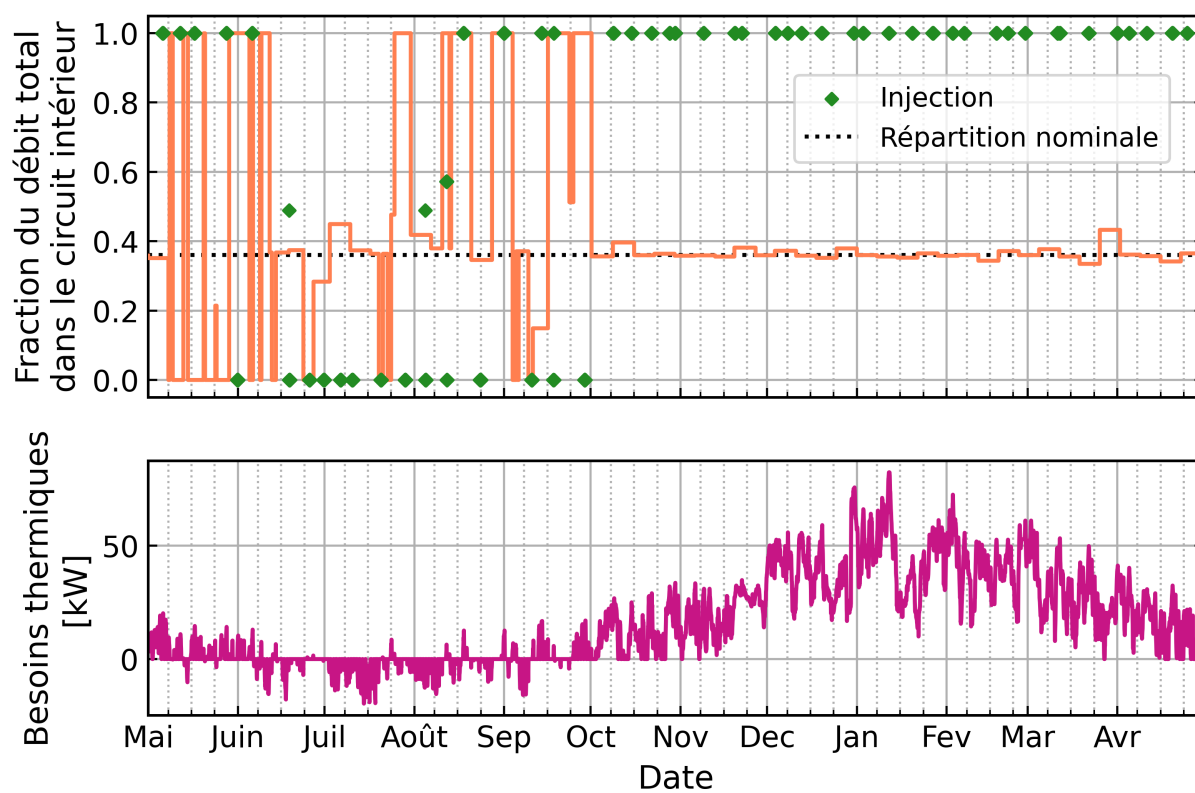


FIGURE 5.15 Portion du débit circulant dans le circuit intérieur

est activée. Les deux tirets à droite de la figure représentent la valeur du débit maximum pouvant être utilisé par le débit intérieur, et le débit utilisé dans la pompe à chaleur. Le système fonctionne en chauffage lorsque les besoins thermiques sont positifs et en climatisation lorsqu'ils sont négatifs.

À chaque instant, le débit optimal est choisi de manière à diminuer la puissance de pompage tout en conservant un coefficient de performance acceptable dans la pompe à chaleur. Le débit total utilisé varie alors sur une plage continue de valeurs, ce qui indique que le débit variable des pompes est bénéfique pour l'opération optimale du système.

Les débits en climatisation sont en général plus faibles que les débits utilisés pour le chauffage, car les besoins thermiques sont moins grands et un débit faible de fluide dans les puits suffit à rejeter la chaleur produite par la climatisation. En revanche, en chauffage, les débits peuvent prendre toutes les valeurs entre le débit minimal et le débit de la pompe à chaleur. Celui-ci n'est cependant jamais dépassé, alors que le tuyau de contournement le permet. Il n'est donc jamais avantageux d'utiliser un plus grand débit dans les puits que dans la pompe à chaleur.

L'évolution du débit total en fonction des besoins thermiques présente une tendance affine dans les trois situations distinctes : Pour le chauffage sans injection, pour la climatisation sans injection et pour le chauffage avec injection. Cela signifie que le débit à utiliser dans les échangeurs géothermiques croît linéairement avec l'énergie thermique que doit fournir la pompe à chaleur (en valeur absolue). Lorsque la charge thermique à fournir aux bâtiments est faible, un faible débit dans le champ de puits est suffisant, ce qui permet d'économiser de l'énergie de pompage. En revanche, lorsque cette charge augmente en valeur absolue, il est nécessaire d'accroître le débit dans les puits géothermiques pour éviter que la température en entrée de la pompe à chaleur soit trop froide (dans le cas du chauffage) ou trop chaude (dans le cas de la climatisation). Cette tendance est plus faible pour le chauffage en présence d'injection de chaleur. Celle-ci met beaucoup plus de chaleur à disposition, qui peut être récupérée uniquement avec le circuit intérieur. Le débit total est alors plus faible car le circuit extérieur n'est pas actif. Pour les forts besoins de chauffage, il est tout de même utile d'utiliser le circuit intérieur à son débit maximal. Il apparaît de plus dans ce cas que l'augmentation du débit avec les besoins thermiques du bâtiment atteint un seuil égal au débit maximal du circuit intérieur. Il serait manifestement profitable d'augmenter le débit maximal possible dans ce circuit, pour continuer la tendance en évitant ce seuil, et mieux récupérer la chaleur provenant de l'injection.

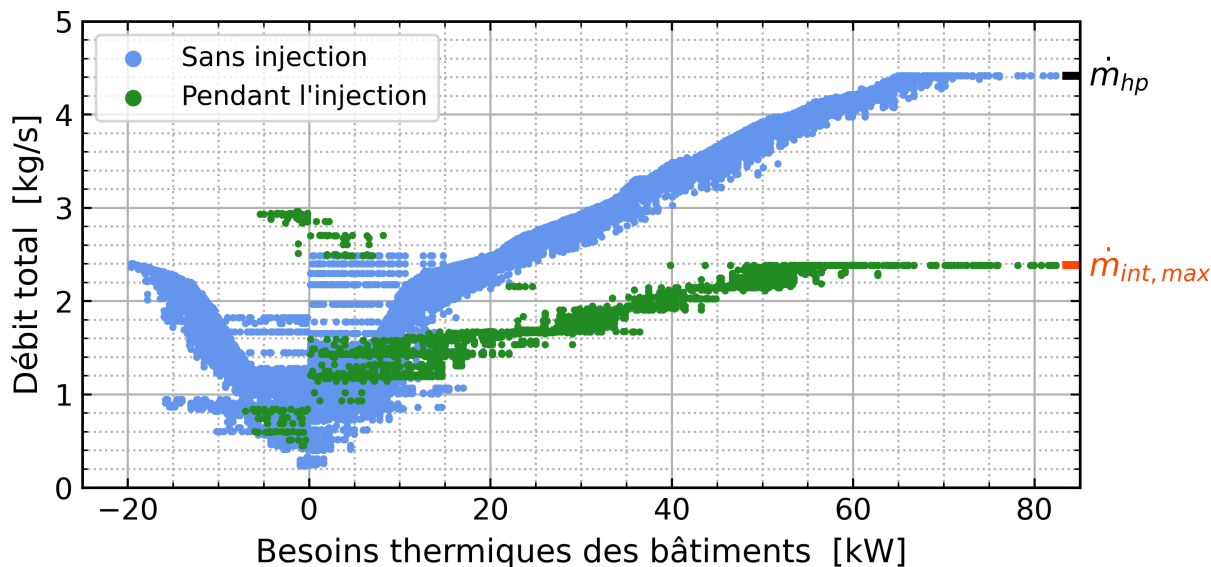


FIGURE 5.16 Débit total dans le champ de puits en fonction des besoins thermiques du bâtiment

5.4 Conclusion

Cette étude a pour but d'étudier la recharge thermique d'un champ de puits géothermiques à l'aide d'injection régulière de chaleur, et d'examiner comment le contrôle de l'opération des puits peut valoriser la récupération de la chaleur.

Pour ce faire, une pompe à chaleur géothermique est considérée pour fournir du chauffage et de la climatisation à un groupe de bâtiments pendant 10 années. Elle utilise un champ de 25 puits verticaux, séparés en deux groupes. Les neuf puits centraux et les seize puits extérieurs sont parcourus par des circuits disjoints, permettant de répartir les échanges thermiques dans l'une ou l'autre des zones ainsi formées. L'injection de chaleur dans le sol est permise par l'utilisation d'un circuit indépendant placé dans les neuf puits du centre du champ selon une configuration à quatre tuyaux, dans lequel un fluide chauffé par des rejets thermiques circule et délivre de la chaleur. Elle peut être réalisée de manière hebdomadaire pendant une durée de huit heures, tout au long de l'année. La modélisation de ce système est réalisée numériquement à l'aide du langage Python, en utilisant des fonctions de transfert (g-fonctions) pour modéliser le comportement thermique du sol. Ce modèle permet de calculer la consommation électrique du système, qui prend en compte la puissance du compresseur de la pompe à chaleur ainsi que la puissance de pompage des pompes de circulation dans les puits.

La commande prédictive est utilisée pour le contrôle des puits géothermiques. Celle-ci dé-

termine, pour chaque semaine de la simulation, les débits utilisés dans les deux circuits géothermiques de la pompe à chaleur, ainsi que le moment où l'injection de chaleur est réalisée. Ces variables sont optimisées de manière à réduire une fonction de coût représentant les coûts de l'électricité consommée, intégrant la consommation totale ainsi que le pic de puissance appelée. Le calcul d'un "coût futur" est présenté et intégré à la fonction de coût de la commande prédictive. Ce coût futur estime, en réalisant certaines hypothèses sur le comportement futur du système, une valeur monétaire de l'impact qu'a l'opération du champ de puits à un instant présent sur l'état futur du système. Cet outil a pour objectif d'adapter le contrôle prédictif, basé sur un horizon de prédiction d'une semaine, aux systèmes géothermiques dont les réponses thermiques varient sur des temps caractéristiques beaucoup plus longs. Plusieurs scénarios d'évolution du système sont comparés. Ceux-ci varient par la manière d'opérer le système (avec ou sans commande prédictive), l'algorithme d'optimisation utilisé, la prise en compte ou non du coût futur, l'utilisation de l'injection de chaleur, et la longueur des puits géothermiques. La mise en perspective des résultats des scénarios permet de mesurer l'influence de tous ces paramètres dans le système étudié.

L'injection hebdomadaire de chaleur dans le sol permet à elle seule de réduire de 3,65 % les coûts d'opération. Cette réduction est due à la correction du déséquilibre thermique dans le sol, et le centre du champ de puits offre un espace de stockage thermique qui peut être exploité par la pompe à chaleur. Malgré l'augmentation de la consommation pour l'utilisation de la pompe à l'injection et la légère dégradation des performances en climatisation du système, l'utilisation de l'injection de chaleur est donc bénéfique pour le système. L'injection améliore les performances du système à court-terme, en augmentant nettement les températures de fonctionnement de la pompe à chaleur à l'échelle de plusieurs heures, ce qui permet de réduire la pointe de consommation en chauffage. Elle a également un effet à long terme, en limitant le refroidissement du sol pendant la saison de chauffage, et l'injection de chaleur durant l'été a un impact positif notable sur les performances de la pompe à chaleur en hiver.

L'utilisation de commande prédictive pour l'opération des puits est un autre atout à incorporer au système. L'algorithme utilisé pour l'optimisation dans le contrôle prédictif joue un rôle notable dans l'efficacité de celui-ci. En effet, optimiser toutes les valeurs de débit individuellement est une tâche trop lourde, ce qui mène à une solution sous-optimale obtenue par l'algorithme de contrôle. Un algorithme simplifiant le problème d'optimisation du contrôleur est donc introduit, réduisant le nombre de variables à optimiser et atteignant de meilleures solutions optimales. La prise en compte de l'impact à long terme de l'opération du système, par le biais d'un coût futur intégré à la fonction de coût, permet également de mieux orienter l'algorithme de contrôle, toutefois la différence observée est minime. Le seul contrôle par commande prédictive, sans l'injection de chaleur, mène à une réduction de 1,35 % des coûts

énergétiques. Le débit est optimisé à chaque instant de manière à limiter la consommation des pompes de circulation tout en conservant une température d'entrée à la pompe à chaleur acceptable. Lorsque le contrôle prédictif est couplé à l'injection de chaleur, la réduction des coûts atteint 7,46 %. Le contrôle prédictif a alors pour effet d'utiliser l'injection de chaleur aux moments des pointes de chauffage afin de réduire le pic de puissance consommée, et de répartir les charges dans le sol de manière à optimiser la récupération de la chaleur stockée dans le sol. La commande prédictive augmente l'effet de stockage thermique localisé dans la zone intérieure du champ de puits, en installant une différence de température plus importante entre les puits centraux et périphériques en été.

L'observation détaillée du comportement du système opéré par commande prédictive montre les tendances générales suivantes pour l'utilisation des deux zones et de l'injection

- En hiver, le moment idéal pour l'injection est au moment des événements de pointe de demande en chauffage. La chaleur injectée peut alors être directement récupérée par la pompe à chaleur, qui utilise uniquement le circuit intérieur.
- Il est bénéfique d'injecter de la chaleur en été, même si cette injection défavorise légèrement la performance en climatisation de la pompe à chaleur. Afin de limiter cet impact, le circuit intérieur ne doit pas être activé pendant l'injection.
- Lorsque la demande en chauffage ou en climatisation est élevée, il est préférable d'utiliser les deux circuits de manière équilibrée, en utilisant un débit égal dans tous les tuyaux. En revanche, pour des besoins thermiques plus faibles, le contrôleur choisit plus souvent d'alterner les circuits utilisés.
- Le débit total à utiliser dans le champ de puits croît de manière linéaire avec les besoins thermiques des bâtiments, en valeur absolue. Lorsque ceux-ci augmentent, la pompe à chaleur doit échanger plus de chaleur avec le sol, ce qui nécessite des débits plus importants. Cette dépendance linéaire est cependant moins élevée pour le chauffage lorsqu'il y a de l'injection en simultané, car il est plus facile pour la pompe à chaleur de récupérer l'énergie thermique délivrée par l'injection.

L'amélioration la plus avantageuse permise par l'injection de chaleur et le contrôle prédictif réside en réalité dans l'optimisation de la conception du champ de puits, notamment la réduction de la longueur des puits verticaux. Une réduction de 33 % de la longueur totale des puits est atteinte, tout en gardant une opération stable du système. L'injection dans les puits plus courts compense la surcharge thermique dans les puits, et apporte même plus de chaleur que pour les puits réguliers de 150 mètres. La recharge de chaleur est donc un atout attrayant pour réduire le dimensionnement de puits géothermiques. C'est cette considération qui apporte l'argument majeur pour la mise en place de l'injection de chaleur dans un système réel de champ de puits. En effet, la réduction considérable des coûts d'installation des

puits géothermiques, de l'ordre de centaines de milliers de dollars, est un argument financier potentiellement suffisant pour balancer les coûts nécessaires à la mise en oeuvre d'un tel projet.

CHAPITRE 6 CONCLUSION

Ce mémoire étudie l'application de méthodes de commande prédictive à l'opération d'une pompe à chaleur géothermique, dont les puits sont alimentés par une recharge thermique du sol. Dans un contexte de déséquilibre thermique dans le sol, où la pompe à chaleur extrait plus de chaleur qu'elle n'en rejette, la recharge thermique consiste à injecter par moments de la chaleur au niveau des puits géothermiques dans le but de réduire ce déséquilibre thermique et empêcher la baisse des températures du sol à long terme. Le contrôle prédictif est utilisé pour choisir le fonctionnement optimal du système géothermique en se basant sur l'anticipation de son comportement dans le futur. La combinaison de la commande prédictive et de l'injection de chaleur est étudiée dans le but de déterminer le potentiel exploitable de la recharge du sol, et d'identifier la manière optimale dont cette recharge peut être récupérée par la pompe à chaleur.

6.1 Synthèse des travaux

Dans un premier temps, l'injection de chaleur est détaillée et analysée pour comprendre les enjeux et avantages de ce processus. Une maison individuelle, alimentée par une pompe à chaleur géothermique à un seul puits, est modélisée avec TRNSYS. Le puits géothermique est traversé par deux circuits, l'un étant relié à la pompe à chaleur, et l'autre permettant de faire circuler un fluide chauffé par des rejets thermiques industriels. La modélisation du puits à deux circuits en U est réalisée à l'aide du Type 203 de la suite Polyghe dans TRNSYS, développé par Godefroy [98]. À l'aide de ce modèle, l'injection de chaleur dans un puits géothermique est simulée sur une période de trois ans, avec une fréquence et une durée variables pour déterminer la portée de ces deux paramètres. Il apparaît que l'injection de chaleur permet de diminuer la consommation électrique de la pompe à chaleur en augmentant le coefficient de performance, à court-terme surtout mais également à moyen terme. La consommation énergétique du système totale est alors réduite de 14 % au maximum. La possibilité de réduire la profondeur du puits géothermique est également considérée, permise grâce à l'injection de chaleur qui réduit la charge thermique à moyen et long terme dans le sol, diminuant dans le même temps la longueur d'échangeur géothermique requise. Cette réduction augmente avec la quantité injectée dans le sol, et le meilleur scénario montre que la profondeur du puits géothermique peut être divisée par deux, ce qui représente un gain considérable dans les coûts d'installation d'un système géothermique.

Les résultats de cette première étude encouragent le développement d'une stratégie plus

complexe de récupération de la chaleur présente dans le sol. Pour ce faire, un nouveau système géothermique est modélisé, comprenant cette fois un champ de 25 puits. Ces puits sont séparés entre les neuf puits centraux, délimitant la zone intérieure du champ, et les 16 puits extérieurs, délimitant la zone extérieure du champ. Ces deux groupes sont traversés par deux circuits différents opérés en parallèle avec des débits disjoints, permettant de modifier la répartition de l'échange de chaleur dans les deux zones. La recharge thermique est possible uniquement dans les puits centraux. Cette configuration permet de créer des disparités de température entre les deux zones, et de profiter de ces disparités pour tirer le meilleur parti de l'énergie thermique présente dans le sol. Un modèle de commande prédictive de ce système est mis en place, afin de piloter l'injection de chaleur ainsi que les débits de fluide à utiliser dans les deux circuits. Le contrôle prédictif utilise chaque semaine la prédiction de l'état du système pour choisir le meilleur comportement à appliquer en vue de minimiser les coûts énergétiques d'opération, qui combinent l'énergie électrique consommée et les pointes mensuelles atteintes par cette consommation. Dans cette étude, la prise en compte de la réponse thermique à long terme du champ de puits est intégrée dans les décisions du contrôle prédictif grâce à la définition d'un "coût futur" ajouté à la fonction de coût.

La commande prédictive de l'utilisation des puits et l'injection de chaleur mènent tous deux à la réduction des coûts énergétiques du système. La combinaison des deux offre une réduction de 7,46 % de ces coûts d'opération, à travers une réduction des pointes de consommation aux moments des pics de demande en chauffage, moments où intervient l'injection, mais également grâce à une stabilisation sur le long terme des températures du champ de puits, augmentant de manière globale le COP de la pompe à chaleur. La recharge thermique du sol durant l'été est favorable au système, installant un stockage thermique au centre du champ de puits où les températures aux parois des puits deviennent plus élevées.

Finalement, la réduction de la longueur d'échangeur du champ de puits géothermiques est à nouveau envisagée. Il est montré qu'avec l'injection de chaleur, la profondeur des puits peut être diminuée de 33 %, en réduisant par ailleurs les coûts énergétiques de 5,19 % par rapport au système initial sans injection. Comme démontré par l'étude préliminaire, l'injection de chaleur peut avoir un impact significatif sur la conception du champ de puits, en réduisant la taille nécessaire des puits à installer, diminuant alors fortement les coûts d'installation du système géothermique.

6.2 Contributions

Une partie des travaux du mémoire présente des contributions nouvelles à l'état de la recherche, qui sont soulignées ici.

Le concept de champ de puits à deux zones, utilisant deux circuits séparés, introduit au chapitre 4, propose une perspective plutôt nouvelle concernant la conception des échangeurs géothermiques. Il apporte la liberté d’opérer les puits de manière asymétrique, élargissant les moyens d’échanger la chaleur avec le sol. Cette idée est déjà présentée par Ahmadfard et Bernier [16], et est approfondie ici avec la considération de stratégies d’opération plus poussées basées sur le contrôle prédictif.

Le modèle détaillé au chapitre 4 calcule l’interaction entre les deux zones du champ de puits à l’aide des g-fonctions croisées entre deux groupes de puits séparés, définies en premier lieu par Mitchell et al. [15]. Cette utilisation présente, à la connaissance de l’auteur, la première application de ces g-fonctions dans la littérature, et la comparaison avec les résultats donnés par TRNSYS à la section 4.3 confirme que les interactions entre les puits sont correctement modélisées par cette méthode.

La commande prédictive de systèmes a plusieurs fois été étudiée, comme l’indique la section 2.3.4 de la revue de littérature, mais rarement en considérant l’utilisation des puits comme paramètre à contrôler. Les travaux de Bayer et al. [71] étudient l’utilisation optimale des puits géothermiques, mais leur approche considérant des paramètres extérieurs déterminés à l’avance et utilisant un modèle linéaire simplifié est moins précise que du contrôle prédictif. La mise en oeuvre d’une méthode de commande prédictive pour opérer les puits d’un système géothermique montre qu’il est possible d’intégrer les puits de la pompe à chaleur dans le contrôle d’un système global, et que ce contrôle est bénéfique en particulier dans le cas d’un stockage de chaleur géothermique.

Dans le développement de la méthode de contrôle prédictif, la définition d’un coût futur de l’opération du champ de puits présente également une approche novatrice. Ce coût futur évalue, sous certaines hypothèses, le surplus dans les coûts d’opération que l’utilisation des puits géothermiques pendant une période donnée aura dans le futur. Cet outil offre une mesure d’un impact à long terme des choix réalisés par le contrôle du système géothermique, et peut être utilisé pour améliorer les stratégies de contrôle d’un champ de puits géothermiques. La validité des hypothèses réalisées est confirmée à posteriori par les résultats du modèle, à la section 5.3.1.

6.3 Limitations et perspectives futures

Ce mémoire explore un procédé qui est peu abordé dans la littérature actuelle, à savoir l’injection contrôlée de chaleur dans le sol à travers des puits géothermiques. Les études réalisées ici proposent une exploration de ses enjeux et opportunités, mais présentent certaines

lacunes et certains points restent à développer pour les prochaines études.

6.3.1 Modélisation des systèmes

En premier lieu, les modèles de bâtiment et de pompe à chaleur géothermique présentés comportent des simplifications qui peuvent limiter la portée de l'étude. Par exemple, le modèle développé dans le chapitre 4 considère une pompe à chaleur unique capable de fournir à tout instant les besoins thermiques d'un groupe de bâtiments. En réalité, il faudrait modéliser le réseau de chaleur complet lié à ces bâtiments, probablement composé de différentes pompes à chaleur avec des capacités fixées.

Le calcul des échanges thermiques dans le sol au niveau des puits géothermiques est en particulier un point important de la modélisation. Dans l'étude, celui-ci est réalisé avec des g-functions, qui ne prennent pas en compte la capacité thermique du coulis à l'intérieur du puits. Cette approximation peut influencer la réponse thermique à court-terme du puits, et une validation du modèle utilisé serait recommandée pour assurer la précision des résultats. Le modèle peut également être amélioré, par exemple en intégrant la méthode multipôle transitoire développée par Prieto et Cimmino [125].

La source de la chaleur injectée dans les puits est également peu décrite dans cette étude, et se limite à un stockage d'eau chaude sans pertes thermiques vers l'extérieur dans le chapitre 3 ou encore plus simplement dans le chapitre 4 à une source capable de fournir à tout instant un débit de fluide à température constante. En réalité, l'apport de chaleur vers les puits géothermiques comporte des contraintes plus dures et nécessiterait une modélisation plus pointue pour bien appréhender les enjeux de l'injection de chaleur dus à la source utilisée. Par exemple, il serait intéressant de voir comment le contrôle de l'injection pourrait s'appliquer à de la chaleur récupérée par des panneaux solaires.

L'examen réalisé dans ce mémoire met en lumière les opportunités d'optimisation de la conception du champ de puits, dans l'optique de réduire les coûts d'installation de la pompe à chaleur géothermique. Une recherche approfondie de la manière idéale de concevoir un champ de puits, en utilisant l'injection de chaleur, semble une piste prometteuse pour continuer l'étude. La configuration du champ de puits pourrait être optimisée de manière à minimiser les coûts d'installation, tout en conservant un système qui puisse être opéré de façon durable à l'aide de la commande prédictive. D'autres paramètres que la longueur des puits peuvent être considérés, comme l'espacement ou l'arrangement spatial des puits. Noël [126] développe une méthode d'optimisation topologique pour déterminer la configuration optimale d'un système géothermique. Cette méthode pourrait être couplée au travail présenté ici.

6.3.2 Commande prédictive

La commande prédictive constitue un champ de recherche très vaste, et la méthode implémentée ici utilise une faible portion de toutes les possibilités offertes par ce procédé. L'efficacité de l'algorithme qui optimise les variables à contrôler peut varier, et il est important de définir correctement le processus de contrôle pour que cette optimisation soit satisfaisante. Une des solutions majeures permettant de faciliter et d'améliorer l'optimisation est la linéarisation des équations du modèle. Dans le cas de cette étude, le modèle n'est pas linéaire, et il serait bénéfique pour le contrôle prédictif de parvenir à linéariser les équations. Cela permettrait notamment d'optimiser un plus grand nombre de variables, offrant ainsi l'option de contrôler tous les puits individuellement par exemple.

L'application de commande prédictive aux systèmes géothermiques est limitée par la longueur de l'échelle de temps caractéristique propre à la réponse thermique du sol, qui reste significative même après quelques mois. En comparaison, la commande prédictive agit sur un temps beaucoup plus court, de l'ordre de quelques jours. La définition du coût futur semble un compromis intéressant pour ajouter les considérations à long terme au contrôle, mais les résultats montrent qu'il joue un rôle faible dans l'optimisation des coûts du système. Pour remédier à cela, il est possible d'ajuster sa définition pour s'affranchir de certaines hypothèses qui peuvent mal orienter l'optimisation. Il est également possible d'ajuster son poids dans l'optimisation.

La commande prédictive appliquée ici est concentrée sur l'opération du champ de puits, et n'influence pas la demande thermique des bâtiments. Or, les applications de commande prédictive dans la littérature visent surtout en règle générale à optimiser la demande, et il serait intéressant de combiner les deux aspects (amélioration de l'opération technique du système et adaptation de la demande énergétique) dans un contrôle commun.

6.3.3 Perspectives économiques

Finalement, cette étude n'a pas pour finalité de proposer de conclusions économiques sur la viabilité de la mise en oeuvre d'un système géothermique utilisant la recharge thermique et le contrôle prédictif. C'est toutefois une partie déterminante, car c'est souvent l'argument économique qui justifie l'implémentation d'une solution innovante dans la réalité. Quelques indications sont données dans les travaux présentés ici, comme la réduction des coûts d'opération ou des ordres de grandeur de gains sur les coûts d'installation, mais une étude économique complète nécessiterait un tableau exhaustif de tous les coûts entrant en jeu dans la réalisation du projet. Pour cela, il est nécessaire de se situer dans un contexte précis, en connaissant par

exemple la source de chaleur qui peut être utilisée pour la recharge, les moyens d'acheminer cette chaleur aux puits et les contraintes liées à cette source de chaleur. Cette analyse économique doit être réalisée en dernier lieu, lorsque les autres limitations ont été résolues de manière satisfaisante et que la solution de recharge thermique d'un champ de puits est prête à être implémentée techniquement.

RÉFÉRENCES

- [1] ASHRAE, *Handbook - HVAC Applications*. I-P Editions, 2011.
- [2] S. P. Kavanaugh et K. D. Rafferty, *Geothermal heating and cooling : design of ground-source heat pump systems*. ASHRAE, 2014.
- [3] I. Sarbu et C. Sebarchievici, “General review of ground-source heat pump systems for heating and cooling of buildings,” *Energy and buildings*, vol. 70, p. 441–454, 2014.
- [4] P. Christodoulides, C. Christou et G. A. Florides, “Ground source heat pumps in buildings revisited and prospects,” *Energies*, vol. 17, n°. 13, 2024.
- [5] H. Esen, M. Inalli et M. Esen, “A techno-economic comparison of ground-coupled and air-coupled heat pump system for space cooling,” *Building and Environment*, vol. 42, p. 1955–1965, 2007.
- [6] A. C. Violante *et al.*, “Comparative life cycle assessment of the ground source heat pump vs air source heat pump,” *Renewable Energy*, vol. 188, p. 1029–1037, 2022.
- [7] “Carte des rejets et des besoins thermiques du Québec,” Gouvernement du Québec, consulté le 2025-08-08. [En ligne]. Disponible : <https://www.quebec.ca/agriculture-environnement-et-ressources-naturelles/energie/reussir-ses-projets-transition-energetique/valorisation-rejets-thermiques/carte-rejets-besoins-thermiques-quebec>
- [8] B. Marcotte *et al.*, “Évaluation du potentiel technico-économique de valorisation des rejets thermiques au québec,” Polytechnique Montréal, Département de Génie Mécanique, Rapport technique, 2024.
- [9] G. Ingelaere, M. Bernier et M. Cimmino, “Recharging ground heat exchangers with industrial waste heat using mobile thermal energy storage tanks,” dans *Proceedings of the eSim 2024 Conference, IBPSA-Canada*. IBPSA-Canada, 2024.
- [10] L. Lamarche, *Fundamentals of Geothermal Heat Pump Systems*. Springer, 2020.
- [11] J. Spitler et M. Bernier, “Ground-source heat pump systems : The first century and beyond,” *HVAC&R Research*, vol. 17, n°. 6, p. 891–894, 2011.
- [12] A. Casasso et R. Sethi, “Efficiency of closed loop geothermal heat pumps : A sensitivity analysis,” *Renewable Energy*, vol. 62, p. 737–746, 2014.
- [13] M. Ahmadfard et M. Bernier, “A review of vertical ground heat exchanger sizing tools including an inter-model comparison,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 110, p. 247–265, 2019.

- [14] X. Liu *et al.*, “Recent developments in the design of vertical borehole ground heat exchangers for cost reduction and thermal energy storage,” *Journal of Energy Resources Technology*, vol. 143, n°. 10, 2021.
- [15] J. Spitler, J. Cook et X. Liu, “A preliminary investigation on the cost reduction potential of optimizing bore fields for commercial ground source heat pump systems,” Oak Ridge National Lab.(ORNL), Oak Ridge, TN (United States), Rapport technique, 2020.
- [16] M. Ahmadfard et M. Bernier, “Modeling and simulation of a dual temperature BTES system,” dans *Proceedings of the eSim 2020 Conference, IBPSA-Canada*, vol. 11. Vancouver, Canada : IBPSA-Canada, 2020.
- [17] N. Iolova, M. A. Bernier et L. Nichols, “Quantifying the energy impact of a variable flow pump in a groundcoupled heat pump system,” dans *Proceedings of the eSim 2006 Conference, IBPSA-Canada*, 2006, p. 260–267.
- [18] D. Picard, “Modeling, optimal control and hvac design of large buildings using ground source heat pump systems,” Thèse de doctorat, Department of Mechanical Engineering, KU Leuven, Leuven, Belgium, 2017.
- [19] T. You *et al.*, “An overview of the problems and solutions of soil thermal imbalance of ground-coupled heat pumps in cold regions,” *Applied Energy*, vol. 177, p. 515–536, 2016.
- [20] M. L. Fasci *et al.*, “Simulation of thermal influence between independent geothermal boreholes in densely populated areas,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 196, 2021.
- [21] W. Yang *et al.*, “Numerical investigation on the underground thermal imbalance of ground-coupled heat pump operated in cooling-dominated district,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 58, n°. 1-2, p. 626–637, 2013.
- [22] Y. Shang, M. Dong et S. Li, “Intermittent experimental study of a vertical ground source heat pump system,” *Applied Energy*, vol. 136, p. 628–635, 2014.
- [23] X. Bu, K. Jiang et H. Li, “Performance of geothermal single well for intermittent heating,” *Energy*, vol. 186, 2019.
- [24] S. Hackel, G. Nellis et S. Klein, “Optimization of hybrid geothermal heat pump systems,” dans *9th International IEA Heat Pump Conference*, 2008, p. 20–22.
- [25] J. Wang *et al.*, “Design and operation of hybrid ground source heat pump systems : A review,” *Energy*, 2025.
- [26] P. Seung-Hoon et K. Eui-Jong, “Achieving a mitigation of ground thermal imbalance and size-reduction of borehole heat exchangers by connecting a hybrid heat source in series,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 243, 2024.

- [27] M. Beccali *et al.*, “Electrical hybrid heat pumps assisted by natural gas boilers : A review,” *Applied Energy*, vol. 322, 2022.
- [28] G. Nouri, Y. Noorollahi et H. Yousefi, “Solar assisted ground source heat pump systems—a review,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 163, 2019.
- [29] D. Qian, Z. O’Neill et X. Liu, “A simulation-based investigation on the performance of a hybrid ground source heat pump system integrated with thermal energy storage,” Oak Ridge National Laboratory (ORNL), Oak Ridge, TN (United States), Rapport technique, 2020.
- [30] L. Xu *et al.*, “Hybrid ground source heat pump system for overcoming soil thermal imbalance : A review,” *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, vol. 44, 2021.
- [31] Y. Xie *et al.*, “Development of a group control strategy based on multi-step load forecasting and its application in hybrid ground source heat pump,” *Energy*, vol. 273, 2023.
- [32] M. Reuss, M. Beck et J. Müller, “Design of a seasonal thermal energy storage in the ground,” *Solar energy*, vol. 59, n°. 4-6, p. 247–257, 1997.
- [33] M. Lanahan et P. C. Tabares-Velasco, “Seasonal thermal-energy storage : A critical review on BTES systems, modeling, and system design for higher system efficiency,” *Energies*, vol. 10, n°. 6, p. 743, 2017.
- [34] P. Brischoux, “Stockage thermique saisonnier par puits géothermiques pour bâtiments résidentiels équipés de panneaux photovoltaïques-thermiques,” Mémoire de maîtrise, École Polytechnique de Montréal, 2019.
- [35] B. Sibbitt *et al.*, “The performance of a high solar fraction seasonal storage district heating system—five years of operation,” *Energy Procedia*, vol. 30, p. 856–865, 2012.
- [36] F. Guo *et al.*, “Low-grade industrial waste heat utilization in urban district heating : Simulation-based performance assessment of a seasonal thermal energy storage system,” *Energy*, vol. 239, 2022.
- [37] H. Fang *et al.*, “An operation strategy for using a ground heat exchanger system for industrial waste heat storage and extraction,” dans *Building Simulation*, vol. 7, n°. 2. Springer, 2014, p. 197–204.
- [38] Y. Ji *et al.*, “Long-term performance of a subway source heat pump system with two types of front-end heat exchangers,” *Renewable Energy*, vol. 210, p. 640–655, 2023.
- [39] 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.

- [40] P. Belzile, L. Lamarche et D. R. Rousse, “Geothermal heat exchange in boreholes with independent sources,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 98, p. 1221–1230, 2016.
- [41] M. Cimmino, “A finite line source simulation model for geothermal systems with series- and parallel-connected boreholes and independent fluid loops,” *Journal of Building Performance Simulation*, vol. 11, n^o. 4, p. 414–432, 2017.
- [42] M. Cimmino et P. Eslami-Nejad, “A simulation model for solar assisted shallow ground heat exchangers in series arrangement,” *Energy and Buildings*, vol. 157, p. 227–246, 2017.
- [43] P. Adebayo *et al.*, “Performance analysis of a solar-assisted ground source heat pump with a single vertical U-tube ground heat exchanger,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 257, 2024.
- [44] H. Quintana, “A practical approach to model predictive control (MPC) for solar communities,” Mémoire de maîtrise, École Polytechnique de Montréal, 2013.
- [45] M. Kavgic, T. Hilliard et L. Swan, “Opportunities for implementation of MPC in commercial buildings,” *Energy Procedia*, vol. 78, p. 2148–2153, 2015.
- [46] K. Zhang, “Model predictive control of building systems for energy flexibility,” Thèse de doctorat, École Polytechnique de Montréal, 2018.
- [47] E. Saloux *et al.*, “From theory to practice : A critical review of model predictive control field implementations in the built environment,” *Applied Energy*, vol. 393, n^o. C, 2025.
- [48] G. L. Aschidamini *et al.*, “Comprehensive review on the control of heat pumps for energy flexibility in distribution networks,” *IEEE Access*, 2025.
- [49] G. Serale *et al.*, “Model predictive control (MPC) for enhancing building and hvac system energy efficiency : Problem formulation, applications and opportunities,” *Energies*, vol. 11, n^o. 3, 2018.
- [50] J. Drgoňa *et al.*, “All you need to know about model predictive control for buildings,” *Annual Reviews in Control*, vol. 50, 2020.
- [51] Y. Yoldas *et al.*, “Dynamic rolling horizon control approach for a university campus,” *Energy Reports*, vol. 8, p. 1154–1162, 2022.
- [52] J. Jansen, F. Jorissen et L. Helsen, “Effect of prediction uncertainties on the performance of a white-box model predictive controller for district heating networks,” *Energy and Buildings*, vol. 319, 2024.
- [53] M. Pcolka *et al.*, “From linear to nonlinear model predictive control of a building,” *IFAC Proceedings Volumes (IFAC-PapersOnline)*, vol. 19, p. 587–592, 2014.
- [54] D. Picard *et al.*, “Impact of the controller model complexity on model predictive control performance for buildings,” *Energy and Buildings*, vol. 152, p. 739–751, 2017.

- [55] H. Yang, P. Cui et Z. Fang, “Vertical-borehole ground-coupled heat pumps : A review of models and systems,” *Applied energy*, vol. 87, n°. 1, p. 16–27, 2010.
- [56] S. Bertagnolio, M. Bernier et M. Kummert, “Comparing vertical ground heat exchanger models,” *Journal of Building Performance Simulation*, vol. 5, n°. 6, p. 369–383, 2012.
- [57] D. Bauer *et al.*, “Thermal resistance and capacity models for borehole heat exchangers,” *International Journal of Energy Research*, vol. 35, n°. 4, p. 312–320, 2011.
- [58] 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.
- [59] I. R. Maestre *et al.*, “A new RC and g-function hybrid model to simulate vertical ground heat exchangers,” *Renewable Energy*, vol. 78, p. 631–642, 2015.
- [60] N. Ahmed *et al.*, “Optimal design, operational controls, and data-driven machine learning in sustainable borehole heat exchanger coupled heat pumps : Key implementation challenges and advancement opportunities,” *Energy for Sustainable Development*, vol. 74, p. 231–257, 2023.
- [61] E. Heim *et al.*, “Comparison of simulation tools for optimizing borehole heat exchanger field operation,” *Geothermal Energy*, vol. 12, 2024.
- [62] H. Håkansson *et al.*, “Effects on district heating networks by introducing demand side economic model predictive control,” *Energy and Buildings*, vol. 309, 2024.
- [63] M. Khosravi *et al.*, “Model predictive control in buildings with thermal and visual comfort constraints,” *Energy and Buildings*, vol. 306, 2024.
- [64] P. Hua *et al.*, “Multi-criteria evaluation of novel multi-objective model predictive control method for indoor thermal comfort,” *Energy*, vol. 289, 2024.
- [65] X. Li et A. Malkawi, “Multi-objective optimization for thermal mass model predictive control in small and medium size commercial buildings under summer weather conditions,” *Energy*, vol. 112, p. 1194–1206, 2016.
- [66] I. Cupeiro Figueroa, M. Cimmino et L. Helsen, “A methodology for long-term model predictive control of hybrid geothermal systems : The shadow-cost formulation,” *Energies*, vol. 13, n°. 23, 2020.
- [67] Z. Ma *et al.*, “Recent advances and development in optimal design and control of ground source heat pump systems,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 131, 2020.
- [68] 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.

- [69] S. Noye *et al.*, “A review of advanced ground source heat pump control : Artificial intelligence for autonomous and adaptive control,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 153, 2022.
- [70] G. Tonellato *et al.*, “Exploration of a heuristic predictive control strategy for ground source heat pumps coupled to standing column wells,” dans *IGSHPA research conference proceedings*. Montréal, QC, Canada : International Ground Source Heat Pump Association, 2024.
- [71] P. Bayer, M. de Paly et M. Beck, “Strategic optimization of borehole heat exchanger field for seasonal geothermal heating and cooling,” *Applied Energy*, vol. 136, p. 445–453, 2014.
- [72] A. R. Puttige *et al.*, “Modeling and optimization of hybrid ground source heat pump with district heating and cooling,” *Energy and Buildings*, vol. 264, 2022.
- [73] F. De Ridder *et al.*, “An optimal control algorithm for borehole thermal energy storage systems,” *Energy and Buildings*, vol. 43, n^o. 10, p. 2918–2925, 2011.
- [74] C. Verhelst, “Model predictive control of ground coupled heat pump systems in office buildings (modelgebaseerde regeling van grondgekoppelde warmtepompsystemen in kantoorgebouwen),” Thèse de doctorat, Department of Mechanical Engineering, KU Leuven, Leuven, Belgium, 2012.
- [75] E. Atam *et al.*, “Optimal control approaches for analysis of energy use minimization of hybrid ground-coupled heat pump systems,” *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, vol. 24, n^o. 2, p. 525–540, 2016.
- [76] H. Weeratunge *et al.*, “Model predictive control for a solar assisted ground source heat pump system,” *Energy*, vol. 152, p. 974–984, 2018.
- [77] A. Laferrière, “Modélisation et commande prédictive de pompes à chaleur géothermiques résidentielles auto-assistées,” Mémoire de maîtrise, École Polytechnique de Montréal, 2019.
- [78] E. Saloux et J. A. Candanedo, “Model-based predictive control to minimize primary energy use in a solar district heating system with seasonal thermal energy storage,” *Applied Energy*, vol. 291, 2021.
- [79] I. Cupeiro Figueroa et L. Helsen, “Long-term sustainable operation of hybrid geothermal systems through optimal control,” dans *Research Conference Proceedings, IGSHPA Annual Conference 2022*. International Ground Source Heat Pump Association, 2022, p. 236–245.
- [80] P. Stoffel, A. Kümpel et D. Müller, “Cloud-based optimal control of individual borehole heat exchangers in a geothermal field,” *Journal of thermal science*, vol. 31, n^o. 5, p.

- 1253–1265, 2022.
- [81] J. Jansen, F. Jorissen et L. Helsen, “Mixed-integer non-linear model predictive control of district heating networks,” *Applied Energy*, vol. 361, 2024.
 - [82] M. Ahmadfard, M. Bernier et M. Kummert, “Evaluation of the design length of vertical geothermal boreholes using annual simulations combined with GenOpt,” dans *Proceedings of the eSim 2016 Conference, IBPSA-Canada*, 2016, p. 3–6.
 - [83] M. Philippe, M. Bernier et D. Marchio, “Vertical geothermal borefields,” *Ashrae Journal*, vol. 52, n°. 7, p. 20–28, 2010.
 - [84] 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.
 - [85] P. Eslami-Nejad et M. Bernier, “Simulations of a new double U-tube borehole configuration with solar heat injection and ground freezing,” dans *Proceedings of the eSim 2012 Conference, IBPSA-Canada*, Halifax, Canada, 2012.
 - [86] A. Bastani *et al.*, “Numerical investigation of using a field of shallow boreholes with latent heat storage and solar injection in cold climates,” *Geothermics*, vol. 112, 2023.
 - [87] B. Marcotte *et al.*, “Évaluation du potentiel de valorisation des rejets thermiques au Québec,” Polytechnique Montréal, Département de Génie Mécanique, Rapport technique, 2021.
 - [88] “Programme valorisation des rejets thermiques – cadre normatif,” MELCCFP, Rapport technique, 2023. [En ligne]. Disponible : <https://cdn-contenu.quebec.ca/cdn-contenu/environnement/rejets-thermiques/cadre-normatif-valorisation-rejets-thermiques-02-2024.pdf>
 - [89] L. Miró, J. Gasia et L. F. Cabeza, “Thermal energy storage (TES) for industrial waste heat (IWH) recovery : A review,” *Applied energy*, vol. 179, p. 284–301, 2016.
 - [90] K. Du *et al.*, “A state-of-the-art review of the application of phase change materials (PCM) in mobilized-thermal energy storage (M-TES) for recovering low-temperature industrial waste heat (IWH) for distributed heat supply,” *Renewable Energy*, vol. 168, p. 1040–1057, 2021.
 - [91] M. Shehadeh *et al.*, “Integrating mobile thermal energy storage (M-TES) in the city of surrey’s district energy network : A techno-economic analysis,” *Applied Sciences*, vol. 11, n°. 3, p. 1279, 2021.
 - [92] A. Laferrière et M. Cimmino, “Linear model predictive control for the reduction of auxiliary electric heating in residential self-assisted ground-source heat pump systems,” *Science and Technology for the Built Environment*, vol. 25, n°. 8, p. 1095–1110, 2019.

- [93] G. Sabbagh et M. Bernier, “Climate change effects on the energy performance of a residential ground-source heat pump system,” dans *Research Conference*, 2022, p. 27.
- [94] National Research Council of Canada, “National energy code of canada for buildings : 2020,” 2020.
- [95] M. C. Swinton, H. Moussa et R. G. Marchand, “Commissioning twin houses for assessing the performance of energy conserving technologies,” dans *Proceedings from Performance of Exterior Envelopes of Whole Buildings VIII : Integration of Building Envelopes*, 2001.
- [96] *Ensembles de données climatiques en génie*, Gouvernement du Canada, 2020. [En ligne]. Disponible : https://climat.meteo.gc.ca/prods_servs/engineering_f.html
- [97] ANSI/CSA/IGSHPA, “Design and installation of ground source heat pump systems for commercial and residential buildings (c448 series-16),” 2021.
- [98] V. Godefroy, “Élaboration et validation d’une suite évolutive de modèles d’échangeurs géothermiques verticaux,” Mémoire de maîtrise, École Polytechnique de Montréal, 2014.
- [99] M. Bernier et collaborateurs, “PolyGHE – TRNSYS suite to simulate borefield,” logiciel (dll) disponible à http://www.profs.polymtl.ca/michel.bernier/Open_geo.htm.
- [100] P. Eslami-nejad et M. Bernier, “Heat transfer in double U-tube boreholes with two independent circuits,” *Journal of Heat Transfer*, vol. 133, n°. 8, 2011.
- [101] P. Eskilson, “Thermal analysis of heat extraction boreholes,” Thèse de doctorat, University of Lund, 1987.
- [102] X. Liu, “Development and experimental validation of simulation of hydronic snow melting systems for bridges,” Thèse de doctorat, Oklahoma State University, 2005.
- [103] V. Godefroy *et al.*, “Experimental validation of a thermal resistance and capacity model for geothermal boreholes,” dans *ASHRAE winter conference*, Orlando, Florida, 2016.
- [104] B. Marcotte et M. Bernier, “Experimental validation of a TRC model for a double U-tube borehole with two independent circuits,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 162, 2019.
- [105] S. Chapuis et M. Bernier, “Étude préliminaire sur le stockage solaire saisonnier par puits géothermiques.” dans *Proceedings of the 3rd Canadian Solar Buildings Conference*, Fredericton (N.-B.), Canada, 2008, p. 14–23.
- [106] *Tranquility Water-to Water (TMW) series -Size 100 (100 kW)*, Climate Master, 2007. [En ligne]. Disponible : <http://ww.hvactechsupport.com/climate/master/TMW%20Water-to-Water%20Series%20Engineering%20Guide.pdf>
- [107] M. Cimmino et J. C. Cook, “pygfunction 2.2 : New features and improvements in accuracy and computational efficiency,” dans *Research Conference Proceedings, IGSHPA*

- Annual Conference 2022*. International Ground Source Heat Pump Association, 2022, p. 45–52.
- [108] 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, 2011.
 - [109] M. Mitchell, J. Spitler et S. Gehlin, “Use of cross g-functions to calculate interference between ground heat exchangers used in ground-source heat pump systems,” dans *World Geothermal Congress, International Geothermal Association*, Reykjavik, Islande, 2020.
 - [110] J. Claesson et S. Javed, “A load-aggregation method to calculate extraction temperatures of borehole heat exchangers,” *ASHRAE Transactions*, vol. 118, p. 530–539, 2012.
 - [111] 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.
 - [112] 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.
 - [113] M. Cimmino, “Semi-analytical method for g-function calculation of bore fields with series- and parallel-connected boreholes,” *Science and Technology for the Built Environment*, vol. 25, n° 8, p. 1007–1022, 2019.
 - [114] P. Virtanen *et al.*, “SciPy 1.0 : Fundamental Algorithms for Scientific Computing in Python,” *Nature Methods*, vol. 17, p. 261–272, 2020.
 - [115] D. Kraft, “Algorithm 733 : TOMP–Fortran modules for optimal control calculations,” *ACM Trans. Math. Softw.*, vol. 20, n° 3, p. 262–281, 1994.
 - [116] —, “A software package for sequential quadratic programming,” DLR German Aerospace Center — Institute for Flight Mechanics, Koln, Germany, Rapport technique DFVLR-FB 88-28, 1988.
 - [117] C. Audet *et al.*, “NOMAD version 4 : Nonlinear optimization with the MADS algorithm,” 2021. [En ligne]. Disponible : <https://arxiv.org/abs/2104.11627>
 - [118] C. Audet et J. E. Dennis, “Mesh adaptive direct search algorithms for constrained optimization,” *SIAM Journal on Optimization*, vol. 17, n° 1, p. 188–217, 2006.
 - [119] P. Hansen, N. Mladenović et D. Perez-Brito, “Variable neighborhood decomposition search,” Groupe d’études et de recherche en analyse des décisions, GERAD, Montréal QC H3T 2A7, Canada, Les Cahiers du GERAD G-98-53, 1999.

- [120] C. Audet et J. E. Dennis, Jr., “A progressive barrier for derivative-free nonlinear programming,” *SIAM Journal on Optimization*, vol. 20, n^o. 1, p. 445–472, 2009.
- [121] “Coût annuel moyen de l’énergie pour la résidence principale des ménages selon certaines caractéristiques du logement ou du ménage, Québec,” <https://statistique.quebec.ca/fr/produit/tableau/cout-annuel-moyen-de-lenergie-pour-la-residence-principale-des-menages-selon-certaines-caracteristiques-du-logement-ou-du-menage-quebec-2009>, Institut de la statistique du Québec, 2009, accédé le 2025-07-31.
- [122] “Répartition de la consommation d’un ménage,” <https://www.hydroquebec.com/residentiel/espace-clients/consommation/consommation-electrique-sources.html>, Hydro-Québec, consulté le 2025-07-31.
- [123] M. Le Dû *et al.*, “Economic and energy analysis of domestic ground source heat pump systems in four canadian cities,” *Journal of renewable and sustainable energy*, vol. 7, n^o. 5, 2015.
- [124] X. Liu *et al.*, “Analysis of cost reduction potential of vertical bore ground heat exchanger (final),” Oak Ridge National Laboratory (ORNL), Oak Ridge, TN (United States), Rapport technique, 2018.
- [125] C. Prieto et M. Cimmino, “Transient multipole expansion for heat transfer in ground heat exchangers,” *Science and Technology for the Built Environment*, vol. 27, n^o. 3, p. 253–270, 2020.
- [126] A. Noël, “Optimisation topologique pour le dimensionnement d’échangeurs de chaleur géothermiques,” Mémoire de maîtrise, Polytechnique Montréal, 2023.
- [127] *Research Conference Proceedings, IGSHPA Annual Conference 2022*. International Ground Source Heat Pump Association, 2022.