

Titre: Influence du stockage thermique dans la structure du bâtiment sur les systèmes de pompes à chaleur géothermiques
Title: les systèmes de pompes à chaleur géothermiques

Auteur: Mathieu Lévesque
Author:

Date: 2012

Type: Mémoire ou thèse / Dissertation or Thesis

Référence: Lévesque, M. (2012). Influence du stockage thermique dans la structure du bâtiment sur les systèmes de pompes à chaleur géothermiques [Mémoire de maîtrise, École Polytechnique de Montréal]. PolyPublie.
Citation: <https://publications.polymtl.ca/995/>

Document en libre accès dans PolyPublie Open Access document in PolyPublie

URL de PolyPublie: <https://publications.polymtl.ca/995/>
PolyPublie URL:

Directeurs de recherche: Michel Bernier
Advisors:

Programme: Génie mécanique
Program:

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

INFLUENCE DU STOCKAGE THERMIQUE DANS LA STRUCTURE DU
BÂTIMENT SUR LES SYSTÈMES DE POMPES À CHALEUR
GÉOTHERMIQUES

MATHIEU LÉVESQUE

DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

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

DÉCEMBRE 2012

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

Ce mémoire intitulé:

INFLUENCE DU STOCKAGE THERMIQUE DANS LA STRUCTURE DU BÂTIMENT SUR
LES SYSTÈMES DE POMPES À CHALEUR GÉOTHERMIQUES

présenté par : LÉVESQUE Mathieu

en vue de l'obtention du diplôme de : Maîtrise ès Sciences Appliquées

a été dûment accepté par le jury d'examen constitué de :

M. KUMMERT Michaël, Ph.D., président

M. BERNIER Michel, Ph.D., membre et directeur de recherche

M. NOUANEQUE Hervé Frank, Ph.D., membre

DÉDICACE

À ceux qui me poussent à me dépasser ...

... et à ceux qui me convainquent que je mérite d'y arriver

REMERCIEMENTS

Mes premiers remerciements et les plus sincères vont à mon directeur de recherche, le professeur *Michel Bernier* pour son support, son implication, son enthousiasme et sa rigueur, sans qui la réalisation de cette recherche n'aurait pas été possible.

Mes remerciements à *M. Roland Charneux* et *M. Frédéric Genest* de la firme *Pageau Morel* pour leur précieux temps, leurs connaissances, leur expérience et leur appui financier.

Mes remerciements au professeur *Michaël Kummert* pour sa générosité et ses réponses à mes nombreuses questions.

Je remercie mes collègues *Yannick Allard*, *Massimo Cimmino*, *Antoine Courchesne Tardif*, *Katherine D'Avignon*, *Benoît Delcroix*, *Parham Eslami Nejad*, *Romain Jost*, *Antoine Langlois*, *Humberto Jose Quintana*, *Marilyne Rancourt-Ouimet*, *Ali Salim Shizari* et *Aurélie Verstraete* ainsi que mes collègues visiteurs *François Adam*, *Chiara Dipasquale* et *Matthieu Grand* pour leurs contributions et le plaisir que j'ai eu à les côtoyer.

Mes remerciements à mes parents, mes frères et mes amis, qui m'ont accompagné et encouragé tout au long de ce travail.

Mes remerciements au Fonds québécois de recherche sur la nature et les technologies (FQRNT) et au Conseil de recherches en sciences naturelles et en génie (CRSNG) ainsi qu'à la firme *Pageau Morel* pour leur appui financier à travers le programme de bourses BMP Innovation FQRNT-CRSNG.

RÉSUMÉ

Le potentiel de réduction de la longueur d'un échangeur géothermique vertical en boucle fermée (ÉGV) grâce au stockage thermique dans le béton d'un système de chauffage rayonnant hydronique intégré à la dalle d'un bâtiment (« dalle active ») est étudié. Le rez-de-chaussée d'un bâtiment commercial typique à Montréal (Canada) est modélisé dans l'environnement de simulation TRNSYS afin d'étudier le couplage de pompes à chaleur (PAC) géothermiques à un système de chauffage hydronique intégré à une dalle sur sol sur la saison de chauffage.

Différents scénarios de fonctionnement journalier de l'ÉGV sont étudiés. Les résultats montrent que le nivellement de la charge au sol sur 24 heures ne permet de réduire la longueur de l'ÉGV que de 4 %, ce qui démontre la nécessité de réduire la capacité des PAC géothermiques afin d'obtenir une réduction significative de la longueur de l'ÉGV. Une étude de trois paramètres de design de la dalle active, soit son épaisseur, la profondeur des tuyaux qui y sont intégrés et leur espacement, est montrée. L'augmentation de l'épaisseur de la dalle de 100 à 200 mm permet de compenser une réduction de la capacité des PAC géothermiques de 8,3 %. Ensuite, une augmentation de la consommation électrique des PAC suite à une augmentation de la profondeur des tuyaux est observée et est due à l'augmentation de la résistance thermique entre les tuyaux et le plancher et l'augmentation des pertes de chaleur sous la dalle sur sol. Finalement, des tuyaux plus rapprochés permettent un meilleur échange de chaleur entre le fluide caloporteur et le béton de la dalle, ce qui permet un meilleur rendement des PAC.

Une comparaison avec un système de chauffage équivalent muni de ventilo-convecteurs permet de montrer que la longueur requise de l'ÉGV associé à une dalle active est 25 % plus élevée. Cette différence significative s'explique par les températures de chauffage plus faibles du système à dalle active, ce qui engendre un coefficient de performance moyen plus élevé pour le système à dalle active. En contrepartie, une diminution de la consommation des PAC de 21 % est observée. Finalement, une comparaison du stockage thermique dans le béton et sous forme de réservoirs d'eau montre que le premier est avantageux pour la dalle active, mais que le second est avantageux pour le système à ventilo-convecteurs. Finalement, il est montré qu'une diminution de 8,3 % de la capacité des PAC grâce à ces stockages thermiques permet de réduire la longueur de l'ÉGV jusqu'à respectivement 10,1 % et 8,4 % pour le chauffage à ventilo-convecteurs et à dalle active.

ABSTRACT

The length reduction potential of a vertical, closed loop geothermal heat exchanger linked to a thermally activated building system (TABS) that uses the thermal energy storage in the concrete floor is analysed. The ground floor of a typical commercial building in Montréal (Canada) is modeled in the TRNSYS simulation environment to study the coupling of geothermal heat pumps with a slab-on-grade TABS during the heating season.

Different daily operation scenarios of the geothermal heat exchanger are studied. Results show that a 24 hour leveling of the ground thermal load during the heating season produces only a 4 % length reduction of the geothermal heat exchanger, which demonstrates the need to reduce the installed geothermal heat pump capacity to impact significantly the heat exchanger's length. Three design parameters of the TABS are analysed: the slab thickness and the depth and spacing of its embedded piping. It is shown that increasing the slab thickness from 100 to 200 mm (4 to 8 inches) compensates an 8.3 % reduction of the installed capacity of the heat pumps. An increase of the heat pump's energy consumption is observed with an increased depth of the slab's embedded piping, caused by the increased thermal resistance between the piping and the floor and the increased thermal losses beneath the slab-on-grade. Finally, a tightly spaced embedded piping results in a more efficient heat transfer between the fluid and the concrete, which increases the heat pump's coefficient of performance (COP).

A comparison with an equivalent fan-coil heating system shows that the required length of the geothermal heat exchanger is 25 % greater for the TABS. This difference can be explained by the reduction of the fluid heating temperature for the TABS, which increases the heat pump's average COP. This is also accompanied by a 21 % reduction in the energy consumption. Finally, comparing the thermal energy storage in the concrete with water tanks shows that the former is beneficial for the TABS where the latter offers better results with the fan-coil heating system. Finally, it is shown that a reduction of the heat pumps installed capacity of 8.3 % leads to a maximum reduction of the heat exchanger's length of 10.1 % and 8.4 % for the TABS and fan-coil heating systems, respectively.

TABLE DES MATIÈRES

DÉDICACE	III
REMERCIEMENTS	IV
RÉSUMÉ	V
ABSTRACT	VI
TABLE DES MATIÈRES	VII
LISTE DES TABLEAUX	X
LISTE DES FIGURES	XI
LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS	XV
LISTE DES ANNEXES	XIX
INTRODUCTION	1
CHAPITRE 1 REVUE DE LA LITTÉRATURE	3
1.1 Introduction	3
1.2 Stockage thermique dans la structure du bâtiment	3
1.3 Dalles rayonnantes	7
1.3.1 Modèles numériques	10
1.3.2 Régulation	13
1.3.3 Études expérimentales et cas réels	16
1.4 Résumé	18
CHAPITRE 2 GÉNÉRALITÉS	19
2.1 Introduction	19
2.2 Échangeur géothermique vertical	20
2.2.1 Dimensionnement d'un échangeur géothermique vertical en boucle fermée	22

2.3	Pompe à chaleur	23
2.4	Chauffage et refroidissement rayonnants	25
2.5	Confort thermique	30
CHAPITRE 3 DESCRIPTION DES MODÈLES TRNSYS		34
3.1	Introduction	34
3.2	Échangeur géothermique vertical (TYPE 557)	34
3.3	Pompe à chaleur eau-eau (TYPE 1221)	36
3.4	Bâtiment multizone (TYPE 56).....	39
3.5	Dalle active (<i>Active layer</i>).....	42
CHAPITRE 4 ÉTUDES PRÉLIMINAIRES		47
4.1	Introduction	47
4.2	Scénarios de fonctionnement journalier de l'échangeur géothermique	47
4.3	Design de la dalle active.....	53
4.3.1	Épaisseur de la dalle	60
4.3.2	Espacement entre les tuyaux	62
4.3.3	Profondeur des tuyaux.....	67
4.4	Résumé	69
CHAPITRE 5 RÉSULTATS		70
5.1	Introduction	70
5.2	Description détaillée du système.....	71
5.2.1	Bâtiment	71
5.2.2	Système de chauffage à dalle active.....	75
5.2.3	Système à ventilo-convecteurs	80
5.3	Résultats	83

5.3.1	Type de stockage thermique.....	87
5.3.2	Profondeur des tuyaux.....	98
5.4	Résumé	102
	CONCLUSION	104
	LISTE DE RÉFÉRENCES.....	107
	ANNEXES	114

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 2.1 : Caractéristiques typiques des ÉGV au Canada	21
Tableau 2.2 : Caractéristiques typiques des dalles actives en chauffage	30
Tableau 2.3 : Échelle PMV du confort thermique	31
Tableau 4.1 : Paramètres de simulation des études préliminaires	57
Tableau 4.2 : Résultats de l'étude préliminaire sur l'épaisseur de la dalle	61
Tableau 4.3 : Résultats de l'étude préliminaire sur l'espacement entre les tuyaux	62
Tableau 4.4 : Résultats des simulations FEHT pour l'espacement des tuyaux	66
Tableau 4.5 : Résultats de l'étude préliminaire sur la profondeur des tuyaux	67
Tableau 5.1 : Caractéristiques du bâtiment et de la dalle active	73
Tableau 5.2 : Caractéristiques de la PAC et de l'ÉGV	80

LISTE DES FIGURES

Figure 2.1 : Schéma général du système mécanique étudié	19
Figure 2.2 Coupe d'un puits géothermique vertical	20
Figure 2.3 : Circuit interne d'une PAC en mode chauffage	24
Figure 2.4 : Diagramme P-h tiré de mesures prises par Ndiaye (2007)	25
Figure 2.5 : Plancher rayonnant typique	26
Figure 2.6 : Exemples de configuration de la tuyauterie dans la dalle	28
Figure 2.7 : Prédiction du pourcentage d'insatisfaction (PPD) en fonction du vote moyen prédit (PMV) de Fanger (1967)	31
Figure 2.8 : Abaque psychrométrique du confort thermique adapté de la norme ASHRAE 55 (2010)	32
Figure 3.1 : Représentation du volume de stockage total selon le modèle DST, tiré de (Chapuis, 2009)	35
Figure 3.2 : Capacité normalisée de la PAC en fonction des températures d'entrée côté charge et côté source à pleine charge (<i>full load</i>) avec les débits nominaux	37
Figure 3.3 : COP de la PAC en fonction des températures d'entrée côté charge et côté source à pleine charge (<i>full load</i>) avec les débits nominaux	38
Figure 3.4 : Réseau en étoile pour une zone à trois surfaces, adapté de (Klein et al., 2009)	40
Figure 3.5 : Coupe d'une dalle active montrant la distribution de température autour d'un tuyau	42
Figure 3.6 : Résistances thermiques en triangle, adapté de (Koschenz et Dorer, 1999)	43
Figure 3.7 : Résistances thermiques en étoile, adapté de (Koschenz et Dorer, 1999)	44
Figure 4.1 : Charge au sol en fonction de la température de l'air extérieur	48
Figure 4.2 : Comparaison de la charge au sol et de la température de sortie de l'ÉGV pour une charge au sol constante sur 24 heures ou doublée sur 12 heures pour les mois de janvier et février	49

Figure 4.3 : Profils de température dans le sol autour du puits géothermique pour un fonctionnement à charge constante sur 24 heures	50
Figure 4.4 : Profils de température dans le sol autour du puits géothermique pour un fonctionnement à charge doublée sur 12 heures suivies d'un arrêt de 12 heures	51
Figure 4.5 : Comparaison de la charge au sol et de la température de sortie de l'ÉGV pour une charge au sol continue ou constante sur 24 heures pour les mois de janvier et février.....	52
Figure 4.6 : Circuit de résistances thermiques de la dalle active	54
Figure 4.7 : Températures résultantes du calcul à l'état permanent a) Profondeur des tuyaux de 150 mm b) Profondeur des tuyaux de 50 mm	55
Figure 4.8 : Schéma du circuit utilisé pour les études préliminaires.....	56
Figure 4.9 : Détails de la journée typique utilisée.....	58
Figure 4.10 : Résultats de la 12 ^e journée (a) évolution des températures et (b) bilan thermique de la dalle en taux de transfert de chaleur par surface de plancher.....	59
Figure 4.11 : Comparaison de la température d'alimentation du fluide caloporteur à la dalle active et de la puissance électrique consommée par la PAC pour deux épaisseurs de béton.....	61
Figure 4.12 : Comparaison de la température d'alimentation du fluide caloporteur à la dalle active et de la puissance électrique consommée par la PAC pour deux espacements de tuyaux	63
Figure 4.13 : Comparaison des isothermes pour une coupe de dalle avec un espacement de tuyaux de 150 mm (gauche) et de 300 mm (droite) à 8h00 (haut) et 15h00 (bas).....	65
Figure 4.14 : Comparaison de la température d'alimentation du fluide caloporteur à la dalle active et de la puissance électrique consommée par la PAC pour deux profondeurs de tuyaux	68
Figure 5.1 : Schéma du système de chauffage à dalle active couplé à des pompes à chaleur géothermiques avec réservoirs d'eau côté source et côté charge des PAC	70
Figure 5.2 : Plan d'un étage du bâtiment modélisé	72
Figure 5.3 : Températures de la surface du sol sous la dalle.....	74
Figure 5.4 : Lois d'eau du réservoir de stockage chaud et de la dalle active en fonction de la température extérieure minimale prévue pour les 24 heures suivantes.....	77

Figure 5.5 : Régulation des PAC selon la loi d'eau prédictive	78
Figure 5.6 : Schéma du système de chauffage à ventilo-convecteur couplé à des pompes à chaleur géothermiques avec réservoirs d'eau côté source et côté charge	81
Figure 5.7 : Puissance de chauffage maximale du ventilo-convecteur (kW) en fonction des températures de l'air de la pièce et de l'alimentation du fluide	82
Figure 5.8 : Impact de la désactivation du dernier étage des PAC sur la température opérative minimale et la longueur de l'ÉGV pour un système à dalle active ou à ventilo-convecteurs	84
Figure 5.9 : Résultats complets pour une journée ordinaire (heures 440 à 464) pour le système à dalle active de 200 mm d'épaisseur avec réservoirs de 16,7 m ³	86
Figure 5.10 : Comparaison des longueurs des puits de l'ÉGV et la température opérative minimale pour 3 épaisseurs de dalle et 3 volumes de réservoirs de stockage pour le système à dalle active.....	88
Figure 5.11 : Résultats complets pour la journée de pointe (heures 344 à 368) pour le système à dalle active de 200 mm d'épaisseur avec réservoirs de 1,5 m ³	90
Figure 5.12 : Résultats complets pour la journée de pointe (heures 344 à 368) pour le système à dalle active de 100 mm d'épaisseur avec réservoirs de 16,7 m ³	92
Figure 5.13 : Comparaison des longueurs des puits de l'ÉGV et la température opérative minimale pour 3 épaisseurs de dalle et 3 volumes de réservoirs de stockage pour le système à ventilo-convecteurs.....	93
Figure 5.14 : Résultats complets pour la journée de pointe (heures 344 à 368) pour le système à ventilo-convecteurs avec dalle de 100 mm d'épaisseur et réservoirs de 8,4 m ³	95
Figure 5.15 : Débits, températures et taux de transfert de chaleur du réservoir de stockage chaud à 8h00 et 16h00 pour la journée de pointe	97
Figure 5.16 : Lois d'eau utilisées pour la dalle active pour différentes profondeurs	98
Figure 5.17 : Comparaison des longueurs des puits de l'ÉGV et de la consommation énergétique des PAC pour les mois de novembre à mars pour des profondeurs des tuyaux variant entre 50 et 150 mm.....	99

Figure 5.18 : Résultats complets pour la journée de pointe (heures 344 à 368) pour le système à dalle active de 200 mm d'épaisseur, profondeur de tuyaux de 150 mm et réservoirs de 1,5 m³ 101

LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS

BTES	<i>Borehole thermal energy storage</i> (Stockage thermique par puits géothermique)
COP	Coefficient de performance d'une pompe à chaleur
CVAC	Chauffage, ventilation et air climatisé
ÉGV	Échangeur géothermique vertical
GLO	Échange de chaleur rayonnant à grande longueur d'onde
MLI	Modulation de la largeur d'impulsion
PAC	Pompe à chaleur
PMV	<i>Predicted mean vote index</i> (index du vote moyen prédict)
PPD	<i>Predicted percentage dissatisfied</i> (prédition du pourcentage d'insatisfaction)
RC	Résistif-capacitif
TABS	<i>Thermally activated building system</i> (Système de chauffage et refroidissement rayonnant intégré à la structure du bâtiment)
TRNSYS	<i>Transient System Simulation</i> (Logiciel de simulation)
T_{op}	Température opérative (°C)
T_{air}	Température de l'air intérieur (°C)
T_{ext}	Température de l'air extérieur (°C)
T_{ray}	Température moyenne rayonnante des surfaces environnantes (°C)
c_g	Chaleur spécifique du sol (kJ·kg ⁻¹ · °C ⁻¹)
c_b	Chaleur spécifique du matériau de remplissage du puits géothermique (kJ·kg ⁻¹ · °C ⁻¹)
$c_{p,f}$	Chaleur spécifique du fluide à pression constante (kJ·kg ⁻¹ · °C ⁻¹)

L	Longueur totale de l'échangeur géothermique (m)
H	Hauteur d'un puits géothermique (m)
B	Espacement entre les puits d'un champ de puits géothermique (m)
$V_{\text{ÉGV}}$	Volume cylindrique de stockage du champ de puits géothermique (m ³)
r_{BTES}	Rayon du volume de stockage (BTES) du champ de puits géothermique (m)
r_1	Rayon du volume de stockage associé à un seul des puits géothermiques (m)
\dot{m}_f	Débit massique de fluide (kg·h ⁻¹)
\dot{Q}_{bat}	Taux de transfert de chaleur par l'enveloppe du bâtiment (W)
\dot{P}_{PAC}	Puissance fournie au compresseur de la pompe à chaleur (W)
\dot{Q}_{tuy}	Taux de transfert de chaleur de la tuyauterie intégrée à la dalle active (W)
$\dot{Q}_{\text{ÉGV}}$	Taux de transfert de chaleur par l'échangeur géothermique vertical (W)
$\dot{Q}_{\text{plancher}}$	Taux de transfert de chaleur par le plancher du bâtiment (W)
\dot{Q}_{inf}	Taux de transfert de chaleur de la surface inférieure de la dalle sur sol (W)
q_h	Charge thermique horaire maximale au sol (W)
q_m	Charge thermique mensuelle maximale au sol (W)
q_a	Charge thermique moyenne annuelle au sol (W)
R_b	Résistance thermique équivalente d'un puits géothermique (m·°C·W ⁻¹)
R_{6h}	Résistance thermique équivalente du sol pour une impulsion thermique de 6 heures (m·°C·W ⁻¹)
R_{1m}	Résistance thermique équivalente du sol pour une impulsion thermique de 1 mois (m·°C·W ⁻¹)
R_{20a}	Résistance thermique équivalente du sol pour une impulsion thermique de 20 ans (m·°C·W ⁻¹)
T_m	Température moyenne entre l'entrée et la sortie de l'échangeur géothermique pour les conditions de design (°C)

T_g	Température du sol non perturbée (°C)
T_p	Pénalité de température causée par le déséquilibre thermique annuel au sol (°C)
\dot{q}_{ray}	Taux de transfert de chaleur rayonnant (W)
\dot{q}_{conv}	Taux de transfert de chaleur convectif (W)
T_{surf}	Température de la surface (°C)
T_∞	Température d'échange convectif du fluide (°C)
h_{conv}	Coefficient d'échange de chaleur convectif ($\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{°C}^{-1}$)
$T_{m,f}$	Température moyenne entre l'alimentation et le retour du fluide (°C)
$T_{tuy,plan}$	Température moyenne du plan horizontal où sont placés les tuyaux de la dalle active (°C)

Lettres grecques

ε	Émissivité d'une surface (-)
σ	Constante de Stefan-Boltzmann ($\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-4}$)
ρ	Masse volumique ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)

Attribuables au modèle Active layer du TYPE 56 seulement

c_p	Capacité thermique massique du fluide caloporteur ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{°C}^{-1}$)
d	Épaisseur (m)
d_x	Espacement entre les tuyaux (m)
δ	Diamètre externe du tuyau (m)
h	Coefficient de transfert de chaleur convectif (W)
k	Conductivité thermique ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{°C}^{-1}$)

l	Longueur de la section créée par l' <i>autosegmentation</i> le long du tuyau (m)
\dot{m}	Débit massique spécifique du fluide calopورteur ($\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$)
n	Nombre de sections créées par l' <i>autosegmentation</i> (-)
Φ	Coefficient de proportionnalité propre à la configuration de tuyaux (-)
\dot{q}	Taux de transfert de chaleur (W)
R	Résistance thermique ($\text{m}^2\cdot\text{°C}\cdot\text{W}^{-1}$)
T	Température (°C)
U	Coefficient de transfert thermique ($\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{°C}^{-1}$)

Indices

1	Surface ou pièce au-dessus de la dalle
2	Surface ou pièce en dessous de la dalle
a, b, c	Une des résistances thermiques en réseau triangulaire
i	$n^{\text{ième}}$ section créée par l'autosegmentation
k	Centre de la dalle
x	Entre la paroi externe du tuyau et la moyenne du plan horizontal où sont les tuyaux
ext	Paroi extérieure du tuyau
int	Paroi intérieure du tuyau
$isol$	Isolation sous la dalle
$surf$	Surface supérieure ou inférieure de la dalle
tuy	Tuyau intégré à la dalle

LISTE DES ANNEXES

ANNEXE 1 – Données de performance de la pompe à chaleur WPWD 024 pour utilisation avec le TYPE 1221	114
ANNEXE 2 – Composition des parois du bâtiment modélisé au Chapitre 5	116
ANNEXE 3 – Données de performance du ventilo-convecteur FCHCB-06 d’E.H. Price	117

INTRODUCTION

Les systèmes de chauffage et refroidissement rayonnants procurent un environnement thermique supérieur aux systèmes à air pulsé puisqu'ils permettent un contrôle de la température moyenne rayonnante d'une pièce en plus de celui de la température de l'air. Les systèmes rayonnants peuvent être électriques ou hydroniques et occuper une surface plus ou moins importante d'un mur, du plafond ou du plancher. Dans les systèmes hydroniques, une tuyauterie est généralement intégrée à la structure du plafond ou du plancher afin d'y faire circuler un fluide caloporteur, ce qui permet d'utiliser le plafond et/ou le plancher comme surface d'échange. Ces systèmes sont habituellement intégrés à la dalle de béton et sont alors décrits par l'acronyme TABS (*Thermally Activated Building Systems*), alors que le terme français le plus utilisé est *dalle active*. La surface importante qu'est le plafond ou le plancher permet d'utiliser des températures de fluide plus près des températures intérieures du bâtiment, ce qui incite à coupler les dalles actives à des sources de chaleur basse énergie telles que les pompes à chaleur (PAC) géothermiques reliées à des échangeurs géothermiques.

Les échangeurs géothermiques verticaux à boucle fermée (ÉGV) sont généralement constitués d'un ensemble de puits verticaux. Un fluide caloporteur circule dans la boucle en U contenue dans chaque puits et échange ainsi de la chaleur avec le sol environnant. La chaleur puisée (ou rejetée) est transférée à la PAC pour le chauffage (refroidissement) du bâtiment. Le dimensionnement d'un ÉGV est déterminé principalement par la charge de chauffage de pointe du bâtiment pour les climats froids comme celui de Montréal (Canada). Une réduction de la charge de pointe permet donc de réduire la longueur de l'ÉGV et d'ainsi économiser des coûts importants, qui constituent le principal frein à une adoption plus répandue de ces systèmes énergétiquement efficaces.

Niveler la charge de chauffage de façon à réduire sa pointe horaire peut être effectué grâce à différents types de stockages thermiques, dont les plus utilisés sont les réservoirs d'eau ou de glace. La structure du bâtiment offre également une capacité de stockage thermique non négligeable qui peut être exploitée de manière passive et active. Une des techniques les plus fréquentes en mode climatisation est d'augmenter la ventilation durant la nuit afin de profiter de l'air extérieur plus frais de façon à prérefroidir le bâtiment, alors que les gains internes et solaires sont stockés dans la structure du bâtiment au cours de la journée. Les bâtiments solaires passifs

sont un autre exemple, où le stockage thermique dans la structure du bâtiment est utilisé de manière à absorber puis délivrer les gains solaires dans le but de réduire les charges de chauffage et de climatisation. Il est également possible de rechercher une meilleure utilisation de la masse thermique inhérente au béton d'une dalle active dans le but de réduire les pointes de charge de chauffage afin de réduire la longueur de l'ÉGV ou la consommation électrique des PAC, lorsque ces systèmes sont couplés.

Malgré que les effets bénéfiques de la dalle active soient de plus en plus documentés en mode climatisation, il existe un manque d'information sur l'impact de ce système en mode chauffage et sur l'impact de son couplage avec des PAC géothermiques.

Objectifs de cette étude

L'objectif premier de ce travail est de déterminer le potentiel de réduction de la longueur d'un ÉGV grâce au stockage thermique dans le béton d'un système à dalle active. Pour ce faire, en premier lieu, différents scénarios de fonctionnement journalier de l'ÉGV et différents paramètres de design de la dalle active sont étudiés dans l'environnement de simulation TRNSYS. Premièrement, le confort thermique, la consommation électrique des PAC et la longueur de l'ÉGV d'un système à dalle active couplé à des PAC géothermiques et d'un système équivalent à ventilo-convecteurs sont comparés. Finalement, le stockage thermique dans la dalle est comparé au stockage thermique sous forme de réservoirs d'eau disposés du côté chaud et du côté froid des PAC.

Organisation de ce mémoire

Ce mémoire est divisé en 5 chapitres. Le Chapitre 1 présente une revue de la littérature sur le stockage thermique dans la structure du bâtiment et particulièrement sur les systèmes à dalle active. Le Chapitre 2 introduit les principaux éléments du système à dalle active couplé à des PAC géothermiques. Le Chapitre 3 présente les modèles utilisés pour modéliser les principaux éléments du système dans l'environnement de simulation TRNSYS. Le Chapitre 4 présente des études préliminaires sur l'opération de l'ÉGV et le design de la dalle active. Finalement, le Chapitre 5 présente les résultats de la comparaison entre le système à dalle active et le système à ventilo-convecteurs ainsi que les résultats de la comparaison entre le stockage thermique dans la dalle et le stockage thermique sous forme de réservoirs d'eau.

CHAPITRE 1 REVUE DE LA LITTÉRATURE

1.1 Introduction

La présente étude examine l'influence de la masse thermique dans la structure du bâtiment sur la performance des systèmes de pompes à chaleur géothermiques. Plus spécifiquement, l'emploi d'une dalle rayonnante est étudié dans le but de réduire la pointe de charge des pompes à chaleur (PAC) de façon à réduire la longueur de l'échangeur géothermique vertical (ÉGV) et, conséquemment, de diminuer le coût de telles installations. Cette revue met donc l'accent sur le stockage thermique dans la structure du bâtiment et plus particulièrement dans les systèmes rayonnants intégrés à la dalle de béton du bâtiment.

Le présent travail constitue une suite logique aux travaux de maîtrise de Langlois (2011). Ce dernier a étudié l'impact de matériaux à changement de phase incorporés à des réservoirs d'eau utilisés pour réduire la pointe de charge de chauffage et de climatisation afin de réduire la longueur requise de l'ÉGV. Dans son étude de cas, un bâtiment de 6000 m² ayant une pointe de charge en chauffage de 420 kW est étudié et l'ajout d'un réservoir d'eau de 120 m³ permet une réduction de la capacité des pompes à chaleur (PAC) utilisées ainsi qu'une réduction de 15 % de la longueur de l'ÉGV. L'ajout de matériaux à changement de phase a permis de réduire la taille des réservoirs d'environ 70 % par rapport au cas où les réservoirs sont uniquement remplis d'eau.

Il y a lieu de signaler qu'il existe d'autres types de stockage pouvant accomplir le même objectif. Les plus courants étant les réservoirs d'eau (Langlois et al., 2010) ou de glace (G. P. Henze et al., 2003). Le stockage solide, par exemple une banque de sable dans laquelle est enfoui un tuyau parcouru par un liquide caloporteur, est aussi utilisé (Lyons et al., 2009). Des matériaux à changement de phase peuvent également être incorporés aux parois internes des bâtiments (ASHRAE, 2008b).

1.2 Stockage thermique dans la structure du bâtiment

Le professeur Braun, un des chercheurs les plus reconnus du domaine, pose que le stockage thermique est utilisé le plus souvent dans le but de réduire la taille des équipements de chauffage, ventilation et air-climatisé (CVAC) ou de réduire la consommation d'énergie lors des périodes de tarification énergétique supérieure (Braun, 2003). La stratégie usuelle est d'utiliser le stockage

thermique afin de réduire et décaler les pointes de charge du système de chauffage et de refroidissement.

Une approche populaire depuis le début des années 1990 est d'utiliser directement la masse thermique de la structure même du bâtiment en tant que stockage thermique, soit les dalles et colonnes de béton, les murs et partitions internes ainsi que l'ameublement des pièces. L'avantage par rapport aux réservoirs d'eau, de glace ou les banques de sables est la réduction de l'espace intérieur occupé par le système de stockage (Lehmann et al., 2007).

Une première approche, proposée par Braun et Lee (2006), est d'utiliser le stockage thermique de toute la structure interne du bâtiment en prérefroidissant le bâtiment durant la nuit avec l'air plus frais provenant de l'extérieur. Le but est d'atteindre la limite inférieure du confort thermique au début de la période d'occupation et de laisser la température dériver au cours de la journée vers la limite supérieure du confort thermique, réduisant ainsi la consommation énergétique des équipements du bâtiment durant le jour. De plus, Braun et Lee (2006) notent que les bâtiments commerciaux de grande taille sont de bons candidats grâce à leur grande masse thermique, leurs systèmes de contrôle automatisés et leur plus petit rapport de surface externe sur masse interne. Ils présentent ensuite un algorithme de réduction de la pointe de charge qui s'intègre bien aux contrôleurs utilisés dans les bâtiments commerciaux.

Plusieurs études ont été réalisées au cours des années 1990 sur la réduction de la pointe de climatisation en utilisant la masse thermique de la structure des bâtiments. Entre autres, Snyder et Newell (1990) ont montré une réduction des coûts de climatisation de 18 % en utilisant le prérefroidissement de la masse thermique d'un bâtiment léger. Andresen et Brandemuehl (1992) ont montré que le prérefroidissement la nuit peut réduire les pointes de climatisation de 50 % par rapport à une réduction du point de consigne la nuit. Morris et al. (1994) ont étudié expérimentalement une pièce typique d'un grand immeuble de bureaux et ils ont démontré que jusqu'à 51 % de la charge de climatisation peut être décalée hors de la période d'occupation alors qu'une réduction de 40 % de la pointe de charge est possible.

Keeney et Braun (1997) ont développé une stratégie de régulation qui utilise la masse thermique d'un bâtiment commercial de 130 000 m² en Illinois (États-Unis) de façon à réduire la pointe de climatisation afin de continuer l'opération du bâtiment dans le cas où un des quatre refroidisseurs centraux serait en panne. La nouvelle stratégie de régulation a permis une opération du bâtiment

Est à 75 % de sa capacité de climatisation alors que le bâtiment Ouest fonctionne à 100 % de sa capacité, ce qui a permis d'éviter l'achat d'un refroidisseur supplémentaire de 500 000 \$.

Braun et al. (2001) ont réalisé une étude économique sur l'impact de quelques stratégies de contrôle liées à l'utilisation de la masse thermique du bâtiment pour cinq villes états-uniennes aux climats différents. Les coûts pour l'énergie (kWh), la demande de puissance (kW), le surcoût lié aux périodes de demande de pointe et la durée de ces dernières sont différents pour chaque ville. Les résultats montrent que le prérefroidissement la nuit, par rapport à une augmentation du point de consigne de climatisation la nuit, permet jusqu'à 50 % de réduction de la facture énergétique. Cependant, dans le cas de Seattle (États-Unis), le prérefroidissement cause une augmentation de la facture énergétique à cause du faible coût par kilowatt et de la longue durée de la période de demande de pointe.

Une description complète des stratégies dynamiques de contrôle de la masse thermique d'un bâtiment est présentée dans le rapport du projet de recherche 985-RP de l'ASHRAE (Chaturvedi et Braun, 2000). Ce rapport décrit un modèle mathématique inverse qui représente le comportement du bâtiment et de ses équipements de CVAC. Ce modèle permet, à partir de données mesurées, d'identifier une stratégie de contrôle de la masse thermique du bâtiment. De plus, différentes stratégies de régulation sont comparées pour différents types de bâtiments dans différents climats états-uniens.

Zhou et al. (2005) ont réalisé une étude paramétrique sur les systèmes de stockage de chaleur actifs et passifs quant aux économies d'énergie des équipements de climatisation et la réduction de la pointe de charge qu'ils permettent. Les paramètres étudiés sont la masse thermique des bâtiments, les tarifs variables d'électricité, la localisation des bâtiments et la saison. Le système de stockage de chaleur actif est un réservoir d'eau froide ou de glace, alors que le stockage passif est la structure même du bâtiment. Les résultats de simulations réalisées à l'aide du logiciel Energy Plus montrent que les bâtiments à masse thermique importante, les tarifs d'électricité haussés lors des périodes de demande de pointe ainsi que les bâtiments ayant une pointe de charge de climatisation importante offrent un grand potentiel de réduction des coûts de climatisation grâce au stockage thermique actif et passif.

Lee et Braun (2006) ont développé et évalué expérimentalement une stratégie de réduction de la pointe de charge électrique d'un bâtiment pendant les périodes de demande électrique de pointe.

À l'aide d'une installation similaire à un bâtiment commercial de petite taille, ils ont obtenu une réduction de la pointe de charge de l'ordre de 30 % pour une journée de pointe, sans impact significatif sur le confort des occupants.

Roth et al. (2009) décrivent l'état de l'art quant au stockage thermique dans la structure d'un bâtiment, plus précisément le prérefroidissement lors des périodes d'inoccupation. Ils présentent les facteurs qui favorisent la réduction des coûts de climatisation, soit :

- Rapport élevé entre les coûts de l'électricité en période de pointe et hors période de pointe;
- Efficacité à charge partielle (*part-load*) élevée des équipements de climatisation et de ventilation;
- Température intérieure moyenne moins élevée;
- Masse thermique importante de la structure du bâtiment;
- Rapport élevé entre la masse thermique et la surface de plancher du bâtiment (ce qui favorise les grands bâtiments);
- Faibles gains internes;
- Horaire de la période d'occupation du bâtiment coïncidant avec la période de grande demande électrique;
- Durées similaires des périodes d'occupation et d'inoccupation;
- Absence de recouvrement sur le plancher (de façon à réduire la résistance thermique entre l'air et la structure).

Les auteurs notent également que les stratégies de réduction des coûts de climatisation grâce à l'utilisation du stockage thermique dans la structure du bâtiment doivent être adaptées à chaque bâtiment, ce qui réduit leur utilisation sur le marché. Cependant, grâce à l'utilisation de systèmes de régulation numériques centralisés, l'implémentation de ces stratégies de régulation devrait être facilitée dans le futur.

Henze et al. (2010) utilisent un environnement de simulation et d'optimisation de façon à étudier différents paramètres de design des bâtiments et de leur stratégie de régulation sur la réduction des coûts de climatisation. Une conclusion intéressante est la possibilité de réduire et décaler la pointe de charge de climatisation en utilisant la masse thermique du bâtiment même pour des bâtiments à faible masse thermique, pourvu que les gains internes soient faibles. De plus, bien

que les masses thermiques importantes soient bénéfiques quant à la réduction des coûts de climatisation, il apparaît qu'une masse thermique excessive cause un stockage de chaleur trop important le jour, particulièrement au niveau des gains solaires, alors que ces gains doivent être évacués le soir. Les auteurs notent également que les bâtiments à bureaux se prêtent mieux à l'utilisation du stockage thermique dans la structure du bâtiment que les magasins à grande surface à cause de la trop grande période d'occupation de ces derniers, ce qui réduit la durée possible de prérefroidissement et augmente la durée de la période de déstockage de la masse thermique.

La grande majorité de la littérature sur le nivellation de la charge des systèmes de CVAC grâce à l'utilisation du stockage thermique dans la structure des bâtiments concerne la charge de climatisation. Seulement quelques études portent sur la charge de chauffage et portent exclusivement sur les systèmes de chauffage rayonnants couplés à la masse thermique du bâtiment. Cette littérature est présentée à la section suivante.

1.3 Dalles rayonnantes

Le type de stockage thermique étudié dans la présente recherche consiste à activer la masse thermique inhérente aux dalles de béton du bâtiment en y faisant circuler un fluide caloporteur à l'aide d'une tuyauterie intégrée à cette dalle, ce qui crée un plancher ou plafond rayonnant (Lehmann et al., 2007). Ce système est le plus souvent mentionné dans la littérature par l'acronyme TABS (*Thermally Activated Building Systems*), alors que le terme français le plus utilisé est *dalle active*. Le fluide caloporteur utilisé est le plus souvent liquide (eau ou solution aqueuse de propylène glycol), mais peut également être de l'air.

Watson et Chapman (2002) présentent les principes de base du chauffage et refroidissement rayonnant dans le Radiant Heating & Cooling Handbook. Plusieurs types de systèmes rayonnants sont présentés, dont les dalles actives. Les auteurs notent le faible coût d'installation de ce type de système de chauffage et l'importance de la régulation du système à cause de la masse thermique importante de la dalle. L'utilisation d'une loi d'eau, où la température de consigne est fonction de la température de l'air extérieur, et de principes de régulation prédictive sont proposées. Des caractéristiques typiques des systèmes de chauffage rayonnants sont également présentées (voir le Tableau 2.2 à la page 30 de ce mémoire). Différentes configurations de réseaux de chauffage primaire et secondaire et de boucles de tuyauterie intégrée à la dalle ainsi

que des directives d'installation pour ces systèmes sont montrées. Finalement, quelques études de cas sont présentées, mais datent des années 1990. De plus, l'analyse des stratégies de régulation présentées semble aussi dépassée, notamment une comparaison de thermostats électroniques et bimétalliques, alors que les thermostats électroniques sont aujourd'hui la norme.

De Carli et Olesen (2002) présentent un historique des systèmes de chauffage qui utilisent les surfaces d'une pièce. Notamment, il y a 2000 ans, les Romains faisaient circuler les produits de combustion dans des cavités sous les planchers et dans les murs des maisons et des bains publics. Ils notent également qu'il s'agit du système de chauffage traditionnel coréen depuis des centaines d'années. Le système coréen, nommé *Ondol*, est mieux décrit par Ryu et al. (2004).

Des études et certaines applications de dalles actives ont été réalisées aux États-Unis au cours des années 1950, mais l'intérêt a diminué à cause de défauts de construction (joints des tuyaux non étanches dans les planchers) et des températures de surface élevées requises à cause de la faible isolation des bâtiments à cette époque. L'intérêt pour ces systèmes a repris à partir des années 1980, principalement en Europe (De Carli et Olesen, 2002).

La stratégie de fonctionnement du système à dalle active lors de la saison de climatisation est similaire à l'approche présentée à la section 1.2 : prérefroidir la dalle durant la nuit pour ensuite la laisser absorber les gains internes et le rayonnement solaire durant le jour. Pour un immeuble de bureaux de Zurich (Suisse), Meierhans (1993) a choisi l'activation thermique des dalles et a utilisé les mêmes équipements de refroidissement pour refroidir la dalle la nuit et climatiser l'air durant les périodes d'occupation, ce qui a permis de réduire la taille de ces équipements. De plus, Bean et al. (2005) ont noté que la taille des équipements de ventilation peut également être réduite grâce au découplage entre la ventilation et le chauffage et la climatisation que permet l'utilisation du chauffage et refroidissement rayonnant.

Lors de la saison de chauffage, Gwerder et al. (2009) notent que les surplus de chaleur emmagasinés dans la dalle durant le jour par le système de chauffage, les gains solaires et les gains internes du bâtiment permettent de chauffer le bâtiment hors des périodes d'occupation. Il est également possible d'utiliser une régulation prédictive de façon à préchauffer la dalle durant l'après-midi en fonction de la température extérieure minimale prévue la nuit suivante (Genest et Minea, 2006).

Puisque les planchers rayonnants utilisent de grandes surfaces d'échange pour chauffer et refroidir une pièce, les températures d'alimentation du fluide caloporteur sont plus près des températures intérieures du bâtiment, ce qui améliore l'efficacité des équipements de chauffage et refroidissement et permet l'utilisation de sources de chaleur basse énergie (Brunello et al., 2003). Ainsi, Lehmann et al. (2007) ont trouvé qu'utiliser les dalles rayonnantes permet de réduire la puissance de refroidissement moyenne jusqu'à 50 % en utilisant des températures d'alimentation plus élevées. Cependant, Xu et al. (2010) notent dans leur revue de littérature sur les dalles actives que les études concernant l'impact de l'utilisation de sources basse énergie pour l'activation thermique de la dalle sont insuffisantes.

Puisque les températures des surfaces « activées » sont près de la température de l'air intérieur, une certaine autorégulation est procurée par la dalle elle-même. En effet, puisque le transfert de chaleur entre une surface et l'air de la pièce est déterminé par la différence de température entre cette surface et l'air, un petit changement de la température de l'air a une grande influence sur ce transfert de chaleur (Meierhans et Olesen, 2002). Ainsi, en chauffage, une diminution de la température de l'air augmente significativement la puissance de chauffage alors qu'une augmentation de la température de l'air diminue cette puissance de chauffage. Olesen (2002) présente un exemple de cette autorégulation des systèmes de chauffage basse température tels que les dalles actives : pour un bâtiment résidentiel bien isolé ayant une charge de chauffage de 10 à 20 $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$, le flux de chaleur par le plancher peut être modifié jusqu'à 90 % par une modification de 1 °C de la température de l'air intérieur.

Les dalles actives en chauffage peuvent interférer avec l'absorption des gains solaires passifs de la dalle; la régulation et l'épaisseur de cette dalle sont donc importantes à cet effet (Cho et Zaheer-uddin, 2003). Ainsi, Balcomb (1992) utilise la capacité thermique journalière (*Diurnal Heat Capacity* en anglais) afin de quantifier la capacité d'une certaine épaisseur de matériau de relâcher vers la pièce les gains solaires passifs absorbés au cours d'un cycle journalier. Ses résultats montrent que pour le béton, la majorité de la chaleur récupérable se situe dans les 50 premiers millimètres, alors qu'une épaisseur de plus de 100 mm n'apporte aucun effet additionnel. De plus, la norme ISO13786 (Organisation internationale de normalisation, 2007) portant sur les méthodes de calcul des caractéristiques thermiques dynamiques des composants de bâtiments approxime la capacité thermique effective de béton par des épaisseurs de 20 mm et

100 mm respectivement pour une période de variation d'une heure et d'une journée, avec une limite supérieure correspondant à la moitié de l'épaisseur totale de béton.

Le chapitre 6 du ASHRAE Handbook – HVAC Systems and Equipment (2008a) est dédié au chauffage et rafraîchissement rayonnant. En plus de décrire les principes physiques de l'échange de chaleur rayonnant et les relations proposées pour l'échange de chaleur convectif aux surfaces activées, les principaux avantages et inconvénients de ce type de système sont présentés. Les avantages incluent un meilleur confort par le contrôle de la température rayonnante moyenne des surfaces de la pièce en plus de la température de l'air et par des pointes de charge réduites grâce au stockage de chaleur dans les surfaces chauffées et dans les murs et partitions qui y sont directement exposés. Les désavantages sont principalement le temps de réponse élevé du système lorsqu'une grande masse thermique est associée aux panneaux rayonnants et le risque de condensation sur les surfaces refroidies. La température maximale pour un plancher chauffé est de 29 °C par les normes ASHRAE 55 (2010) et ISO 7730 (Organisation internationale de normalisation, 2005) alors qu'un plancher refroidi est limité en température par des considérations d'humidité et de risque de condensation. Il est alors proposé de restreindre la température d'alimentation du fluide caloporteur à 0,5 °C au-dessus du point de rosée de l'air de la pièce. Un guide de conception est ensuite présenté pour différents types de systèmes de chauffage et refroidissement rayonnants.

Il est à noter que le fonctionnement général des systèmes de chauffage et refroidissement rayonnants est présenté de façon plus approfondie à la section 2.4.

1.3.1 Modèles numériques

Plusieurs modèles numériques de systèmes à dalle active sont présentés dans la littérature. Ces différents modèles sont nécessaires étant donnée la complexité des échanges de chaleur : transfert de chaleur du fluide caloporteur vers la dalle, conduction tridimensionnelle de la chaleur dans la dalle et échange convectif et rayonnant de chaleur d'une ou deux surfaces de la dalle (plancher et/ou plafond) vers la pièce. Cette sous-section présente donc quelques modèles numériques de dalle active.

Olesen et al. (2002) comparent différentes stratégies de régulation de la dalle active en utilisant le logiciel de simulation TRNSYS 14.2 et le TYPE 360 de Fort (2001) comme modèle de dalle

active. Ce modèle est basé sur une définition géométrique d'une section transversale typique de la dalle où le maillage rectangulaire et les propriétés thermiques des différentes épaisseurs de matériaux sont posés. Les quatre frontières de cette section doivent être les surfaces supérieure et inférieure de la dalle ainsi que des plans de symétrie adiabatiques à gauche et à droite. Cette section typique de dalle est ensuite répétée grâce aux symétries latérales, selon la largeur totale voulue de la dalle. La méthode des différences finies est ensuite utilisée pour résoudre le problème de diffusion de la chaleur en 2D, perpendiculairement aux tuyaux. Un nombre spécifié de sections le long des tuyaux sont ensuite utilisées pour modéliser la 3^e dimension et ainsi effectuer le bilan de chaleur du fluide caloporteur. Le TYPE 360 peut être couplé aux modèles de bâtiments TRNSYS, le TYPE 19 (Bâtiment simplifié) et le TYPE 56 (Bâtiment multizone). Cependant, la documentation est parfois incomplète ou écrite en allemand et le code Fortran du modèle et ses commentaires sont parfois différents des explications fournies par cette documentation. Ce modèle est cependant utilisé par Olesen et al. (2002).

Un autre modèle numérique de dalle active est directement intégré au modèle de bâtiment multizone de TRNSYS (TYPE 56) et a pour but de réduire le temps de calcul tout en conservant une bonne précision des résultats (Koschenz et Dorer, 1999). Il s'agit d'une zone fictive d'épaisseur nulle nommée « active layer » qui est insérée entre les couches ordinaires d'un mur, plancher ou plafond du TYPE 56, tel que décrit dans la documentation de TRNSYS 17 (Klein et al., 2009). Ce modèle est celui qui est utilisé pour la présente recherche et est donc décrit de façon plus approfondie à la section 3.5. Ce modèle est utilisé par Lehmann et al. (2007), par Gwerder et al. (2008) et par Lehmann et al. (2011).

Brunello et al. (2003) posent que le confort thermique devrait être particulièrement pris en compte pour les systèmes à dalles actives parce qu'il peut dériver au cours d'une journée à cause de la masse thermique importante des systèmes à dalle active. De plus, la création d'un modèle mathématique basé sur les fonctions de transfert leur permet de montrer l'importance d'une enveloppe du bâtiment performante sur le bon fonctionnement des dalles actives, particulièrement en ce qui a trait à la réduction des pointes de chauffage et de climatisation.

Selon Laouadi (2004), les modèles numériques de dalles à une dimension sous-évaluent la capacité thermique des systèmes rayonnants, sans toutefois en donner en exemple. Il décrit donc un modèle numérique à deux dimensions développé pour être intégré à un logiciel de simulation

énergétique qui utilise la modélisation numérique à une dimension, tel que ESP-r. En comparant à un modèle numérique complet à deux dimensions, le modèle est validé et montre des résultats semblables.

Weber et Jóhannesson (2005) jugent que les modèles numériques actuels offrent des résultats précis, mais qu'ils prennent trop de temps et ont des problèmes de stabilité, lorsque couplés à d'autres modèles dans un environnement de simulation. Ils présentent donc un modèle simplifié basé sur les modèles résistifs-capacitifs (modèles RC). Leurs modèles RC sont créés pour chaque cas dans le domaine fréquentiel et sont utilisés dans le domaine temporel de façon à les coupler aux environnements de simulation usuels. Les résultats sont semblables aux modèles à éléments finis ou à différences finies, mais le modèle est considéré comme plus rapide et plus stable grâce à l'utilisation du domaine fréquentiel pour créer le modèle simplifié de la dalle. Cependant, il est nécessaire de trouver les bons paramètres au cas par cas, en utilisant les outils fréquentiels décrits dans l'article, ce qui peut être laborieux.

Sattari et Farhaneh (2006) proposent une étude paramétrique pour un plancher chauffant hydronique où les paramètres sont le diamètre des tuyaux, le type de matériau des tuyaux, le nombre de tuyaux et la couverture du plancher. Ils utilisent la méthode des différences finies pour la conduction thermique dans le plancher et évaluent aussi la convection entre le plancher et l'air et l'échange rayonnant avec les autres surfaces avec une méthode simplifiée basée sur les facteurs de forme. Une température constante à la surface intérieure des tuyaux est utilisée pour les calculs, ce qui élimine le bilan de chaleur du fluide caloporteur circulant dans les tuyaux. Leurs résultats montrent que le diamètre, le matériau et le nombre des tuyaux n'ont aucun impact significatif sur la performance du plancher, alors que le recouvrement du plancher a un impact important.

Le modèle numérique utilisé dans la présente étude est celui de Koschenz et Dorer (1999). La raison principale est qu'il est bien intégré au logiciel de simulation TRNSYS 17 (voir section 3.5). De plus, la revue de littérature indique qu'il s'agit du modèle le plus utilisé. Ce modèle n'a pas la flexibilité des deux autres modèles ayant été intégrés à l'environnement TRNSYS, soit Fort (2001) et Weber et Jóhannesson (2005), mais il s'applique précisément au type de dalle active utilisée pour la présente recherche. Finalement, malgré les critiques du modèle en question par Weber et Jóhannesson (2005), qui notent une baisse de précision pour des fluctuations de

périodes de moins de 10 heures, le professeur Lehmann (courriel, 7 octobre 2011) recommande son utilisation lorsque ses limites d'applications sont respectées.

1.3.2 Régulation

La masse thermique importante des dalles actives peut permettre de réduire les pointes de chauffage et de climatisation, mais seulement si une régulation adéquate est appliquée. Cette régulation est complexe à cause de l'importante inertie associée à la masse thermique de la dalle et peut entraîner un inconfort thermique ainsi qu'une consommation énergétique ou des pointes de charge trop importantes du système de CVAC (Tian et Love, 2009). Cette section présente donc les principales stratégies de régulation des systèmes à dalle active et des avancées récentes dans le domaine.

Les stratégies de régulation usuelles revues par Gwerder et al. (2008) ont des caractéristiques semblables. Premièrement, elles sont basées sur une loi d'eau qui fait varier la température de consigne proportionnellement à la température de l'air extérieur. Ensuite, aucun ajustement n'est effectué à cette température de consigne par les conditions intérieures de la pièce, que ce soit par la température de l'air intérieur ou par la température de la dalle active; l'effet d'autorégulation de la dalle est plutôt utilisé (voir la description de l'autorégulation par Olesen (2002) à la page 9 de ce mémoire). Finalement, les équipements de chauffage et de refroidissement sont activés selon la saison et/ou selon la température de l'air extérieur.

Les auteurs montrent ensuite une méthode générale de design et de régulation de dalles actives nommée UBB (*Unknown but bounded*; « inconnue, mais bornée »). Le système de régulation de base consiste en un contrôle de la température d'alimentation proportionnel à la température extérieure. Grâce à l'inertie thermique des dalles, qui permet un amortissement des gains sur plusieurs heures, les auteurs réalisent une répartition des gains internes maximums et minimums sur 24 heures, ce qui permet de déterminer les lois d'eau utilisées pour le chauffage et le refroidissement.

Gwerder et al. (2009) affirment cependant que les stratégies de régulation usuelles ont plusieurs désavantages : stratégies différentes pour le chauffage et le refroidissement, alternance entre les deux trop fréquente, demande d'énergie des pompes trop importante et besoin d'ajustement manuel des paramètres. Les auteurs proposent ainsi une nouvelle stratégie de contrôle basée sur

le fait que la grande inertie thermique des dalles de béton engendre de lentes réactions de la dalle active. Ils éliminent donc toute forme de compensation en continu des températures (lois d'eau). L'élément principal du nouveau contrôle est l'utilisation de la modulation de largeur d'impulsion (MLI) et l'utilisation de phases de purge des tuyaux. La MLI (*Pulse Width Modulation* en anglais) est une régulation utilisée pour des systèmes de type tout ou rien qui applique une succession d'états discrets (ici un débit de fluide) pendant des durées prédéterminées de façon à approcher la consigne désirée. Les résultats d'essais expérimentaux montrent que le nouveau schéma de contrôle proposé fonctionne de façon adéquate tout en étant simple à concevoir et à mettre en service. Cependant, le fait de réduire le temps d'opération journalier des équipements de chauffage et de refroidissement ferait en sorte d'augmenter les pointes de charge de chauffage de ces équipements, ce qui est contraire à ce qui est recherché pour la présente étude.

Lehmann et al. (2011) analysent l'efficacité énergétique des dalles actives en étudiant trois aspects : opération continue des pompes ou utilisation de la MLI, influence du type de circuit hydraulique principal et utilisation d'une tour de refroidissement ou d'un refroidisseur. Les résultats montrent qu'un mélange des circuits de retour des différentes zones cause des pertes par mélange, ce qui avantage les circuits de retour séparés d'environ 30 % en chauffage et 20 % en refroidissement quant à la demande d'énergie totale annuelle des systèmes thermiques. L'utilisation de la MLI permet de réduire la consommation électrique des pompes de circulation d'environ 50 %. Finalement, l'utilisation de la tour de refroidissement est fortement recommandée par les auteurs, avec ou sans refroidisseur.

Olesen et al. (2002) comparent différentes stratégies de régulation pour un système à dalle active pendant la saison de climatisation. La régulation de la température d'alimentation est alors comparée à une régulation de la température moyenne entre l'alimentation et le retour. L'idée derrière cette dernière option est que la température de retour est influencée par les conditions dans la pièce; une augmentation des gains internes ou du rayonnement solaire augmentera la température de retour. En mode refroidissement, cette augmentation de la température de retour sera alors compensée par une diminution de la température d'alimentation, ce qui évitera ainsi une réduction du transfert de chaleur à la dalle. Olesen (2002) note également que l'utilisation de la température moyenne du fluide est privilégiée dans la norme allemande portant sur la performance du système de chauffage (German Institute for Standardization, 2007) et dans la directive qui y est associée (Association of German Engineers, 2000).

Ryu et al. (2004) comparent quant à eux différentes stratégies de régulation sur le système de chauffage traditionnel coréen *Ondol*, qui est un plancher chauffant maintenant aussi utilisé pour le refroidissement. Le premier type de régulation étudié est un contrôle de la température d'alimentation proportionnel à la température extérieure (c.-à-d. une loi d'eau), qui s'accompagne de différents ajustements à l'aide de la température intérieure. Le deuxième type de régulation contrôle plutôt le débit d'alimentation du fluide. Ce type de régulation possède deux déclinaisons : utiliser un débit constant à l'aide d'une vanne tout ou rien, ou varier le débit à l'aide d'une vanne modulante. Les résultats montrent que le contrôle de la température d'alimentation proportionnelle à la température extérieure avec ajustement selon la température intérieure offre la meilleure performance en ce qui concerne la stabilité des températures.

Lehmann et al. (2007) utilisent TRNSYS 16 pour simuler un bâtiment commercial européen typique dans le but d'étudier les limites d'applications des dalles actives en mode refroidissement. Ils démontrent que pour une amplitude de températures intérieures journalière de 5 °C, les gains internes maximums sont de $53 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ pour le cas d'une finition de tapis et de $45 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ dans le cas d'un plancher surélevé. Aussi, ils remarquent que les gains internes maximums sont indépendants des températures et de la durée de circulation du fluide caloporteur, ce qui les mène à affirmer que l'épaisseur de béton séparant les tuyaux de la pièce permet de découpler les processus dans la pièce de ceux dans la dalle. Ainsi, le refroidissement de la dalle peut être réalisé sur une période de 24 heures ce qui peut réduire la pointe de refroidissement de 50 %.

Finalement, la régulation prédictive est de plus en plus utilisée de façon à réduire soit les pointes de charge du système, soit l'amplitude de variation journalière du confort thermique. Ainsi, Athienitis (1997) étudie différents schémas de contrôle journalier de la charge de chauffage d'un système rayonnant électrique sous la dalle en fonction de la température opérative d'une pièce. Les résultats montrent qu'une augmentation douce de la température de consigne pendant la période d'ensoleillement permet d'améliorer le confort thermique et de réduire la charge de chauffage journalière en stockant davantage de gains solaires passifs dans la dalle. Un bâtiment réel est présenté par Genest et al. (2006) où la dalle est préchauffée durant l'après-midi en fonction de la température extérieure minimale prévue la nuit suivante afin de niveler la pointe de chauffage qui survient au cours de cette nuit. Il est aussi à noter que la température utilisée pour

la régulation de la dalle n'est pas la température d'alimentation ou la moyenne entre l'alimentation et le retour, mais seulement la température de retour.

En conclusion, la régulation qui est privilégiée pour la présente étude est un contrôle de la température moyenne entre l'alimentation et le retour à la dalle active selon une loi d'eau. La loi d'eau est largement utilisée dans l'industrie alors que la moyenne entre la température d'alimentation et de retour est privilégiée par la norme allemande sur les systèmes de chauffage dans les bâtiments (German Institute for Standardization, 2007).

1.3.3 Études expérimentales et cas réels

Quelques articles présentent des études de cas sur des bâtiments réels comportant un système à dalle active ou des études expérimentales sur ces systèmes. Le premier bâtiment réel conçu et construit avec des dalles actives est décrit par Meierhans (1993). L'idée première d'utiliser un puissant système de ventilation pour un musée d'art à Bregenz (Autriche) a été rejetée par le client et l'architecte à cause de problèmes connus par son utilisation dans d'autres musées. Il a donc été décidé d'utiliser le refroidissement rayonnant de façon à obtenir des températures plus constantes durant le jour et d'utiliser la ventilation exclusivement pour contrôler l'humidité de l'air et d'amener assez d'air frais aux occupants. Il est à noter que des restrictions précises sont appliquées quant à l'humidité relative dans les salles d'exposition de façon à empêcher la détérioration des articles d'art.

Meierhans et Olesen (2002) présentent les résultats des quatre premières années d'opération du musée, dont le plancher, les murs et le plafond de chaque salle d'exposition sont des surfaces actives couplées à un système géothermique pour le refroidissement et une chaudière à condensation pour le chauffage. La puissance électrique installée du système est considérée être environ 50 % inférieure à un musée d'art régulier utilisant seulement un système de ventilation. À part quelques modifications de points de consigne suite à des interrogations quant au confort thermique des occupants, le système fonctionne adéquatement, et ce malgré une augmentation de l'occupation prévue des salles d'exposition.

De Carli et Olesen (2002) présentent des mesures de températures intérieures pour quatre bâtiments européens existants munis de dalles actives. Les températures opératives ne sont hors des plages de confort thermique que quelques heures au cours de l'été pour les quatre bâtiments,

ce qui démontre la performance adéquate des systèmes à dalles actives. Les auteurs critiquent également l'utilisation de seulement deux spécifications d'habillement pour le calcul du confort thermique d'après la norme européenne ISO 7730 (Organisation internationale de normalisation, 2005), soit une pour la saison de chauffage et l'autre pour la saison de climatisation. Ils proposent plutôt l'utilisation d'un niveau d'habillement qui serait fonction d'une moyenne mensuelle glissante de la température extérieure.

Deux bâtiments récents à Montréal (Canada) combinent des dalles actives et des PAC géothermiques. Le premier est un magasin à grande surface de 4180 m² présenté par Genest et al. (2006). Les 12 puits de 175 m de profondeur sont reliés à des PAC géothermiques qui alimentent les dalles actives, soit la dalle sur sol et la dalle du deuxième étage. La régulation inclut un contrôle prédictif afin d'utiliser la température prévue du lendemain afin de préchauffer ou prérefroidir les dalles. Le second bâtiment est un immeuble gouvernemental de 15 700 m² présenté par Lyons et al. (2009). À cause de la présence de planchers surélevés pour la distribution d'air sous plancher, la surface active des dalles est sa surface inférieure, soit le plafond des pièces. Les zones périphériques sont chauffées ou refroidies selon la saison, alors que les zones centrales sont gardées à température constante toute l'année.

Tian et Love (2009) modélisent un bâtiment commercial multi-étages existant de Calgary (Canada) dont le système de chauffage et climatisation combine un système de ventilation à volume variable (VAV) à une dalle active qui fonctionne seulement pour le refroidissement. Le bâtiment est modélisé à l'aide du logiciel EnergyPlus de façon à comparer le bâtiment existant au même bâtiment avec système VAV conventionnel seulement, avec récupération de chaleur. Un premier résultat montre que la présence de la dalle active cause une augmentation de 39 % de la consommation d'énergie totale du bâtiment, ce qui est causé par une régulation non optimale du système. Après avoir amélioré certains aspects de cette régulation, du design des boucles de circulation d'eau et du contrôle des gains solaires et des déperditions thermiques par l'enveloppe, les résultats de simulation montrent une réduction de la consommation totale du bâtiment de 80 % par rapport au système existant.

Ahn et Song (2010) étudient différents types de régulation d'un système de dalle active pour appartements utilisant des robinets thermostatiques. Des simulations numériques sont comparées à des résultats expérimentaux sur une maison test. Les quatre régulations étudiées sont un débit

constant continu, deux contrôles de la température d'alimentation du fluide de type proportionnel basés respectivement sur la température de l'air intérieur et sur la température de retour du fluide et un contrôle tout ou rien à débit et température constants. Les résultats montrent que les deux contrôles proportionnels offrent un maintien de la température de l'air plus près de la température de consigne tout en ayant une consommation d'énergie semblable au contrôle tout ou rien.

Finalement, Doepper et al. (2010) présentent un magasin à grande surface californien qui intègre une dalle active pour le refroidissement. Malgré que le design ait été réalisé sans tenir compte des avantages de la masse thermique inhérente à la dalle, la régulation a été choisie de façon à tirer avantage de cette masse thermique. Un aspect intéressant du design est la réduction de l'épaisseur de la dalle grâce à l'élimination de l'isolation sous la dalle, ce qui permet de profiter des effets de la masse thermique du sol.

1.4 Résumé

En conclusion, il apparaît que les systèmes de chauffage et refroidissement par dalle active sont performants et plus efficaces que les systèmes à air lorsque leur design et leur régulation sont adéquats. De plus, quelques études montrent que ces systèmes peuvent avantageusement être couplés à des systèmes géothermiques. Cependant, la plupart des études sur les systèmes rayonnants portent sur leur opération en mode refroidissement. La performance et l'efficacité des systèmes à dalle active couplés à des PAC géothermiques sont donc étudiées pour la présente recherche.

CHAPITRE 2 GÉNÉRALITÉS

2.1 Introduction

Ce chapitre présente différents concepts généraux utiles à la compréhension de ce mémoire. La Figure 2.1 présente un schéma typique du système mécanique utilisé pour la présente étude. Les éléments suivants s'y retrouvent : échangeur géothermique vertical (ÉGV) (1), pompe à chaleur (PAC) (2), dalle active (3) et bâtiment (4).

Les sections suivantes présentent les éléments montrés à la Figure 2.1.

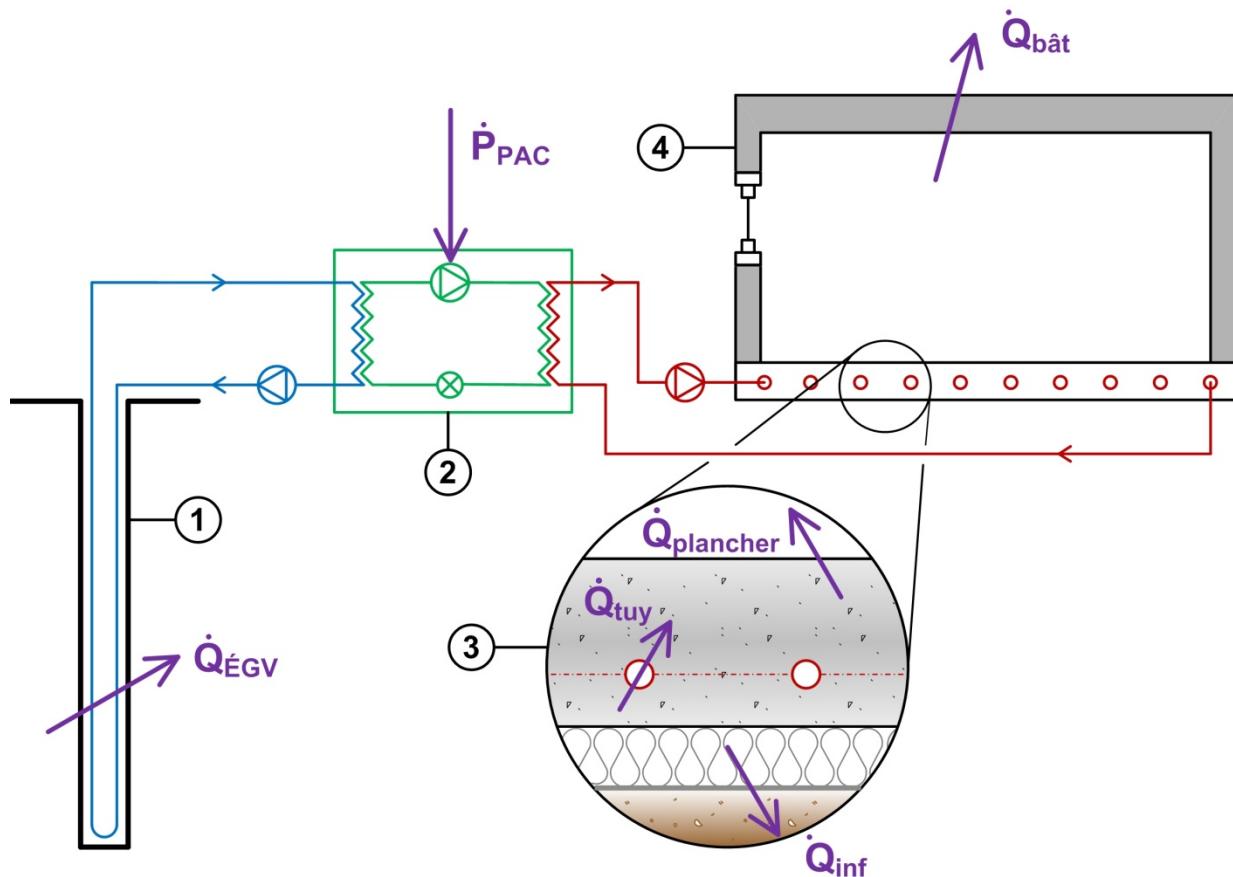


Figure 2.1 : Schéma général du système mécanique étudié

2.2 Échangeur géothermique vertical

La majorité des échangeurs géothermiques sont des puits verticaux dans lesquels sont insérés des tubes en U. Les différents tubes en U sont reliés en parallèle par la tête des puits et forment une boucle fermée. Un fluide caloporteur circule dans les tubes ce qui permet de rejeter de la chaleur dans le sol en mode climatisation ou d'y puiser de la chaleur en mode chauffage. Une coupe d'un puits typique est montrée à la Figure 2.2.

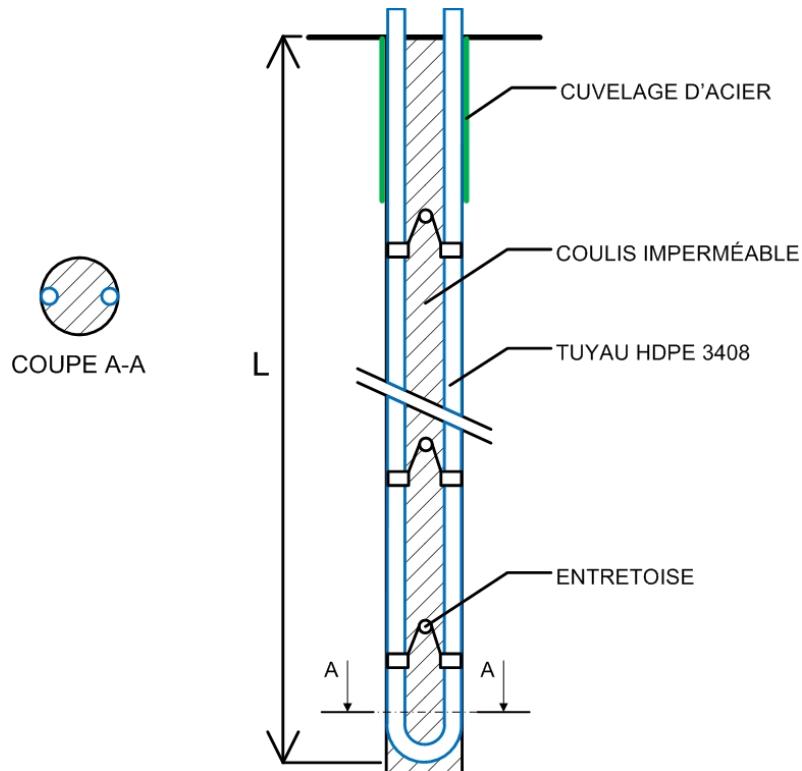


Figure 2.2 Coupe d'un puits géothermique vertical

Les tubes en U sont généralement fabriqués en polyéthylène haute densité HDPE 3048 tel que spécifié par la norme canadienne CAN/CSA-C448-02 (Association canadienne de normalisation, 2002). Un matériau de remplissage est versé dans le puits de façon à améliorer le transfert de chaleur vers le sol. Un coulis imperméable de bentonite est généralement utilisé à cet effet et entoure complètement les tubes de manière à prévenir la contamination de la nappe phréatique par un contaminant provenant de la surface ou par un autre aquifère. Le diamètre usuel d'un puits géothermique est de 100 à 150 mm et sa profondeur varie habituellement entre 15 et 180 m.

Des entretoises sont généralement placées à intervalles d'environ 3 m de façon à séparer les tubes ascendant et descendant d'un puits et ainsi positionner ceux-ci le plus près possible du sol en plus de réduire l'interférence thermique entre eux. Le fluide caloporteur utilisé est une solution aqueuse de méthanol, d'éthanol ou de propylène glycol de façon à conserver l'état liquide du fluide pour des températures d'opération du système sous 0 °C. Le Tableau 2.1 présente les caractéristiques typiques des ÉGV au Canada.

Le dimensionnement des échangeurs géothermiques verticaux (ÉGV) est décrit à la sous-section 2.2.1. Lorsque plusieurs puits sont nécessaires, chaque puits doit être séparé des autres par au moins 6 m (ASHRAE, 2011) de façon à réduire l'interférence thermique entre ceux-ci. Par contre, une trop grande distance entre ceux-ci augmente inutilement la tuyauterie horizontale reliant les puits.

Tableau 2.1 : Caractéristiques typiques des ÉGV au Canada

Propriété	Plage de valeurs usuelle
Puits	
Diamètre nominal des tubes	(mm) 20 – 40 ¹
Conductivité thermique des tubes	(W·m ⁻¹ ·K ⁻¹) 0,4 – 0,7 ²
Diamètre du puits	(mm) 100 – 200 ¹
Profondeur du puits	(m) 15 – 180 ¹
Espacement entre les puits	(m) minimum 6 ¹
Conductivité thermique du coulis	(W·m ⁻¹ ·K ⁻¹) 0,69 – 2,42 ¹
Sol	
Conductivité thermique	(W·m ⁻¹ ·K ⁻¹) 0,5 – 3,8 ¹
Diffusivité thermique	(m ² ·jour ⁻¹) 0,042 – 0,14 ¹
Température du sol non perturbée (Montréal)	(°C) 9 – 12 ³

¹ (ASHRAE, 2011)

² (Raymond et al., 2010)

³ Plage habituellement considérée pour Montréal selon quelques tests de réponse thermique réalisés dans la région

2.2.1 Dimensionnement d'un échangeur géothermique vertical en boucle fermée

L'ASHRAE propose une équation pour le dimensionnement d'un ÉGV en boucle fermée qui a été remaniée par Bernier (2006) et est présentée par l'équation (2.1).

$$L = \frac{q_h R_b + q_a R_{20a} + q_m R_{1m} + q_h R_{6h}}{T_m - (T_g + T_p)} \quad (2.1)$$

De façon à ce que l'ÉGV puisse répondre aux pires conditions de chauffage et de climatisation, celui-ci doit conserver des températures d'opération du fluide caloporteur adéquates pour le système étudié, soit les températures limites d'opération des PAC dans la plupart des cas. Le cas limite proposé par l'ASHRAE correspond à trois impulsions thermiques successives correspondant à la charge au sol annuelle q_a , la charge au sol mensuelle maximale q_m et la charge au sol horaire de pointe q_h . La longueur totale requise L est ainsi celle qui permettra d'obtenir les températures de design du fluide caloporteur en entrée de l'ÉGV suite à ces trois impulsions thermiques.

Les durées de ces impulsions sont généralement de 20 ans pour q_a (donc 20 impulsions successives de q_a), d'un mois pour q_m et de six heures pour q_h (en W). Ainsi, les termes R_{20a} , R_{1m} et R_{6h} (en $\text{m} \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$) représentent les résistances thermiques effectives pour 20 ans, un mois et six heures respectivement. Le terme R_b représente la résistance thermique du puits (c.-à-d. entre le fluide et la paroi du puits). La température T_m représente la moyenne entre les températures d'entrée et de sortie de l'ÉGV, T_g représente la température du sol non perturbée et T_p représente une pénalité de température pour prendre en compte l'interférence thermique entre les puits.

Philippe et al. (2010) montrent un exemple pour un puits simple sous des conditions typiques en climatisation. Cet exemple est mis sous forme d'équation analogue à l'équation (2.2).

$$L = \frac{12\,000 \cdot 0,120 + 1\,500 \cdot 0,191 + 6\,000 \cdot 0,180 + 12\,000 \cdot 0,114}{42,6 - (15 + 0)} \quad (2.2)$$

$$L = 151,7 \text{ m}$$

Ainsi, il est possible de voir que la charge au sol horaire de pointe $q_h = 12\,000\,W$ est responsable de 67,3 % de la longueur totale de 151,7 m de l'ÉGV. La charge au sol de pointe est donc déterminante pour le dimensionnement de l'ÉGV.

Des efforts sont donc déployés afin de réduire cette pointe de charge et différents types de stockage thermique sont utilisés à cette fin. Langlois (2011) a étudié l'impact du stockage thermique sous forme de matériau à changement de phase incorporé à des réservoirs d'eau. Pour un bâtiment commercial de 6000 m² ayant une pointe de charge de chauffage de 420 kW, l'utilisation d'un réservoir d'eau de 120 m³ a permis une réduction de la longueur de l'ÉGV de 15 % grâce à la réduction de la capacité des PAC. De plus, l'ajout de matériaux à changements de phase à ces réservoirs d'eau a permis la réduction de leur volume à 38 m³. Les volumes importants de ces réservoirs d'eau et les complexités reliées à la régulation suite à l'ajout de matériaux à changements de phase sont cependant un frein à l'utilisation de ce type de stockage thermique. Par contre, la masse thermique inhérente aux dalles de béton utilisées dans les systèmes de dalles actives pourrait servir à réduire la pointe de charge q_h à l'ÉGV sans occuper d'espace de plancher supplémentaire.

2.3 Pompe à chaleur

Une PAC est un appareil permettant de transférer de la chaleur d'un milieu basse température vers un milieu à plus haute température, alors que la chaleur se diffuse naturellement d'un milieu chaud vers un milieu plus froid d'après la seconde loi de thermodynamique. Par exemple, une PAC géothermique permet de puiser de la chaleur dans un sol à 10 °C de façon à hausser la température du fluide du circuit de chauffage d'un bâtiment à la température voulue, habituellement autour de 40 °C. Cet échange de chaleur est généralement obtenu en utilisant un cycle de réfrigération classique à compression de vapeur. Le schéma du circuit interne de la PAC est illustré à la Figure 2.3, alors que le cycle thermodynamique correspondant est montré dans le diagramme pression-enthalpie (P-h) de la Figure 2.4.

Une PAC possède quatre composantes principales, soit l'évaporateur, le compresseur, le condenseur et la valve d'expansion. Un fluide frigorigène (aussi appelé réfrigérant) circule dans le circuit fermé de la PAC. Le fluide frigorigène gagne de la chaleur à l'évaporateur et il s'évapore ainsi, puis est comprimé en circulant dans le compresseur. Il perd ensuite sa chaleur au condenseur et passe ainsi à l'état liquide avant de circuler dans la valve d'expansion qui ramène

sa pression à la pression de départ à l'évaporateur. En mode chauffage, le condenseur de la PAC est relié au circuit de chauffage du bâtiment alors que l'évaporateur est relié au circuit de la source de chaleur. En mode refroidissement, le condenseur est plutôt relié au circuit de rejet de chaleur alors que l'évaporateur est relié à la boucle d'eau refroidie du bâtiment.

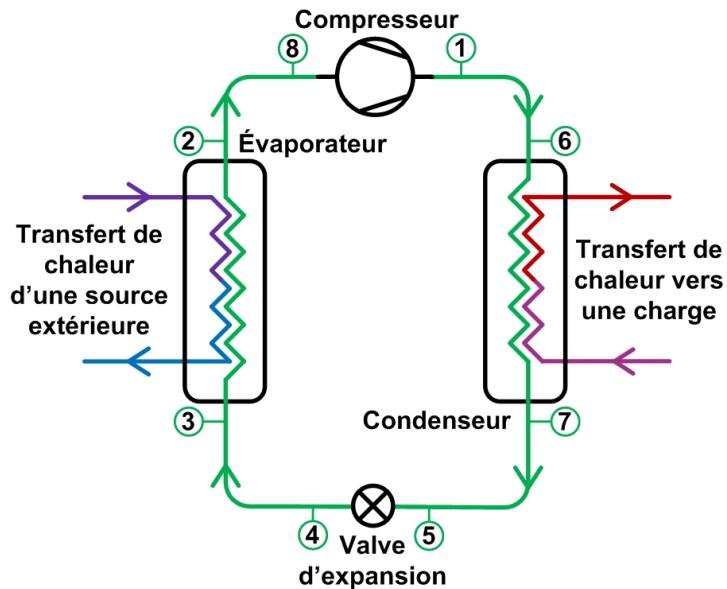


Figure 2.3 : Circuit interne d'une PAC en mode chauffage

La Figure 2.4 montre une évolution typique en mode chauffage du fluide frigorigène sur un diagramme P-h tiré de mesures prises par Ndiaye (2007). Au point 4, le fluide frigorigène est à basse pression et à basse température. Le passage dans l'évaporateur lui permet d'augmenter sa température jusqu'à évaporation (point 2) alors que le fluide caloporteur externe lui transfère sa chaleur. Le fluide frigorigène maintenant à l'état de vapeur (haute température) augmente ensuite sa pression en passant par le compresseur, jusqu'au point 1. Le passage du fluide frigorigène à haute pression et haute température par le condenseur lui fait perdre sa chaleur jusqu'à sa condensation au point 7, alors que cette chaleur est transférée au second circuit externe. Finalement, le fluide frigorigène à haute pression, mais basse température passe à travers la valve d'expansion dans laquelle il y a une chute de pression jusqu'au retour aux conditions du point 4. Les points 3, 8, 6 et 5 montrent les pertes de pression et de température lors du passage du fluide frigorigène dans la tuyauterie de la PAC.

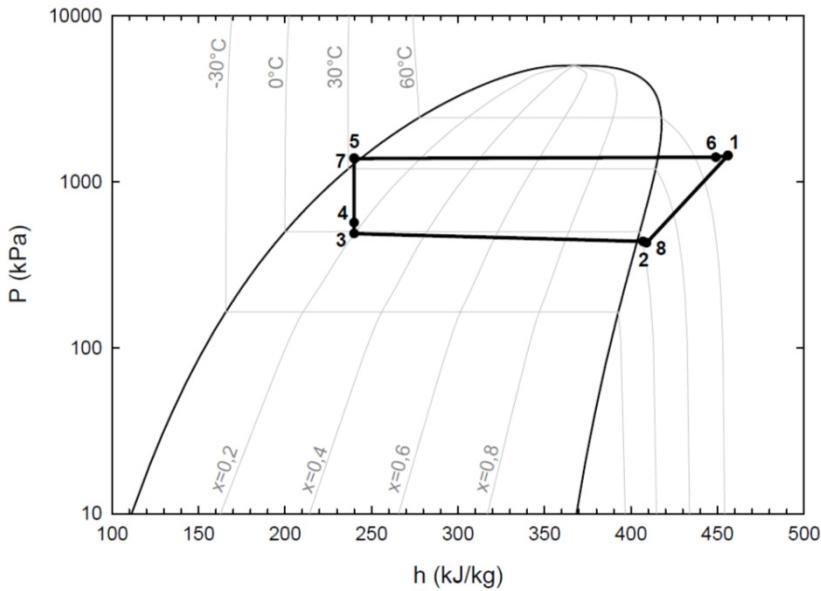


Figure 2.4 : Diagramme P-h tiré de mesures prises par Ndiaye (2007)

Le coefficient de performance (COP) est le rapport entre l'énergie thermique utile sur l'énergie électrique consommée par la PAC. Les températures et les débits des fluides caloporteurs côté source et côté charge influencent le COP pour un modèle de PAC donné ; un écart de température faible entre les deux fluides caloporteurs et des débits élevés favorisent un meilleur COP. De plus, afin d'augmenter l'échange thermique avec le sol, des PAC à plage de températures étendue doivent être utilisées pour les systèmes géothermiques. Celles-ci sont conçues pour opérer à des températures d'entrée de l'ordre de -5 °C en chauffage et de 40 °C en refroidissement. Des COP entre 3,0 et 6,0 peuvent être attendus pour les PAC eau-eau géothermiques (ASHRAE, 2011).

2.4 Chauffage et refroidissement rayonnants

Les systèmes de chauffage et refroidissement rayonnants (aussi appelés planchers chauffants ou systèmes radiants) contrôlent la température d'une surface intérieure d'un bâtiment de façon à chauffer ou refroidir l'intérieur d'une pièce et augmenter le confort des occupants. Cette surface peut être un panneau sur un plancher, un mur ou le plafond ou bien une surface en entier, particulièrement le plafond et/ou le plancher (voir la Figure 2.5). Le transfert de chaleur se fait donc principalement par rayonnement avec les surfaces opposées, mais aussi par convection. De plus, les occupants ressentent la surface chauffée ou refroidie, ce qui a pour effet d'améliorer leur

confort thermique. Des éléments chauffants électriques peuvent être utilisés, ainsi qu'une circulation d'air ou de liquide chauffé ou refroidi dans un élément de mur, de plafond ou de plancher.

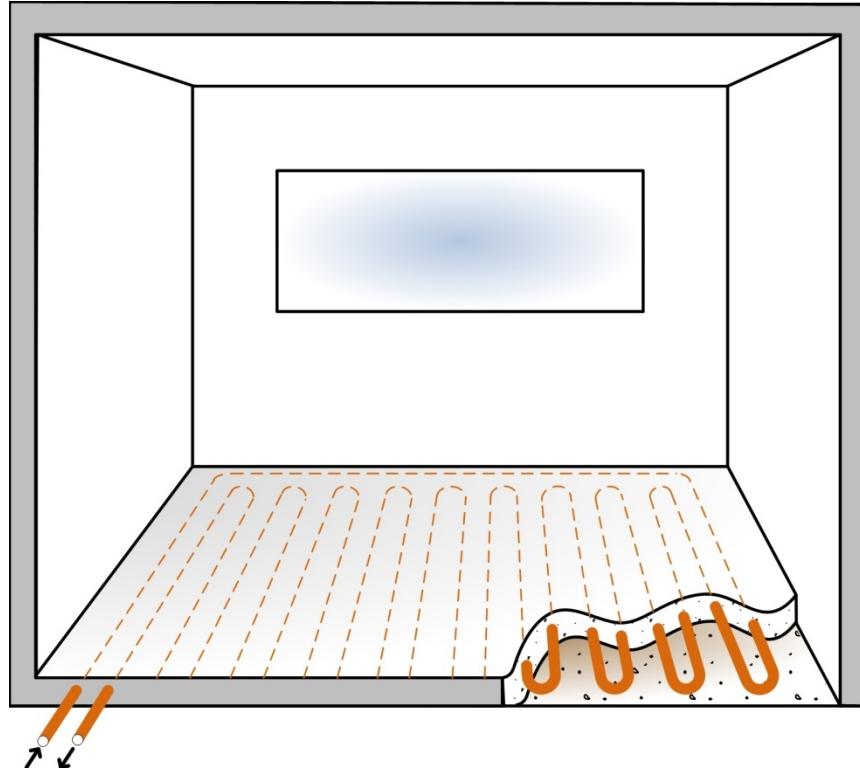


Figure 2.5 : Plancher rayonnant typique

Ce travail s'intéresse particulièrement aux systèmes rayonnants hydroniques, où la circulation d'un liquide caloporteur dans une tuyauterie intégrée à la dalle de béton des bâtiments permet de contrôler la température du plancher et/ou du plafond. Ces systèmes permettent également l'utilisation de la masse thermique inhérente à la dalle de béton de façon à réduire les pointes de charge du système.

Le transfert de chaleur par rayonnement se produit uniquement entre deux surfaces qui se « voient ». Ce transfert de chaleur dépend de l'aire relative des surfaces, de leur orientation relative et de leur forme, de leur température et de leur émissivité ε et absorptivité α . Il est courant de supposer qu' ε et α sont indépendants de la longueur d'onde et qu'ainsi $\varepsilon = \alpha$ d'après la loi de Kirchhoff (ASHRAE, 2009). L'équation (2.3) présente le taux de transfert de chaleur

rayonnant net d'une surface vers son environnement thermique rayonnant en supposant que la surface est petite par rapport à son environnement.

$$\dot{q}_{ray} = \varepsilon\sigma(T_{surf}^4 - T_{ray}^4) \quad (2.3)$$

La manière usuelle de calculer le transfert de chaleur rayonnant entre les surfaces internes d'une pièce est la méthode des radiosités montrée à l'équation (2.4). La radiosité est définie comme étant le taux de transfert de chaleur total par unité de surface émise par une surface.

$$\dot{q}_{ray} = J_p - \sum_{j=1}^n F_{pj} J_j \quad (2.4)$$

où \dot{q}_{ray} est le taux de transfert de chaleur net par rayonnement de la surface calculée, J_p est la radiosité totale à la surface calculée, J_j est la radiosité totale à la surface j et F_{pj} est le facteur de forme entre la surface calculée et la surface j .

Une portion du transfert de chaleur de la surface chauffée ou refroidie vers la pièce est réalisée par convection. La convection entre un fluide et une surface est régie par une relation de la forme de l'équation (2.5).

$$\dot{q}_{conv} = h_{conv}(T_{surf} - T_{\infty}) \quad (2.5)$$

Le coefficient de transfert de chaleur convectif h_{conv} est déterminé par l'orientation de la surface et par le type de mouvement du fluide (l'air) par rapport à la surface. Dans le cas des bâtiments, le coefficient h_{conv} est difficile à déterminer à cause de la géométrie variable des pièces et de ses éléments internes comme l'ameublement, ainsi que des différents systèmes de ventilation et de diffusion d'air (ASHRAE, 2008a), qui engendrent de la convection forcée plus ou moins importante au niveau des surfaces. Ainsi, différentes corrélations sont proposées en fonction du type de circulation d'air, de l'orientation de la surface, de la direction du transfert de chaleur et de la différence de température entre la surface et l'air de la pièce. Les plus utilisées sont celle de Almdari et Hammond (1983) pour la convection naturelle et de Fisher (1995) pour la convection forcée. Des corrélations à utiliser pour le design de surfaces chauffées ou refroidies sont également présentées par l'ASHRAE (2008a). La plupart des relations ont une forme telle que montrée par l'équation (2.6).

$$h_{conv} = C (T_{surf} - T_{air})^D \quad (2.6)$$

où les constantes C et D sont déterminées par le type de convection, l'orientation de la surface et la direction du transfert de chaleur. À titre d'exemple, pour une pièce cubique où le plancher est chauffé à 26 °C par le système de dalle active et où l'air et les autres surfaces de la pièce sont respectivement à 21 °C et 20 °C, les échanges de chaleur à la surface du plancher sont les suivants :

$$\dot{q}_{ray}'' = \varepsilon\sigma(T_s^4 - T_{ray}^4) = 0,9 \cdot 5,67 \times 10^{-8} \cdot ((26 + 273)^4 - (20 + 273)^4) = 31,1 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$$

$$\dot{q}_{conv}'' = h_{conv}(T_s - T_\infty) = 3,30 \cdot (26 - 21) = 16,5 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2} \quad (2.7)$$

$$\text{où } h_{conv} = C (T_s - T_{air})^D = 2 \cdot (26 - 21)^{0,31} = 3,30 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}$$

Il est mentionné par Watson et Chapman (2002) que l'ameublement et les partitions internes d'une pièce réduisent le pouvoir rayonnant des surfaces chauffées ou refroidies, mais augmente sa portion convective. En effet, ces éléments internes cachent une partie de la surface chauffée ou activée, mais ils sont ainsi chauffés ou refroidis et échangent ensuite de la chaleur par convection avec l'air de la pièce, un peu comme des ailettes.

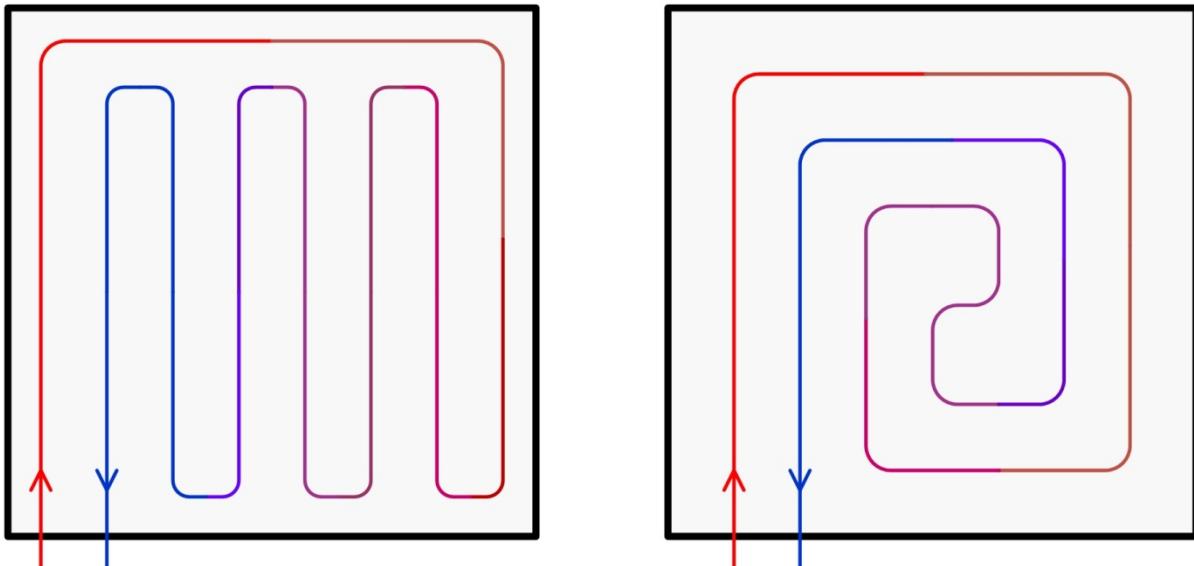


Figure 2.6 : Exemples de configuration de la tuyauterie dans la dalle

Selon la norme ASHRAE 55 (2010) sur le confort thermique, la température du plancher doit se situer entre 19 °C et 29 °C pour un bâtiment ordinaire. La température minimale du plancher doit cependant être régulée de façon à ne pas descendre sous le point de rosée de l'air de la pièce afin d'éviter la condensation sur le plancher. Le confort thermique est discuté de façon plus approfondie à la section 2.5.

Dans les systèmes à dalles actives, la tuyauterie hydronique est installée dans la dalle à une profondeur variant généralement entre 40 et 100 mm. Une épaisseur minimale de béton d'environ 25 mm doit être conservée entre la tuyauterie et la surface supérieure ou inférieure de la dalle selon le code du bâtiment en vigueur pour des questions de protection incendie et afin d'éviter le perçage des tuyaux lors de la fixation d'ameublement ou d'équipement directement à la dalle. Cependant, la profondeur des tuyaux est souvent déterminée par la position du treillis métallique incorporé à la dalle puisque la tuyauterie y est généralement fixée. Pour une dalle sur sol, la tuyauterie peut cependant être disposée directement sur le sol. La tuyauterie est habituellement en polyéthylène réticulé (PEX).

Les tuyaux sont généralement espacés de 100 à 450 mm centre à centre (ASHRAE, 2008a). Différentes configurations de tuyauterie sont utilisées dans la dalle selon le type de bâtiment et la présence de murs extérieurs et de fenêtres; deux de ces configurations sont présentées à la Figure 2.6. Les caractéristiques typiques des dalles actives sont présentées au Tableau 2.2.

Les systèmes rayonnants à grande masse thermique, comme les dalles actives étudiées dans la présente étude, ont un temps de réponse plus grand qui doit être pris en compte dans la stratégie de régulation afin d'éviter la surchauffe ou le sous-refroidissement de la pièce. Cette masse thermique peut cependant être utilisée afin de réduire les pointes de charge et les décaler hors des périodes d'occupation du bâtiment.

Tableau 2.2 : Caractéristiques typiques des dalles actives en chauffage

Propriété	Plage de valeurs usuelle
Dalle sur sol	
Épaisseur	(mm) 100 – 200 ²
Conductivité thermique	(W·m ⁻¹ ·K ⁻¹) 1,7 – 2,1 ¹
Diffusivité thermique	(m ² ·jour ⁻¹) 0,079 – 0,095 ¹
Température de surface	(°C) 24 – 29 ¹
Tuyauteerie	
Diamètre nominal	(mm [po]) 15 – 20 [1/2 – 3/4] ¹
Longueur par boucle	(m) 100 – 150 ¹
Débit par boucle	(L·s ⁻¹) 0,05 – 0,16 ¹
Espacement des tuyaux	(mm) 150 – 300 ¹
Profondeur des tuyaux	(mm) 40 – 100 ²
Température d'alimentation du fluide caloporteur	(°C) 25 – 40 ³
Différentiel de température du fluide	(°C) 5 – 10 ³

¹ (Watson et Chapman, 2002)

² (ASHRAE, 2008a)

³ (Bjarne W. Olesen, 2002)

2.5 Confort thermique

Le confort thermique est défini selon la norme 55 de l'ASHRAE (2010) comme étant l'état d'esprit associé à la satisfaction envers son environnement thermique. Cette norme, tout comme la plupart des normes sur le confort thermique à travers le monde, dont la norme ISO 7730 (Organisation internationale de normalisation, 2005), sont basées sur les travaux de Fanger (1967). Ce dernier a établi une relation empirique entre différents paramètres de l'environnement thermique d'occupants d'une salle test et leur réponse sur une échelle de sensation thermique à sept points. Cette échelle est maintenant connue comme étant l'échelle PMV (*Predicted Mean Vote*; Vote moyen prédict).

Tableau 2.3 : Échelle PMV du confort thermique

PMV	Sensation associée
3	Très chaud
2	Chaud
1	Légèrement chaud
0	Neutre
-1	Légèrement frais
-2	Frais
-3	Froid

Fanger a ensuite établi une relation mathématique entre l'échelle PMV et une prédiction du pourcentage d'insatisfaction face à l'environnement thermique (PPD; *Predicted Percentage Dissatisfied*). Celle relation est montrée à la Figure 2.7.

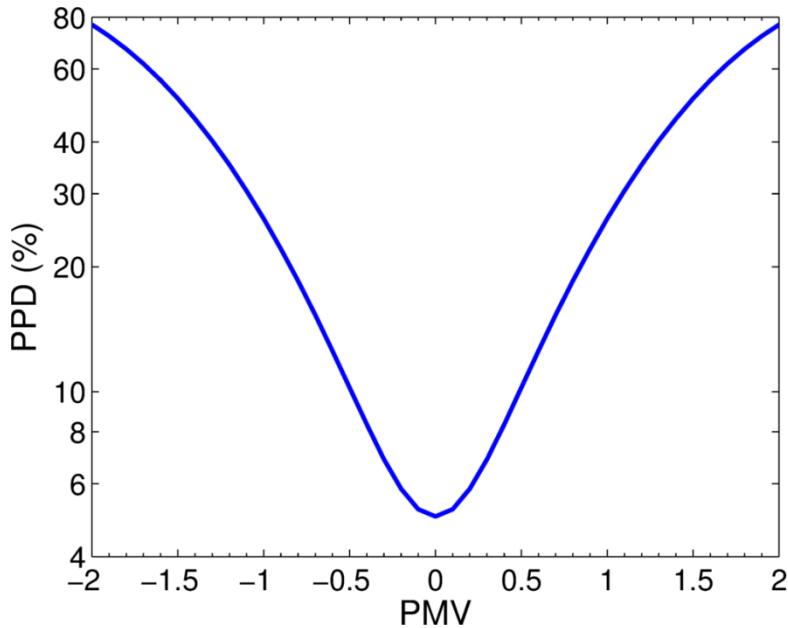


Figure 2.7 : Prédiction du pourcentage d'insatisfaction (PPD) en fonction du vote moyen prédict (PMV) de Fanger (1967)

Le PMV et le PPD décrivent le confort thermique global des occupants d'une pièce. Il est intéressant de noter qu'un minimum de 5 % des gens sont insatisfaits de leur environnement

thermique global peu importe les conditions. Les normes de confort thermique sont donc conçues de façon à créer un environnement thermique global et local satisfaisant pour un certain pourcentage des occupants. La norme ASHRAE 55 (2010) définit donc un environnement thermique acceptable pour au moins 80 % de gens satisfaits, soit 10 % d'insatisfaction face à son environnement thermique global et 10 % d'insatisfaction causée par un inconfort thermique local, tel que la température du plancher, l'asymétrie de la température rayonnante des surfaces environnantes ou la différence verticale de la température de l'air.

La Figure 2.8 montre les zones de confort thermique global acceptable sur un abaque psychrométrique d'après la norme ASHRAE 55 (2010).

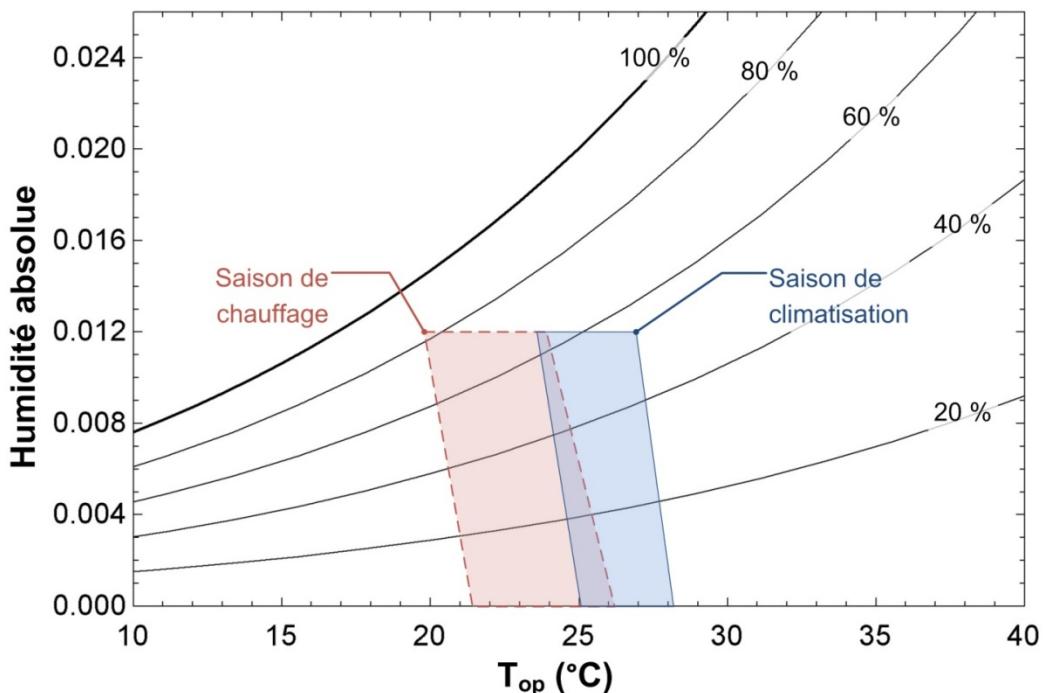


Figure 2.8 : Abaque psychrométrique du confort thermique adapté de la norme ASHRAE 55 (2010)

Le paramètre principal du confort thermique est la température opérative, tel que montré à l'axe horizontal de la Figure 2.8. Pour des occupants assis n'étant pas soumis à un rayonnement solaire direct ni à une vitesse de l'air supérieure à $0,20 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, la température opérative peut être définie par l'équation (2.8).

$$T_{op} = \frac{T_{ray} + T_{air}}{2} \quad (2.8)$$

où T_{op} est la température opérative, T_{ray} est la température rayonnante moyenne et T_{air} est la température de l'air intérieur. La température opérative est donc utilisée comme indicateur du confort thermique des occupants pour la présente étude.

Le confort thermique adaptatif est basé sur la tendance naturelle qu'ont les occupants d'un bâtiment à s'adapter à leur environnement thermique. Il est présentement surtout utilisé pour les bâtiments à ventilation naturelle contrôlés par les occupants, tel que mentionné dans la norme ASHRAE 55 (2010). Les occupants de ces bâtiments sont plus permissifs par rapport à leur environnement thermique puisqu'ils en ont le contrôle. De plus, plusieurs études ont montré que la température extérieure et la saison ont un effet sur les conditions considérées comme neutres thermiquement par les occupants (McCartney et Fergus Nicol, 2002). Ainsi, le confort thermique adaptatif propose de lier les plages de confort thermique à la température moyenne mensuelle extérieure et de donner davantage de contrôle aux occupants.

Le confort adaptatif s'étend également aux bâtiments chauffés et climatisés mécaniquement. Nicol et Humphreys (2002) proposent d'utiliser une moyenne glissante de la température extérieure pour faire varier les plages de confort thermique, ce qui serait plus avantageux que les seules deux saisons (été et hiver) utilisées dans la norme ASHRAE 55 (2010). L'utilisation de seulement deux saisons est aussi critiquée par De Carli et Olesen (2002). De plus, le confort adaptatif n'augmenterait pas l'inconfort thermique des occupants, mais permettrait une réduction de la consommation d'énergie du système de climatisation (McCartney et Fergus Nicol, 2002).

CHAPITRE 3 DESCRIPTION DES MODÈLES TRNSYS

3.1 Introduction

TRNSYS (*TRaNsient SYstem Simulation*) est un environnement de simulation qui permet de lier des composants appelés TYPE afin de modéliser un système thermique complet en régime transitoire. Chaque TYPE constitue un système d'équations qui décrivent le composant à modéliser. Des TYPES de base sont offerts avec le logiciel et permettent de modéliser différents systèmes mécaniques comme des systèmes solaires thermiques, des échangeurs de chaleur, des composants électriques ou de plomberie ainsi que des composants de régulation. D'autres TYPES permettent de modéliser des fichiers météorologiques typiques ou de créer des fichiers de sortie afin d'analyser les données choisies. TRNSYS permet aussi la création de TYPES par l'utilisateur à l'aide du langage de programmation FORTRAN. Ainsi, quelques entreprises ont développé des TYPES plus complexes ou plus variés que les TYPES de base pour différents systèmes. En particulier, la bibliothèque TESS (2010) offre plusieurs composants qui sont utilisés pour la présente étude.

Chaque TYPE possède ses propres paramètres, entrées et sorties. Les paramètres sont fixes pour la durée de la simulation alors que les entrées et sorties sont liées entre différents TYPES afin de partager des informations de régulation, de température de fluide, de taux de transfert de chaleur, etc. Le logiciel effectue une résolution des systèmes d'équations jusqu'à atteindre convergence à chaque pas de temps pour toute la période de simulation.

Ce chapitre présente donc les principaux TYPES qui sont utilisés pour modéliser le bâtiment et son système de chauffage complet. Le modèle d'ÉGV (TYPE 557) est présenté en premier, suivi de la PAC eau-eau (TYPE 1221). Le modèle de bâtiment multizone (TYPE 56) est présenté ensuite, suivi du modèle de dalle active intégré au TYPE 56, nommé *active layer* (couche active).

3.2 Échangeur géothermique vertical (TYPE 557)

Le modèle d'ÉGV utilisé par le TYPE 557 de TESS (2010) est le modèle DST (Hellström, 1989), qui est généralement considéré dans la littérature comme un modèle de référence. Le TYPE 557b, pour lequel l'usager spécifie la résistance thermique du puits, est utilisé pour la présente étude. Le modèle DST utilise le principe de superposition de façon à résoudre l'équation de transfert de

chaleur par conduction dans le sol pour différents maillages, soit les maillages *Local*, *Global* et *Flux constant*.

Chaque puits géothermique possède son propre maillage *Local* 1D radial, alors qu'un maillage *Global* 2D radial et vertical permet de représenter le champ de puits complet ainsi que le sol environnant. Le transfert de chaleur par conduction dans les maillages *Local* et *Global* est résolu par différence finie. Le calcul *Flux constant* est une solution analytique permettant d'obtenir la température du sol à la paroi du puits selon la température moyenne du fluide pour cette maille. La résistance thermique du puits est considérée comme étant constante pour la durée de la simulation. La superposition spatiale de ces trois solutions est appliquée pour obtenir la solution finale de la température du sol autour du puits ainsi que la température de sortie du fluide.

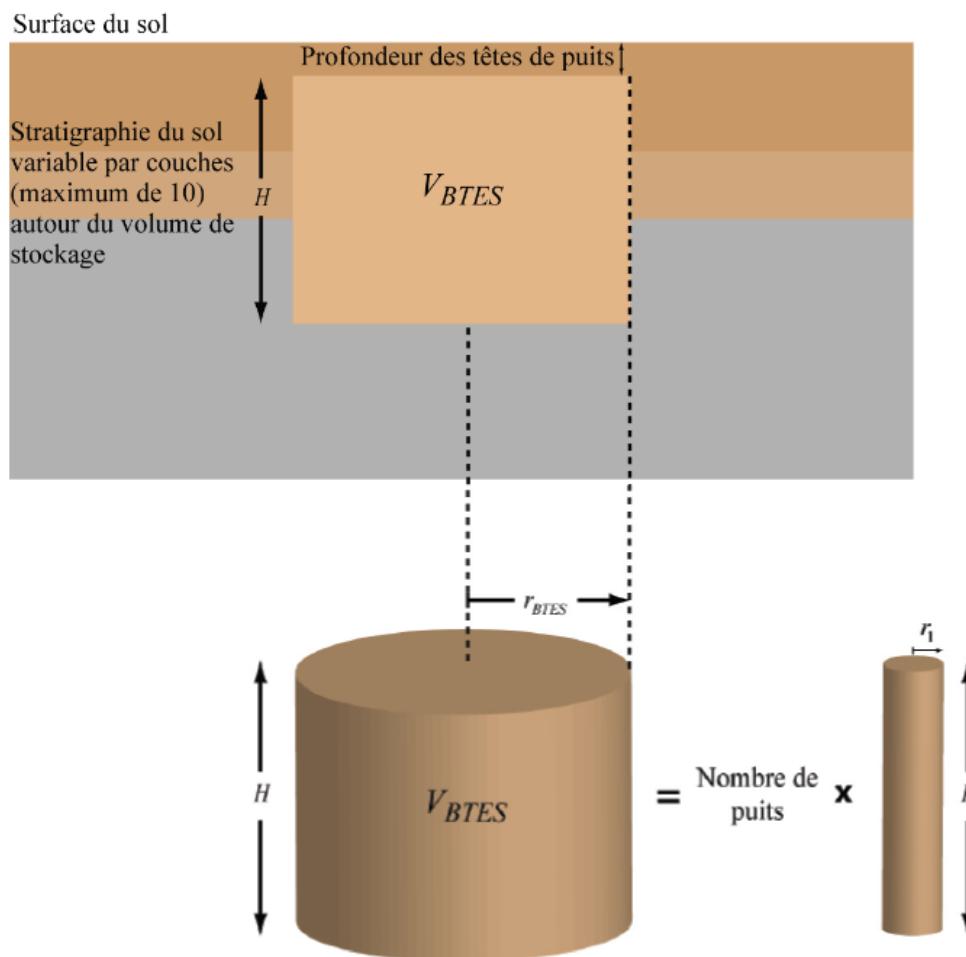


Figure 3.1 : Représentation du volume de stockage total selon le modèle DST, tiré de (Chapuis, 2009)

Les puits sont distribués dans le volume de stockage total de façon axisymétrique (Hellström, 1989). Le modèle DST distribue donc lui-même les NB puits d'un champ de puits géothermiques verticaux espacés d'une distance B dans un volume de stockage total V_{EGV} donné d'après la relation suivante :

$$V_{\text{EGV}} = \pi \cdot r_{BTEs}^2 \cdot H = \pi \cdot r_1^2 \cdot H \cdot NB \quad \text{où } r_1 = 0,525 \cdot B \quad (3.1)$$

La valeur de r_1 représente le rayon du volume cylindrique de sol associé à chacun des puits géothermiques. Une représentation graphique de l'équation (3.1) est présentée à la Figure 3.1.

L'usager spécifie la résistance thermique de l'ÉGV (en $\text{m} \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{W}^{-1}$), les paramètres thermiques des puits géothermiques et du sol environnant ainsi que les paramètres géométriques de l'échangeur géothermique. Les différents maillages présentés précédemment sont calculés automatiquement par le TYPE 557. Le débit et la température d'entrée à l'échangeur constituent les données d'entrée principales au modèle alors que la température de sortie du fluide ainsi que l'énergie stockée dans le volume de stockage en sont les principales sorties. Il est à noter que le TYPE 557 néglige l'inertie thermique du fluide caloporteur ainsi que le temps de résidence du fluide dans l'échangeur géothermique.

3.3 Pompe à chaleur eau-eau (TYPE 1221)

Le modèle de PAC choisi pour la modélisation TRNSYS est le TYPE 1221 de la bibliothèque TESS (2010), qui modélise une PAC de type eau-eau à deux étages en fonction de données de performance. Les données de performance utilisées ici sont celles du modèle WPWD 024 de la compagnie Trane (2012). Le TYPE requiert la capacité nominale et la puissance électrique consommée de chaque étage ainsi que les débits nominaux de cette PAC. Dans le cas du modèle WPWD 024, ces valeurs sont respectivement pour le 1^{er} et le 2^e étage des capacités de 7,43 kW et 5,23 kW et une puissance électrique de 2,10 kW et 1,47 kW. Le débit nominal de $0,44 \text{ L} \cdot \text{s}^{-1}$ est le même pour un ou deux étages. Un fichier de performance normalisé, d'après ces paramètres nominaux, permet de déterminer la capacité et la puissance électrique consommée de la PAC en fonction des températures et des débits d'entrée du côté source et du côté charge. L'emploi de capacités normalisées, basées sur une performance réelle, permet de varier proportionnellement la capacité nominale, la puissance électrique nominale et les débits nominaux de la PAC de façon à modéliser facilement une PAC plus ou moins puissante que la WPWD 024. Cependant, ceci

implique que les variations de capacité et de puissance seront calquées sur celles du modèle WPWD 024.

Un graphique de la capacité normalisée du modèle WPWD 024 en fonction des températures d'entrée côté charge et côté source à pleine charge (*full load*) avec les débits nominaux est montré à la Figure 3.2. Ce graphique montre une portion du fichier de performance complet, qui est présenté en Annexe 1. Les valeurs nominales de ce fichier sont déterminées en référence à des températures d'entrée côté charge et côté source de 26,7 °C et 10,0 °C respectivement et des débits de 0,44 L·s⁻¹.

Les débits et températures d'entrée côté charge et côté source sont donnés au modèle à chaque pas de temps. Puis, une interpolation linéaire entre les valeurs du fichier de performance selon ces débits et températures permet de déterminer la capacité et la puissance électrique consommée de la PAC, ce qui permet de calculer son COP et les températures de sortie des fluides caloporteurs.

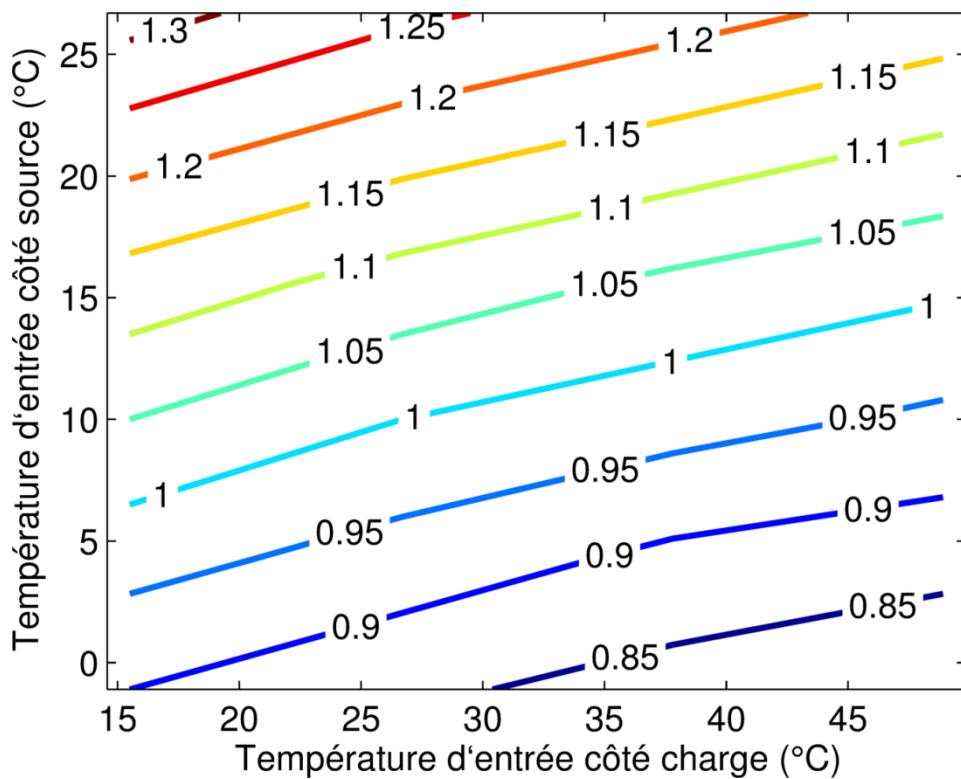


Figure 3.2 : Capacité normalisée de la PAC en fonction des températures d'entrée côté charge et côté source à pleine charge (*full load*) avec les débits nominaux

La Figure 3.3 présente le COP de la PAC en fonction des températures d'entrée côté charge et côté source à pleine charge (*full load*), tel que déterminé par les valeurs de capacité et de puissance électrique consommée du fichier de performance. Par exemple, pour des températures d'entrée côté charge et côté source de respectivement 25 °C et 0 °C, le COP est de 3,5. Il est aussi possible de constater que la température d'entrée côté charge a plus d'impact sur le COP que la température côté source.

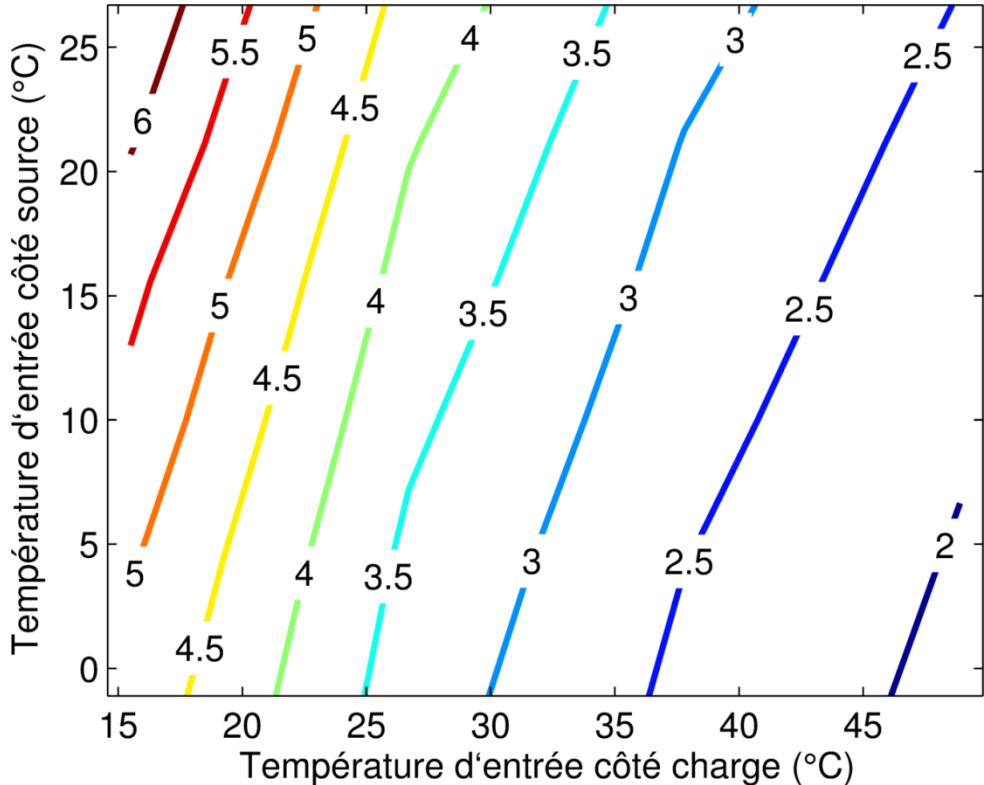


Figure 3.3 : COP de la PAC en fonction des températures d'entrée côté charge et côté source à pleine charge (*full load*) avec les débits nominaux

À l'extérieur des limites des variables dépendantes du fichier de performance, le modèle conserve la dernière valeur disponible; aucune extrapolation n'est effectuée. De plus, le TYPE 1221 prédit la performance en se basant sur des données de performance obtenues en régime permanent. Ainsi, la baisse de capacité associée au cyclage de la PAC n'est pas prise en compte. Cette limitation pourrait surévaluer les performances surtout en présence de cycles arrêts/départs fréquents, mais permet de simplifier la modélisation de la PAC.

Finalement, un paramètre du TYPE 1221 permet de varier proportionnellement la capacité nominale, la puissance électrique nominale et les débits nominaux de la PAC de façon à modéliser facilement une PAC plus ou moins puissante que la WPWD 024.

3.4 Bâtiment multizone (TYPE 56)

Le modèle de bâtiment utilisé pour la présente étude est le TYPE 56. Le bâtiment y est représenté par différentes zones thermiques, où chaque zone possède son propre nœud interne et sa propre capacité thermique représentant l'air et l'ameublement de la zone. La géométrie du bâtiment n'est pas modélisée, c'est-à-dire qu'aucune information ne dicte la position ou l'orientation d'une paroi (mur, plancher, plafond ou fenêtre) par rapport à une autre. De plus, les températures et les échanges de chaleur sur chaque face d'une paroi sont considérés comme uniformes sur sa surface. Cependant, chaque paroi possède ses propres dimensions..

Chaque paroi est décrite par des couches de différentes épaisseurs possédant chacune une conductivité thermique ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{°C}^{-1}$), une capacité thermique massique ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{°C}^{-1}$) et une masse volumique ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$). Les parois sont ensuite modélisées par la méthode des fonctions de transfert d'après les paramètres thermiques de ses différentes couches. Ces fonctions de transfert sont des séries temporelles basées sur une base de temps (*Timebase*) qui doit être un multiple du pas de temps de la simulation TRNSYS. Une base de temps de 0,25 heure est choisie pour la présente étude, alors que le pas de temps de la simulation TRNSYS est de 0,05 heure.

Un bilan d'énergie est réalisé sur chacune des faces de chaque paroi. Ce bilan inclut le rayonnement solaire, la portion rayonnante des gains internes et du système de chauffage, l'échange de chaleur rayonnant à grande longueur d'onde (GLO) ainsi que l'échange de chaleur convectif avec l'air. Les coefficients d'échange convectif h_{conv} de chaque face interne i du bâtiment sont déterminés à l'aide d'une relation du type :

$$h_{\text{conv},i} = C (T_{\text{surf},i} - T_{\text{air}})^D \quad (3.2)$$

où les coefficients C et D sont déterminés selon le sens du flux de chaleur et l'orientation (verticale ou horizontale) de la surface. L'échange de chaleur rayonnant à GLO est calculé parallèlement à l'échange de chaleur convectif à l'aide d'un réseau de résistances thermiques en étoile, tel que montré à la Figure 3.4 (exemple pour une zone à trois surfaces).

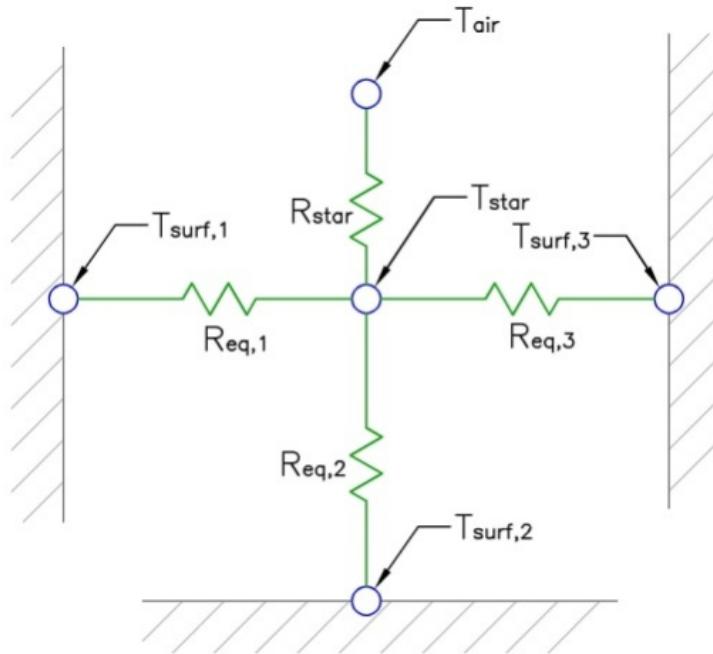


Figure 3.4 : Réseau en étoile pour une zone à trois surfaces, adapté de (Klein et al., 2009)

Les résistances thermiques $R_{eq,i}$ sont les résistances thermiques équivalentes relatives aux flux de chaleur convectif et GLO de chaque surface i . La résistance thermique rayonnante R_{star} est calculée à l'aide de facteurs de forme déterminés par des rapports de surface.

Les parois du bâtiment peuvent être de quatre catégories : *external* (mur extérieur), *adjacent* (adjacente à deux zones thermiques), *internal* (à l'intérieur d'une zone thermique) et *boundary* (avec condition frontière externe déterminée). Afin de simplifier la modélisation, une seule zone thermique est utilisée pour tous les bâtiments modélisés pour la présente étude, ce qui élimine la catégorie *adjacent*. Le plancher est une dalle sur sol de type *boundary* avec température fixe de la surface du sol sous cette dalle. Les murs sont de catégorie *external* ou *boundary* selon qu'ils soient en contact avec l'extérieur ou avec une autre zone de bâtiment non modélisée. Dans ce dernier cas, la frontière externe en température est posée comme étant la même que la face interne. Une paroi de catégorie interne est ajoutée de façon à modéliser l'ameublement et les partitions internes de la zone thermique au Chapitre 5.

Une bibliothèque de modèles de fenêtres permet de sélectionner parmi une centaine de modèles disponibles commercialement. Les propriétés thermiques et optiques des modèles proviennent du

logiciel WINDOW 4.1 (Aratesh et al., 1993) du *Lawrence Berkeley National Laboratory*. Le modèle de fenêtre du TYPE 56 permet donc de calculer en détail la transmission, la réflexion et l'absorption du rayonnement solaire par les différents vitrages ainsi que la conduction de chaleur à travers le vitrage et le cadre des fenêtres.

Le rayonnement solaire est donné en entrée du TYPE 56 pour chaque orientation utilisée pour le bâtiment modélisé en tant que rayonnement solaire total, rayonnement solaire direct et angle d'incidence par rapport à cette orientation. Ces données proviennent du TYPE 15 qui permet de lire un fichier météo de type CWEC (Archives nationales d'information et de données climatologiques, 2012). Le TYPE 56 utilise ensuite ces données pour le rayonnement solaire frappant l'extérieur du bâtiment, dont les fenêtres. Le rayonnement solaire qui est transmis à travers le vitrage des fenêtres est ensuite distribué sur les faces internes de la pièce d'après un facteur nommé *Geosurf* qui permet de déterminer la portion de rayonnement solaire qui frappe chaque surface; la somme des *Geosurf* de toutes les faces internes doit être 1. Tel que mentionné précédemment, les surfaces sont considérées uniformes par le TYPE 56; ainsi, le rayonnement solaire est lui-aussi distribué uniformément sur toute la surface d'une paroi.

Le TYPE 56 permet aussi de modéliser les gains internes, le chauffage, la climatisation, la ventilation, l'infiltration, l'humidité et le confort thermique. Afin de simplifier le modèle pour la présente étude, l'humidité est négligée et la ventilation n'est pas modélisée, alors que l'infiltration est considérée fixe à 0,2 changement d'air à l'heure. Le confort thermique est calculé d'après la température opérative (voir section 2.5) déterminée par le modèle en utilisant des paramètres typiques pour un travailleur assis effectuant un travail léger ($\text{clo}=1,0$; $\text{met}=1,2$; et vitesse relative de l'air de $0,1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$). Les gains internes sont séparés en trois types, soit l'éclairage, les charges aux prises et les occupants et sont respectivement de $7,5 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$, $2,5 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ et $5,4 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ selon leur propre horaire de fonctionnement journalier et hebdomadaire (semaine/fin de semaine) basé sur le Code modèle national d'énergie pour les bâtiments (Conseil national de recherches Canada, 1999). Ce profil journalier est montré à la Figure 4.9 au chapitre suivant. Il est à noter que les charges aux prises et les occupants constituent des gains internes convectifs, alors que l'éclairage est rayonnant à 60 %.

Finalement, un chauffage idéal est proposé par le TYPE 56. Ce chauffage calcule la puissance de chauffage requise pour conserver la température de l'air à un certain point de consigne. Une

limite supérieure peut être appliquée à cette puissance de chauffage de façon à modéliser les limites d'un système de chauffage réel. De plus, cette quantité de chaleur calculée peut être retirée d'un débit de fluide caloporteur de manière à modéliser un chauffage hydronique tel qu'un ventilo-convecteur à l'aide d'un autre TYPE dans TRNSYS.

3.5 Dalle active (*Active layer*)

Tel que discuté à la sous-section 1.3.1, le modèle utilisé pour la dalle active est le *active layer* intégré au TYPE 56. Le design et le fonctionnement des dalles actives sont présentés à la section 2.4. Le modèle *active layer* est basé sur les travaux de Koschenz et Dorer (1999). Le modèle utilise une couche d'épaisseur nulle à l'intérieur de la dalle, créant ainsi deux portions de dalle, soit une au-dessus et une en dessous de cette couche virtuelle. Cette dernière constitue une couche active (*active layer*) qui impose un taux de transfert de chaleur comme condition frontière à la surface adjacente de chaque portion de dalle.

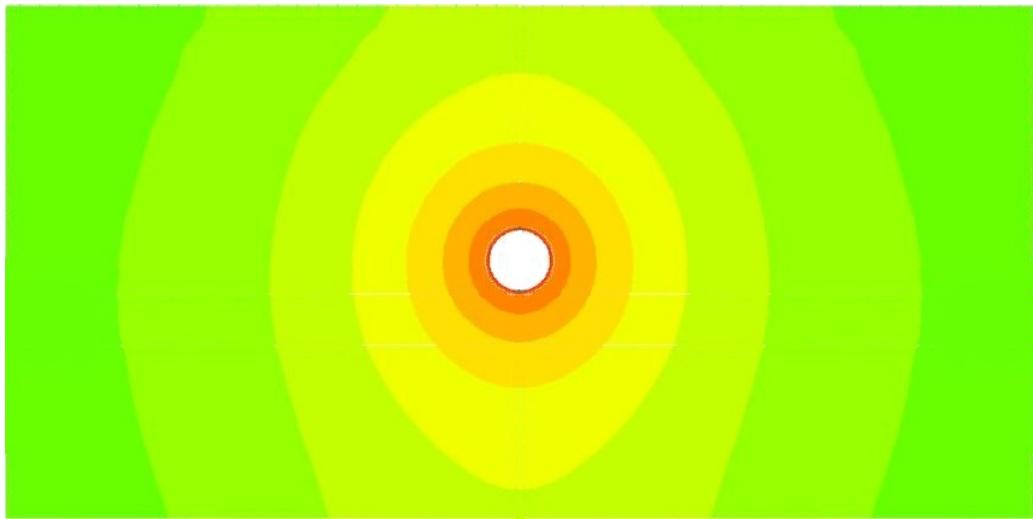


Figure 3.5 : Coupe d'une dalle active montrant la distribution de température autour d'un tuyau

Le modèle de Koschenz et Dorer (1999) débute par la distribution de température en régime permanent d'une coupe de dalle active perpendiculaire aux tuyaux qui y sont intégrés, semblable à celle de la Figure 3.5. Cette distribution de températures est obtenue en résolvant l'équation (3.3) où le taux de transfert de chaleur à la surface de la dalle en régime stationnaire est déterminé comme suit :

$$\dot{q} = \phi U_1 (T_{tuy,ext} - T_{air,1}) + (1 - \phi) \frac{U_1 \cdot U_2}{U_1 + U_2} (T_{tuy,ext} - T_{air,2}) \quad (3.3)$$

où ϕ est un coefficient de proportionnalité propre à la configuration de tuyaux et U est le coefficient de transfert thermique total entre le plan horizontal contenant la tuyauterie de la dalle active et l'air de la pièce 1 ou 2, soit respectivement la pièce au-dessus et en dessous de cette dalle. Cette équation peut être représentée par un réseau de résistances thermiques en arrangement triangulaire. Il est également possible d'ajouter à cet arrangement triangulaire la résistance thermique convective de l'écoulement (généralement turbulent) du fluide calporteur dans le tuyau et la résistance thermique du tuyau lui-même. Cet arrangement triangulaire complet est montré à la Figure 3.6.

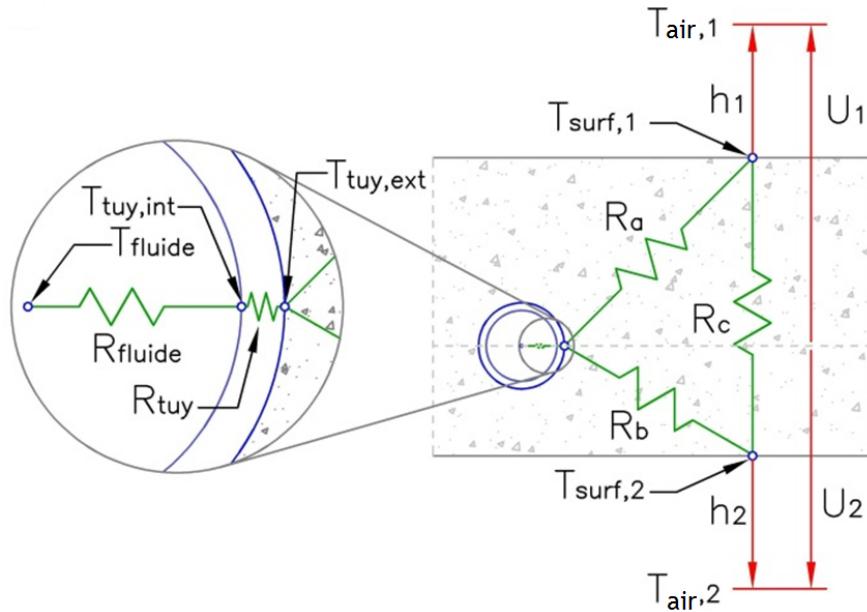


Figure 3.6 : Résistances thermiques en triangle, adapté de (Koschenz et Dorer, 1999)

R_{fluide} et R_{tuy} sont respectivement les résistances thermiques du fluide et du tuyau et h_1 et h_2 sont les coefficients d'échange convectifs avec l'air de chaque pièce. Les températures de surface de la dalle T_{surf} et de l'air T_{air} ainsi que les coefficients de transfert thermique total U réfèrent à l'équation (3.3). Finalement, les résistances thermiques R_a , R_b et R_c correspondantes à l'arrangement triangulaire sont définies comme suit :

$$\begin{aligned}
 R_a &= \frac{1}{\phi U_1} \\
 R_b &= \frac{1}{\phi U_2} \\
 R_c &= \frac{U_1 + U_2}{U_1 U_2 (1 - \phi)}
 \end{aligned} \tag{3.4}$$

Le réseau de résistances thermiques triangulaire est ensuite transformé en réseau en étoile, tel que montré à la Figure 3.7.

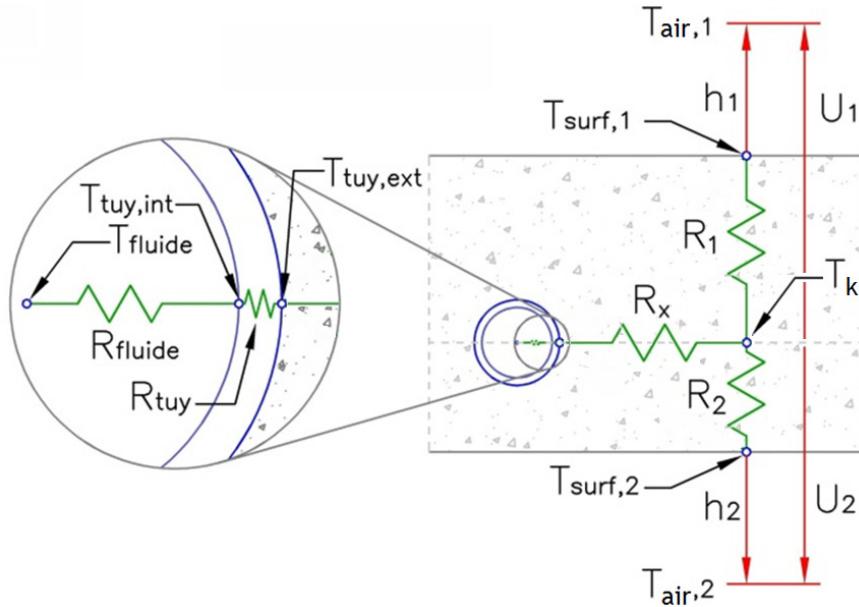


Figure 3.7 : Résistances thermiques en étoile, adapté de (Koschenz et Dorer, 1999)

Le réseau en étoile réfère donc à la température T_k qui est la température moyenne du béton dans le plan horizontal où sont placés les tuyaux. Les résistances thermiques du réseau en étoile sont définies comme suit :

$$\begin{aligned}
 R_1 &= \frac{1}{U_1} \\
 R_2 &= \frac{1}{U_2} \\
 R_x &= \frac{(1 - \phi)}{\phi (U_1 + U_2)}
 \end{aligned} \tag{3.5}$$

La résistance thermique totale entre le fluide et chacune des deux faces (supérieure et inférieure) de la dalle peut ainsi être calculée à l'aide de quelques simplifications. Ces simplifications nécessitent l'utilisation de critères de design qui dépendent du système actif modélisé. Pour un plancher chauffant, ces critères sont les suivants :

$$\begin{aligned} R_{isol} &> 0,83 \text{ m}^2 \cdot \text{K W}^{-1} \\ d_2 &\geq \frac{\delta}{2} \\ d_1 &\geq 0,3 \cdot d_x \end{aligned} \tag{3.6}$$

Le premier critère concerne l'isolation minimale R_{isol} sous la dalle, le deuxième établit une épaisseur minimale d_2 sous la couche active correspondant au rayon extérieur $\delta/2$ des tuyaux et le dernier pose une épaisseur minimale d_1 au-dessus de la couche active correspondant à 30 % de l'espacement d_x entre les tuyaux. Par exemple, cette épaisseur au-dessus des tuyaux est au minimum de 45 mm pour un espacement de 150 mm et de 90 mm pour un espacement de 300 mm.

Ensuite, puisque la température du fluide caloporeur varie pendant sa progression dans le tuyau, il est nécessaire d'ajouter la 3^e dimension de la dalle (parallèle aux tuyaux) au plan de coupe de dalle 2D déjà calculé. Une équation typique pour un échangeur de chaleur est alors utilisée, où la température du fluide à l'entrée de la dalle active est liée à la température moyenne du fluide dans la dalle. Cette 3^e dimension ajoute donc une résistance thermique R_z au réseau de résistances thermiques en étoile de la Figure 3.7 en série avec les résistances thermiques R_{fluid} , R_{tuy} et R_x :

$$R_z = \frac{1}{2 \cdot \dot{m} \cdot c_p} \tag{3.7}$$

où \dot{m} et c_p sont respectivement le débit massique spécifique par unité de surface (en $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$). Cette équation est équivalente à la linéarisation du changement de température entre l'entrée et la sortie du fluide du segment de tuyau. Suite à cette linéarisation, une perte de précision trop importante est attendue pour des débits massiques trop faibles. Ainsi, pour un design habituel de dalle active, Koschenz et Dorer (1999) proposent une limite inférieure de $13 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$. En dessous de cette valeur, la dalle doit être sectionnée en n sections de façon à augmenter le débit

massique spécifique au-dessus de cette limite. Le modèle intégré au TYPE 56 permet la séparation automatique de la dalle en sections selon le débit massique désiré grâce à la fonction *autosegmentation*.

L'équation finale obtenue est la résistance thermique qui permet d'obtenir la température moyenne du béton dans le plan horizontal où sont placés les tuyaux. L'indice i réfère à la $n^{\text{ième}}$ section de dalle créée par l'*autosegmentation*.

$$R_{t,i} = \frac{1}{2 \cdot \dot{m} \cdot c_p \cdot n} + \frac{d_x^{0,13} \cdot \left(\frac{\delta - 2 \cdot d_{tuy}}{\dot{m} \cdot l} \right)^{0,87}}{8,0 \cdot \pi} + \frac{d_x \cdot \ln \left(\frac{\delta}{\delta - 2 \cdot d_{tuy}} \right)}{2 \cdot \pi \cdot k_{tuy}} + \frac{d_x \cdot \ln \left(\frac{d_x}{\pi \cdot \delta} \right)}{2 \cdot \pi \cdot k_{béton}} \quad (3.8)$$

où la signification de chaque paramètre est donnée dans la liste des symboles et indices attribuables à l'*active layer*.

En résumé, l'*active layer* est insérée dans la fenêtre d'utilisation du TYPE 56 comme une couche fictive entre deux couches de béton. L'utilisateur entre les paramètres géométriques de la tuyauterie, sa conductivité thermique et la chaleur massique du fluide caloporeur, tout en respectant les limites présentées à l'équation (3.6) quant aux autres couches constituant cette paroi du bâtiment. Puis, selon le débit spécifique alimenté à la dalle, cette dernière est sectionnée grâce à l'outil *autosegmentation*. Le débit et la température d'alimentation à la dalle active proviennent habituellement d'une pompe de circulation reliée au TYPE 56. Le *active layer* calcule ensuite le taux de transfert de chaleur entre le fluide et la dalle ainsi que la température de sortie du fluide caloporeur. Le TYPE 56 calcule quant à lui les échanges de chaleur entre la dalle, le sol et la pièce.

Finalement, il est à noter que comme le TYPE 557 (ÉGV) et le TYPE 1221 (PAC), l'*active layer* ne prend pas en compte le temps de résidence du fluide dans le circuit. Ainsi, à chaque pas de temps, la température de sortie du fluide est celle d'un fluide qui aurait eu le temps de parcourir toute cette tuyauterie. Si le débit est nul, la température de sortie du fluide devient alors instantanément T_k , qui est la température moyenne du béton dans le plan horizontal où sont placés les tuyaux.

CHAPITRE 4 ÉTUDES PRÉLIMINAIRES

4.1 Introduction

Ce chapitre présente les études préliminaires menées sur la conception et le dimensionnement de dalles rayonnantes couplées à un échangeur géothermique vertical (ÉGV). L'impact de la stratégie de régulation journalière sur le dimensionnement de l'ÉGV et le design de la dalle active est également étudié.

Premièrement, l'impact du scénario de fonctionnement journalier de la PAC sur le dimensionnement de l'ÉGV est étudié. Une comparaison entre un fonctionnement à charge constante sur 24 heures et un fonctionnement à charge double sur 12 heures suivi d'une période d'arrêt de 12 heures est montrée. Des profils de températures autour d'un puits géothermique servent à montrer la dynamique des échanges de chaleur dans le sol et leur impact sur le dimensionnement de l'ÉGV.

Puis, l'impact de différents paramètres de design d'une dalle active est montré en simulant un bâtiment simplifié soumis à une journée typique de pointe en chauffage couplé à une PAC géothermique. L'épaisseur de la dalle, l'espacement entre les tuyaux de la dalle active et la profondeur de ceux-ci dans la dalle active sont étudiés.

4.2 Scénarios de fonctionnement journalier de l'échangeur géothermique

Dans le but d'étudier différents scénarios de fonctionnement journalier des PAC sur l'ÉGV, deux hypothèses sont posées : i) l'inertie thermique offerte par le béton de la dalle active permet un fonctionnement à capacité constante des PAC tout au long d'une journée (même si la charge de la zone varie), et ii) un nombre important d'étages des PAC permet d'approximer une modulation complète de la capacité des PAC. Cette section vise essentiellement à répondre au questionnement suivant : est-il avantageux (en terme de longueur d'ÉGV) de puiser la chaleur du sol de façon constante sur 24 heures ou bien de puiser la même quantité de chaleur sur une période de 12 heures pour ensuite laisser le sol se restabiliser pendant 12 heures?

Pour ce faire, la charge thermique au sol est approximée pour toute la saison de chauffage en utilisant une relation linéaire qui est fonction de la température de l'air extérieur, présentée à la Figure 4.1. La température moyenne d'une journée est ensuite utilisée pour calculer la charge

thermique au sol qui sera constante pour cette journée ainsi que la charge thermique au sol doublée pour le fonctionnement de 12 heures. Ce fonctionnement à charge double est en opération de 18h00 à 6h00; ainsi, lorsque l'opération débute, la température moyenne du lendemain est utilisée. Ce fonctionnement simule une régulation prédictive, où des prévisions météorologiques sont utilisées pour déterminer les points de consigne du système de chauffage.

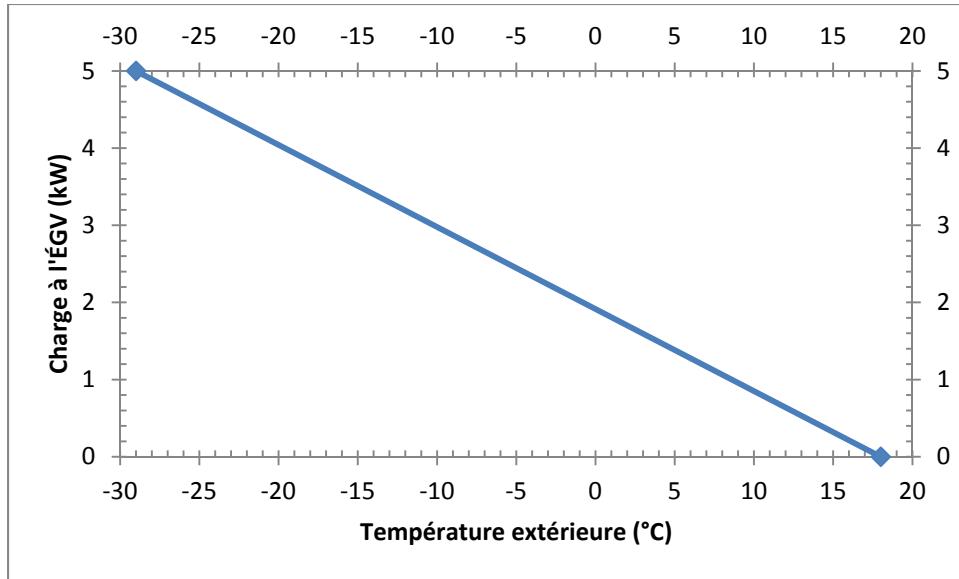


Figure 4.1 : Charge au sol en fonction de la température de l'air extérieur

Dans les deux cas, la longueur requise de l'ÉGV est déterminée par essai et erreur en effectuant des simulations sur une année jusqu'à ce que la température du fluide à la sortie de l'ÉGV atteigne une température minimale de $-3,0^{\circ}\text{C}$ au cours de la saison de chauffage. Cette température est près de la limite inférieure en dessous de laquelle il n'est pas recommandé d'opérer une PAC.

Les résultats sont présentés à la Figure 4.2 pour les mois de janvier et février. Ces résultats montrent qu'un fonctionnement à charge constante est avantageux. En effet, la longueur de l'ÉGV pour une charge constante sur 24 heures est de 123 m, alors qu'elle est de 183 m dans le cas d'un fonctionnement à double charge sur 12 heures, soit une hausse de près de 50 %. Ainsi, tel que discuté à la sous-section 2.2.1 sur le dimensionnement des ÉGV, la pointe de charge horaire est souvent responsable à elle seule de plus de la moitié de la longueur totale des ÉGV.

Ainsi, malgré la période de relaxation du sol entre 6h00 et 18h00, la charge au sol doublée entre 18h00 et 6h00 est critique pour le dimensionnement de l'ÉGV.

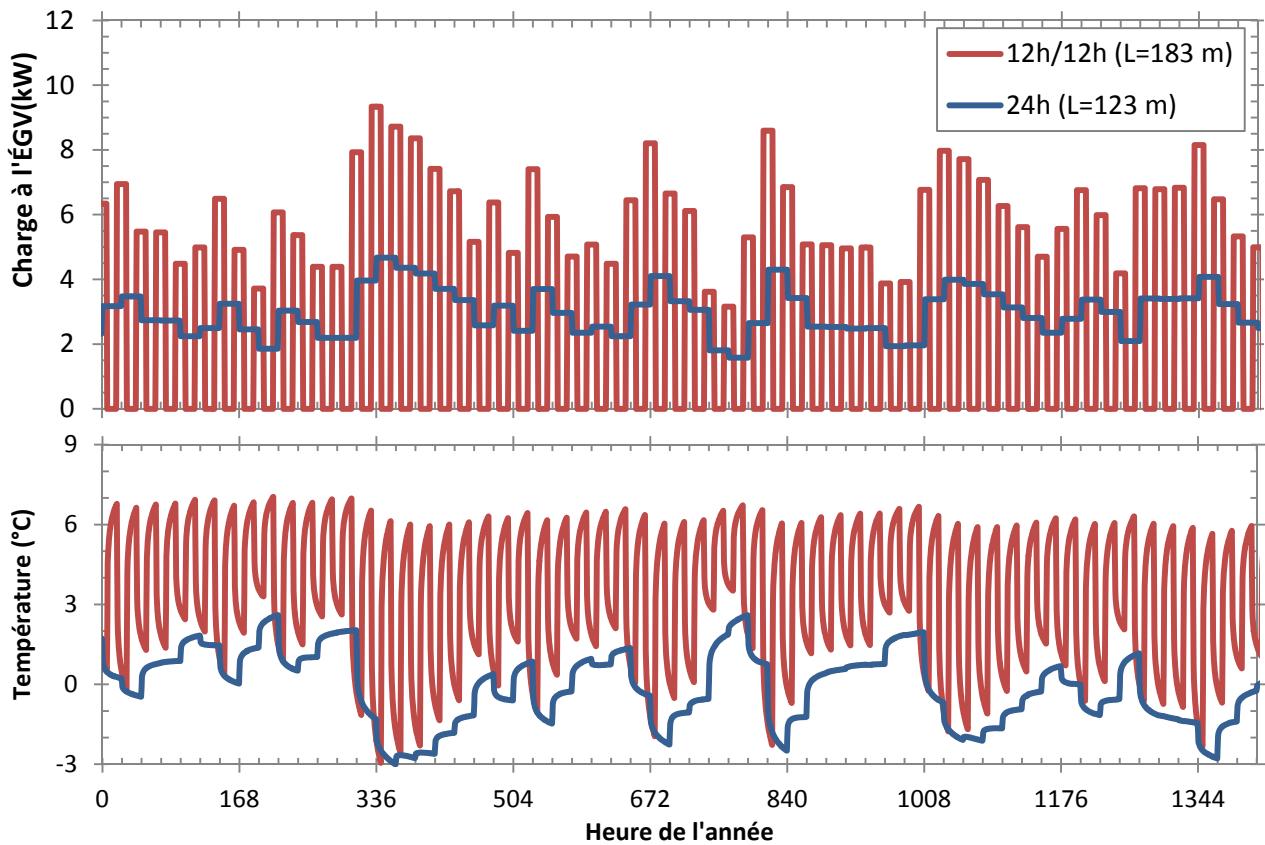


Figure 4.2 : Comparaison de la charge au sol et de la température de sortie de l'ÉGV pour une charge au sol constante sur 24 heures ou doublée sur 12 heures pour les mois de janvier et février

Afin de démontrer la dynamique des échanges de chaleur dans le sol autour du puits géothermique, la méthode de la source cylindrique infinie (Carslaw et Jaeger, 1947) est utilisée pour déterminer les températures du sol autour du puits après des périodes de 1, 2, 12 et 24 heures pour les deux stratégies de fonctionnement journalières énoncées précédemment. Les corrélations de Bernier (2001) sont utilisées pour déterminer les températures du sol à des distances du centre du puits correspondant à un multiple de 1, 2, 5 et 10 fois le rayon du puits. Le puits géothermique a ici un rayon de 75 mm. De plus, la comparaison est réalisée en utilisant une longueur d'ÉGV de 153 m, soit la moyenne entre les longueurs déterminées précédemment pour les deux fonctionnements journaliers. Il est à noter que le sol possède une conductivité thermique

de $1,9 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$, que sa diffusivité thermique est de $0,070 \text{ m}^2 \cdot \text{jour}^{-1}$ et que la température du sol non perturbée est de $10 \text{ }^\circ\text{C}$.

Dans le premier cas, le puits est soumis à une charge de 5 kW pendant 24 heures alors que le deuxième cas est soumis à une charge de 10 kW pendant 12 heures, suivi d'un arrêt pendant 12 heures. La Figure 4.3 présente les profils de température pour un fonctionnement à charge constante sur 24 heures, alors que la charge doublée sur 12 heures suivies d'un arrêt de 12 heures est montrée à la Figure 4.4.

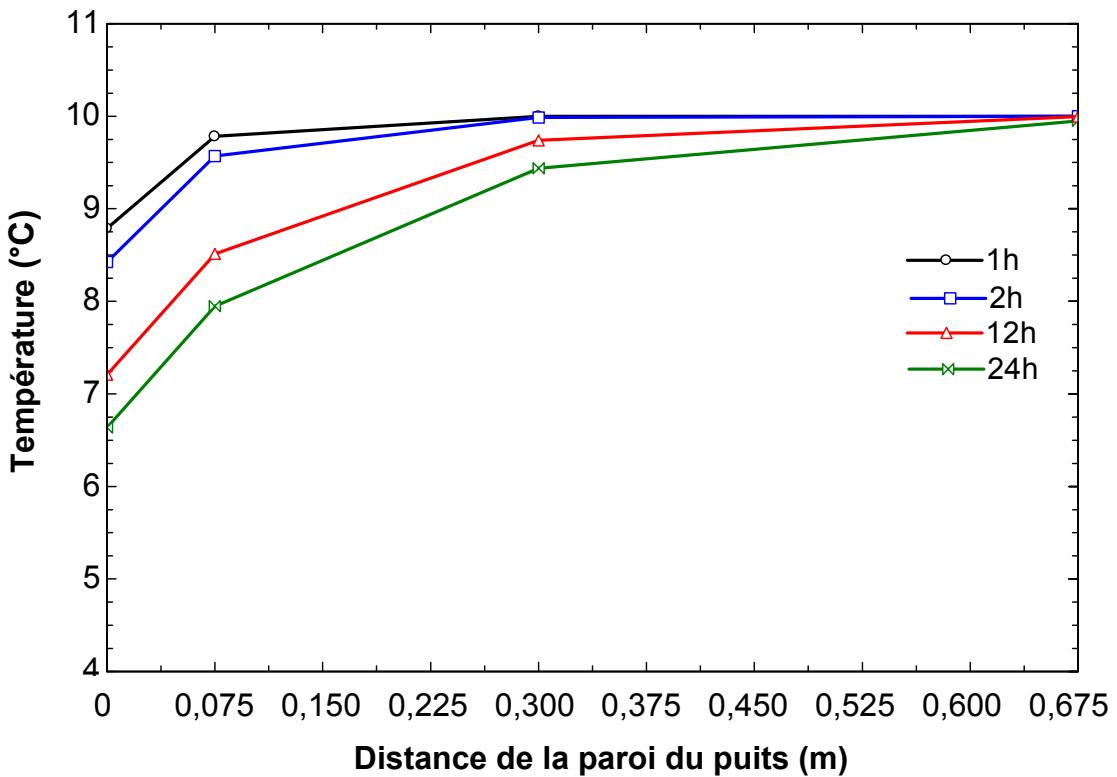


Figure 4.3 : Profils de température dans le sol autour du puits géothermique pour un fonctionnement à charge constante sur 24 heures

La Figure 4.3 montre que la température minimale atteinte à la paroi du puits est de $6,6 \text{ }^\circ\text{C}$ pour une charge constante sur 24 heures. De plus, la diminution de la température du sol autour du puits est plus importante pour les 12 premières heures que pour les 12 heures suivantes, surtout à proximité du puits. La diminution de la température du sol à une distance de $0,3 \text{ m}$ de la paroi du puits est négligeable après 2 heures et n'est que de $1,0 \text{ }^\circ\text{C}$ après 24 heures d'opération.

Finalement, le sol n'est pas perturbé à 0,675 m de la paroi du puits même après 24 heures d'opération puisque la température est essentiellement égale à 10,0 °C.

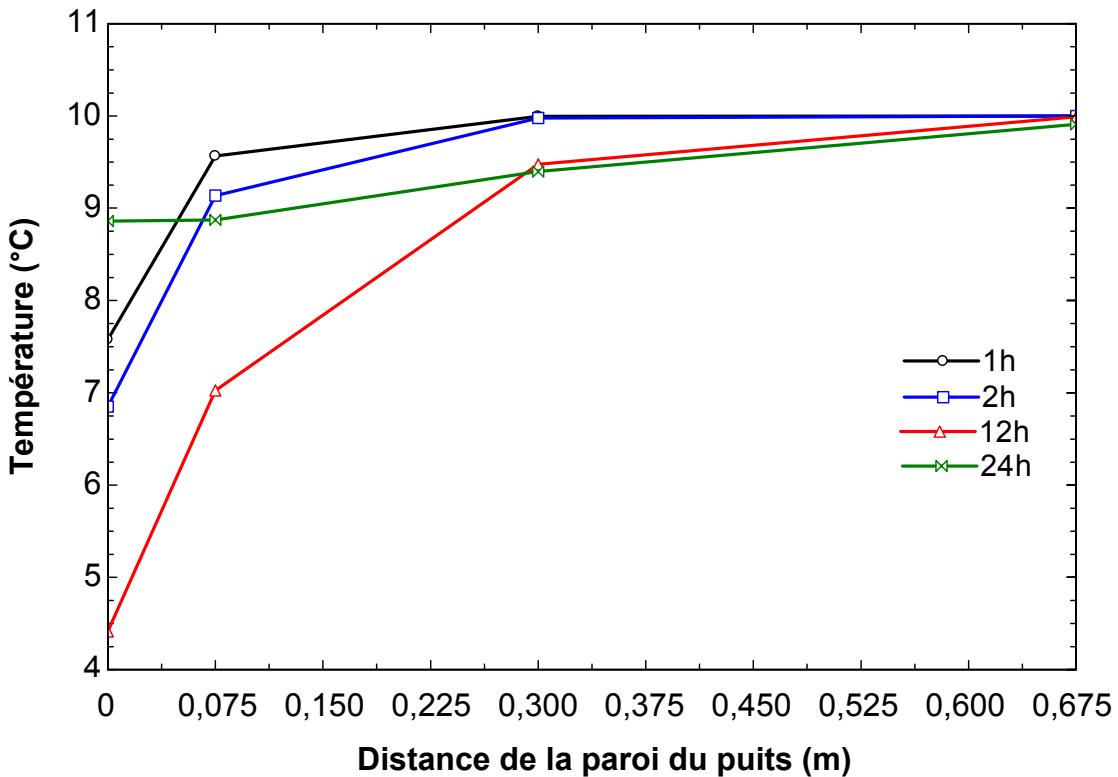


Figure 4.4 : Profils de température dans le sol autour du puits géothermique pour un fonctionnement à charge doublée sur 12 heures suivies d'un arrêt de 12 heures

La Figure 4.4 montre quant à elle l'impact de l'arrêt de l'échange de chaleur dans les 12 dernières heures. Ainsi, les températures à moins de 0,30 m de distance de la paroi du puits sont plus élevées qu'après 12 heures d'échange de chaleur. Cependant, à partir de 0,30 m de distance de la paroi du puits, les températures sont plus élevées qu'après 12 heures d'échange de chaleur, malgré les 12 heures d'arrêt. Ce phénomène est dû au temps que prend l'onde thermique créée par l'échange de chaleur important lors des 12 premières heures pour atteindre ces distances plus éloignées dans le sol. On remarque aussi une légère inflexion du profil de température dans le sol après 24 heures, qui montre cette onde thermique suite à l'arrêt du système.

Cependant, le résultat important est la température minimale atteinte à la paroi du puits lors de ces 24 heures, qui est de 4,3 °C, comparativement à 6,6 °C dans le cas de la charge constante sur 24 heures. Cette température montre que le sol est plus sollicité avec une charge accrue, malgré la

période d'arrêt subséquente, et que le dimensionnement de l'ÉGV devra être effectué en conséquence. Ces valeurs concordent avec les résultats montrés à la Figure 4.2.

Il est aussi intéressant de comparer le fonctionnement à charge constante sur 24 heures à un fonctionnement continu où la charge instantanée est fonction de la température de l'air extérieur.

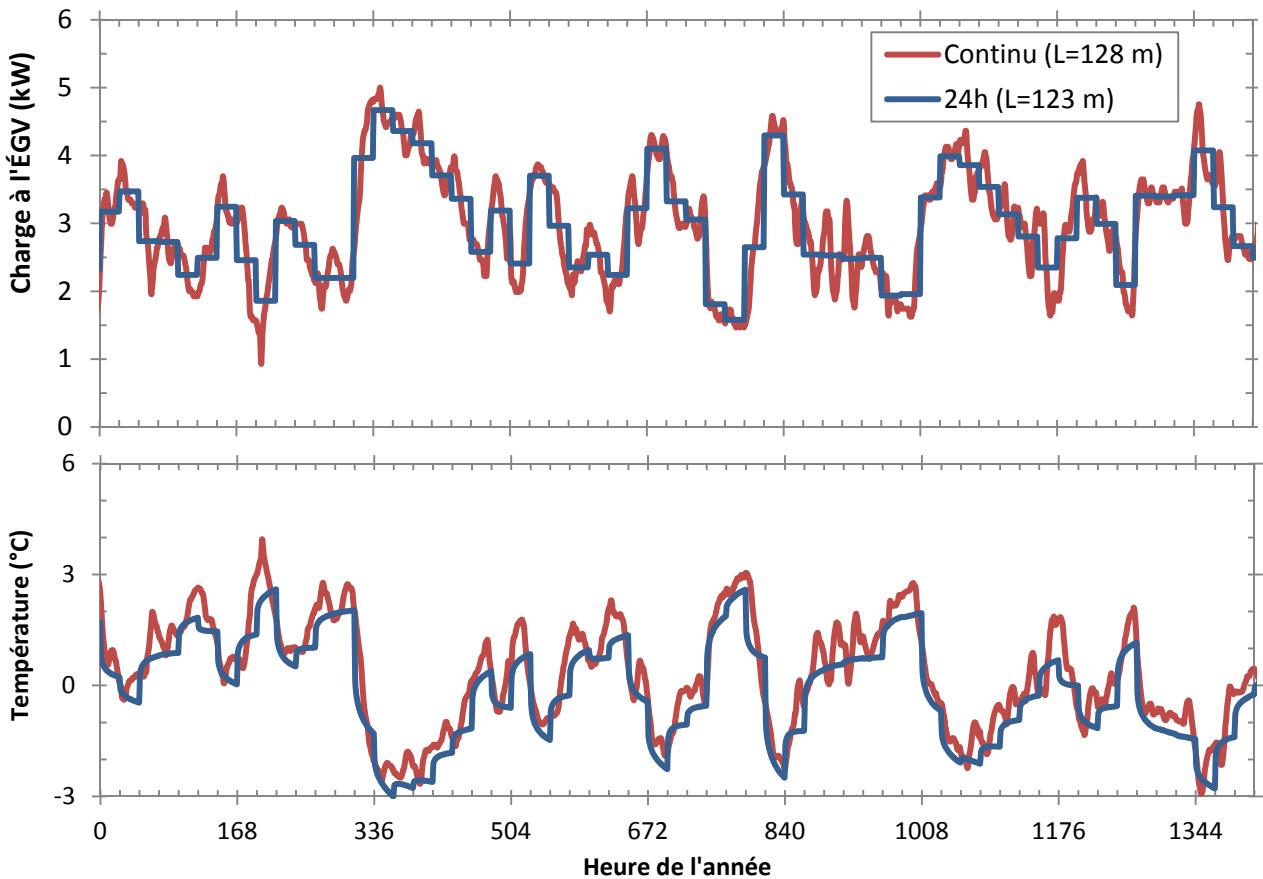


Figure 4.5 : Comparaison de la charge au sol et de la température de sortie de l'ÉGV pour une charge au sol continue ou constante sur 24 heures pour les mois de janvier et février

Les résultats présentés à la Figure 4.5 montrent qu'une longueur d'ÉGV de 128 m est requise pour respecter la limite en température habituelle des PAC de -3,0 °C. L'utilisation d'un fonctionnement à charge constante sur 24 heures réduit la longueur de l'ÉGV de 4 %, soit 123 m. Cette réduction est relativement faible. La Figure 4.5 montre que la limite de -3,0 °C est atteinte à l'heure 1350, soit le 26 février à 6h00 du matin. Cette pointe correspond à une diminution soudaine et relativement brève de la température extérieure, soit une période de 11 heures sous

-20 °C. L'utilisation d'une charge journalière constante permet de niveler cette pointe de charge de sorte que la limite de fonctionnement de -3,0 °C n'est pas atteinte, bien qu'elle s'en approche quelques heures plus tard. Pour le cas de niveling de charge sur 24 heures, la limite de fonctionnement de -3,0 °C est atteinte à l'heure 360, soit le 16 janvier à minuit, tel que montré à la Figure 4.5. Le niveling de cette pointe est plus difficile à réaliser puisque la température extérieure reste sous la barre des -20 °C pour une durée de 52 heures. La diminution de la charge au sol par son niveling sur 24 heures est alors de 7 %, tandis que cette diminution est de 14 % pour la pointe de charge du 26 février.

Cependant, les études de la présente section ont négligé l'impact des gains solaires à l'intérieur du bâtiment sur la charge de chauffage du bâtiment et donc sur la charge à l'ÉGV. Ainsi, une variation journalière plus marquée de la charge de chauffage est attendue lors des périodes de grands froids puisque ceux-ci coïncident habituellement avec des périodes ensoleillées. La différence entre les charges de chauffage le jour et la nuit pourrait permettre un niveling plus marqué de la charge de chauffage et ainsi, une réduction plus marquée de la longueur de l'ÉGV.

De plus, dans un système réel, la capacité du bloc de PAC est une valeur discrète, et non continue. Ainsi, un fonctionnement à charge constante sur 24 heures tel qu'étudié dans cette section serait difficilement atteignable, mais pourrait être approché par un nombre élevé d'étages de PAC.

Le chapitre suivant évaluera l'impact des gains solaires et du nombre réduit d'étages de PAC sur le potentiel de réduction de la longueur de l'ÉGV grâce au niveling de la charge de chauffage rendu possible grâce à la masse thermique inhérente au béton d'une dalle active. Les simulations de la section suivante sont également effectuées en incluant les gains solaires dans le bâtiment.

4.3 Design de la dalle active

Un système de chauffage rayonnant par le plancher est conçu de façon à obtenir une température de surface du plancher qui permettra le chauffage des autres surfaces de la pièce ainsi que de l'air. De plus, cette surface sera ressentie par les occupants, tel que discuté aux sections 2.4 et 2.5. Grâce à la masse thermique importante du béton de la dalle, il est également possible de stocker de la chaleur dans le béton de façon à amortir les pointes de charge de chauffage ainsi que les variations des températures intérieures de la pièce.

Le but premier de la présente étude étant de réduire la longueur de l'ÉGV grâce à l'utilisation de la dalle active, la conception de cette dalle active possède un double mandat : offrir un confort thermique adéquat aux occupants tout en réduisant la pointe de charge à l'ÉGV.

En premier lieu, la Figure 4.6 présente une représentation schématique du circuit de résistances thermiques de la dalle active utilisé pour le calcul de diffusion de chaleur dans la dalle en régime permanent.

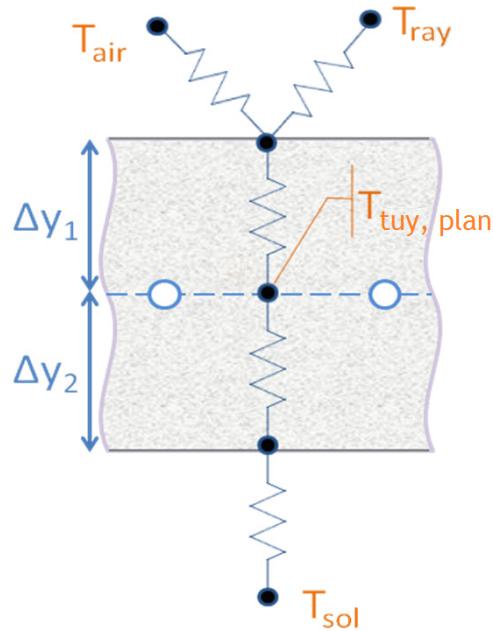


Figure 4.6 : Circuit de résistances thermiques de la dalle active

Des bilans à la surface du plancher et à la surface sous la dalle offrent respectivement les équations (4.1) et (4.2) :

$$k_d \left(\frac{T_{tuy,plan} - T_{plancher}}{\Delta y_1} \right) = h_{conv}(T_{plancher} - T_{air}) + \epsilon \sigma (T_{plancher}^4 - T_{ray}^4) \quad (4.1)$$

$$k_d \left(\frac{T_{tuy,plan} - T_{inf}}{\Delta y_2} \right) = \frac{T_{inf} - T_{sol}}{R_{inf}} \quad (4.2)$$

En posant les valeurs suivantes dans les équations (4.1) et (4.2), les résultats montrés à la Figure 4.7a sont obtenus. Une température de surface du plancher résultante de 26,2 °C pour une profondeur des tuyaux de 150 mm est montrée.

$$\begin{aligned}
 \Delta y_1 &= 0,05 \text{ m} & \Delta y_2 &= 0,15 \text{ m} & R_{inf} &= 1,06 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \text{ W}^{-1} \\
 T_{air} &= 21^\circ\text{C} & T_{sol} &= 10^\circ\text{C} & k_d &= 1,73 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \\
 T_{ray} &= 21^\circ\text{C} & T_{tuy,plan} &= 30^\circ\text{C} & h_{conv} &= 3,0 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \\
 \varepsilon &= 0,9 & \sigma &= 5,67 \times 10^{-8} \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}
 \end{aligned}$$

Une diminution de la profondeur des tuyaux est présentée à la Figure 4.7b, alors que la température de surface du plancher de 26,2 °C est conservée. La température requise du plan où sont placés les tuyaux est alors de 27,5 °C puisque moins de résistance thermique est offerte par le béton situé entre les tuyaux et la surface du plancher. De plus, la température moyenne du béton y est de 26,8 °C, alors qu'elle est de 28,5 °C avec des tuyaux placés à une profondeur de 150 mm.

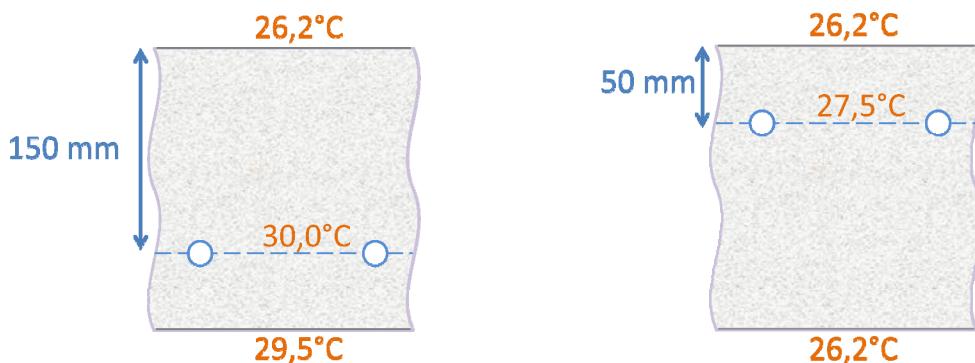


Figure 4.7 : Températures résultantes du calcul à l'état permanent a) Profondeur des tuyaux de 150 mm b) Profondeur des tuyaux de 50 mm

Il apparaît ainsi que la température du fluide caloporteur circulant dans les tuyaux devrait être plus élevée pour des tuyaux placés profondément dans la dalle, ce qui diminue le COP des PAC. Cependant, davantage de chaleur est stockée dans le cas des tuyaux profonds, tel que démontré par la température moyenne du béton. De plus, il y a davantage de pertes de chaleur par le sol.

Les études qui suivent ont donc pour but de modéliser un bâtiment et un système de chauffage par PAC géothermique simplifié afin de comparer trois paramètres de design d'une dalle active, soit l'épaisseur de la dalle, l'espacement entre les tuyaux et la profondeur de ceux-ci.

La Figure 4.8 représente le circuit utilisé pour les études préliminaires de conception de la dalle active. Les paramètres utilisés sont présentés au Tableau 4.1, sauf indication pour chaque cas.

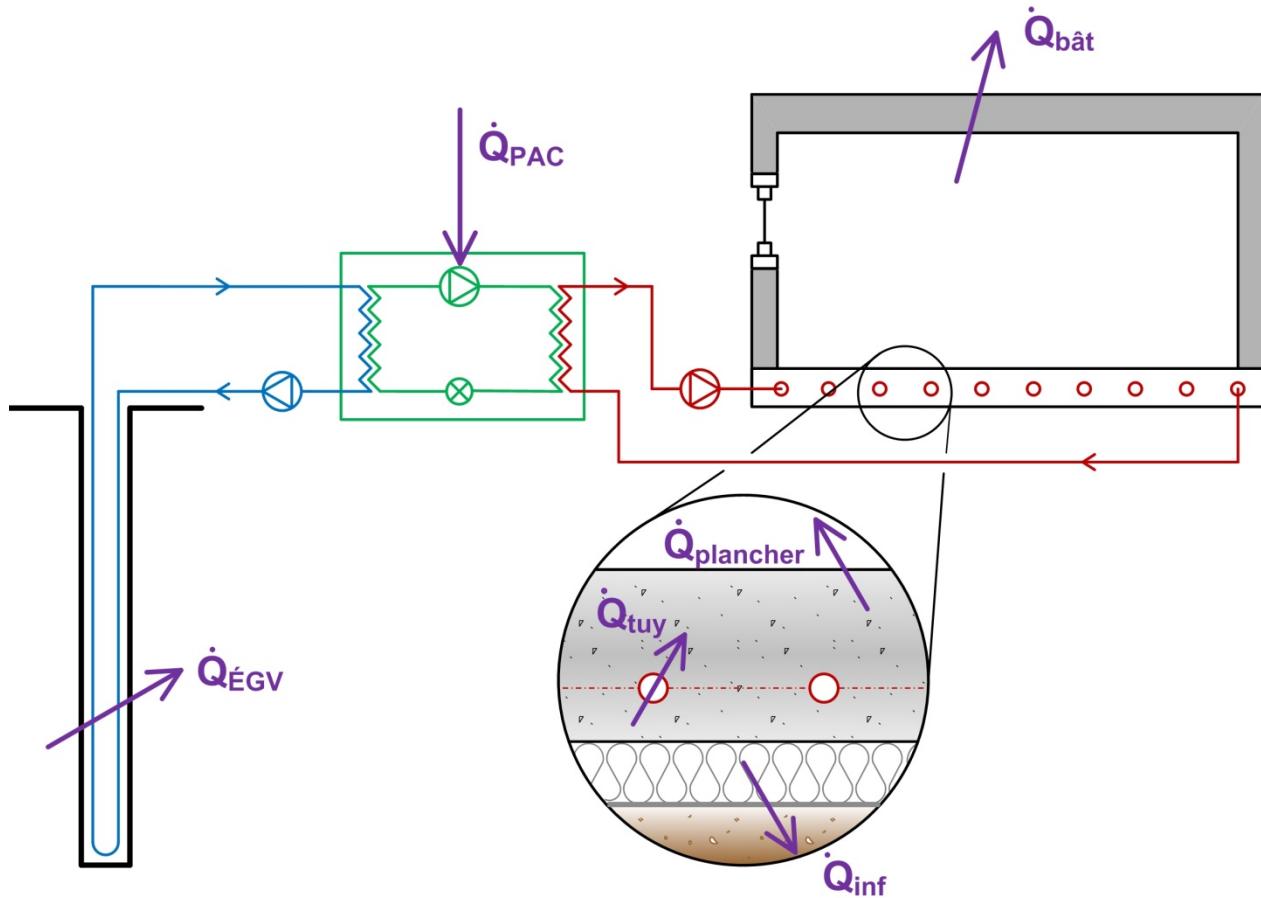


Figure 4.8 : Schéma du circuit utilisé pour les études préliminaires

Tableau 4.1 : Paramètres de simulation des études préliminaires

Paramètre		Valeur
Bâtiment		
Surface de plancher	(m ²)	64
Fenestration moyenne des murs extérieurs	(%)	25 %
Coefficient de déperdition thermique de l'enveloppe	(W·m ⁻² ·°C ⁻¹)	0,50
Gains internes		
Éclairage	(W·m ⁻²)	7,5
Occupants	(W·m ⁻²)	5,4
Prises	(W·m ⁻²)	2,5
Pompe à chaleur		
Capacité nominale	(kW)	2,5
COP nominal	(-)	5,0
Débit côté source	(L·s ⁻¹)	0,21
Débit côté charge	(L·s ⁻¹)	0,34
Échangeur géothermique vertical		
Conductivité thermique du sol	(W·m ⁻¹ ·°C ⁻¹)	3,0
Diffusivité thermique du sol	(m ² ·jour ⁻¹)	0,121
Résistance thermique du puits	(m·°C·W ⁻¹)	0,10
Température du sol non perturbée	(°C)	10,0
Longueur de l'ÉGV	(m)	100
Dalle active		
Épaisseur de béton	(mm)	200
Conductivité thermique du béton	(W·m ⁻¹ ·°C ⁻¹)	2,1
Diffusivité thermique du béton	(m ² ·jour ⁻¹)	0,095
Température de surface du sol sous la dalle	(°C)	16
Isolation sous la dalle	(m ² ·°C·W ⁻¹)	1,8
Profondeur des tuyaux	(mm)	50
Espacement des tuyaux	(mm)	150
Épaisseur des tuyaux	(mm)	2
Diamètre extérieur des tuyaux	(mm)	20
Conductivité thermique des tuyaux	(W·m ⁻¹ ·°C ⁻¹)	0,35

Une journée typique froide et ensoleillée de janvier a été créée et est répétée durant 12 jours de façon à obtenir l'équilibre des transferts de chaleur journaliers lors de cette 12^e et dernière journée. Cette journée typique a été créée en utilisant le TYPE 573 (*Monthly average day profiler*) de TESS (2010) pour créer un profil de température extérieure moyenne pour le mois de janvier. L'amplitude de ce profil moyen a ensuite été modifiée de façon à obtenir une variation de 10 °C au cours de la journée et une translation verticale du profil a été effectuée pour obtenir une température extérieure minimale de -23,0 °C, qui équivaut environ à la température sèche de design pour Montréal selon l'ASHRAE (DB99,6 % = -23,7 °C) (ASHRAE, 2009). L'ensoleillement d'une journée du mois de janvier considérée comme très ensoleillée provenant du fichier de données météorologiques typique pour Montréal (Archives nationales d'information et de données climatologiques, 2012) est utilisé (rayonnement total, rayonnement direct et angles solaires). Finalement, chaque gain interne (éclairage, occupants et prises) a son propre horaire de fonctionnement journalier et hebdomadaire (semaine/fin de semaine) basé sur le Code modèle national d'énergie pour les bâtiments (Conseil national de recherches Canada, 1999). La journée typique est présentée à la Figure 4.9.

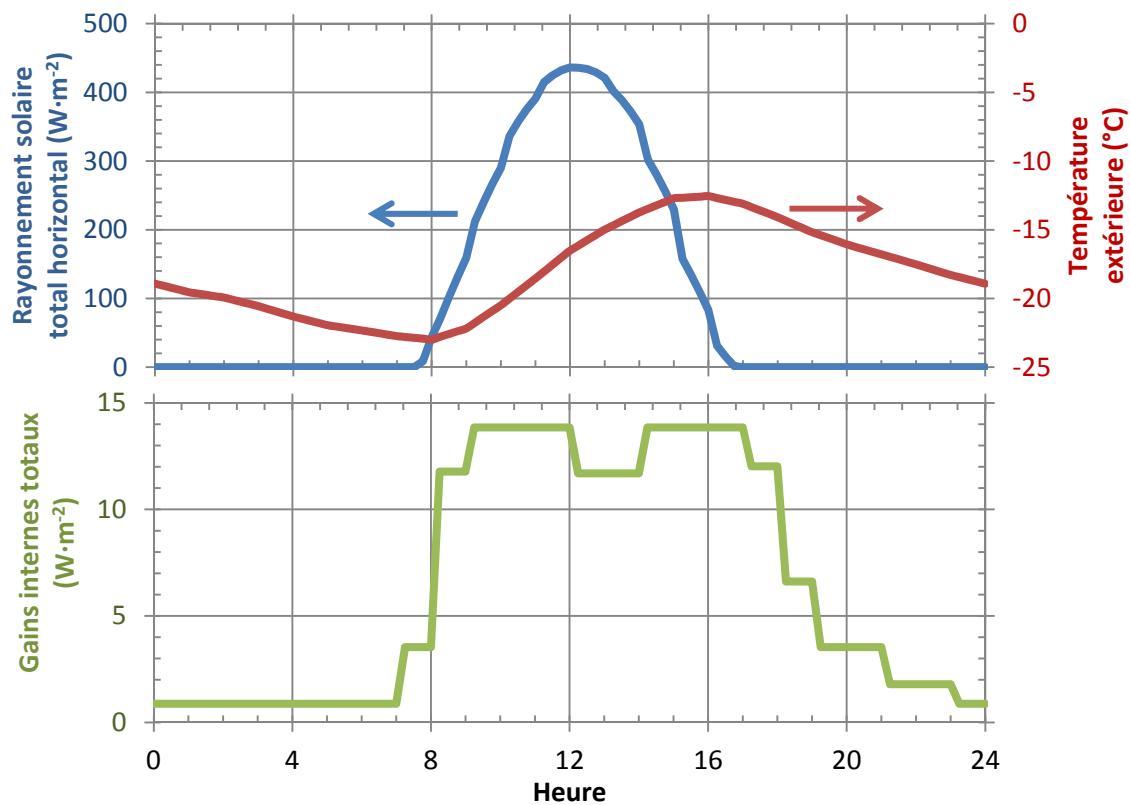


Figure 4.9 : Détails de la journée typique utilisée

Le paramètre de comparaison entre les différents cas étudiés est la température moyenne de l'air intérieure lors de la 12^e journée. Pour ce faire, un facteur d'échelle est utilisé pour varier proportionnellement la capacité et les débits nominaux de la PAC de façon à obtenir cette température moyenne de l'air intérieur de 22 °C pour cette 12^e journée. Puisque le but recherché est de diminuer la pointe de charge à l'ÉGV, un fonctionnement constant de la PAC sur 24 heures, tel qu'étudié à la section précédente, est utilisé.

Afin de mieux visualiser la dynamique des échanges de chaleur de la dalle active, la Figure 4.10 montre l'évolution des températures et le bilan thermique de la dalle en W par m² de plancher pour les paramètres de base, soit ceux présentés au Tableau 4.1. Il est à noter que les taux de transfert de chaleur présentés à la Figure 4.10b représentent le bilan thermique de la dalle. Ainsi, les gains internes montrés ne sont pas les gains internes totaux de la pièce, mais bien la portion rayonnante de ces gains qui est absorbée par la dalle.

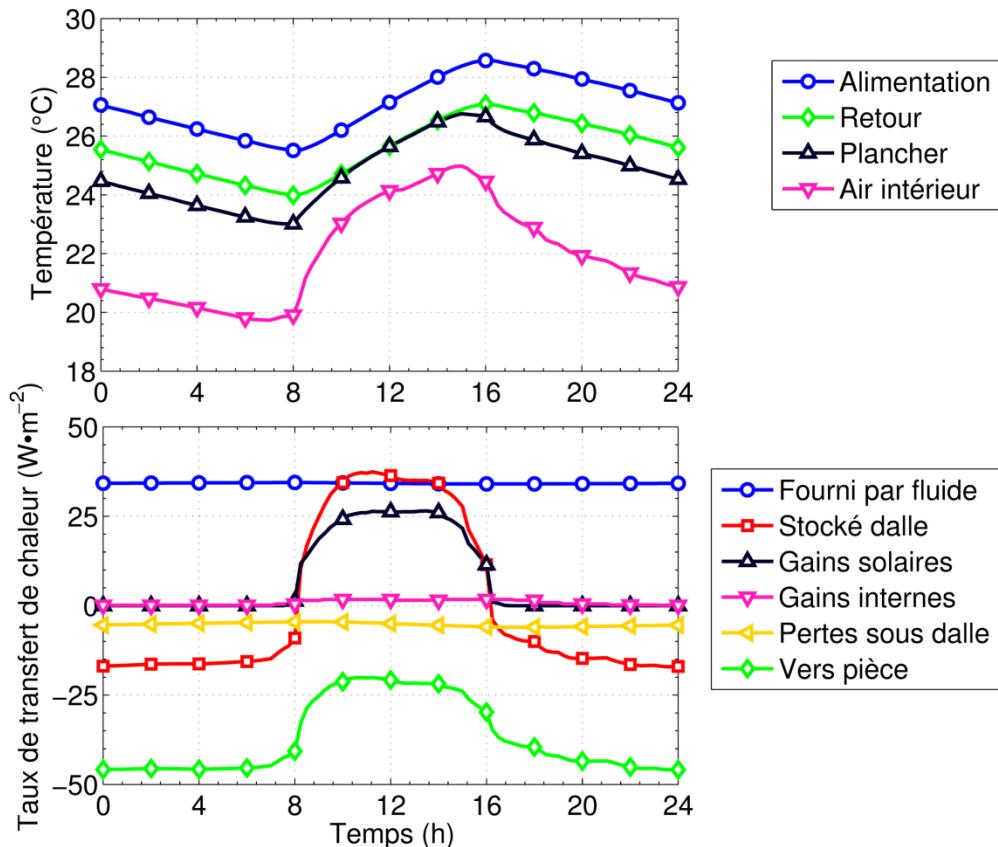


Figure 4.10 : Résultats de la 12^e journée (a) évolution des températures et (b) bilan thermique de la dalle en taux de transfert de chaleur par surface de plancher

Premièrement, on remarque à la Figure 4.10a que la température minimale de l'air intérieur se produit vers 7h00 et est de 19,7 °C, alors que son maximum est de 25,0 °C à 16h00. Ensuite, à la Figure 4.10b, la chaleur fournie à la dalle par le fluide est pratiquement constante puisque le fonctionnement de la PAC est à charge constante, ce qui explique la différence constante entre les températures d'alimentation et de retour du fluide de la Figure 4.10a. L'évolution des températures du fluide s'explique quant à elle par l'évolution de la température du béton, qui est déterminée par le bilan thermique de la dalle. Ainsi, puisque la chaleur fournie par la PAC au fluide est pratiquement constante, la température du fluide s'ajuste pour lui permettre de transmettre cette même quantité de chaleur à la dalle et suit ainsi la température de cette dernière. Finalement, la Figure 4.10b montre une diminution marquée du transfert de chaleur du plancher vers la pièce (« Vers pièce ») lorsque la différence entre les températures de l'air et du plancher diminue. Cette diminution du taux de transfert de chaleur fourni par le plancher atteint 56 % entre minuit et midi, ce qui démontre bien l'autorégulation de la dalle décrite à la section 1.3 (p. 9).

Les trois sous-sections suivantes utilisent donc la méthode décrite ci-dessus de façon à étudier trois paramètres de design d'une dalle active : l'épaisseur de la dalle, l'espacement des tuyaux et la profondeur de ceux-ci dans la dalle. Il est à noter que tel que montré au Tableau 2.2 (page 21), les valeurs usuelles pour l'épaisseur de béton sont de 100 à 200 mm, l'espacement des tuyaux se situe entre 150 et 300 mm et la profondeur des tuyaux dans la dalle varie entre 40 et 100 mm.

4.3.1 Épaisseur de la dalle

Une comparaison de deux épaisseurs de la dalle, soit 100 mm et 200 mm, est présentée au Tableau 4.2. La profondeur des tuyaux y est de 50 mm et leur espacement est de 150 mm.

Les résultats du Tableau 4.2 montrent qu'une dalle plus épaisse permet de diminuer la puissance maximale fournie par la PAC. Grâce à l'augmentation de la masse thermique de la dalle active, la charge fournie au bâtiment et celle fournie par la PAC est nivélée, tel que montré à la Figure 4.11. On remarque alors que la puissance de pointe de la PAC se produit vers 16h00 dans les deux cas, soit une puissance de $8,12 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ pour une épaisseur de 100 mm par rapport à $7,92 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ pour une épaisseur de 200 mm. L'augmentation de la masse thermique produit également un nivelingement des températures de l'air intérieur et du plancher, ce qui a un effet bénéfique sur le confort thermique des occupants en offrant un environnement thermique plus stable.

Tableau 4.2 : Résultats de l'étude préliminaire sur l'épaisseur de la dalle

Paramètre	Épaisseur de la dalle		
	100 mm	200 mm	
Puissance maximale fournie par la PAC	(W·m ⁻²)	8,12	7,92
Consommation PAC	(W·h·m ⁻²)	184	183
Chaleur délivrée par tuyaux	(W·h·m ⁻²)	821	821
Pertes sous la dalle	(W·h·m ⁻²)	129	125
Température moyenne du béton de la dalle active	(°C)	25,5	25,3
Étendue des températures de l'air intérieur	(°C)	19,5 à 25,2	19,8 à 24,9
Étendue des températures du plancher	(°C)	22,5 à 27,2	23,2 à 26,7

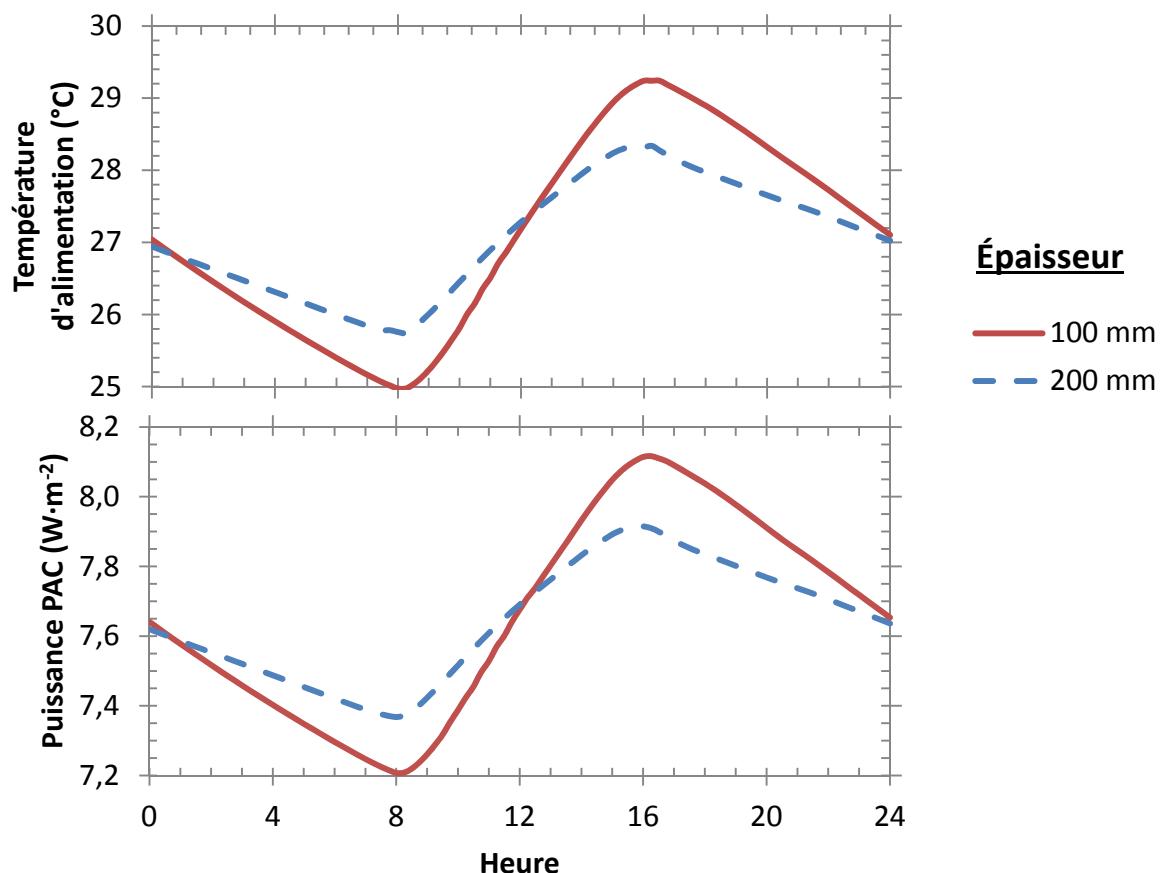


Figure 4.11 : Comparaison de la température d'alimentation du fluide caloporteur à la dalle active et de la puissance électrique consommée par la PAC pour deux épaisseurs de béton

Il apparaît donc qu'une dalle plus épaisse permet de réduire la pointe de charge du système de chauffage. Le choix final de l'épaisseur optimale est cependant effectué au chapitre suivant, alors le stockage thermique sous forme de réservoir d'eau est comparé à la capacité de stockage thermique inhérente au béton d'une dalle active.

4.3.2 Espacement entre les tuyaux

L'impact de l'espacement des tuyaux de la dalle active est présenté au Tableau 4.3. L'épaisseur de la dalle y est de 150 mm. La profondeur des tuyaux est de 90 mm puisque la profondeur usuelle de 50 mm ne respecte pas le critère d'épaisseur minimale au-dessus des tuyaux montré à l'équation (3.6) dans le cas de l'espacement de 300 mm.

Tableau 4.3 : Résultats de l'étude préliminaire sur l'espacement entre les tuyaux

Paramètre	Espacement entre les tuyaux	
	150 mm	300 mm
Puissance maximale fournie par la PAC	(W·m ⁻²)	8,20
Consommation PAC	(W·h·m ⁻²)	190
Chaleur délivrée par tuyaux	(W·h·m ⁻²)	832
Pertes sous la dalle	(W·h·m ⁻²)	136
Température moyenne du béton de la dalle active	(°C)	25,7
Étendue des températures de l'air intérieur	(°C)	19,8 à 25,0
Étendue des températures du plancher	(°C)	23,1 à 26,8

Ces résultats montrent que la puissance maximale fournie par la PAC est plus faible pour un espacement de tuyaux plus rapproché, tout comme la consommation de la PAC. Cependant, la quantité de chaleur délivrée à la dalle par les tuyaux est sensiblement la même pour les deux espacements. Ainsi, l'augmentation de la puissance maximale et de la consommation de la PAC dans le cas de l'espacement de 300 mm est causée par l'augmentation de la température d'alimentation requise pour maintenir la température opérative moyenne équivalente (voir Figure 4.12). En effet, la température d'alimentation à midi est de 27,4 °C pour un espacement de

150 mm alors qu'elle est de 28,8 °C pour un espacement de 300 mm. Cette augmentation de la température d'alimentation diminue le COP de la PAC, ce qui augmente sa consommation.

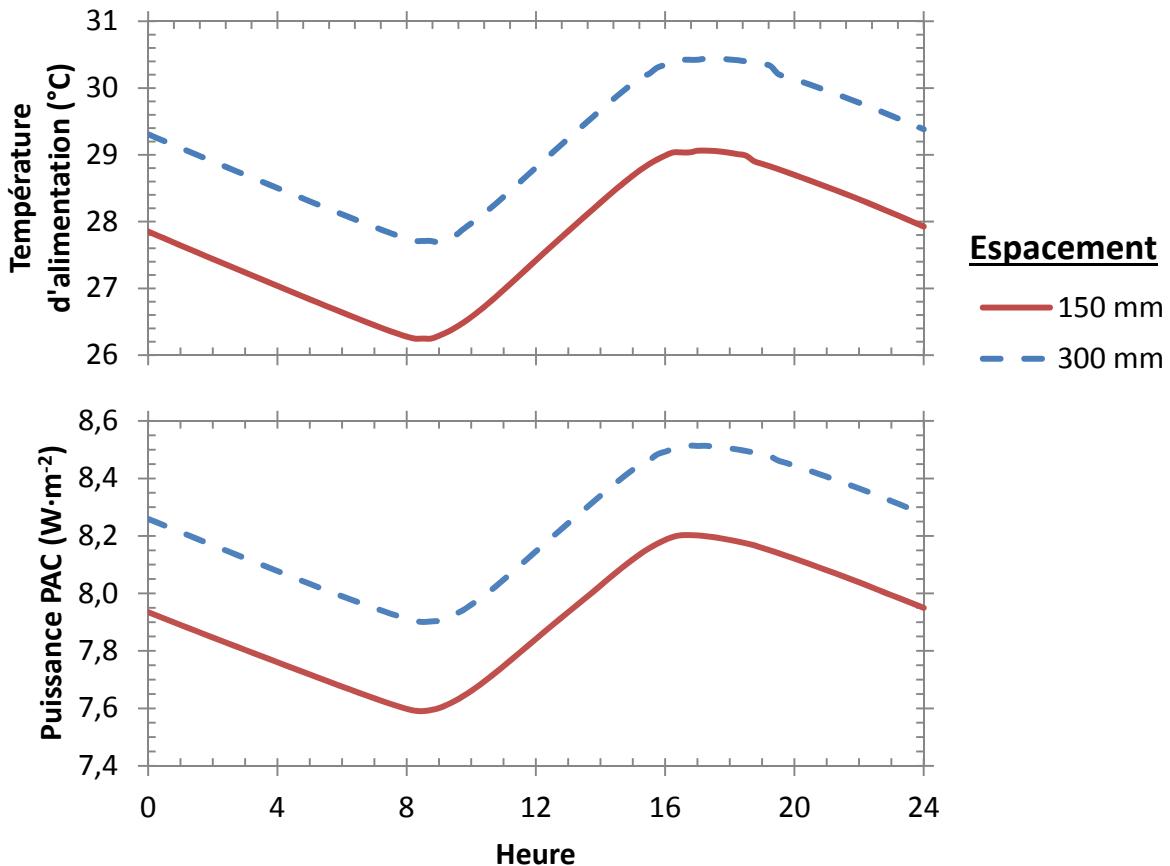


Figure 4.12 : Comparaison de la température d'alimentation du fluide caloporteur à la dalle active et de la puissance électrique consommée par la PAC pour deux espacements de tuyaux

La température d'alimentation inférieure avec un espacement de 150 mm montre donc un échange de chaleur amélioré entre le fluide et la dalle. Ceci s'explique par le fait qu'un espacement réduit demande une longueur de tuyauterie accrue. La longueur de tuyauterie dans le cas d'un espacement de 150 mm est de 426 m, alors qu'elle est réduite de moitié (213 m) lorsque l'espacement est doublé à 300 mm. Ainsi, la surface de contact entre la tuyauterie et le béton est augmentée, ce qui améliore l'efficacité de l'échange de chaleur et permet une température d'alimentation plus basse.

Finalement, la température moyenne du béton est plus élevée avec un espace-ment de 150 mm. La température du plancher est quant à elle équivalente dans les deux cas de façon à offrir les mêmes conditions thermiques aux occupants de la pièce. Ainsi, il apparaît que la température moyenne plus élevée du béton pour un espace-ment de 150 mm est la donnée qui permet une température d'alimentation plus faible et donc un COP de la PAC plus élevé. Cette température moyenne du béton s'explique par le fait que l'augmentation de la surface d'échange entre les tuyaux et le béton permet une distribution de température plus uniforme dans le béton de la dalle active. Bien que la température moyenne du plancher soit équivalente pour les deux espacements, il existe des zones peu activées thermiquement pour un espace-ment de 300 mm, ce qui réduit la température moyenne du béton. Une comparaison de deux espacements de tuyaux avec le logiciel de transfert de chaleur par éléments finis FEHT (*Finite Element Heat Transfer*) est réalisée afin de montrer ce phénomène.

Une coupe de dalle active est modélisée en utilisant des plans de symétrie adiabatiques verticaux à gauche et à droite, soit le plan perpendiculaire passant au centre d'un tuyau et le plan médian entre deux tuyaux. Une seule journée de 24 heures est simulée. Les propriétés thermiques du béton de la dalle active sont une conductivité de $2,1 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot {}^\circ\text{C}^{-1}$, une masse volumique de $2400 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ et une capacité thermique massique de $840 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot {}^\circ\text{C}^{-1}$. La surface inférieure de la dalle est séparée du sol par une épaisseur de béton isolant de 100 mm dont la masse volumique est de $600 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ qui offre une résistance thermique de $1,04 \text{ m}^2 \cdot {}^\circ\text{C} \cdot \text{W}^{-1}$ grâce à une conductivité thermique de $0,097 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot {}^\circ\text{C}^{-1}$. Cette épaisseur de béton isolant est modélisée comme étant sur un sol à température constante de $16 \text{ }^\circ\text{C}$.

Les taux de transfert de chaleur au plancher et à la surface interne du tuyau ainsi que la température initiale du béton sont déterminés par les simulations TRNSYS précédentes afin d'obtenir une base de comparaison. Le taux de transfert de chaleur au plancher constitue la somme du transfert de chaleur convectif et rayonnant de grande longueur d'onde (GLO) ainsi que les gains rayonnants interne et solaire au plancher. Le taux de transfert de chaleur à la surface interne du tuyau est le taux de transfert de chaleur entre les tuyaux et la dalle déterminé par les résultats de simulations TRNSYS. Finalement, la température initiale du béton est uniforme et est déterminée par la température moyenne lors de la 12^e journée simulée par TRNSYS (voir Tableau 4.3). Étant donné que la dalle des simulations TRNSYS est soumise à 11 journées de préchauffage, ce qui forme une certaine distribution de température dans la dalle, l'hypothèse de

la température uniforme peut causer une différence entre les résultats obtenus par TRNSYS et par FEHT.

La Figure 4.13 montre les coupes de dalle de 150 mm et de 300 mm d'espacement juxtaposées de façon à mieux comparer les isothermes. Ainsi, la portion à gauche du tuyau représente l'espacement de 150 mm alors qu'à droite, l'espacement de 300 mm est montré. La figure du haut montre la distribution de température à 8h00, alors que la figure du bas montre les températures à 15h00.

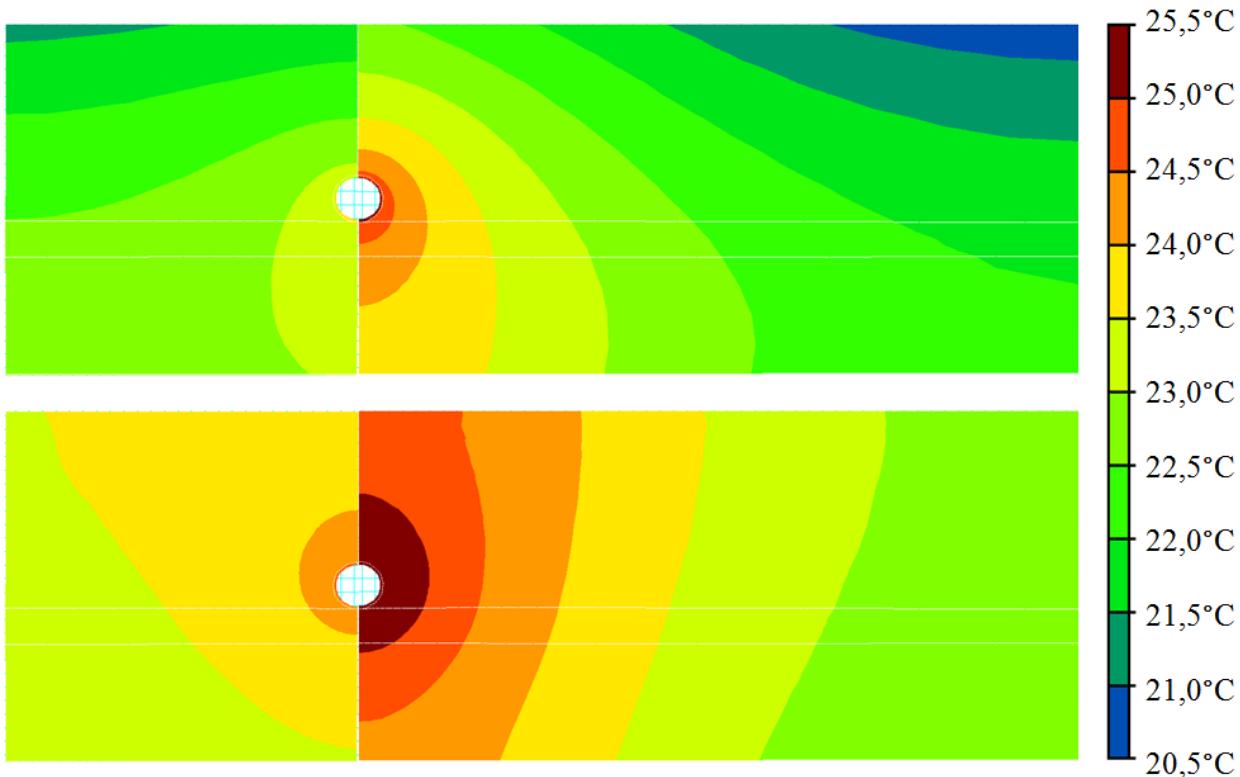


Figure 4.13 : Comparaison des isothermes pour une coupe de dalle avec un espacement de tuyaux de 150 mm (gauche) et de 300 mm (droite) à 8h00 (haut) et 15h00 (bas)

Les distributions de température à 8h00 montrent une concentration de la chaleur autour des tuyaux et surtout vers la partie inférieure de la dalle. Ces résultats s'expliquent par l'absence de rayonnement solaire au plancher ainsi que par les pertes importantes de chaleur vers la pièce, alors que la température extérieure est autour de -20 °C. Cependant, les distributions de température à 15h00 montrent une augmentation des températures du béton à faible profondeur

grâce au rayonnement solaire. De plus, puisque le flux de chaleur est perpendiculaire aux isothermes montrés, il est possible de constater que la chaleur provenant des tuyaux se dirige vers le plancher à 8h00 alors que la chaleur se propage plutôt de façon horizontale et légèrement vers le bas de la dalle à 15h00. La circulation du fluide caloporteur dans la dalle active sert donc à chauffer le plancher durant la nuit, alors que la présence de rayonnement solaire permet aux tuyaux de chauffer le centre de la dalle durant le jour.

De plus, la température à proximité du tuyau pour un espacement de 300 mm est plus élevée que pour un espacement de 150 mm à cause de la température du fluide plus élevée. Cependant, un espacement de 150 mm permet une température plus uniforme du béton et surtout du plancher. Les températures moyennes du plancher et du béton sont présentées au tableau ci-dessous.

Tableau 4.4 : Résultats des simulations FEHT pour l'espacement des tuyaux

Paramètre	Espacement entre les tuyaux	
	150 mm	300 mm
Étendue des températures du plancher	8h00	21,4 à 21,7
	15h00	23,5 à 23,9
Température moyenne du plancher	8h00	21,5
	15h00	23,7
Température moyenne du béton	8h00	23,5
	15h00	23,7

Les résultats montrent aussi une température moyenne du béton plus faible dans le cas d'un espacement de 300 mm,似ilairement au résultat montré au Tableau 4.3. Dans les deux cas, la température moyenne du plancher est semblable, autant à 8h00 qu'à 15h00. Ces résultats démontrent l'effet bénéfique de l'augmentation de la surface d'échange entre la tuyauterie et le béton grâce à l'utilisation d'une tuyauterie moins espacée.

Ainsi, pour l'étude du système complet avec stockage thermique sous forme de réservoirs d'eau présentée au chapitre suivant, un espacement de 150 mm est utilisé.

4.3.3 Profondeur des tuyaux

Une comparaison de deux profondeurs de tuyaux, soit 50 mm et 100 mm, est présentée au tableau suivant. L'épaisseur de la dalle est alors de 150 mm et l'espacement des tuyaux est de 150 mm.

Tableau 4.5 : Résultats de l'étude préliminaire sur la profondeur des tuyaux

Paramètre	Profondeur des tuyaux	
	50 mm	100 mm
Puissance maximale fournie par la PAC	(W·m ⁻²)	7,97
Consommation PAC	(W·h·m ⁻²)	184
Chaleur délivrée par tuyaux	(W·h·m ⁻²)	821
Pertes sous la dalle	(W·h·m ⁻²)	127
Température moyenne du béton de la dalle active	(°C)	25,4
Étendue des températures de l'air intérieur	(°C)	19,7 à 25,0
Étendue des températures du plancher	(°C)	23,0 à 26,8

Les résultats montrent que la puissance maximale fournie par la PAC est moins élevée pour une profondeur de 50 mm. Cela s'explique par le fait que la résistance thermique créée par le béton situé entre les tuyaux et le plancher est réduite. Ainsi, pour une profondeur de tuyaux de 100 mm, la température d'alimentation et la quantité de chaleur délivrée par les tuyaux doivent être augmentées pour vaincre cette résistance thermique accrue, ce qui réduit le COP de la PAC et augmente la puissance maximale fournie par la PAC.

La Figure 4.14 montre également un décalage d'environ une heure entre les profils de température et de puissance de la PAC. Lorsque le rayonnement solaire frappe le plancher, la température du béton augmente à sa surface et la chaleur est diffusée en profondeur jusqu'à atteindre les tuyaux. La température d'alimentation du fluide augmente donc à son tour puisque l'opération de la PAC est à charge constante. Ainsi, puisque le temps que prend le front de chaleur provenant de l'absorption du rayonnement solaire par le béton pour atteindre les tuyaux est plus élevé avec des tuyaux placés plus profondément dans la dalle, il en résulte un décalage des profils de température et de puissance de la PAC pour des profondeurs différentes.

Finalement, il est possible de constater que la température d'alimentation pour une profondeur de 50 mm et de 100 mm varie respectivement de 3,1 °C et de 2,8 °C au cours de la journée. De plus, la variation journalière de la puissance de la PAC est respectivement de $0,41 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ et de $0,35 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ pour une profondeur de 50 et de 100 mm. Cette réduction des variations journalières pour une profondeur de 100 mm s'explique par le fait que l'influence en température du rayonnement solaire frappant le plancher s'amenuise à mesure que les tuyaux sont éloignés du plancher.

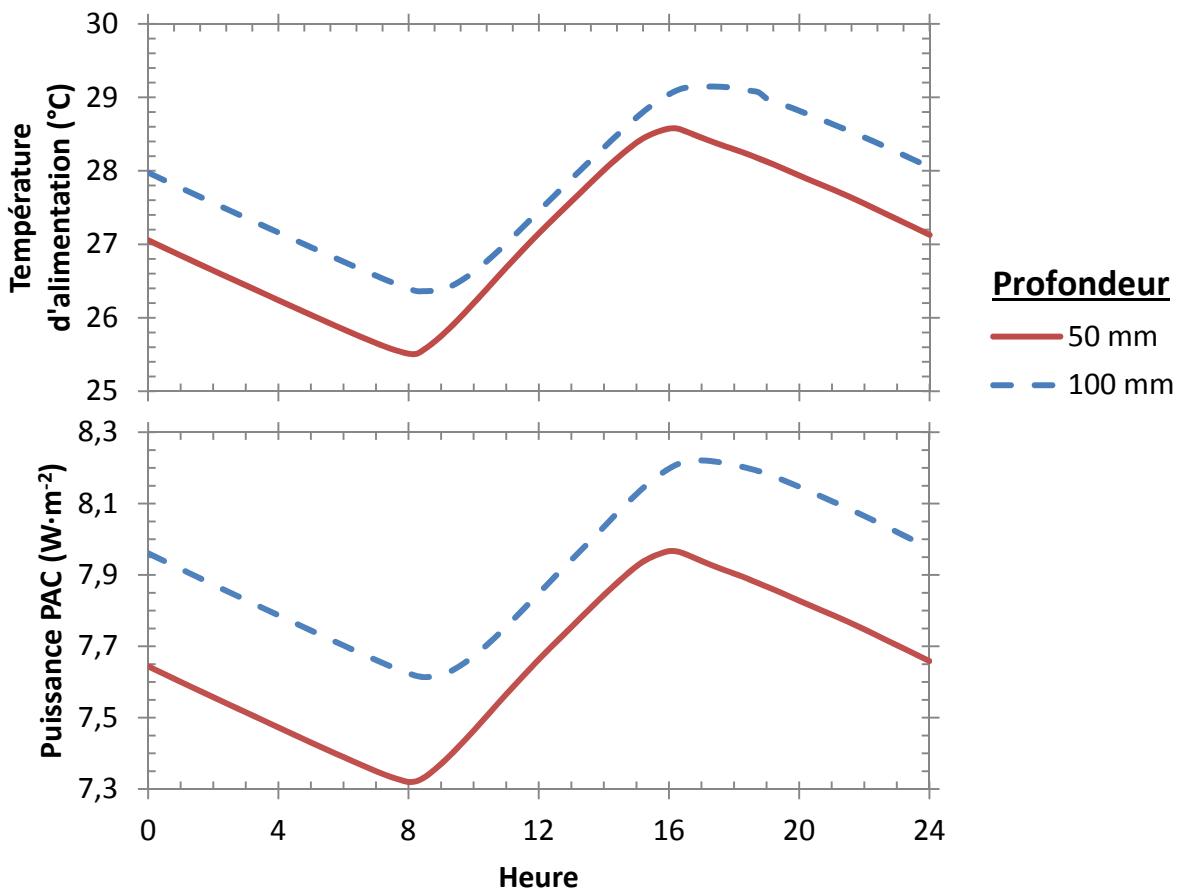


Figure 4.14 : Comparaison de la température d'alimentation du fluide caloporteur à la dalle active et de la puissance électrique consommée par la PAC pour deux profondeurs de tuyaux

Il apparaît donc que des tuyaux peu profonds permettent de réduire la pointe de charge du système de chauffage. La réduction de la résistance thermique entre les tuyaux et le plancher permet une température d'alimentation réduite, mais l'influence du rayonnement solaire sur le

plancher est alors accrue. Le choix final de la profondeur des tuyaux est donc effectué au chapitre suivant de façon à équilibrer ces deux phénomènes en simulant une météo réelle pour la saison de chauffage au complet.

4.4 Résumé

En résumé, les études préliminaires présentées dans ce chapitre montrent tout d'abord que le nivellation de la charge au sol sur 24 heures permet de réduire la longueur de l'ÉGV de 4 %. Cette diminution est faible à cause d'une période de plus de 48 heures où la température extérieure se situe sous la barre des -20 °C, ce qui réduit l'impact du nivellation de la charge sur 24 heures.

Ensuite, l'étude du dimensionnement d'une dalle active montre qu'une dalle plus épaisse et des tuyaux peu profonds et rapprochés entre eux permettent de réduire la pointe de charge de la PAC. Cependant, une étude plus détaillée est nécessaire pour la profondeur des tuyaux afin d'évaluer l'impact de la diffusion du rayonnement solaire dans la dalle pendant la saison de chauffage.

CHAPITRE 5 RÉSULTATS

5.1 Introduction

Ce chapitre traite des résultats finaux de la présente étude. Le système à dalle active complet est présenté à la Figure 5.1 et comprend un champ de puits géothermiques verticaux, un bloc de 3 PAC représenté par une seule des PAC, des réservoirs de stockage côté source et côté charge de ces PAC, la dalle active reliée au réservoir côté charge et le bâtiment. Les différents taux de transfert de chaleur y sont également montrés, par exemple la chaleur puisée à l'ÉGV ou délivrée par les tuyaux intégrés à la dalle.

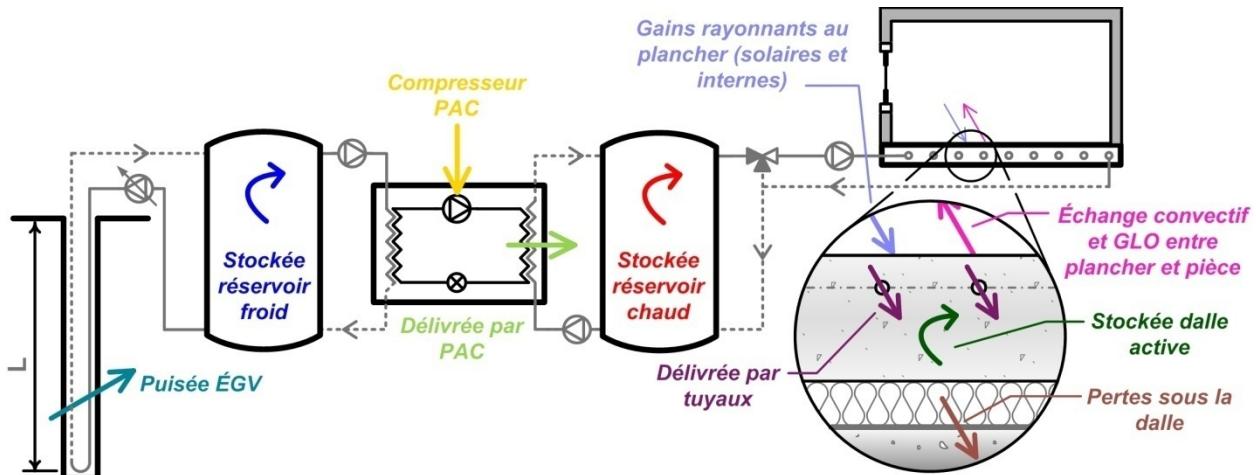


Figure 5.1 : Schéma du système de chauffage à dalle active couplé à des pompes à chaleur géothermiques avec réservoirs d'eau côté source et côté charge des PAC

Par rapport au chapitre précédent, le bâtiment est plus important, ce qui nécessite la présence d'une plus grande capacité de PAC et d'un nombre plus élevé de puits géothermiques. Les réservoirs de stockage placés de chaque côté du bloc de PAC permettent aux PAC de fonctionner toute l'année dans le même sens, que ce soit en mode chauffage ou en mode refroidissement. Ainsi, le réservoir chaud est toujours du côté charge des PAC alors que le réservoir froid est toujours du côté source. Ces réservoirs permettent d'emmagerer du fluide caloporteur chaud et froid qui servent à chauffer certaines zones du bâtiment dans le premier cas et d'en climatiser d'autres dans le second cas, par exemple les zones internes. Ainsi, en mode refroidissement, le réservoir de stockage chaud est relié à l'ÉGV, alors que le réservoir froid est utilisé pour

climatiser le bâtiment. En mode chauffage, c'est plutôt le réservoir chaud qui est relié au bâtiment, alors que le réservoir froid est relié à l'ÉGV ainsi qu'au bâtiment. La climatisation du bâtiment en utilisant le réservoir froid permet de recharger ce dernier sans avoir recours à l'ÉGV, ce qui permet de réduire la quantité d'énergie retirée du sol.

Ce chapitre présente d'abord les caractéristiques du bâtiment modélisé ainsi que le système de chauffage à dalle active complet montré à la Figure 5.1. Le système à dalle active est ensuite comparé à un système équivalent muni de ventilo-convecteurs. Les résultats des simulations des systèmes complets sont présentés à la section 5.3, à commencer par une comparaison entre le stockage thermique sous forme de réservoir d'eau et le stockage thermique dans le béton de la dalle active. Finalement, l'impact de la profondeur des tuyaux de la dalle active est étudié et complète la sous-section 4.3.3.

5.2 Description détaillée du système

Cette section présente les descriptions détaillées du bâtiment, du système complet montré à la Figure 5.1 ainsi que les différentes régulations de ses composantes. Il est à noter qu'un pas de temps de 3 minutes (0,05 heure) est utilisé pour les simulations.

5.2.1 Bâtiment

Le bâtiment utilisé pour l'étude finale du système de chauffage complet sur une saison de chauffage est montré à la Figure 5.2. La stratégie habituelle lors de simulations énergétiques est de diviser le bâtiment en 5 zones, correspondants aux quatre points cardinaux et à une zone centrale. Cette division permet de rassembler les pièces ayant un comportement thermique semblable afin de simplifier la modélisation. Ainsi, la zone centre n'est pas en contact avec l'extérieur et est habituellement en mode climatisation toute l'année. Les 4 zones périphériques diffèrent entre elles par le rayonnement solaire qui les frappe à cause de leur orientation différente.

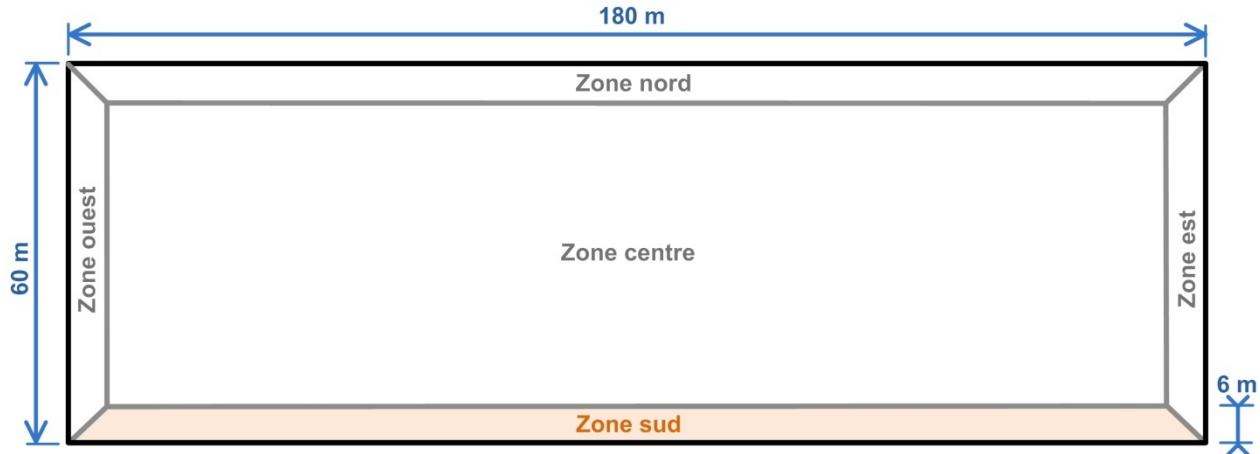


Figure 5.2 : Plan d'un étage du bâtiment modélisé

Puisque la zone sud reçoit le plus grand rayonnement solaire durant le jour, c'est celle-ci qui possède la plus grande variation journalière de la charge de chauffage. Le but de la présente étude étant de niveler cette charge de chauffage à l'aide de la capacité thermique inhérente au béton d'une dalle active, c'est cette zone qui pose le plus grand potentiel. Aussi, dans le but de simplifier la modélisation et les simulations, seul le rez-de-chaussée de la zone sud du bâtiment est modélisé, soit une zone de 180 m par 6 m dont la hauteur est de 4 m.

La zone modélisée a donc une seule face en contact avec l'extérieur, soit la face sud, et son plancher est une dalle active sur sol. Les caractéristiques du bâtiment modélisé et de sa dalle active sont présentées au Tableau 5.1. Les caractéristiques utilisées pour la dalle active sont issues des calculs préliminaires présentés à la section 4.3. La composition détaillée des parois du bâtiment est présentée en Annexe 2.

Un élément important à modéliser est l'ameublement des pièces puisqu'il absorbe une partie importante des gains solaires et internes, qui n'atteignent donc pas le plancher de la dalle active. L'ameublement est modélisé par deux techniques. Premièrement, la masse thermique de l'air intérieur est multipliée par 5 de façon à y inclure artificiellement celle de l'ameublement, tel que proposé dans la documentation TRNSYS (Klein et al., 2009). Deuxièmement, une surface horizontale en bois de 25 mm d'épaisseur et dont la surface couvre 70 % du plancher permet de modéliser l'absorption des gains solaires par l'ameublement, tel que proposé par Schiavon et al. (2010).

Tableau 5.1 : Caractéristiques du bâtiment et de la dalle active

Paramètre		Valeur
Bâtiment		
Surface de plancher	(m ²)	1080
Hauteur de la pièce	(m)	4
Coefficient de déperdition thermique du mur extérieur	(W·m ⁻² ·°C ⁻¹)	0,16
Coefficient de déperdition thermique des fenêtres	(W·m ⁻² ·°C ⁻¹)	0,70
Pourcentage du mur occupé par les fenêtres	(-)	50 %
Solar Heat Gain Coefficient (SHGC)	(-)	0,26
Vitrage des fenêtres	(-)	Triple
Gains internes		
Éclairage	(W·m ⁻²)	7,5
Occupants	(W·m ⁻²)	5,4
Prises	(W·m ⁻²)	2,5
Dalle active		
Épaisseur de béton	(mm)	200
Conductivité thermique du béton	(W·m ⁻¹ ·°C ⁻¹)	2,1
Diffusivité thermique du béton	(m ² ·jour ⁻¹)	0,095
Température de surface du sol sous la dalle	(°C)	17,0
Isolation sous la dalle	(m ² ·°C·W ⁻¹)	1,8
Profondeur des tuyaux	(mm)	50
Espacement des tuyaux	(mm)	150
Épaisseur des tuyaux	(mm)	2
Diamètre extérieur des tuyaux	(mm)	20
Conductivité thermique des tuyaux	(W·m ⁻¹ ·°C ⁻¹)	0,35

La tuyauterie de la dalle active est modélisée grâce au *active layer* présenté à la section 3.5. Une longueur maximale de 150 m par boucle est utilisée et la dalle est divisée en 5 segments en série par l'outil *autosegmentation*. Cette dalle sur sol est constituée d'une épaisseur de béton placée sur une épaisseur de béton isolant offrant une résistance thermique de 1,8 m²·°C·W⁻¹. Cette isolation

est modélisée comme une résistance thermique pure, sans masse thermique ni épaisseur. La surface supérieure de la dalle, qui constitue le plancher, ne possède aucun recouvrement.

La dalle active étant sur sol, la température du sol sous cette dalle est importante pour bien quantifier les pertes de chaleur sous la dalle ainsi que la température de la dalle elle-même. Ainsi, de façon à simplifier le modèle, une température constante de la surface du sol sous la dalle lors de la saison de chauffage est utilisée. Cette température est déterminée en utilisant le TYPE 49 afin de modéliser les échanges de chaleur et le stockage de chaleur dans le sol situé sous la dalle. Le TYPE 49 modélise le sol par différences finies et est lié au TYPE 56 qui modélise le bâtiment et la dalle active afin d'échanger les informations de transfert de chaleur entre la dalle et le sol ainsi que la température de la surface du sol sous la dalle. L'isolation de l'empattement du bâtiment modélisée avec ce TYPE est de $1,8 \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{W}^{-1}$ et a une profondeur de 1,0 m. Une simulation est effectuée à partir du 1^{er} septembre de façon à atteindre un certain équilibre d'échange de chaleur avec le sol, puis la température moyenne de la surface du sol en contact avec la dalle pour le mois de janvier est utilisée (heures 8760 à 9504). Les résultats des simulations du 1^{er} septembre (heure 5832) au 1^{er} avril (heure 10920) sont présentés à la Figure 5.3.

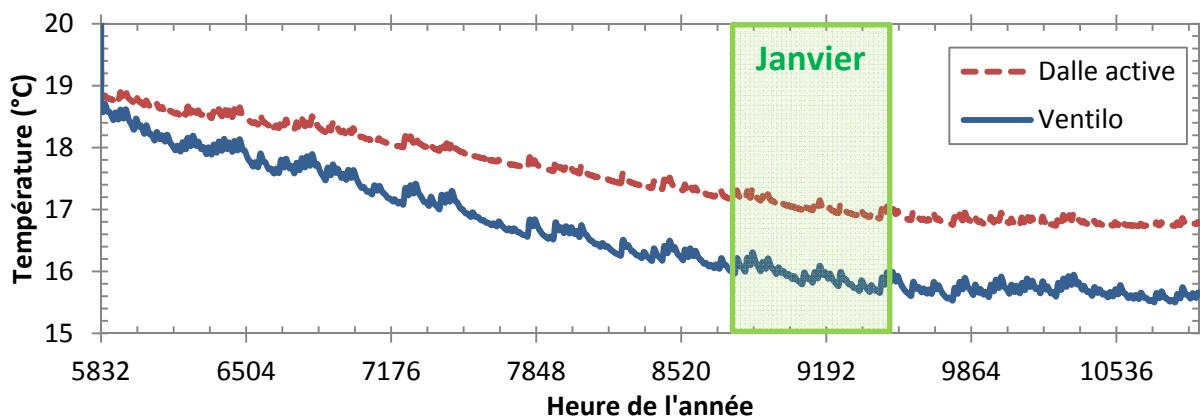


Figure 5.3 : Températures de la surface du sol sous la dalle

La zone centrale du bâtiment est modélisée dans ce calcul-ci de façon à obtenir son impact sur la diffusion de chaleur dans le sol sous le bâtiment. Cette zone centrale ne possède pas de dalle active. Deux simulations différentes sont réalisées de façon à obtenir la température du sol sous la dalle soit pour un système à dalle active, soit pour un système à ventilo-convecteurs sans dalle

active. Les températures moyennes au mois de janvier pour la dalle active et le système à ventilo-convecteurs sont respectivement de 17,0 °C et de 16,2 °C. Il est à noter que peu d'impact a été aperçu sur la température du sol sous la dalle pour différentes épaisseurs de béton, différentes profondeurs de tuyaux ou différents espacements de tuyaux. Ainsi, la même température est utilisée pour toutes les simulations pour chacun des systèmes de chauffage.

Finalement, les simulations initiales ont montré que, lors d'une journée très ensoleillée, les températures de l'air intérieur augmentent de façon trop importante jusqu'à dépasser la borne supérieure du confort thermique, et ce, même sans chauffage. Étant donnée la proportion importante de fenêtres sur la façade sud et malgré un SHGC relativement faible de 0,26, la présence de pare-soleils est essentielle de façon à réduire ces pointes de températures lors des journées ensoleillées. Ainsi, un pare-soleil faisant toute la longueur de la façade sud est placé directement au-dessus des fenêtres et est modélisé à l'aide du TYPE 34. Sa profondeur est de 1,5 m, alors que la hauteur des fenêtres est de 2,0 m.

5.2.2 Système de chauffage à dalle active

Premièrement, l'élément central du système de chauffage présenté à la Figure 5.1 est le bloc de 3 PAC bi-étages de 3 tonnes frigorifiques (10,5 kW) chacune et disposées en parallèle. Le premier étage de la PAC produit 75 % de sa capacité nominale, alors que le 2^e étage produit le 25 % restant. Un paramètre multiplicateur de 1,5 est utilisé afin de modéliser une PAC de 3 tonnes frigorifiques, alors que les données de performance utilisées sont pour une PAC à 2 tonnes frigorifiques (voir section 3.3). Ce paramètre sert à modifier les capacités, puissances électriques et débits nominaux de cette PAC. La capacité et la puissance électrique de la PAC à pleine charge (2 étages) ainsi obtenues sont respectivement de 11,2 kW et 3,15 kW aux conditions nominales de températures de 26,7 °C et 10,0 °C et de débits de $0,66 \text{ L} \cdot \text{s}^{-1}$. L'utilisation d'un nombre plus élevé de PAC bi-étages moins puissantes permet une meilleure modulation de la capacité du bloc de PAC. Il est aussi à noter que la charge de chauffage du bâtiment modélisé est de 40 kW, ce qui aurait normalement nécessité l'ajout d'une 4^e PAC de 3 tonnes frigorifiques (10,5 kW). Cependant, lors des simulations du système à dalle active ainsi que du système à ventilo-convecteurs, il a été observé que 3 PAC sont suffisantes pour chauffer le bâtiment.

Le fluide caloporteur côté source est puisé du haut du réservoir de stockage froid, délivre sa chaleur à l'évaporateur des PAC avant de retourner dans le bas du réservoir froid. Le fluide

caloporeur côté charge est puisé du bas du réservoir de stockage chaud, élève sa température au condenseur des PAC et retourne dans le haut du réservoir chaud. La dalle active est alimentée à débit constant grâce à un mélange entre le fluide provenant du haut du réservoir de stockage chaud et le fluide de retour de la dalle.

Lors d'une étude préliminaire, il a été démontré que l'utilisation d'une loi d'eau qui module la température d'alimentation du fluide à la dalle active en fonction de la température extérieure permet d'augmenter le confort thermique lors des journées de pointe (Lévesque et al., 2011). Cette loi d'eau permet de réagir plus rapidement à une baisse soudaine de la température extérieure par rapport à une régulation par thermostat dont la réaction est basée sur la température intérieure du bâtiment. Cependant, il est également possible de pousser cette logique plus loin en incorporant une composante prédictive à la stratégie de régulation de la dalle active; les températures extérieures prévues pour les prochaines heures peuvent alors remplacer la température extérieure actuelle. Une moyenne glissante des températures des 12 ou 24 prochaines heures ou bien la température minimale prévue pour les 12 ou 24 prochaines heures peuvent être utilisées. Il a été déterminé pour la présente étude que l'utilisation de la température minimale des 24 prochaines heures est optimale. En effet, l'effet d'autorégulation de la dalle permet une régulation adéquate du transfert de chaleur du plancher vers la pièce malgré un stockage de chaleur élevé dans la dalle, ce qui permet l'utilisation de la température minimale par rapport à la température moyenne des prochaines heures. De plus, étant donné que la température extérieure minimale d'une journée se produit habituellement vers la fin de la nuit, l'utilisation d'une période de 12 heures ne permet pas de précharger la dalle durant le jour et force une oscillation de la température de consigne entre le jour et la nuit. L'utilisation de la période de 24 heures permet donc de profiter des gains solaires pour préchauffer la dalle en prévision de la nuit prochaine afin de réduire la pointe de charge du système de chauffage.

La présence du réservoir de stockage qui alimente la dalle active nécessite l'utilisation d'une deuxième loi d'eau afin de précharger autant le réservoir chaud que la dalle active. Ces deux lois d'eau sont montrées à la Figure 5.4.

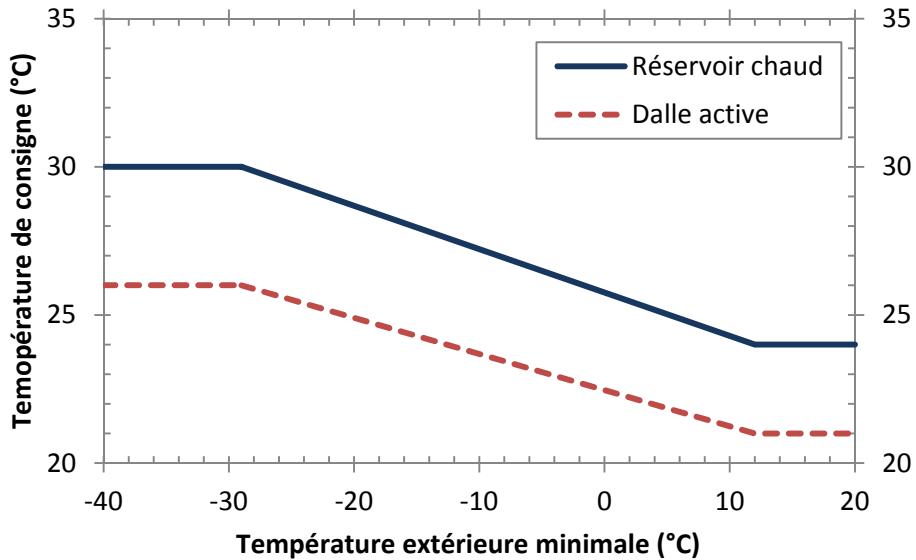


Figure 5.4 : Lois d'eau du réservoir de stockage chaud et de la dalle active en fonction de la température extérieure minimale prévue pour les 24 heures suivantes

Les niveaux de température de la loi d'eau de la dalle active ont été déterminés de façon à maintenir la température opérative au-dessus de 20,0 °C tout au long de la saison de chauffage. La température de consigne donnée par la loi d'eau détermine la portion de fluide provenant du réservoir chaud requise pour maintenir la moyenne entre l'alimentation et la sortie du fluide de la dalle active à une certaine température de consigne, tel que discuté à la sous-section 1.3.2. La régulation des PAC est quant à elle conçue de façon à maintenir une certaine température dans le haut du réservoir de stockage chaud. La température de consigne du premier étage est déterminée par la loi d'eau du réservoir de stockage chaud. Les températures de consigne des étages suivants sont séparées de 0,5 °C chacun. Ainsi, si la température extérieure minimale prévue est de -10 °C, la température de consigne du premier étage des PAC est alors de 27,2 °C selon la loi d'eau, le deuxième étage est activé à 26,7 °C, le troisième à 26,2 °C et ainsi de suite jusqu'à 24,7 °C pour le 6^e et dernier étage. Un exemple de régulation sur 24 heures est présenté à la Figure 5.5. Sur cette figure, à l'heure 16, tous les étages de PAC sont à l'arrêt puisque la température dans le haut du réservoir est au-dessus de la température de consigne de 27,6 °C. Entre les heures 17 et 18, le premier étage des PAC se met en marche pour compenser la baisse de la température du réservoir sous la température de consigne.

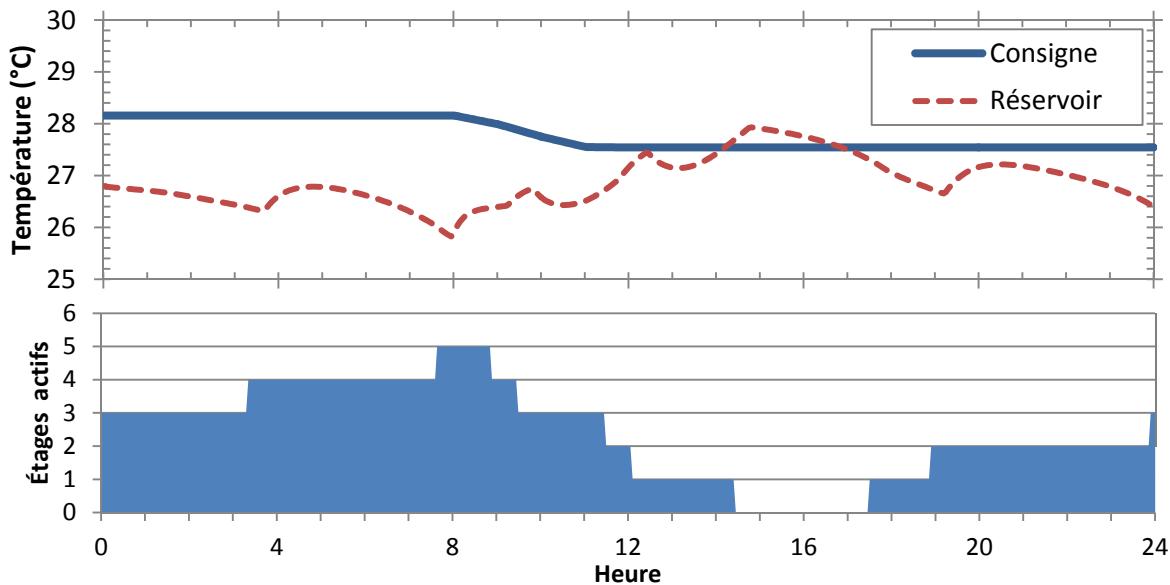


Figure 5.5 : Régulation des PAC selon la loi d'eau prédictive

La source de chaleur du réservoir froid est l'ÉGV. Ce dernier est constitué d'un champ de 6 puits géothermiques verticaux de longueur L espacés de 6 m et dont la tête est enfouie à 1 m de profondeur. Les propriétés de l'ÉGV et du sol environnant sont présentées au Tableau 5.2. Une pompe à débit variable fait circuler un fluide caloporteur aqueux à 25 % de propylène glycol entre le réservoir froid et l'ÉGV. Le débit nominal de la pompe de circulation est de $1,2 \text{ L} \cdot \text{s}^{-1}$ et a été déterminé selon la méthode présentée par Philippe et al. (2010), soit $0,05 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ par kW de pointe de charge horaire à l'ÉGV (soit environ 3 USGPM par tonne de réfrigération).

La régulation de l'ÉGV a pour but de maintenir un certain niveau de température dans le réservoir de stockage froid. Pour ce faire, le débit à l'ÉGV est modulé de façon à maintenir une différence de température entre l'entrée et la sortie de l'ÉGV de $2,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$, tout en ayant comme borne supérieure le débit nominal de $1,2 \text{ L} \cdot \text{s}^{-1}$ de la pompe de circulation. Ainsi, lorsque la demande est grande et donc que la température du fluide caloporteur est plus faible, la différence de température entre l'entrée du fluide à l'ÉGV et le sol est élevée; un débit élevé est donc nécessaire pour ne pas que la différence de température entre l'entrée et la sortie de l'ÉGV soit supérieure à $2,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Cependant, une différence de température jusqu'à $4,0 \text{ }^{\circ}\text{C}$ est attendue lors des pointes de charge de chauffage, alors que le débit nominal de la pompe de circulation est atteint. Inversement, lorsque la demande est plus faible, le débit doit être réduit afin de maintenir

la différence de 2,5 °C entre l'entrée et la sortie. Cette régulation permet à la fois de réduire la consommation des pompes de circulation lors d'une faible demande et de recharger le réservoir froid lorsque la PAC n'est pas en fonction. Il est à noter que la régulation force l'arrêt de la pompe de circulation pour des valeurs de débits inférieures à 5 % de son débit nominal. La valeur de 2,5 °C a été déterminée suite à une discussion avec un ingénieur de la pratique (R. Charneux, communication personnelle, 18 mai 2012) et à l'aide d'étude préliminaires. Des valeurs jusqu'à 4,0 °C ont alors été comparées et ont montré des différences négligeables sur les résultats.

Le volume des réservoirs de stockage de 16,7 m³ est basé sur les études de Langlois (2011). La moitié de ce volume, soit 8,4 m³, est aussi examinée dans la présente étude. Des réservoirs de 1,5 m³ représentant la masse thermique du fluide contenue dans la tuyauterie du système sont également utilisés de façon à modéliser un système sans réservoirs. Cette stratégie de modélisation dans TRNSYS est aussi proposée par Langlois (2011) et permet de conserver les stratégies de régulation des différents systèmes avec réservoirs d'eau afin de comparer les cas entre eux. Les réservoirs sont modélisés avec le TYPE 4e. Un total de 9, 5 et 3 nœuds sont utilisés respectivement pour les réservoirs de 16,7 m³, 8,4 m³ et 1,5 m³ de façon à modéliser la stratification thermique à l'intérieur de ceux-ci.

Finalement, le dernier élément principal du système est l'utilisation du réservoir froid afin de climatiser le bâtiment. En effet, la combinaison du chauffage du plancher, des gains internes et surtout des gains solaires durant le jour peut causer des pics de température intérieure hors de la zone de confort thermique. Le choix de la stratégie de régulation du système de chauffage a été effectué dans le but de maintenir le confort thermique des occupants au-dessus de sa borne inférieure, sans tenter d'éviter les pics hors de sa borne supérieure. Le maintien du confort thermique sous sa borne supérieure est donc effectué à l'aide de ventilo-convecteurs qui utilisent le fluide caloporteur provenant du réservoir de stockage froid afin de climatiser la pièce lorsque la température de l'air intérieur s'élève au-dessus de 24,5 °C. Ainsi, le réservoir froid peut être rechargé sans utiliser l'ÉGV, ce qui permet de réduire la quantité d'énergie retirée du sol. Il est à noter que l'utilisation du réservoir froid afin de climatiser le bâtiment n'est pas montrée à la Figure 5.1.

Tableau 5.2 : Caractéristiques de la PAC et de l'ÉGV

Paramètre	Valeur
Pompe à chaleur	
Capacité nominale totale	(kW) $3 \times 10,5$
COP nominal	(-) 5,0
Débit côté source	($L \cdot s^{-1}$) $3 \times 0,54$
Débit côté charge	($L \cdot s^{-1}$) $3 \times 0,66$
Échangeur géothermique vertical	
Conductivité thermique du sol	($W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$) 1,9
Diffusivité thermique du sol	($m^2 \cdot jour^{-1}$) 0,070
Résistance thermique du puits	($m \cdot ^\circ C \cdot W^{-1}$) 0,148
Température du sol non perturbée	($^\circ C$) 10,0
Nombre de puits	(-) 6
Espacement entre les puits	(m) 6

5.2.3 Système à ventilo-convecteurs

Le système à ventilo-convecteurs qui est utilisé comme base de comparaison est présenté dans cette sous-section. Ce système est identique au système à dalle active. Cependant, les longueurs de l'ÉGV sont différentes, tout comme la régulation de la PAC. De plus, la dalle utilisée pour ce modèle est identique à la dalle active, mis à part l'absence de la tuyauterie intégrée à la dalle. Cette tuyauterie est remplacée par un système de chauffage de l'air par ventilo-convecteurs.

Le circuit de chauffage entre le bâtiment et le réservoir de stockage chaud pour le système à ventilo-convecteur est un circuit à débit variable et température constante, alors que le circuit de la dalle active est à débit constant et température variable. Le circuit du système à ventilo-convecteur ne possède donc pas de vanne de mélange et sa pompe de circulation est à débit variable. De plus, le débit du côté charge des PAC est réduit d'environ 45 % par rapport au système à dalle active, soit $0,36 L \cdot s^{-1}$ par rapport à $0,66 L \cdot s^{-1}$, étant donné le différentiel de température plus élevé entre l'alimentation et le retour du côté charge du réservoir de stockage chaud, soit $10,0 ^\circ C$ pour le système à ventilo-convecteur et $3,5 ^\circ C$ pour le système à dalle active. Un schéma du système à ventilo-convecteur analogue à la Figure 5.1 est présenté ci-dessous.

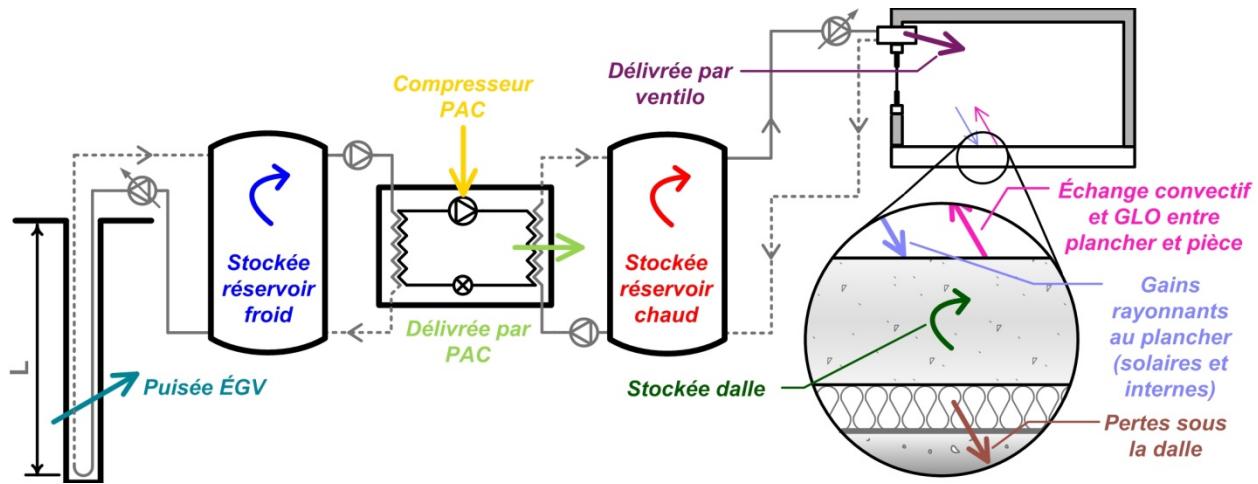


Figure 5.6 : Schéma du système de chauffage à ventilo-convecteur couplé à des pompes à chaleur géothermiques avec réservoirs d'eau côté source et côté charge

La modélisation du système de chauffage par ventilo-convecteurs dans TRNSYS est réalisée en 3 parties. Premièrement, la puissance de chauffage maximale du ventilo-convecteur est déterminée par des données de performance du modèle FCHCB-06 de la compagnie *E. H. Price* (2012). Le TYPE 42b est alors utilisé de façon à lire le fichier de performances, où la puissance maximale de chauffage est fonction des températures de l'air de la pièce et de l'alimentation du fluide. Une interpolation linéaire entre les valeurs du fichier est effectuée par le TYPE 42b à chaque pas de temps. La Figure 5.7 montre ces données de performance, alors que les données complètes sont présentées en Annexe 3. Cette puissance maximale est ensuite envoyée au TYPE 56. La borne supérieure de la puissance de chauffage réelle est donc déterminée par le fichier de performances, et non la puissance de chauffage elle-même. Cette modélisation permet par exemple de déterminer la diminution de la capacité de chauffage des ventilo-convecteurs suite à une baisse de la température d'alimentation du fluide caloporteur.

Deuxièmement, le chauffage intégré au TYPE 56 (décrit à la section 3.4) est utilisé. Le modèle de bâtiment calcule donc la puissance de chauffage requise pour maintenir la température de l'air intérieur de la pièce à un certain point de consigne. Cette puissance de chauffage possède une borne supérieure à chaque pas de temps qui est déterminée par le TYPE 42b, tel que discuté ci-dessus.

Troisièmement, la puissance de chauffage calculée par le TYPE 56 est retirée du débit de fluide provenant du réservoir de stockage chaud à l'aide du TYPE 682 de TESS (2010). Le débit est régulé afin de conserver un différentiel de température de 10,0 °C entre l'alimentation et le retour du fluide au ventilo-convector. L'influence de la variation du débit sur la puissance maximale de chauffage est négligée puisqu'elle n'est fonction que des températures de l'air de la pièce et de l'alimentation du fluide. Cependant, la puissance réelle de chauffage est déterminée par le TYPE 56 et non par les données de performance. Il est à noter que le débit de fluide est ajusté à la hausse lorsque la température d'alimentation au ventilo-convector diminue sous 35 °C de façon à maintenir une différence de température positive entre le fluide de retour des ventilo-convecteurs et l'air de la pièce. Cet ajustement est nécessaire parce que le ventilo-convector modélisé ne connaît pas la température de l'air et le chauffage du TYPE 56 ne connaît pas la température du fluide.

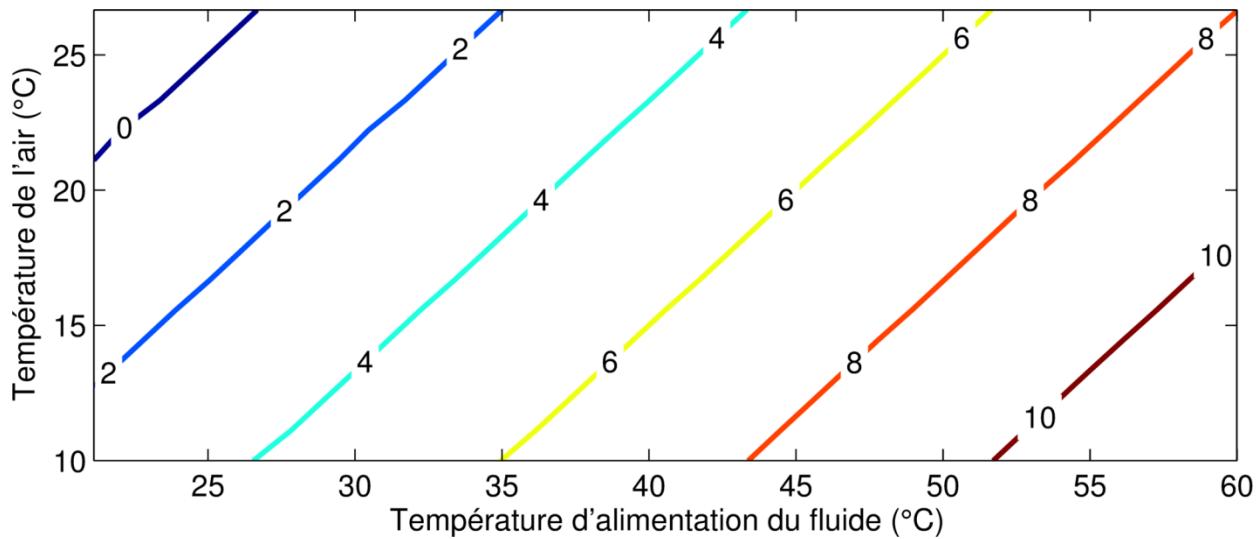


Figure 5.7 : Puissance de chauffage maximale du ventilo-convector (kW) en fonction des températures de l'air de la pièce et de l'alimentation du fluide

En terminant, la température de consigne de l'air est de 23,0 °C le jour, alors qu'elle est diminuée à 21,0 °C la nuit soit entre 22h00 et 6h00. Le retour au point de consigne du jour est effectué linéairement entre 6h00 et 8h00. Le TYPE 56 calcule donc la puissance de chauffage requise pour maintenir exactement ce point de consigne, tout en étant limité par les données de

performance du TYPE 42b. Il est également à noter que la consommation électrique des pompes de circulation et des ventilateurs des ventilo-convectionns est négligée dans la présente étude.

5.3 Résultats

Cette section présente les résultats des simulations finales des systèmes complets présentés à la section précédente. Il est utile de rappeler que le but de la présente étude est d'utiliser le stockage thermique offert par la dalle active de façon à réduire la pointe de charge du système et d'ainsi réduire la longueur de l'ÉGV. Afin de déterminer cette variation de la longueur de l'ÉGV, la longueur des puits est déterminée à chaque simulation pour obtenir lors de la saison de chauffage une température de sortie de l'ÉGV de $-3,0^{\circ}\text{C}$. Cette température a été choisie car elle est près de la limite inférieure de fonctionnement typique des PAC. Les points de référence de la loi d'eau (Figure 5.4) de la dalle active et les températures de consigne des ventilo-convectionns sont déterminés de façon à atteindre une température opérative minimale autour de $20,0^{\circ}\text{C}$ au cours de la saison de chauffage.

À titre de comparaison, Langlois (2011) a montré que le stockage thermique permet de diminuer la longueur de l'ÉGV de manière significative seulement si la capacité des PAC est réduite. La présence de stockage thermique sous forme de réservoirs d'eau a permis de réduire la capacité des PAC de 30 % et d'ainsi réduire la longueur de l'ÉGV de 15 %. De plus, l'impact de ce stockage thermique sur la consommation énergétique des PAC est considéré comme négligeable. Ces résultats concordent avec ceux de la section 4.2 de la présente étude, où le nivellation de la charge au sol sur 24 heures ne permet de réduire la longueur de l'ÉGV que de 4 %. Il apparaît donc nécessaire de diminuer la capacité des PAC de façon à obtenir une réduction non négligeable de la longueur des ÉGV.

Ainsi, les systèmes à dalle active et à ventilo-convectionns sont modélisés au départ avec une masse thermique combinée minimale, soit des réservoirs d'eau de $1,5\text{ m}^3$ et une épaisseur de dalle de 100 mm. Trois PAC à deux étages de 10,5 kW (3 tonnes de réfrigération) chacune sont utilisées. Les résultats de ces simulations constituent la base de comparaison des systèmes. Ensuite, le dernier étage de la dernière PAC est bloqué de façon à réduire la capacité totale des PAC de 8,3 %, étant donné que le 2^e étage de la PAC choisie constitue 25 % de sa capacité à pleine charge. Une comparaison de la longueur de l'ÉGV et de la température opérative minimale

sur la saison de chauffage résultantes avec et sans le dernier étage des PAC est montrée à la Figure 5.8.

Il apparaît que suite à la diminution de la capacité des PAC, la température opérative minimale diminue de 0,5 °C pour les deux systèmes étudiés, ce qui montre que la capacité des PAC n'est plus suffisante. Cette température opérative minimale survient lors de la pointe de charge du système de chauffage, soit au cours de la nuit du 16 janvier. Cependant, la désactivation du dernier étage des PAC permet une réduction de la longueur de l'ÉGV de 5,3 % et 6,3 % respectivement pour le système à dalle active et à ventilo-convection.

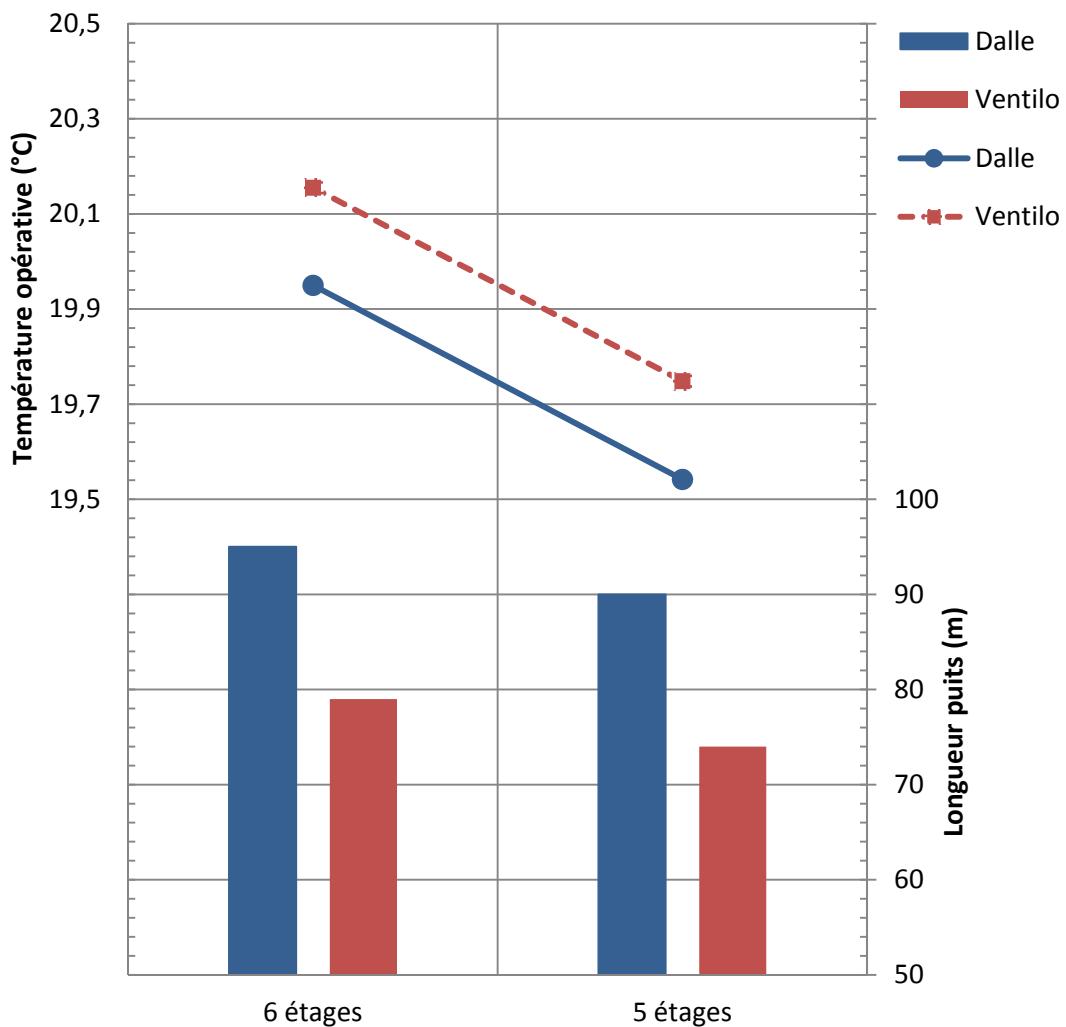


Figure 5.8 : Impact de la désactivation du dernier étage des PAC sur la température opérative minimale et la longueur de l'ÉGV pour un système à dalle active ou à ventilo-convection

Ces résultats sont obtenus avec une masse thermique combinée minimale. Ainsi, la sous-section suivante a pour but d'utiliser deux types de stockage thermique, soit les réservoirs d'eau et la dalle de béton, de façon à augmenter la température opérative minimale tout en conservant la capacité réduite des PAC. De plus, une réduction plus importante de la longueur de l'ÉGV grâce au stockage thermique additionnel est étudiée. Puis, la sous-section 5.3.2 complète la sous-section 4.3.3 en étudiant l'impact de la profondeur des tuyaux de la dalle active sur la consommation des PAC et la longueur de l'ÉGV.

Finalement, les sous-sections qui suivent utilisent une Figure complète qui réunit un schéma semblable à la Figure 5.1 à plusieurs graphiques montrant la dynamique des échanges de chaleur de façon à représenter une journée complète. La Figure complète ainsi créée, soit la Figure 5.9 ci-dessous, présente les heures 392 à 416, soit entre 8h00 le 17 janvier et 8h00 le 18 janvier, représentant une journée ordinaire complètement ensoleillée. La journée utilisée pour les sous-sections suivantes est cependant la journée de pointe précédant l'occurrence de la température opérative minimale sur la saison de chauffage. La fenêtre de 24 heures débute et se termine à 8h00 parce que la température opérative minimale d'une journée y survient habituellement, soit à la toute fin de la nuit alors que le soleil se lève et que les gains internes commencent à être importants.

La portion schéma de la figure, soit la portion du haut, constitue un bilan sur ces 24 heures; ainsi, on remarque que le compresseur de la PAC consomme durant cette période 78,1 kWh, que le béton de la dalle perd 47,2 kWh et que la somme des gains rayonnants et internes au plancher est de 103 kWh. La portion du bas de la Figure montre les taux de transfert de chaleur, les températures et les débits de différents éléments du système. On remarque premièrement dans ces graphiques que l'énergie stockée dans la dalle active (à droite) passe de 457 à 410 kWh entre le début et la fin des 24 heures montrées, soit une différence de 47,2 kWh tel que montré sur le schéma du dessus (Stockée dalle active). De plus, la température de sortie maximale de l'ÉGV (à gauche) survient à 22h00 et est de 3,0 °C, ce qui coïncide avec le débit minimal à l'ÉGV de $0,39 \text{ L} \cdot \text{s}^{-1}$. Finalement, les températures opérative et du plancher maximales surviennent à 13h00 et sont respectivement de 24,8 °C et 25,3 °C. Il est à noter que la température extérieure au cours de cette journée se situe entre -25,7 °C et -17,8 °C et il s'agit d'une journée de semaine complètement ensoleillée. Ainsi, les gains solaires et internes rayonnants au plancher (*Gains rayon. sol. + int*) de 103 kWh sont près du maximum possible pour le mois de janvier.

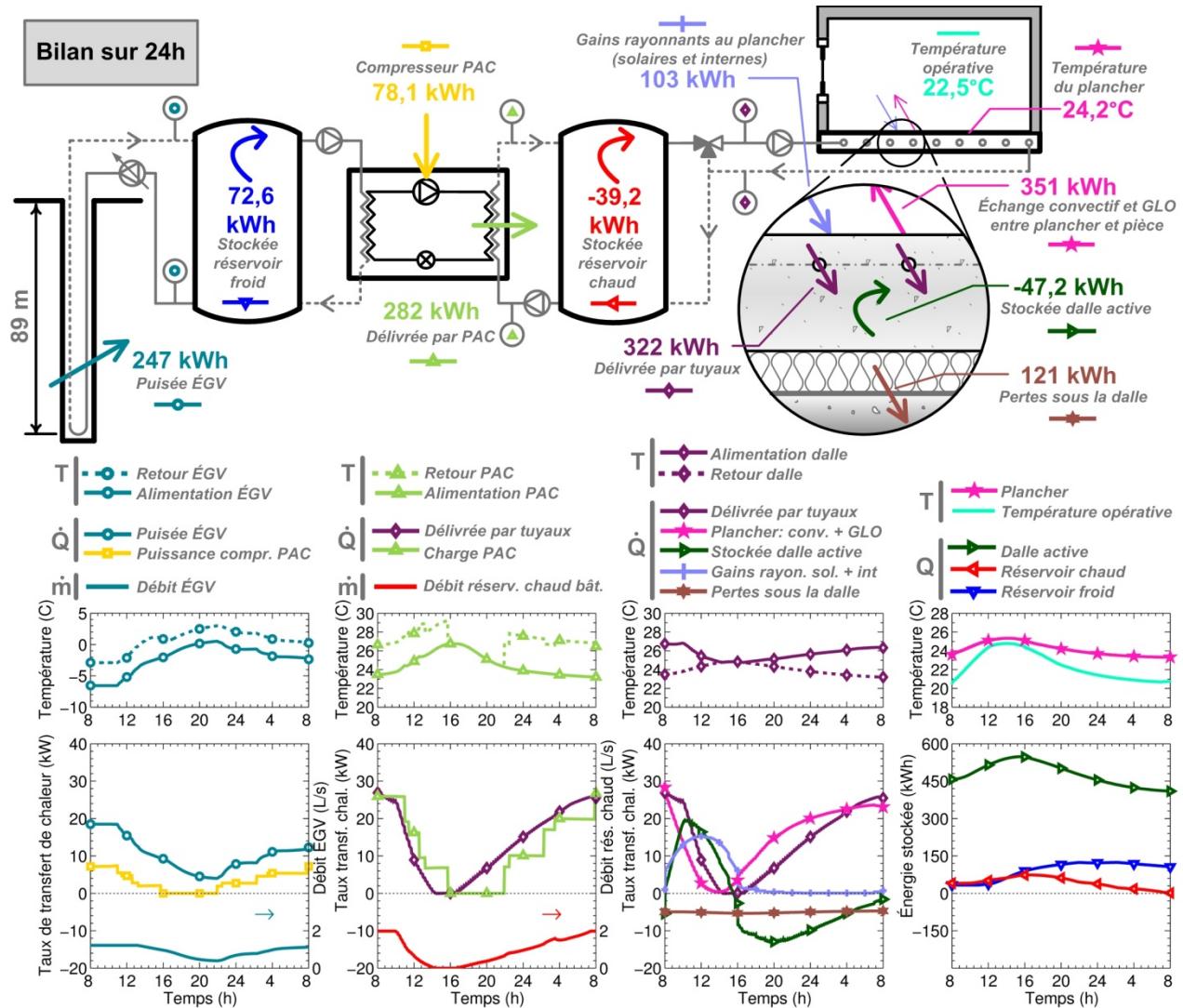


Figure 5.9 : Résultats complets pour une journée ordinaire (heures 440 à 464) pour le système à dalle active de 200 mm d'épaisseur avec réservoirs de 16,7 m³

Il est aussi intéressant de noter que le profil de transfert de chaleur entre le plancher et la pièce (*Plancher: conv. + GLO*) est sensiblement proportionnel à la différence entre la température du plancher et la température opérative. Cette relation montre bien l'effet d'autorégulation de la dalle discutée à la section 1.3 : une faible variation de la température de l'air intérieur a un grand impact sur le transfert de chaleur entre le plancher et la pièce.

De plus, la somme de l'énergie puisée à l'ÉGV (247 kWh) et du compresseur de la PAC (78,1 kWh), à laquelle on soustrait l'énergie accumulée dans le réservoir froid (72,6 kWh),

devrait être équivalente à la chaleur fournie par la PAC (282 kWh). Cependant, il y a un déséquilibre de 29 kWh supplémentaires au réservoir froid. Ces 29 kWh supplémentaires constituent le rejet de chaleur au réservoir froid provenant de la climatisation du bâtiment entre 12h20 et 16h15, alors que la température de l'air intérieur dépasse 24,5 °C, tel que présenté à la page 79. Ce circuit n'est pas montré à la Figure 5.9 de façon à simplifier la représentation graphique. De plus, ce réseau de climatisation n'est pas utilisé lors de la journée de pointe montrée aux sections suivantes puisque la température de l'air intérieur n'y dépasse jamais 24,5 °C.

Les 5 étages des PAC sont visibles en observant l'allure du profil de la charge délivrée par les PAC (Charge PAC). Au départ, les 5 étages sont en opération, alors qu'aucun ne l'est vers 20h00. Le premier étage se remet en marche vers 22h00, alors que le 2^e étage se met en marche vers 22h30. La première PAC est alors à pleine charge. Il est à noter que le fonctionnement à charge partielle (*part load*) possède une capacité d'environ 75 % la capacité à pleine charge selon les données du manufacturier. Le 5^e étage des PAC, soit le premier étage de la 3^e PAC, ne se remet en marche qu'à la toute fin de la période de 24 heures présentée. Il est aussi intéressant de remarquer que malgré l'arrêt de l'opération des PAC entre 15h45 et 22h00, l'ÉGV est quand même utilisé de façon à recharger le réservoir froid.

Finalement, les transferts de chaleur présentés pour la dalle constituent le bilan des échanges de chaleur de cette dalle. Ce bilan est présenté à l'équation suivante et réfère aux valeurs en kWh de la portion du haut du schéma de la Figure 5.9 :

$$E_{in} - E_{out} = \Delta E_{interne} \quad (5.1)$$

$$(322 + 103) \text{ kWh} - (351 + 121) \text{ kWh} = -47 \text{ kWh}$$

5.3.1 Type de stockage thermique

Cette sous-section présente une comparaison de deux types de stockage thermique, soit les réservoirs d'eau et le béton d'une dalle active. Suite au blocage du dernier étage de la 3^e PAC, la capacité des PAC n'est plus suffisante pour le chauffage du bâtiment lors des journées de pointe. Ainsi, l'utilisation de ces deux types de stockage thermique a pour but d'augmenter la température opérative minimale lors de ces journées de pointe. La Figure 5.10 montre les longueurs des puits de l'ÉGV et la température opérative minimale pour 3 différentes épaisseurs

de dalle et 3 différents volumes de réservoirs de stockage pour le système de chauffage à dalle active.

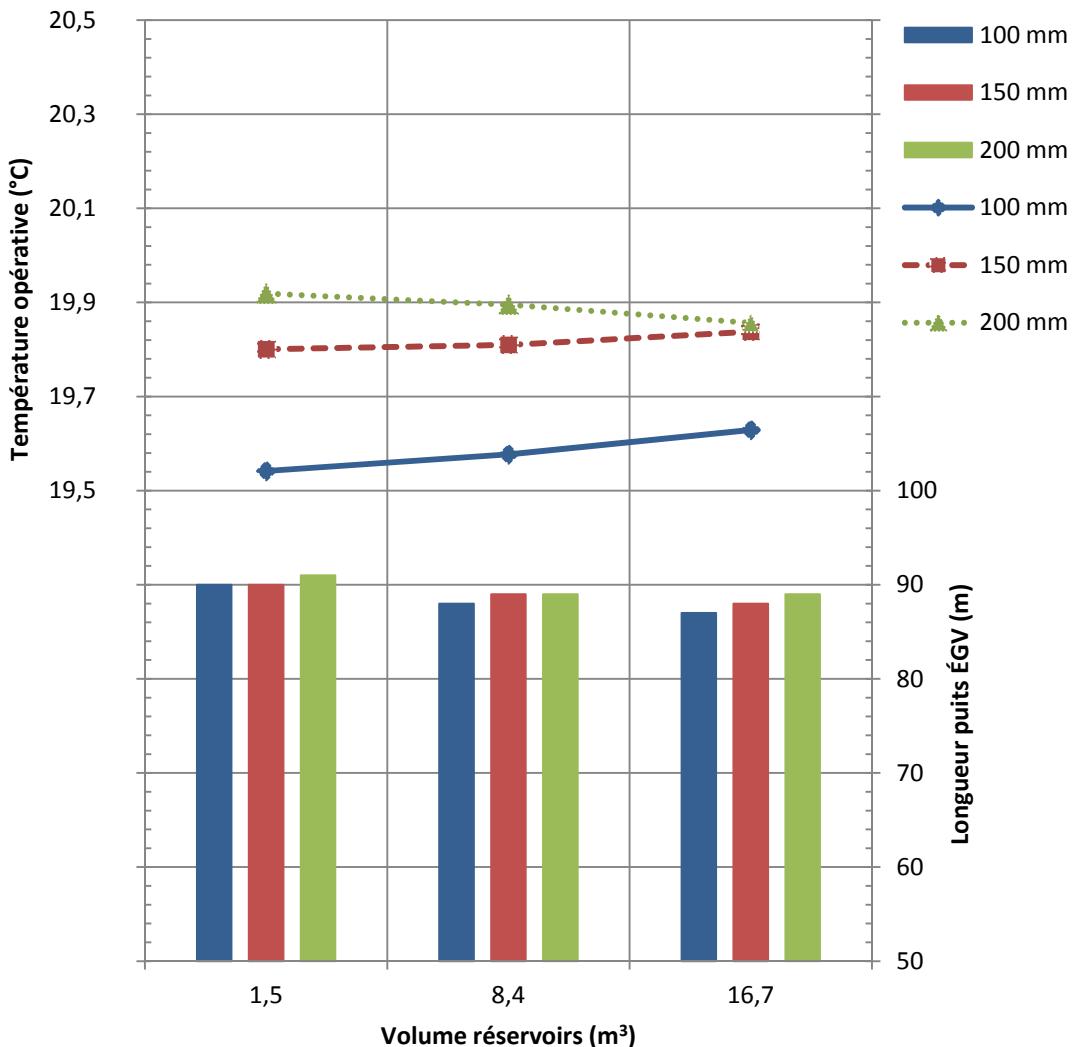


Figure 5.10 : Comparaison des longueurs des puits de l'ÉGV et la température opérative minimale pour 3 épaisseurs de dalle et 3 volumes de réservoirs de stockage pour le système à dalle active

La Figure 5.10 montre premièrement qu'un système à dalle active dont l'épaisseur de la dalle est de 100 mm et le volume des réservoirs est de $1,5 \text{ m}^3$ nécessite une longueur de puits de 90 m et que la température opérative minimale sur la saison de chauffage est de $19,55^\circ\text{C}$. L'augmentation du volume des réservoirs d'eau permet d'améliorer la température opérative

minimale jusqu'à 19,65 °C et de diminuer la longueur des puits de l'ÉGV jusqu'à 87 m. Ainsi, la présence des réservoirs d'eau permet de diminuer la longueur de l'ÉGV de 3 %, mais a un impact négligeable sur la température opérative minimale. Ensuite, l'augmentation de l'épaisseur de la dalle tout en conservant le volume de 1,5 m³ des réservoirs permet d'augmenter la température opérative minimale jusqu'à 19,90 °C, soit la même température opérative qu'avec l'opération des 6 étages des PAC. Cependant, un impact négligeable sur la longueur de l'ÉGV est alors observé. Il est cependant intéressant de remarquer qu'à volume de réservoir constant, l'augmentation de l'épaisseur de la dalle nécessite une légère augmentation de la longueur de l'ÉGV. Cette augmentation est causée par la nécessité d'utiliser davantage les réservoirs avec une dalle plus mince; une dalle plus épaisse réduit donc l'impact bénéfique du réservoir de stockage froid sur l'énergie puisée de l'ÉGV, ce qui augmente la longueur requise de l'ÉGV.

La Figure 5.11 présente le bilan complet des échanges de chaleur pour les heures 344 à 368, soit entre 8h00 le 15 janvier et 8h00 le 16 janvier pour le cas avec 200 mm d'épaisseur de dalle et des réservoirs de 1,5 m³. La température opérative minimale sur la saison de chauffage survient vers 8h00 le 16 janvier; cette figure permet donc de montrer la dynamique du système lors des 24h00 précédant ce moment. La température de l'air extérieur varie entre -23,3 °C et -28,9 °C durant cette période. La portion schéma de la figure constitue un bilan sur ces 24 heures; ainsi, le compresseur de la PAC y consomme 173 kWh alors que le béton de la dalle perd 66,3 kWh. La portion du bas montre les taux de transfert de chaleur, les températures et les débits de différents éléments du système. On remarque dans ces graphiques que l'énergie stockée dans la dalle active passe de 464 à 398 kWh, soit une différence de 66,3 kWh tel que montré sur le schéma du dessus. De plus, la température de sortie de l'ÉGV diminue jusqu'à la limite de -3,0 °C, la capacité des PAC est environ constante à 26 kW et la température opérative minimale est de 19,6 °C.

Cette journée est peu ensoleillée. À titre de comparaison, les gains rayonnants solaires et internes au plancher sont de 103 kWh pour la journée ensoleillée montrée à la Figure 5.9, alors qu'ils ne sont que de 30,8 kWh lors de la journée de pointe. La journée de pointe montrée suit une journée tout aussi froide, mais ensoleillée. La combinaison de ces deux journées froides et du manque d'ensoleillement lors de cette deuxième journée occasionne donc la pointe de chauffage du système.

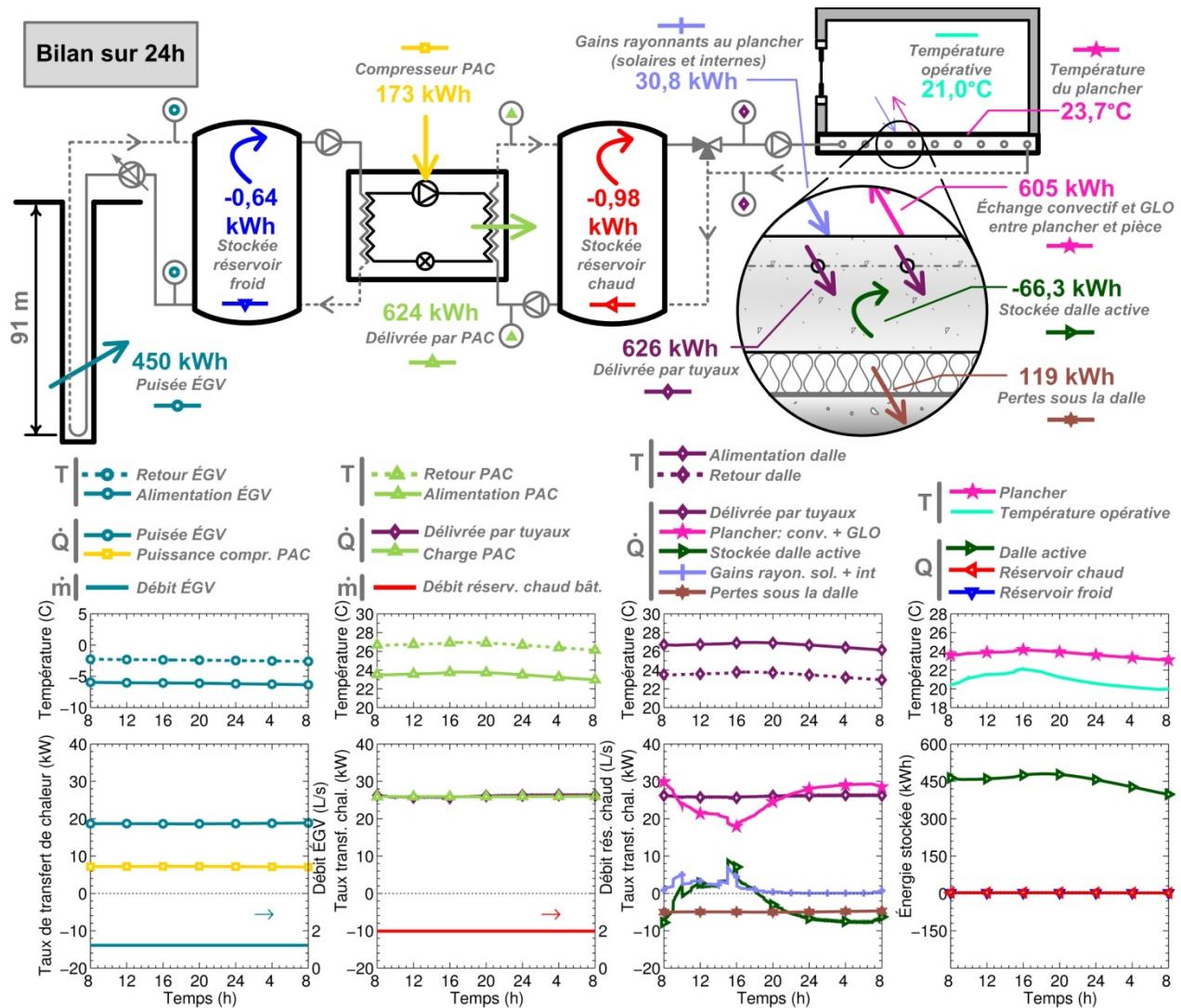


Figure 5.11 : Résultats complets pour la journée de pointe (heures 344 à 368) pour le système à dalle active de 200 mm d'épaisseur avec réservoirs de 1,5 m³

Ensuite, il est important de noter que le COP moyen des PAC au cours de ces 24 heures précédant la pointe est de 3,61 (624/173). La longueur requise des puits de l'ÉGV est de 87 m. Finalement, la dalle de 200 mm d'épaisseur débute avec un stockage élevé de 464 kWh et bénéficie du rayonnement provenant des gains internes et solaires pour se recharger davantage, ce qui lui permet de se décharger au cours de la nuit en partie vers la pièce. Les pertes de chaleur totales de la dalle entre 18h30 et 8h00 le lendemain sont de 82,6 kWh. Les réservoirs de stockage

de 1,5 m³ ne parviennent toutefois pas à stocker d'énergie de façon utile, étant donné leur volume trop faible.

La Figure 5.12 présente les profils de transfert de chaleur et les bilans sur 24 heures pour la dalle active avec une épaisseur réduite à 100 mm et le volume des réservoirs accru à 16,7 m³. Cette figure doit être comparée à la Figure 5.11 de façon à comparer l'impact des deux types de stockage thermique, soit le béton de la dalle active pour le premier cas et les réservoirs d'eau dans le cas suivant.

Les résultats sont semblables à ceux de la Figure 5.11, notamment les profils des températures et les taux de transfert de chaleur, le COP moyen des PAC de 3,65 et les pertes sous la dalle de 117 kWh. Cependant, le stockage de chaleur dans la dalle est nettement plus faible : seulement 65,7 kWh sont déchargés entre 18h30 et 8h00, soit une diminution de 20 % par rapport à la dalle de 200 mm présentée à la Figure 5.11. L'énergie maximale chargée dans la dalle au cours de la période de 24 heures, soit vers 18h30, est 52 % plus faible avec une épaisseur de 100 mm par rapport à 200 mm, ce qui coïncide avec la diminution de 50 % de l'épaisseur de cette dalle. Ensuite, l'augmentation du volume des réservoirs permet de bénéficier du stockage de chaleur du réservoir froid de façon à diminuer l'énergie puisée à l'ÉGV, qui passe ainsi de 450 à 435 kWh, soit sensiblement la différence entre l'énergie fournie par le réservoir froid dans les deux cas comparés. Finalement, l'énergie fournie par le réservoir chaud compense seulement en partie la diminution de l'apport du stockage de la dalle active, ce qui mène à une diminution de la chaleur fournie du plancher vers la pièce (*Échange convectif et GLO entre plancher et pièce*), passant de 605 à 590 kWh. Ceci explique la diminution de la température opérative moyenne de 21,0 °C à 20,8 °C ainsi que la diminution de la température opérative minimale de 19,9 °C à 19,6 °C, tel que montré à la Figure 5.10.

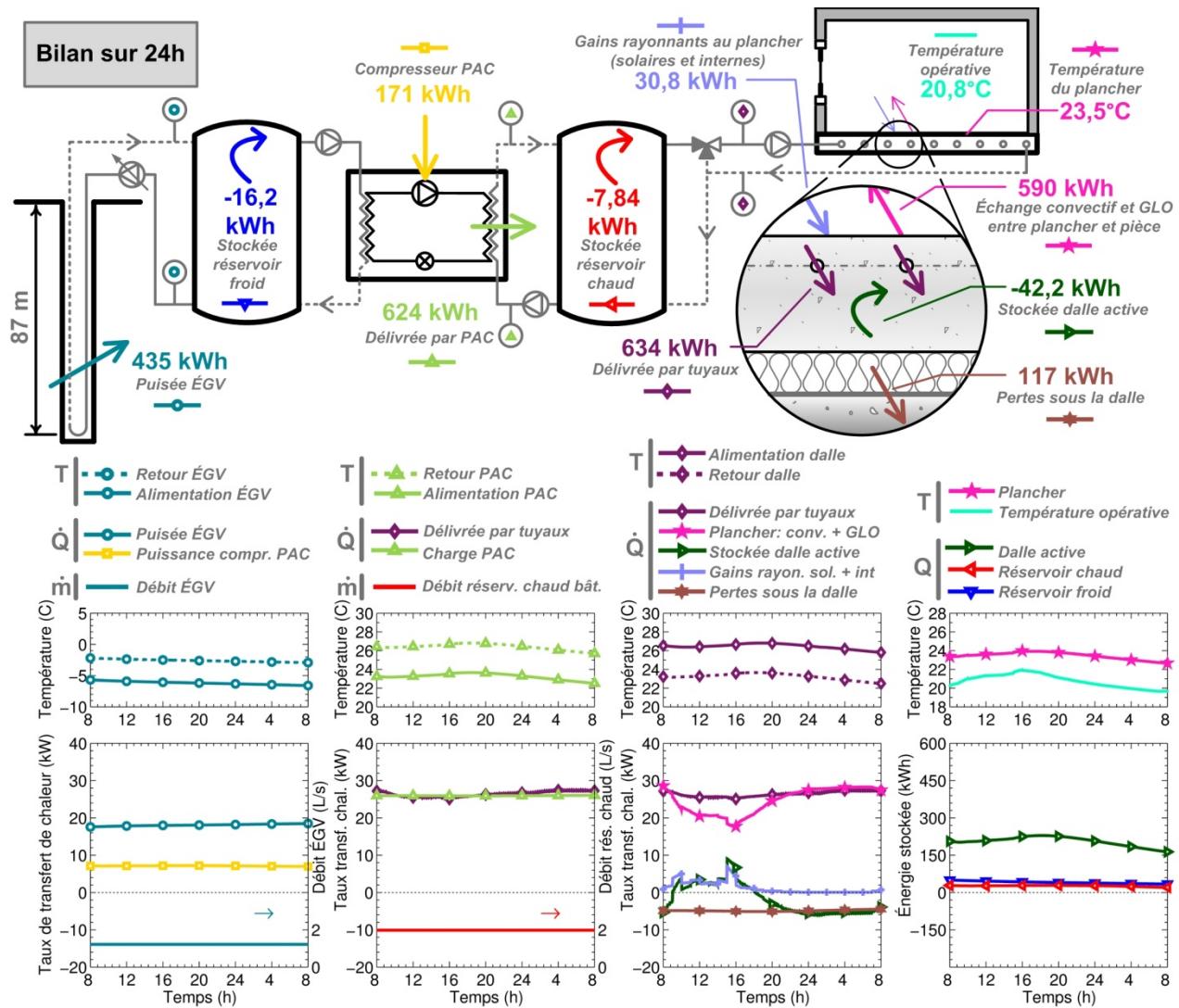


Figure 5.12 : Résultats complets pour la journée de pointe (heures 344 à 368) pour le système à dalle active de 100 mm d'épaisseur avec réservoirs de 16,7 m³

La figure suivante, analogue à la Figure 5.10, présente les longueurs des puits de l'ÉGV et la température opérative minimale pour 3 différentes épaisseurs de dalle et 3 différents volumes de réservoirs de stockage pour le système de chauffage à ventilo-convection.

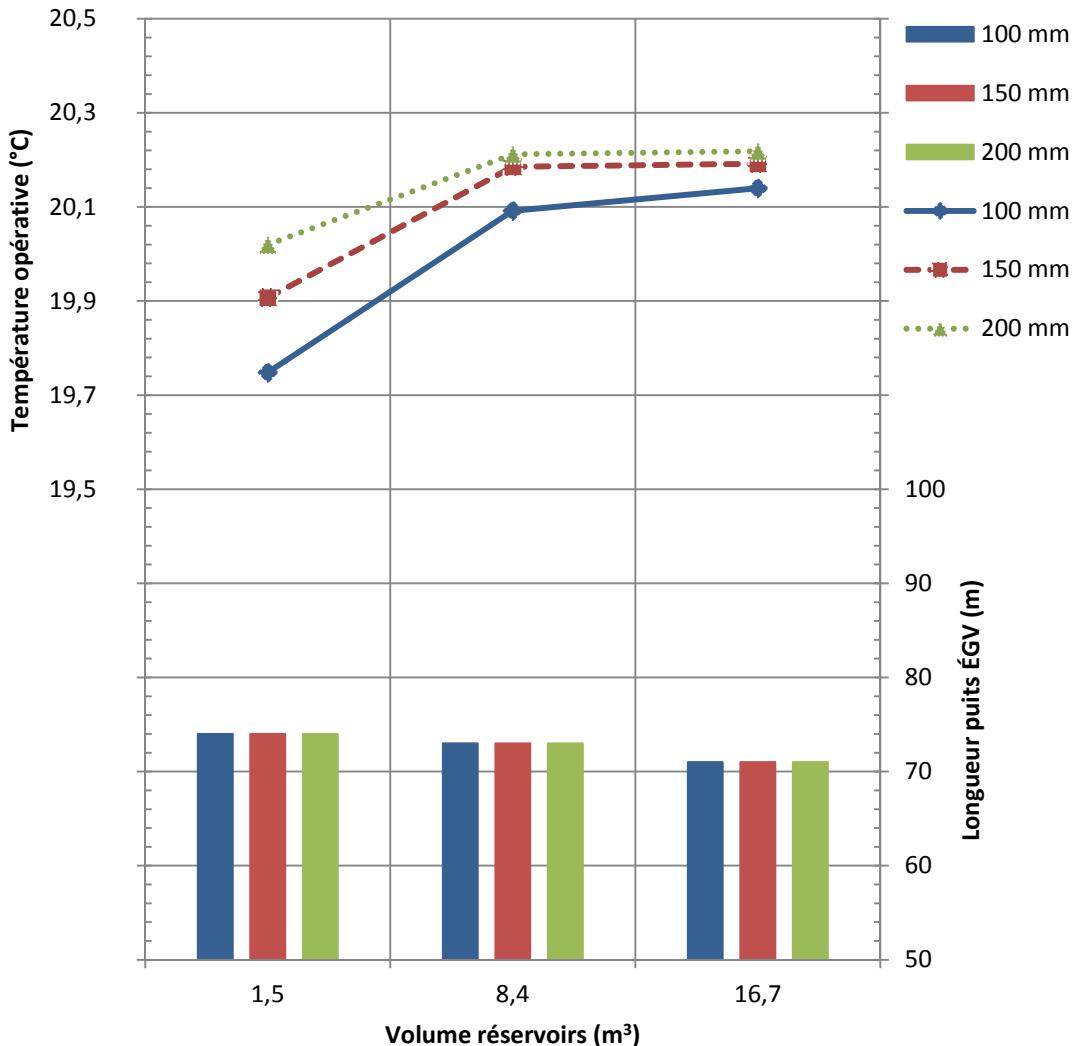


Figure 5.13 : Comparaison des longueurs des puits de l'ÉGV et la température opérative minimale pour 3 épaisseurs de dalle et 3 volumes de réservoirs de stockage pour le système à ventilo-convecteurs

Premièrement, il apparaît que l'augmentation du volume des réservoirs permet de diminuer légèrement la longueur des puits de l'ÉGV et d'augmenter considérablement la température opérative minimale. L'augmentation de l'épaisseur de la dalle n'a quant à elle aucun impact sur la longueur de l'ÉGV, mais permet de hausser légèrement la température opérative. Cependant, l'impact de l'épaisseur de la dalle s'amoindrit à mesure que le volume des réservoirs d'eau augmente. Cela s'explique par le fait que chaque type de stockage thermique ne s'applique pas à

la même section du système de chauffage. Les réservoirs d'eau, en étant placés de chaque côté des PAC, ont un impact sur les PAC, l'ÉGV et l'élément terminal du système de chauffage, soit les ventilo-convecteurs ou la tuyauterie de la dalle active. Le stockage dans la dalle a quant à lui un impact sur l'élément terminal du système de chauffage seulement pour la dalle active, alors qu'il influe aussi sur les échanges de chaleur à l'intérieur du bâtiment dans les deux cas. Ainsi, tel que montré à la Figure 5.10 et à la Figure 5.13, le stockage thermique sous forme de réservoirs est avantageux pour le système à ventilo-convecteurs alors que le stockage dans le béton est avantageux pour le système à dalle active.

De plus, la diminution de la longueur de l'ÉGV de chaque système par rapport au système à 6 étages de PAC est de 4,2 % pour le système à dalle active (dalle de 200 mm et réservoirs de 1,5 m³) et de 7,6 % pour le système à ventilo-convecteurs (dalle de 100 mm et réservoirs de 8,4 m³), pour une réduction de 8,3 % de la capacité de la PAC. À titre de comparaison, Langlois a trouvé une réduction possible de 15 % de la longueur de l'ÉGV grâce à l'utilisation d'un réservoir de stockage du côté charge des PAC seulement et une réduction de 30 % de la capacité des PAC. Cependant, cette étude a été réalisée en utilisant les charges thermiques d'un bâtiment complet de 6000 m², contrairement à la présente étude qui examine uniquement le rez-de-chaussée de la zone sud, pour une superficie de plancher de 1080 m².

Ensuite, il est important de remarquer que la longueur des puits de l'ÉGV se situe autour de 72 m avec les ventilo-convecteurs, alors que ces puits ont une longueur d'environ 89 m pour le système à dalle active. Cette différence marquée vient de la différence du COP des PAC causée par la température de retour du système de chauffage. En effet, cette température se situe lors de la journée de pointe présentée à la Figure 5.11 autour de 23,5 °C pour le système à dalle active, alors qu'elle est de 27,0 °C pour le système à ventilo-convecteurs, tel que présenté à la Figure 5.14. Le système à ventilo-convecteurs avec réservoirs de 8,4 m³ et une épaisseur de dalle de 100 mm y est présenté. Le COP moyen des PAC est alors de 2,98, alors qu'il est de 3,61 pour le système à dalle-active de la Figure 5.11. Comme le COP est moins élevé, le compresseur fournit davantage de puissance ce qui diminue la charge à l'ÉGV.

De plus, la Figure 5.14 montre que la charge de chauffage délivrée par les PAC est légèrement plus faible avec le système à ventilo-convecteurs par rapport au système à dalle active, soit 614 kWh contre 624 kWh. Ensuite, les pertes de chaleur sont plus élevées pour la dalle active, ce

qui est attendu étant donnée la température plus élevée du béton suite au passage du fluide caloporteur dans la tuyauterie qui y est intégrée. Ces pertes sont de 65,1 kWh dans le cas du ventilo-convector, alors qu'ils sont de 119 kWh pour la dalle active.

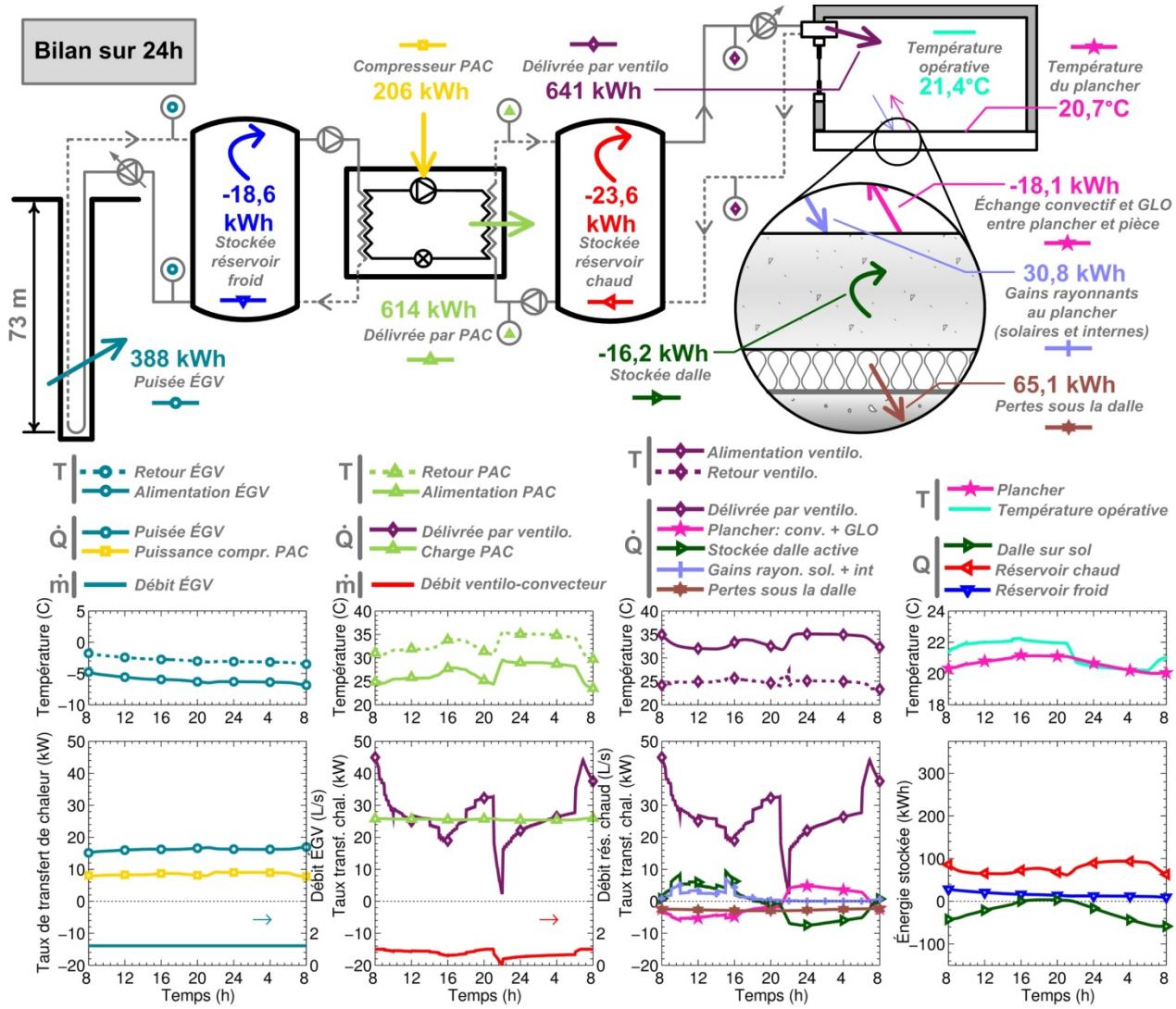


Figure 5.14 : Résultats complets pour la journée de pointe (heures 344 à 368) pour le système à ventilo-convecteurs avec dalle de 100 mm d'épaisseur et réservoirs de 8,4 m³

Ensuite, la Figure 5.14 montre une diminution marquée de la charge de chauffage du ventilo-convecteur et du débit de fluide caloporteur au ventilo-convecteur entre 21h00 et 22h00. Cette diminution est causée par le passage à la température de consigne de nuit entre ces heures, ce qui

concorde avec la diminution de la température opérative. Cette période permet donc une augmentation de la température du réservoir de stockage chaud, qui est rechargé par les PAC.

La charge de chauffage maximum lors de cette journée de pointe est de 45,0 kW. La charge fournie par les PAC est quant à elle presque constante sur ces 24 heures et est de l'ordre de 25,6 kW. Une diminution de 42 % de la charge de pointe de la PAC est donc possible grâce à l'utilisation des réservoirs de stockage. À titre de comparaison, la pointe de la charge de chauffage du système à dalle active de 200 mm d'épaisseur est plutôt de 26,4 kW, soit une diminution de 41 % par rapport à la pointe du système à ventilo-convection.

L'échange de chaleur rayonnant et convectif du plancher vers la pièce est négatif durant le jour alors qu'il est positif durant la nuit. Le sens de l'échange de chaleur est déterminé par la différence de température entre le plancher et la pièce; le plancher est donc chauffé par la pièce durant le jour alors que le plancher chauffe plutôt la pièce durant la nuit. Le bilan sur les 24 heures est négatif (-18,1 kWh) puisque le plancher gagne plus de chaleur qu'il n'en perd par rapport à la pièce, contrairement au système à dalle active.

Le réservoir de stockage chaud se décharge entre 8h00 et 12h00. En effet, à 8h00, la température de sortie au haut du réservoir est de 35,0 °C alors que la température d'entrée au haut du réservoir, provenant des PAC, est de 31,0 °C. Cette différence de température cause une diminution de la température dans le haut du réservoir, visible entre 8h00 et 12h00. À partir de 12h00 et jusqu'à environ 18h00, la température d'entrée du haut du réservoir chaud est proche de sa température de sortie. Ces effets s'expliquent par les transferts de fluide entre le haut et le bas du réservoir lorsque les débits côté source et côté charge du réservoir ne sont pas égaux. En effet, les débits entrant et sortant d'un même côté du réservoir sont toujours égaux; cependant, le débit côté source n'est pas nécessairement le même que le débit côté charge. Une représentation de ces différences de débits est présentée à la Figure 5.15, qui réfère au système et à la journée de pointe de la Figure 5.14.

Ainsi, si le débit sortant du haut du réservoir est plus faible que le débit entrant au haut du réservoir, une portion de ce débit entrant est donc dirigée vers le bas du réservoir. De plus, le débit sortant du bas du réservoir est donc plus élevé que le débit entrant au bas du réservoir; une portion du fluide de sortie doit donc provenir du réservoir lui-même. Il est à noter que la différence de température entre l'alimentation et le retour aux ventilo-convection n'y est pas de

10 °C, tel que le stipule la régulation présentée à la sous-section 5.2.3, et ce pour deux raisons. Dans le premier cas, à 8h00, le débit maximal de la pompe de circulation de $1 \text{ L}\cdot\text{s}^{-1}$ est atteint, alors qu'à 16h00, le différentiel de 10 °C est limité à cause de la faible différence de température entre le fluide caloporteur et l'air intérieur de 23 °C.



Figure 5.15 : Débits, températures et taux de transfert de chaleur du réservoir de stockage chaud à 8h00 et 16h00 pour la journée de pointe

Finalement, le COP moyen lors des mois de novembre à mars est de 2,67 pour le système à ventilo-convecteurs alors qu'il est de 3,75 pour le système à dalle active. Cette différence importante est causée par les températures d'alimentation des systèmes de chauffage, qui est significativement plus faible dans le cas de la dalle active grâce à la surface d'échange importante que constitue le plancher. La consommation des PAC pour la saison de chauffage, soit les mois de novembre à mars, est de $12,4 \text{ kWh}\cdot\text{m}^{-2}$ (en référence à la superficie de plancher) pour le système à dalle active, par rapport à $15,7 \text{ kWh}\cdot\text{m}^{-2}$ dans le cas du système à ventilo-convecteurs, soit une diminution de 21 %.

En conclusion, la configuration privilégiée pour le système à dalle active est une dalle de 200 mm et un volume de réservoirs de $1,5 \text{ m}^3$, alors que des réservoirs de $8,4 \text{ m}^3$ et une épaisseur de dalle de 100 mm sont proposés dans le cas des ventilo-convecteurs. Le stockage thermique sous forme de réservoirs est avantageux pour le système à ventilo-convecteurs alors que le stockage dans le béton est avantageux pour le système à dalle active. La longueur de l'ÉGV du système à dalle

active est 25 % supérieure à celle du système à ventilo-convecteurs dû à l'augmentation du COP des PAC. Le COP moyen lors de la journée de pointe est de 3,61 pour le système à dalle active alors qu'il est de 2,98 pour le système à ventilo-convecteurs. Pour une charge de chauffage équivalente fournie par les PAC, la puissance électrique des compresseurs est réduite et est compensée par une augmentation de la chaleur puisée à l'ÉGV, ce qui augmente la longueur requise de l'ÉGV. Cependant, puisque le COP est plus élevé dans le cas de la dalle active, la consommation des PAC pour la saison de chauffage, soit les mois de novembre à mars, est de $12,4 \text{ kWh} \cdot \text{m}^{-2}$, par rapport à $15,7 \text{ kWh} \cdot \text{m}^{-2}$ dans le cas du système à ventilo-convecteurs, soit une diminution de 21 %. Le COP moyen lors des mois de novembre à mars est de 2,67 pour le système à ventilo-convecteurs alors qu'il est de 3,75 pour le système à dalle active.

5.3.2 Profondeur des tuyaux

Cette sous-section a pour but d'étudier l'impact de la profondeur de la tuyauterie intégrée à la dalle d'un système à dalle active sur la longueur requise de l'ÉGV et la consommation énergétique des PAC.

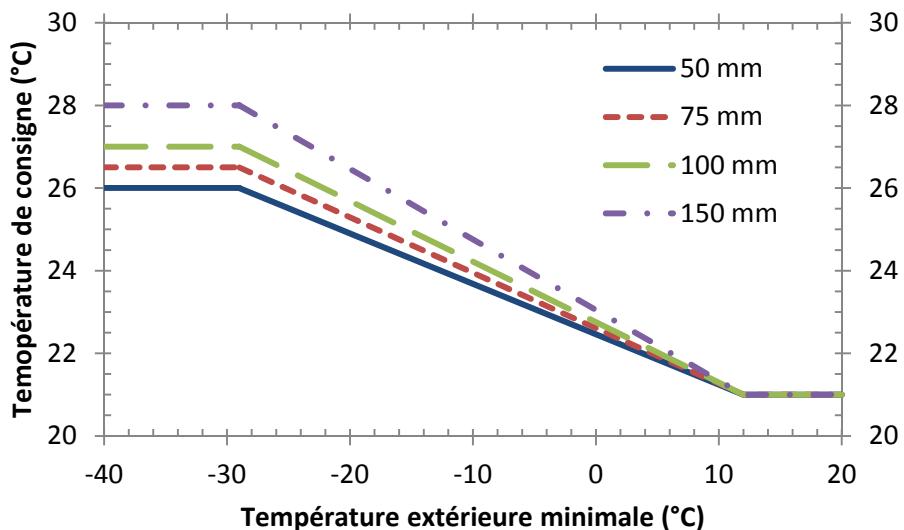


Figure 5.16 : Lois d'eau utilisées pour la dalle active pour différentes profondeurs

La sous-section 4.3.3 a permis de montrer que la résistance thermique créée par le béton situé entre les tuyaux et le plancher détermine la température d'alimentation et la quantité de chaleur

requises pour chauffer la pièce. Une profondeur plus élevée implique une résistance thermique accrue, ce qui augmente la température requise du fluide caloporteur, réduit le COP de la PAC et augmente la puissance maximale fournie par la PAC. Cependant, l'impact du rayonnement solaire sur le plancher est moindre pour des tuyaux placés profondément dans la dalle, ce qui pourrait niveler la charge de chauffage et réduire ainsi la puissance maximale fournie par la PAC.

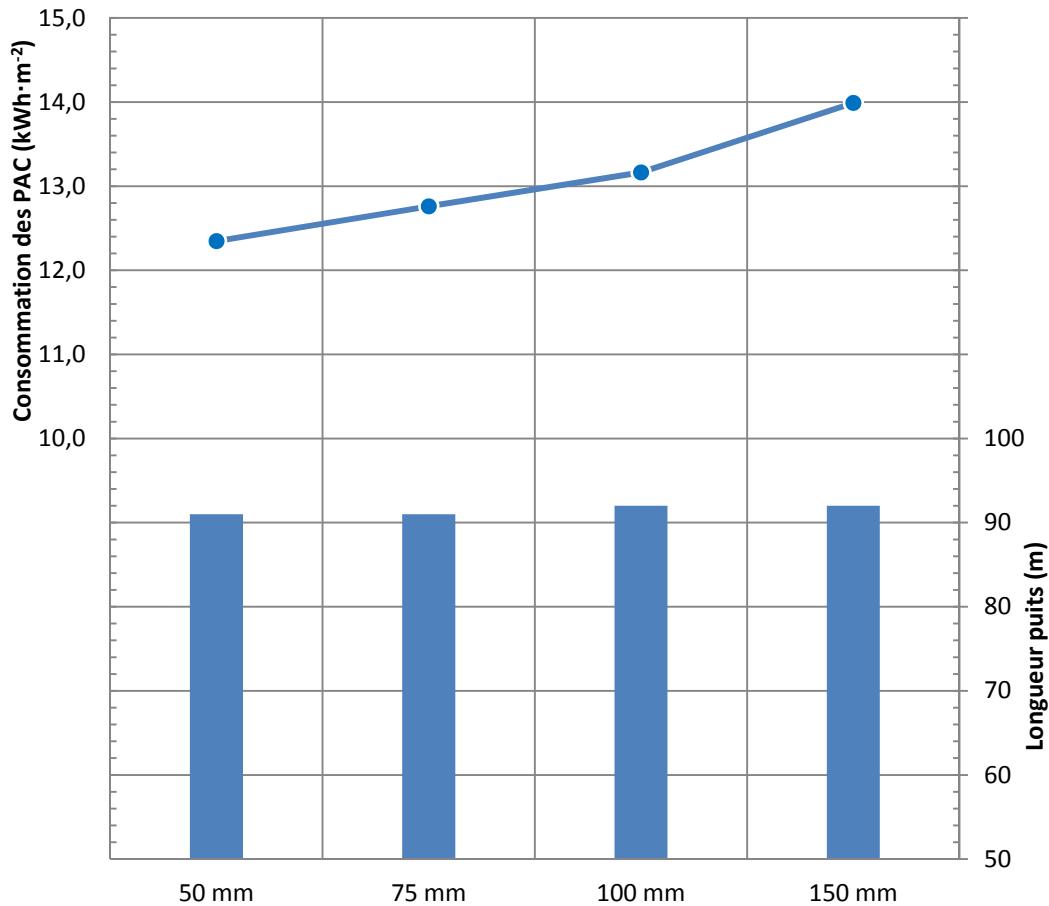


Figure 5.17 : Comparaison des longueurs des puits de l'ÉGV et de la consommation énergétique des PAC pour les mois de novembre à mars pour des profondeurs des tuyaux variant entre 50 et 150 mm

Le système à dalle active d'une épaisseur de 200 mm avec des réservoirs de stockage de 1,5 m³ est utilisé pour évaluer la longueur requise de l'ÉGV et la consommation énergétique des PAC pour 4 profondeurs différentes. Le 6^e étage des PAC est désactivé, comme à la sous-section précédente, de façon à réduire la longueur de l'ÉGV. Les systèmes comparés sont identiques à

part la profondeur des tuyaux de la dalle active, les lois d'eau utilisées pour cette dalle active et la longueur des puits de l'ÉGV. Les lois d'eau utilisées, montrées à la Figure 5.16, sont déterminées de façon à obtenir un confort thermique équivalent, alors que la longueur de l'ÉGV est déterminée de façon à obtenir une température de sortie minimale de l'ÉGV correspondant à la limite de fonctionnement des PAC de $-3,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ sur toute la saison de chauffage. Les résultats sont présentés à la Figure 5.17. La consommation des PAC en kWh par m^2 de plancher et la longueur des puits de l'ÉGV y sont montrées.

Les résultats de la figure précédente montrent que la profondeur des tuyaux a un impact négligeable sur la longueur de l'ÉGV. Cependant, un impact important est montré quant à la consommation énergétique des PAC. En effet, les PAC consomment $12,4\text{ kWh}\cdot\text{m}^{-2}$ pour une profondeur de 50 mm et cette consommation augmente de $0,4\text{ kWh}\cdot\text{m}^{-2}$ par tranche de 25 mm de profondeur jusqu'à atteindre $14,0\text{ kWh}\cdot\text{m}^{-2}$ pour une profondeur de 150 mm, soit une augmentation de 13 %. À titre de comparaison, le système à ventilo-convecteurs donne une consommation énergétique des PAC de $15,7\text{ kWh}\cdot\text{m}^{-2}$. L'augmentation de la consommation énergétique des PAC est causée par l'augmentation de la température d'alimentation et de la charge de chauffage à mesure que la résistance thermique entre les tuyaux et le plancher augmente. Cet effet est montré à la Figure 5.18, analogue à la Figure 5.11, qui montre le bilan complet des échanges de chaleur pour les heures 344 à 368, soit entre 8h00 le 15 janvier et 8h00 le 16 janvier pour une profondeur de tuyaux de 150 mm. La Figure 5.11 montre quant à elle la même période pour une profondeur de tuyaux de 50 mm.

Les résultats de la Figure 5.11 (profondeur de 50 mm) et de la Figure 5.18 (profondeur de 150 mm) sont semblables à quelques différences près. La première différence notable concerne les températures du fluide caloporteur de la dalle active, qui sont légèrement plus élevées pour la profondeur de 150 mm, tel qu'énoncé par la loi d'eau présentée à la Figure 5.16. Ensuite, les pertes sous la dalle sont plus élevées pour une profondeur de 150 mm puisque les tuyaux sont plus près du sol; ces pertes augmentent de 13 % par rapport à une profondeur de 50 mm. L'augmentation de la variation de chaleur stockée dans la dalle ($-79,3\text{ kWh}$ pour une profondeur de 150 mm) vient essentiellement de l'augmentation des pertes par le sol. De plus, il est possible de remarquer que la quantité de chaleur stockée dans la dalle est plus élevée pour une profondeur de 150 mm, ce qui veut dire que la température moyenne du béton est plus élevée, de façon similaire au calcul préliminaire présenté à la Figure 4.7.

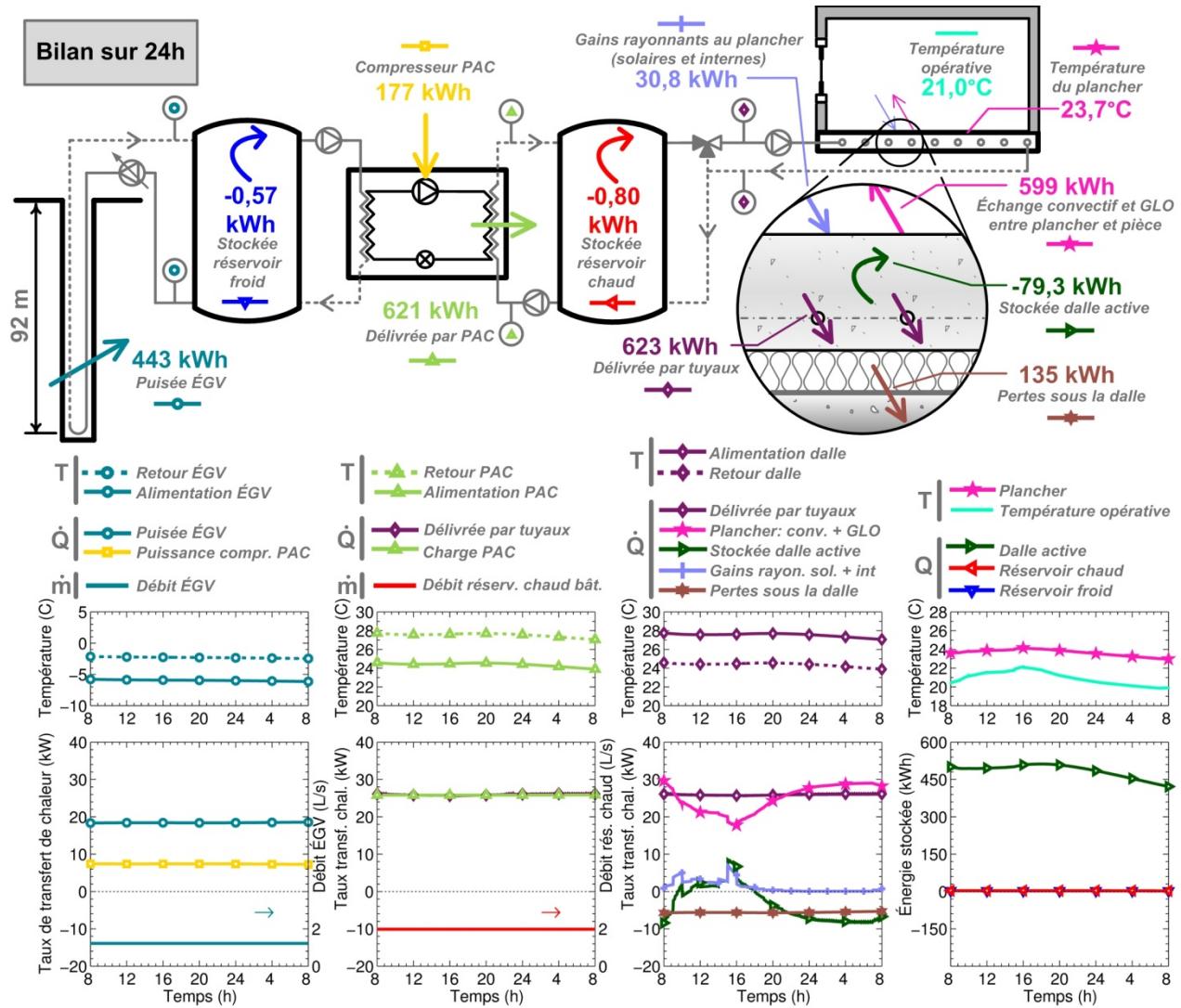


Figure 5.18 : Résultats complets pour la journée de pointe (heures 344 à 368) pour le système à dalle active de 200 mm d'épaisseur, profondeur de tuyaux de 150 mm et réservoirs de 1,5 m³

Finalement, le COP moyen des PAC est légèrement plus faible pour une profondeur de 150 mm, soit 3,51 par rapport à 3,61 pour une profondeur de 50 mm. Cette diminution du COP est causée par l'augmentation des températures du fluide caloporteur côté charge des PAC. Cependant, la quantité totale de chaleur fournie à la dalle est relativement semblable dans les deux cas, alors qu'une augmentation est attendue suite à l'augmentation de la résistance thermique entre les tuyaux et le plancher. Cela s'explique par le fait que les PAC fonctionnent à pleine capacité pendant les 24 heures dans les 2 cas. Entre les mois de novembre et mars, la quantité de chaleur

totale fournie à la dalle augmente de 2,4 % entre une profondeur de 50 mm et une de 150 mm, ce qui est semblable aux résultats de la sous-section 4.3.3.

Finalement, lors de la journée de pointe, les températures moyennes du plancher doivent être équivalentes de façon à offrir une température opérative minimale équivalente. Ainsi, éloigner les zones d'influence thermique de la tuyauterie et du rayonnement solaire au plancher est inutile puisque les conditions thermiques du béton à proximité du plancher sont les mêmes. De plus, la régulation choisie contrôle la température moyenne entre l'alimentation et le retour du fluide à la dalle active. Ainsi, la température de retour pour des tuyaux rapprochés du plancher est influencée de façon plus importante et plus rapidement par une augmentation de la température du béton causée par le rayonnement solaire. Ainsi, le chauffage de la dalle peut être réduit au cours d'une journée ensoleillée, ce qui évite une trop grande variation journalière des températures de la pièce, offrant ainsi un environnement thermique plus stable.

Des tuyaux peu profonds, tout en étant assez profonds pour permettre une température relativement uniforme du plancher, sont donc avantageux; une profondeur de 50 mm est considérée comme optimale.

5.4 Résumé

En résumé, le stockage thermique sous forme de réservoirs d'eau est comparé au stockage thermique dans le béton de la dalle d'un bâtiment. Il apparaît que la présence d'un réservoir d'eau entre les PAC et l'élément terminal du système de chauffage (dalle active ou ventilo-convecteur) permet de niveler efficacement la charge de chauffage et d'ainsi compenser la réduction de la capacité des PAC. La dalle, quant à elle, permet de niveler les échanges de température dans le bâtiment lui-même et permet aussi, dans le cas d'une dalle active, de niveler la charge de chauffage de façon à réduire la capacité requise des PAC. Ainsi, dans le cas du système à dalle active, l'augmentation de l'épaisseur de la dalle permet principalement d'augmenter la température opérative minimale alors que l'augmentation du volume des réservoirs de stockage permet une réduction de la longueur de l'ÉGV. Dans le cas du système à ventilo-convecteurs, l'augmentation du volume des réservoirs permet d'augmenter la température opérative minimale et de réduire la longueur de l'ÉGV, alors que l'augmentation de l'épaisseur de la dalle a un effet bénéfique limité.

Au final, la configuration privilégiée est une dalle de 200 mm et un volume de réservoirs de 1,5 m³ dans le cas de la dalle active, par rapport à des réservoirs de 8,4 m³ et une épaisseur de dalle de 100 mm dans le cas des ventilo-convecteurs. La longueur de l'ÉGV du système à dalle active est 25 % supérieure à celle du système à ventilo-convecteurs. Cette augmentation de la longueur de l'ÉGV est due à l'augmentation du COP des PAC causée par la diminution de la température d'entrée côté charge des PAC. Le COP moyen lors de la journée de pointe est de 3,61 pour le système à dalle active alors qu'il est de 2,98 pour le système à ventilo-convecteurs. Pour une charge de chauffage équivalente fournie par les PAC, la puissance électrique des compresseurs est réduite et est compensée par une augmentation de la chaleur puisée à l'ÉGV, ce qui augmente la longueur requise de l'ÉGV. Cependant, puisque le COP est plus élevé dans le cas de la dalle active, la consommation des PAC pour la saison de chauffage, soit les mois de novembre à mars, est de 12,4 kWh·m⁻², par rapport à 15,7 kWh·m⁻² dans le cas du système à ventilo-convecteurs, soit une diminution de 21 %. Le COP moyen lors des mois de novembre à mars est de 2,67 pour le système à ventilo-convecteurs alors qu'il est de 3,75 pour le système à dalle active.

La réduction de la longueur de l'ÉGV suite à la diminution de la capacité des PAC de 8,3 % est de 4,2 % dans le cas de la dalle active et de 7,6 % dans le cas des ventilo-convecteurs.

La présence d'un réservoir de stockage entre les PAC et l'ÉGV permet de réduire la charge de pointe à l'ÉGV. L'effet bénéfique de ce réservoir semble être distinct de celui du réservoir situé entre les PAC et le bâtiment. L'impact de chaque réservoir n'a cependant pas été étudié lors de la présente étude.

Finalement, des tuyaux placés à 50 mm de profondeur d'une dalle active sont plus avantageux que des tuyaux plus profonds. La diminution de la résistance thermique entre ces tuyaux et le plancher permet de réduire la température du fluide caloporteur, d'augmenter le COP des PAC et d'ainsi diminuer la consommation des PAC, en plus de réduire les pertes sous la dalle. Une augmentation de la consommation des PAC au cours des mois de novembre à mars de 0,4 kWh·m⁻² par tranche de 25 mm de profondeur ajoutée a été observée. De plus, en étant près de la zone d'influence du rayonnement solaire dans le béton, la tuyauterie peut réagir plus rapidement à la présence de rayonnement solaire, ce qui évite une trop grande variation journalière des températures de la pièce et offre ainsi un environnement thermique plus stable.

CONCLUSION

La présente étude a pour objectif de déterminer le potentiel de réduction de la longueur d'un ÉGV grâce au stockage thermique dans le béton d'un système à dalle active. Différents scénarios de fonctionnement journalier de l'ÉGV et différents paramètres de design de la dalle active sont étudiés dans l'environnement de simulation TRNSYS. Puis, le stockage thermique dans la dalle est comparé au stockage thermique sous forme de réservoirs d'eau. Finalement, un système à dalle active et un système équivalent muni de ventilo-convecteurs sont comparés.

Contribution de la présente étude

D'abord, la comparaison de différents scénarios de fonctionnement journalier de l'ÉGV a montré que le niveling de la charge au sol sur 24 heures ne permet de réduire la longueur de l'ÉGV que de 4 %. Cette diminution est faible à cause d'une période de plus de 48 heures où la température extérieure se situe sous la barre des -20°C , ce qui réduit l'impact du niveling de la charge sur 24 heures. Il apparaît donc, tel que montré par Langlois (2011), qu'une diminution significative de la longueur de l'ÉGV n'est possible que si la capacité des PAC est réduite.

Ensuite, l'étude de l'espacement entre les tuyaux d'une dalle active a montré que l'augmentation de la longueur de tuyauterie avec des tuyaux plus rapprochés permet un meilleur échange de chaleur entre le fluide caloporteur et le béton, ce qui permet une température d'alimentation à la dalle plus faible. Une comparaison des distributions de température dans une coupe de dalle pour deux espacements de tuyaux a montré que des tuyaux rapprochés permettent une température plus uniforme du béton.

Puis, il a été montré que des tuyaux peu profonds réduisent la pointe de charge des PAC grâce à la réduction de la résistance thermique entre ceux-ci et le plancher. De plus, une augmentation de la consommation des PAC au cours des mois de novembre à mars de $0,4 \text{ kWh}\cdot\text{m}^{-2}$ par tranche de 25 mm de profondeur ajoutée a été observée. Cette augmentation est due à la réduction de la résistance thermique entre les tuyaux et le plancher et l'augmentation des pertes de chaleur sous la dalle sur sol. Il a aussi été montré qu'en étant près de la zone d'influence du rayonnement solaire dans le béton, la tuyauterie peut réagir plus rapidement à une augmentation des températures de la pièce, ce qui évite une trop grande variation journalière des températures de la pièce et offre ainsi un environnement thermique plus stable.

Ensuite, il a été montré que dans le cas d'une dalle active, le béton permet de niveler la charge de chauffage de façon à réduire la capacité requise des PAC, en plus de niveler de façon passive les variations de température dans le bâtiment lui-même. Il a aussi été montré que l'augmentation de l'épaisseur de la dalle de 100 à 200 mm permet de compenser la diminution de la température opérative minimale lors de la journée de pointe suite à la désactivation du 6^e étage du bloc de 3 PAC bi-étagées. Cependant, suite à cette réduction de 8,3 % de la capacité des PAC, seule une diminution de 4,4 % de la longueur de l'ÉGV a été déterminée. Le stockage thermique sous forme de réservoirs permet quant à lui de réduire la longueur de l'ÉGV de 8,4 % mais a moins d'impact sur la température opérative minimale.

La comparaison du système à dalle active avec un système équivalent muni de ventilo-convecteurs a montré trois éléments importants. Premièrement, la longueur de l'ÉGV du système à dalle active est 25 % supérieure à celle du système à ventilo-convecteurs dû à l'augmentation du COP moyen des PAC lors de la journée de pointe, qui est respectivement de 2,98 et de 3,61 pour la dalle active et le ventilo-convecteur. Cette augmentation du COP est causée par la diminution de la température d'entrée côté charge des PAC et comme le COP est moins élevé, le compresseur doit fournir davantage de puissance, ce qui diminue la charge à l'ÉGV. Deuxièmement, lors des mois de novembre à mars, le COP moyen des PAC est respectivement pour le système à dalle active et à ventilo-convecteurs de 2,67 et de 3,75, ce qui explique les consommations des PAC de ces systèmes respectifs de $15,7 \text{ kWh}\cdot\text{m}^{-2}$ et de $12,4 \text{ kWh}\cdot\text{m}^{-2}$. Le système à dalle active permet donc une réduction de 21 % de la consommation des PAC par rapport à un système équivalent à ventilo-convecteurs. Troisièmement, la diminution de la longueur de l'ÉGV est au maximum de 10,1 % avec l'utilisation de réservoirs de $16,7 \text{ m}^3$ et une dalle de 200 mm suite à la désactivation du 6^e étage des PAC pour le système à dalle active, alors que cette diminution est de 8,4 % dans le cas de la dalle active.

Recommandations

Premièrement, les conclusions tirées de la présente étude sont basées sur la zone sud d'un seul étage d'un bâtiment commercial typique à Montréal (Canada) durant la saison de chauffage. Les conclusions ne sont valables que pour ces conditions spécifiques. Il serait donc souhaitable d'étendre la contribution de cette étude à un bâtiment complet, à la saison de climatisation et à d'autres conditions climatiques qui produisent plus ou moins de charges de chauffage.

Ensuite, la régulation prédictive utilisée au Chapitre 5 pour le système à dalle active, où les températures de consigne de la dalle et du réservoir de stockage chaud sont fonction de la température minimale prévue pour les 24 prochaines heures, aurait avantage à être étudiée de façon plus approfondie. De plus, les prévisions météorologiques utilisées pour cette régulation prédictives sont « parfaites », puisque les conditions météorologiques sont connues pour l'année complète d'après le fichier météo utilisé. Il serait donc intéressant d'ajouter l'incertitude des prévisions météorologiques à la régulation prédictive de façon à mesurer l'impact d'une erreur de la prévision.

Ensuite, au Chapitre 5, les réservoirs de stockage ont un volume égal puisque selon leur fonctionnement réel, le réservoir chaud est toujours du côté charge des PAC alors que le réservoir froid est du côté source des PAC, mais qu'ils sont alternativement reliés au bâtiment et à l'ÉGV selon que la saison est en chauffage ou en climatisation. Cependant, leur volume pourrait être différent selon les charges respectives de chauffage et de climatisation du bâtiment. L'impact de la présence du réservoir qui est relié à l'ÉGV aurait donc avantage à être étudié indépendamment de l'autre réservoir, en mode climatisation comme en mode chauffage. De plus, le passage entre les modes chauffage et climatisation aux entre-saisons aurait aussi avantage à être étudié.

Il serait aussi intéressant d'étudier la régulation du débit variable à l'ÉGV de façon à réduire l'énergie de pompage et de recharger adéquatement le réservoir lorsque nécessaire tout en conservant un maximum de transfert de chaleur lors des pointes de charge de climatisation et de chauffage.

Finalement, une composante d'optimisation pourrait être réalisée sur différents paramètres du système en prenant en compte les coûts sur plusieurs années. La performance thermique de l'enveloppe du bâtiment, le design de la dalle active, le volume des réservoirs de stockage, la longueur de l'ÉGV et les différentes stratégies de régulation de ces systèmes sont autant de paramètres qui pourraient être optimisés afin d'obtenir le coût global sur le cycle de vie le plus bas.

LISTE DE RÉFÉRENCES

- Ahn, B.-C., & Song, J.-Y. (2010). Control characteristics and heating performance analysis of automatic thermostatic valves for radiant slab heating system in residential apartments. *Energy*, 35(4), 1615-1624
- Alamdari, F., & Hammond, G. P. (1983). Improved data correlations for buoyancy-driven convection in rooms. *Building Services Engineering Research and Technology*, 4(3), 106-112
- Andresen, I., & Brandemuehl, M. J. (1992). Heat storage in building thermal mass: a parametric study. *ASHRAE Transactions*, 98(1), 910-918
- Aratesh, D., Finlayson, E. U., & Huizenga, C. (1993). *Window 4.1: A PC program for analysing window thermal performance in accordance with standard NFRC procedures*. [Logiciel]. Berkeley, États-Unis: Lawrence Berkeley National Laboratory
- Archives nationales d'information et de données climatologiques. (2012). *Canadian Weather year for Energy Calculation (CWEC)*. Mirabel, Canada: Archives nationales d'information et de données climatologiques. Tiré de ftp://ftp.tor.ec.gc.ca/Pub/Engineering_Climate_Dataset/Canadian_Weather_year_for_Energy_Calculation_CWEC/ENGLISH/QUEBEC/W75290W.zip
- ASHRAE. (2008a). Ch. 6 - Panel Heating and Cooling. In *ASHRAE Handbook - HVAC Systems and Equipment*. Atlanta, États-Unis: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.
- ASHRAE. (2008b). Ch. 50 - Thermal storage. In *ASHRAE Handbook - HVAC Systems and Equipment*. Atlanta, États-Unis: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.
- ASHRAE. (2009). Ch. 9 - Thermal Comfort. In *ASHRAE Handbook - Fundamentals*. Atlanta, États-Unis: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.
- ASHRAE. (2010). Thermal Environment Conditions for Human Occupancy. ASHRAE, ASHRAE Standard 55-2010.
- ASHRAE. (2011). Ch. 32 - Geothermal Energy. In *ASHRAE Handbook - HVAC Applications*

- Atlanta, États-Unis: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.
- Association canadienne de normalisation. (2002). Conception et installation des systèmes d'énergie du sol. Association canadienne de normalisation, CAN/CSA-C448-02.
- Association of German Engineers. (2000). Economic efficiency of building installations - Energy effort in benefit transfer for water heating systems. Association of German Engineers, VDI 2067 Part 20.
- Athienitis, A. K. (1997). Investigation of thermal performance of a passive solar building with floor radiant heating. *Solar Energy*, 61(5), 337-345
- Balcomb, J. D. (1992). *Passive solar buildings*. Boston, États-Unis: MIT Press.
- Bean, R., Doran, T., Olesen, B., & Simmonds, P. (2005). Vertically Integrated Systems in Stand-Alone Multistory Buildings. *ASHRAE Journal*, 47(6), 48-53
- Bernier, M. A. (2001). Ground-coupled heat pump system simulation. *ASHRAE Transactions*, 107(1), 605-616
- Bernier, M. A. (2006). Closed-Loop Ground-Coupled Heat Pump Systems. *ASHRAE Journal*, 48(9), 12-24
- Braun, J. E. (2003). Load Control Using Building Thermal Mass. *Journal of Solar Energy Engineering*, 125(3), 292-301
- Braun, J. E., & Lee, K.-H. (2006). Assessment of Demand Limiting Using Building Thermal Mass in Small Commercial Buildings. *ASHRAE Transactions*, 112(1), 547-558
- Braun, J. E., Montgomery, K. W., & Chaturvedi, N. (2001). Evaluating the performance of building thermal mass control strategies. *HVAC&R Research*, 7(4), 403-428
- Brunello, P., De Carli, M., Tonon, M., & Zecchin, R. (2003). Applications of Heating and Cooling Thermal Slabs for Different Buildings and Climates. *ASHRAE Transactions*, 109(2), 637-646
- Carslaw, H. S., & Jaeger, J. C. (1947). *Conduction of Heat in Solids*. Oxford, Royaume-Uni: Clarendon Press.

- Chapuis, S. (2009). *Stockage thermique saisonnier dans un champ de puits géothermiques verticaux en boucle fermée*. M.Sc.A. Thesis, Ecole Polytechnique Montréal, Québec, Canada. Tiré de ProQuest Dissertations and Theses.
- Chaturvedi, N., & Braun, J. E. (2000). *Analytical tools for dynamic building control*. (5031-1). Atlanta, États-Unis: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. Tiré de <http://rp.ashrae.biz/page/rp-985.pdf>
- Cho, S. H., & Zaheer-uddin, M. (2003). Predictive control of intermittently operated radiant floor heating systems. *Energy Conversion and Management*, 44(8), 1333-1342
- Conseil national de recherches Canada. (1999). Conformité des bâtiments par la méthode performance - Méthodes de calcul pour démontrer la conformité au Code modèle national de l'énergie pour les bâtiments à l'aide de la performance du bâtiment dans son ensemble. Conseil national de recherches Canada, CNÉB.
- De Carli, M., & Olesen, B. W. (2002). Field measurements of operative temperatures in buildings heated or cooled by embedded water-based radiant systems. *ASHRAE Transactions*, 108(2), 714-725
- Doebber, I., Moore, M., & Deru, M. (2010). Radiant slab cooling for retail. *ASHRAE Journal*, 52(12), 28-38
- E. H. Price. (2012). *FCHCB/FCHCP Series Performance Data*: Consulté le 13 juillet 2012, tiré de http://www.price-hvac.com/Catalog/Section_F1/Fan_Coils_Horizontal/FCHCB.aspx.
- Fanger, P. O. (1967). Calculation of thermal comfort - Introduction of basic comfort equation. *ASHRAE Transactions*, 73(2), III.4.1
- Fisher, D. (1995). *An experimental investigation of mixed convection heat transfer in a rectangular enclosure*. Ph.D. Thesis, University of Illinois at Urbana-Champaign, Illinois, États-Unis. Tiré de ProQuest Dissertations and Theses.
- Fort, K. (2001). *Type 360: Floor Heating and Hypocaust*. Stuttgart, Allemagne: Transsolar. Tiré de http://www.transsolar.com/_software/download/de/ts_type_360_de.pdf
- Genest, F., & Minea, V. (2006). High-performance retail store with integrated HVAC systems. *ASHRAE Transactions*, 112 (2), 342-348

- Genest, F., Minea, V., Torcellini, P., Huang, J., & Haglid, K. (2006). High-performance retail store with integrated HVAC systems. *2006 Annual Meeting of the American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, ASHRAE, June 24, 2005 - June 28, 2005, Quebec City, QC, Canada.* (Vol. 112 PART 2, pp. 342-348): Amer. Soc. Heating, Ref. Air-Conditioning Eng. Inc.
- German Institute for Standardization. (2007). Energy efficiency of heating and ventilation systems in buildings - Part 10: Heating, domestic hot water supply, ventilation. German Institute for Standardization, DIN V 4701-10.
- Gwerder, M., Lehmann, B., Todtli, J., Dorer, V., & Renggli, F. (2008). Control of thermally-activated building systems (TABS). *Applied Energy*, 85(7), 565-581
- Gwerder, M., Todtli, J., Lehmann, B., Dorer, V., Guntensperger, W., & Renggli, F. (2009). Control of thermally activated building systems (TABS) in intermittent operation with pulse width modulation. *Applied Energy*, 86(9), 1606-1616
- Hellström, G. (1989). *Duct Ground Heat Storage Model, Manual for Computer Code*. Lund, Suède: Department of Mathematical Physics, University of Lund, Sweden.
- Henze, G. P., Florita, A. R., Brandemuehl, M. J., Felsmann, C., & Cheng, H. (2010). Advances in Near-Optimal Control of Passive Building Thermal Storage. *Journal of Solar Energy Engineering*, 132(2), 021009
- Henze, G. P., Krarti, M., & Brandemuehl, M. J. (2003). Guidelines for improved performance of ice storage systems. *Energy and Buildings*, 35(2), 111-127
- Keeney, K. R., & Braun, J. E. (1997). Application of building precooling to reduce peak cooling requirements. *ASHRAE Transactions*, 103(1), 463-469
- Klein, S. A., Beckman, W. A., Mitchell, J. W., Duffie, J. A., Duffie, N. A., Freeman, T. L., et al. (2009). *TRNSYS 17 - A Transient System Simulation Program - Documentation (8 Volumes)*. Madison, États-Unis: Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison.
- Koschenz, M., & Dorer, V. (1999). Interaction of an air system with concrete core conditioning. *Energy and Buildings*, 30(2), 139-145

- Langlois, A. (2011). *Pompes à chaleur géothermiques utilisant des banques thermiques à matériau à changement de phase*. M.Sc.A. Thesis, Ecole Polytechnique Montréal, Québec, Canada. Tiré de ProQuest Dissertations and Theses.
- Langlois, A., Bernier, M. A., Kummert, M., & Lagacé, J. (2010). *Impact de réservoirs de stockage thermique sur les systèmes géothermiques*. Sixth IBPSA Canada Conference, Winnipeg, Canada.
- Laouadi, A. (2004). Development of a radiant heating and cooling model for building energy simulation software. *Building and Environment*, 39(4), 421-431
- Lee, K.-H., & Braun, J. E. (2006). An Experimental Evaluation of Demand Limiting Using Building Thermal Mass in a Small Commercial Building. *ASHRAE Transactions*, 112(1), 559-571
- Lehmann, B., Dorer, V., Gwerder, M., Renggli, F., & Todtli, J. (2011). Thermally activated building systems (TABS): Energy efficiency as a function of control strategy, hydronic circuit topology and (cold) generation system. *Applied Energy*, 88(1), 180-191
- Lehmann, B., Dorer, V., & Koschenz, M. (2007). Application range of thermally activated building systems tabs. *Energy and Buildings*, 39(5), 593-598
- Lévesque, M., Bernier, M., & Genest, F. (2011). *Simulation de dalles rayonnantes couplées à des pompes à chaleur géothermiques*. Xème Colloque Interuniversitaire Franco-Québécois sur la Thermique des Systèmes, Saguenay, Canada.
- Lyons, A., Genest, F., & De Grace, J. (2009). Canada's Green Prototype. *High Performing Buildings*(Spring 2009), 19-27
- McCartney, K. J., & Fergus Nicol, J. (2002). Developing an adaptive control algorithm for Europe. *Energy and Buildings*, 34(6), 623-635
- Meierhans, R. A. (1993). Slab cooling and earth coupling. *ASHRAE Transactions*, 99(2), 511-518
- Meierhans, R. A., & Olesen, B. W. (2002). Art museum in Bregenz - Soft HVAC for a strong architecture. *ASHRAE Transactions*, 108(2), 708-713
- Morris, F. B., Braun, J. E., & Treado, S. J. (1994). Experimental and simulated performance of optimal control of building thermal storage. *ASHRAE Transactions*, 100(1), 402-414

- Ndiaye, D. (2007). *Étude numérique et expérimentale de la performance in régime transitoire de pompes à chaleur eau -air en cyclage*. Ph.D. Thesis, École Polytechnique Montréal, Québec, Canada. Tiré de ProQuest Dissertations and Theses.
- Nicol, J. F., & Humphreys, M. A. (2002). Adaptive thermal comfort and sustainable thermal standards for buildings. *Energy and Buildings*, 34(6), 563-572
- Olesen, B. W. (2002). Radiant floor heating in theory and practice. *ASHRAE Journal*, 44(7), 19-26
- Olesen, B. W., Sommer, K., & Ducthing, B. (2002). Control of slab heating and cooling systems studied by dynamic computer simulations. *ASHRAE Transactions*, 108(2), 698-707
- Organisation internationale de normalisation. (2005). Ergonomie des ambiances thermiques - Détermination analytique et interprétation du confort thermique par le calcul des indices PMV et PPD et par des critères de confort thermique local. Organisation internationale de normalisation, ISO 7730:2005.
- Organisation internationale de normalisation. (2007). Performance thermique des composants de bâtiment - Caractéristiques thermiques dynamiques - Méthodes de calcul. Organisation internationale de normalisation, ISO 13796:2007.
- Philippe, M., Bernier, M. A., & Marchio, D. (2010). Sizing calculation spreadsheet: Vertical Geothermal Borefields. *ASHRAE Journal*, 52(7), 20-28
- Raymond, J., Frenette, M., Léger, A., Magni, É., & Therrien, R. (2010). Modélisation numérique d'échangeurs de chaleur au sol équipés de tuyaux Geoperformx. *La Maîtrise de l'énergie*, 25(2), 9-11. Tiré de <http://www.myvirtualpaper.com/doc/Edition-sur-mesure/maitrisedeenergie-2/2010060901/#12>
- Roth, K., Dieckmann, J., & Brodrick, J. (2009). Using Off-Peak Precooling. *ASHRAE Journal*, 51(3), 80-83
- Ryu, S.-R., Lim, J.-H., Yeo, M.-S., & Kim, K.-W. (2004). A Study on the control methods for radiant floor heating and cooling system in residential building. *ASHRAE Transactions*, 110(2), 106-116

- Sattari, S., & Farhaneh, B. (2006). A parametric study on radiant floor heating system performance. *Renewable Energy*, 31(10), 1617-1626
- Schiavon, S., Kwang Ho, L., Bauman, F., & Webster, T. (2010). Influence of raised floor on zone design cooling load in commercial buildings. *Energy and Buildings*, 42(8), 1182-1191
- Snyder, M. E., & Newell, T. A. (1990). Cooling cost minimization using building mass for thermal storage. *ASHRAE Transactions*, 96(2), 830-838
- TESS. (2010). *TESS Librairies version 17.1.01, User manual*. Madison, États-Unis: Thermal Energy Systems Specialists.
- Tian, Z., & Love, J. A. (2009). Energy performance optimization of radiant slab cooling using building simulation and field measurements. *Energy and Buildings*, 41(3), 320-330
- Trane. (2012). *Water Source Heat Pump - Water-to-Water Model WPWD Performance Data*: Consulté le 3 mai 2011, tiré de <http://www.trane.com/download/equipmentpdfs/wshp-ds-6-part2.pdf>.
- Watson, R. D., & Chapman, K. S. (2002). *Radiant Heating and Cooling Handbook*. New-York, États-Unis: McGraw-Hill.
- Weber, T., & Jóhannesson, G. (2005). An optimized RC-network for thermally activated building components. *Building and Environment*, 40(1), 1-14
- Xu, X., Wang, S., Wang, J., & Xiao, F. (2010). Active pipe-embedded structures in buildings for utilizing low-grade energy sources: A review. *Energy and Buildings*, 42(10), 1567-1581
- Zhou, G., Krarti, M., & Henze, G. P. (2005). Parametric analysis of active and passive building thermal storage utilization. *Journal of Solar Energy Engineering*, 127(1), 37-46

ANNEXE 1 – Données de performance de la pompe à chaleur

WPWD 024¹ pour utilisation avec le TYPE 1221

Débit charge norm. (-)			0,54		1,00		1,27	
Température d'entrée charge (°C)	Température d'entrée source (°C)	Débit Source norm. (-)	Capacité norm. (-)	Puissance norm. (-)	Capacité norm. (-)	Puissance norm. (-)	Capacité norm. (-)	Puissance norm. (-)
15,56	-1,11	0,54	0,820	0,731	0,820	0,667	0,820	0,647
		1,00	0,901	0,737	0,901	0,673	0,901	0,654
		1,27	0,912	0,744	0,912	0,680	0,912	0,654
	4,44	0,54	0,886	0,756	0,886	0,686	0,886	0,667
		1,00	0,971	0,756	0,971	0,692	0,971	0,673
		1,27	0,985	0,763	0,985	0,699	0,985	0,680
	10,00	0,54	0,956	0,769	0,956	0,705	0,956	0,686
		1,00	1,048	0,776	1,048	0,705	1,048	0,686
		1,27	1,063	0,782	1,063	0,712	1,063	0,692
	15,56	0,54	1,033	0,789	1,033	0,718	1,033	0,699
		1,00	1,132	0,789	1,132	0,724	1,132	0,699
		1,27	1,147	0,795	1,147	0,731	1,147	0,705
	21,11	0,54	1,118	0,801	1,118	0,731	1,118	0,705
		1,00	1,224	0,801	1,224	0,731	1,224	0,712
		1,27	1,239	0,808	1,239	0,737	1,239	0,718
	26,67	0,54	1,206	0,808	1,206	0,737	1,206	0,718
		1,00	1,320	0,814	1,320	0,744	1,320	0,724
		1,27	1,338	0,821	1,338	0,750	1,338	0,731
26,67	-1,11	0,54	0,783	1,032	0,783	0,942	0,783	0,917
		1,00	0,857	1,039	0,857	0,949	0,857	0,923
		1,27	0,871	1,051	0,871	0,955	0,871	0,930
	4,44	0,54	0,846	1,064	0,846	0,974	0,846	0,942
		1,00	0,927	1,071	0,927	0,981	0,927	0,949
		1,27	0,941	1,083	0,941	0,987	0,941	0,955
	10,00	0,54	0,912	1,090	0,912	0,994	0,912	0,968
		1,00	1,000	1,096	1,000 ¹	1,000 ¹	1,000	0,974
		1,27	1,015	1,109	1,015	1,013	1,015	0,981
	15,56	0,54	0,985	1,109	0,985	1,013	0,985	0,987
		1,00	1,081	1,115	1,081	1,019	1,081	0,987
		1,27	1,096	1,128	1,096	1,032	1,096	1,000
	21,11	0,54	1,066	1,128	1,066	1,032	1,066	1,000
		1,00	1,165	1,135	1,165	1,039	1,165	1,006
		1,27	1,184	1,147	1,184	1,045	1,184	1,013
	26,67	0,54	1,151	1,147	1,151	1,045	1,151	1,013
		1,00	1,261	1,154	1,261	1,051	1,261	1,019
		1,27	1,279	1,160	1,279	1,064	1,279	1,032

Débit charge norm. (-)			0,54		1,00		1,27	
Température d'entrée charge (°C)	Température d'entrée source (°C)	Débit Source norm. (-)	Capacité norm. (-)	Puissance norm. (-)	Capacité norm. (-)	Puissance norm. (-)	Capacité norm. (-)	Puissance norm. (-)
37,78	-1,11	0,54	0,757	1,353	0,757	1,237	0,757	1,199
		1,00	0,827	1,359	0,827	1,244	0,827	1,205
		1,27	0,838	1,372	0,838	1,256	0,838	1,218
	4,44	0,54	0,816	1,397	0,816	1,276	0,816	1,237
		1,00	0,893	1,404	0,893	1,282	0,893	1,244
		1,27	0,908	1,417	0,908	1,289	0,908	1,256
	10,00	0,54	0,882	1,430	0,882	1,301	0,882	1,263
		1,00	0,967	1,436	0,967	1,308	0,967	1,269
		1,27	0,978	1,449	0,978	1,321	0,978	1,282
	15,56	0,54	0,952	1,455	0,952	1,327	0,952	1,289
		1,00	1,044	1,462	1,044	1,333	1,044	1,295
		1,27	1,059	1,474	1,059	1,346	1,059	1,308
	21,11	0,54	1,029	1,481	1,029	1,353	1,029	1,308
		1,00	1,125	1,487	1,125	1,359	1,125	1,314
		1,27	1,143	1,500	1,143	1,372	1,143	1,327
	26,67	0,54	1,110	1,500	1,110	1,372	1,110	1,327
		1,00	1,217	1,506	1,217	1,378	1,217	1,333
		1,27	1,232	1,519	1,232	1,391	1,232	1,346
48,89	-1,11	0,54	0,732	1,686	0,732	1,539	0,732	1,494
		1,00	0,802	1,692	0,802	1,545	0,802	1,500
		1,27	0,816	1,712	0,816	1,564	0,816	1,513
	4,44	0,54	0,794	1,737	0,794	1,583	0,794	1,539
		1,00	0,868	1,744	0,868	1,596	0,868	1,545
		1,27	0,879	1,763	0,879	1,609	0,879	1,564
	10,00	0,54	0,857	1,776	0,857	1,622	0,857	1,577
		1,00	0,938	1,789	0,938	1,635	0,938	1,583
		1,27	0,952	1,801	0,952	1,647	0,952	1,596
	15,56	0,54	0,923	1,814	0,923	1,654	0,923	1,609
		1,00	1,011	1,821	1,011	1,667	1,011	1,615
		1,27	1,026	1,840	1,026	1,680	1,026	1,628
	21,11	0,54	0,996	1,840	0,996	1,680	0,996	1,635
		1,00	1,092	1,853	1,092	1,692	1,092	1,641
		1,27	1,110	1,865	1,110	1,705	1,110	1,654
	26,67	0,54	1,077	1,865	1,077	1,705	1,077	1,654
		1,00	1,180	1,878	1,180	1,712	1,180	1,667
		1,27	1,195	1,897	1,195	1,731	1,195	1,680

¹ Il est à noter que pour le 1^{er} et le 2^e étage respectivement, les capacités nominales sont de 7,43 kW et 5,23 kW et les puissances électriques de 2,10 kW et 1,47 kW aux conditions nominales de températures de 26,7 °C et 10,0 °C et de débits de 0,44 L·s⁻¹

ANNEXE 2 – Composition des parois du bâtiment modélisé au Chapitre 5

Paroi	Épaisseur (mm)	Conductivité thermique (W·m ⁻¹ ·°C ⁻¹)	Capacité thermique (kJ·kg ⁻¹ ·°C ⁻¹)	Masse volumique (kg ⁻¹ ·m ⁻³)	Résistance thermique (m ² ·°C·W ⁻¹)
Mur extérieur					
Brique	100	0,89	1,00	1800	–
Polyuréthane	75	0,02	2,09	40	–
Laine minérale	75	0,04	0,90	80	–
Gypse	19	0,21	1,00	1200	–
Mur intérieur					
Gypse	19	0,21	1,00	1200	–
Isolation	50	0,04	0,80	40	–
Gypse	19	0,21	1,00	1200	–
Plafond					
Béton	200	2,10	0,80	2400	–
Isolation	–	–	–	–	1,76
Espace d'air	–	–	–	–	0,17
Gypse	19	0,21	1,00	1200	–
Dalle					
Béton	200	2,10	0,80	2400	–
Isolation	–	–	–	–	1,76
Ameublement					
Bois	25	0,14	1,30	800	–

ANNEXE 3 – Données de performance du ventilo-convector

FCHCB-06 d'E.H. Price

Capacité de climatisation du ventilo-convector en kW

Température de l'air (°C)	Température d'alimentation du fluide (°C)					
	21,11	37,78	43,33	48,89	54,44	60,00
10,00	2,71	6,67	7,99	9,32	10,66	11,99
11,11	2,39	6,39	7,73	9,06	10,39	11,73
12,22	2,13	6,13	7,46	8,80	10,13	11,46
13,33	1,86	5,86	7,20	8,53	9,87	11,20
14,44	1,60	5,60	6,93	8,27	9,60	10,92
15,56	1,33	5,34	6,67	7,99	9,32	10,66
16,67	1,06	5,06	6,39	7,73	9,06	10,39
17,78	0,79	4,79	6,13	7,46	8,80	10,13
18,89	0,53	4,53	5,86	7,20	8,53	9,87
20,00	0,26	4,27	5,60	6,93	8,27	9,60
21,11	0,00	4,00	5,34	6,67	7,99	9,32
22,22	-0,22	3,74	5,06	6,39	7,73	9,06
23,33	-0,54	3,46	4,79	6,13	7,46	8,80
24,44	-0,81	3,20	4,53	5,86	7,20	8,53
25,56	-1,07	2,93	4,27	5,60	6,93	8,27
26,67	-1,33	2,67	4,00	5,34	6,67	7,99