

TABLE DES MATIÈRES

	Page
INTRODUCTION	23
CHAPITRE 1 REVUE DE LA LITTÉRATURE	25
1.1 Histoire de l'utilisation de la glace comme stockage thermique	25
1.2 Travaux précédents et récents en stockage du froid, visant l'efficacité énergétique.	28
1.2.1 Travaux au Canada	29
1.2.2 Travaux en Chine	31
1.2.3 Travaux en Europe	32
1.3 Modèles de simulation des milieux diphasiques	37
1.4 L'intérêt technologique du projet.	39
CHAPITRE 2 MODÉLISATION D'UN BÂTIMENT TYPIQUE	41
2.1 Présentation du bâtiment	41
2.1.1 Hypothèses de travail	41
2.1.2 Conception du Zonage	42
2.1.3 Description architecturale	43
2.2 ENTRÉES DE DONNÉES DANS EE4	44
2.2.1 Enveloppe du Bâtiment	44
2.2.2 Système Central	45
2.2.3 Système CVCA	45
2.2.4 Éclairage	47
2.3 Résultats de la simulation EE4	48
CHAPITRE 3 SOLUTIONS DU PROBLÈME DE LA FRONTIÈRE	
EAU-GLACE EN MOUVEMENT	49
3.1 La fonte et la formation de la glace dans le réservoir	49
3.2 Modèle théorique de la solution de mouvement de la frontière	50
3.3 Solution analytique 1D	53
3.4 Solution numérique par la méthode d'enthalpie	57
3.4.1 Cas unidimensionnel (1D)	57
3.4.1.1 Présentation par différence finie explicite	58
3.4.1.2 Présentation par différence finie implicite	60
3.4.2 Cas bidimensionnel (2D)	61
3.5 Similitude des solutions avec les méthodes choisies	67
3.5.1 Cas unidimensionnel	67
3.5.2 Cas bidimensionnel	71
CHAPITRE 4 SCÉNARIOS RÉELS DE RÉCUPÉRATION D'ÉNERGIE	77
4.1 Introduction et généralités dans la conception	77
4.2 Scénario 1: Système à air pulsé dans le réservoir	80
4.3 Scénario 2 : Système à glycol à travers le réservoir	86

CHAPITRE 5 RESULTATS DES SIMULATIONS.....	89
5.1 Programmation et simulation des scenarios	89
5.1.1 Scénario 1 : Système à air pulsé pour une année	93
5.1.2 Scénario 2 : Système à glycol traversant un tuyau pendant une année	98
5.2 Modélisation des deux scénarios pendant trois années	104
5.3 Variation des principales variables des simulations.....	110
5.3.1 Variation de la surface disponible pour la construction du réservoir.....	110
5.3.2 Variation de la durée de la période de fonte de la glace pour le scénario 1	114
5.3.3 Variation du débit de glycol pour le scénario 2	116
5.4 Analyse des méthodes et des résultats.....	118
5.5 Étude de rentabilité et effet sur la réduction de GES	122
CONCLUSION.....	129
RECOMMANDATIONS	133
ANNEXE I ZONAGE CONCUS POUR LA SIMULATION DU BATÎMENT EN EE4.....	135
ANNEXE II PARAMÈTRES DE SIMULATION EE4 DANS LE ZONAGE CONCU	139
ANNEXE III GRAPHIQUES DES SOLUTIONS ANALYTIQUE ET NUMERIQUES POUR LE CAS 1D	141
ANNEXE IV GRAPHIQUES DES SOLUTIONS NUMERIQUES POUR LE CAS 2D	147
ANNEXE V COÛT DU kWh DE L'ANNÉE 2011 POUR LES PAYS PARTICIPANT D'IEA	149
ANNEXE VI TABLEAU DE DONNÉES POUR LE CALCUL DE LA PÉRIODE DE RETOUR DE L'INVESTISSEMENT (PRI)	151
LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....	153

LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau 1.1 Température moyenne mensuelle et précipitations pendant la saison de refroidissement entre 2000 et 2004 pour le réservoir de neige.....	36
Tableau 2.1 Capacité des serpentins dans les unités de traitement de l'air	46
Tableau 3.1 Données d'entrée de la simulation pour la fonte de glace 1D	68
Tableau 3.2 Données d'entrée de la simulation pour la formation de glace 1D.....	70
Tableau 3.3 Données d'entrée de la simulation pour la fonte de glace 2D	72
Tableau 3.4 Données d'entrée de la simulation pour la formation de glace 2D.....	73
Tableau 5.1 Correspondance des dates importantes dans les simulations avec leur numéro d'heure pendant l'année	90
Tableau 5.2 Principales données d'entrée pour les simulations des cas du scénario 1.....	91
Tableau 5.3 Principaux données d'entrée pour les simulations des cas du scénario 2	91
Tableau 5.4 Énergie de refroidissement couverte par le stockage saisonnier de glace	119
Tableau 5.5 Énergie de refroidissement couverte par le stockage saisonnier de glace	119
Tableau 5.6 Puissance des systèmes de refroidissement d'appoint	123
Tableau 5.7 Coût supplémentaire des systèmes par rapport au coût du système standard	124
Tableau 5.8 COP global des systèmes conçus pour les simulation	124
Tableau 5.9 Données de consommation d'énergie pour le calcul des économies	125
Tableau 5.10 COP global des systèmes avec formation couche par couche	126
Tableau 5.11 Economies d'énergie avec formation de glace couche par couche.....	126
Tableau 5.12 PRI pour les scénarios 1 et 2 selon le Cout du kWh au lieu choisi.....	127

LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 1.1 'yakhchal' ou maison de glace de l'ancien Iran (400 A.C)	26
Figure 1.2 Nombre de projets de stockage journalier du froid venant de la glace ou de l'eau developpés en Chine.	29
Figure 1.3 Schéma du système de stockage de neige à Sundsvall.....	33
Figure 2.1 Dessin de la future construction des résidences phase IV à l'ETS.....	43
Figure 2.2 Température humide extérieure à Montréal	47
Figure 2.3 Charge résidences phase IV en mode refroidissement	48
Figure 3.1 Schéma de la solidification pour un problème de phase double	51
Figure 3.2 Schéma de la liquéfaction pour un problème de phase double	52
Figure 3.3 Schéma de la solidification de l'eau avec variation de la densité	55
Figure 3.4 Schéma des nœuds et des volumes de contrôle pour un plan unidimensionnel	59
Figure 3.5 Schéma du domaine et du maillage	61
Figure 3.6 Schéma du voisinage d'un nœud et du volume de contrôle	62
Figure 3.7 Élément triangulaire du voisinage évalué.....	63
Figure 3.8 Diagramme de flux du processus par différence finie implicite.....	66
Figure 3.9 Changement de température à 20 cm de la surface, 10 jours, $T_{\infty} = 25^{\circ}\text{C}$ (Fonte).....	69
Figure 3.10 Mouvement de la frontière eau-glace, 10 jours, $T_{\infty} = 25^{\circ}\text{C}$ (Fonte)	69
Figure 3.11 Changement de température à 20 cm de la surface, 15 jours, $T_{\infty} = -10^{\circ}\text{C}$ (Formation)	70
Figure 3.12 Mouvement de la frontière eau-glace, 15 jours, $T_{\infty} = -10^{\circ}\text{C}$ (Formation)	71
Figure 3.13 Solution explicite de la fonte de glace après 10 jours	72
Figure 3.14 Solution implicite de la fonte de glace après 10 jours.....	73
Figure 3.15 Solution explicite de la formation de glace après 10 jours.....	74

Figure 3.16	Solution implicite de la formation de glace après 10 jours	74
Figure 4.1	Schéma de la distribution nodal du maillage du scénario 1	78
Figure 4.2	Maillage autour du tuyau pour le scénario 2	79
Figure 4.3	Dimensions du trajet de l'air calculées pour le scénario 1	83
Figure 4.4	Dessin schématique d'une conception possible du réservoir pour le scénario 1	84
Figure 4.5	Schéma des éléments liés au changement de la température de surface T_s	85
Figure 4.6	Dessin schématique d'une conception possible du réservoir pour le scénario 2	87
Figure 5.1	Éléments inclus dans la simulation du scénario 1 à TRNSYS	92
Figure 5.2	Éléments inclus dans la simulation du scénario 2 dans TRNSYS.....	92
Figure 5.3	Températures et mouvement de frontière dans la simulation du scénario 1	96
Figure 5.4	Charge échangée, vitesse et débit de l'air sur la surface de l'eau-glace dans le réservoir pour la simulation du scénario 1	97
Figure 5.5	Charge échangée, température extérieure et de surface du tuyau dans le réservoir pour la simulation du scénario 2 (une année)	100
Figure 5.6	Température du glycol pour la simulation du scénario 2 (une année)	101
Figure 5.7	Température et débit de l'air dans le serpentin de refroidissement et débit du glycol pour la simulation du scénario 2 (une année)	102
Figure 5.8	Température et mouvement de frontière pendant la période de fonte du scénario 2 (une année).....	103
Figure 5.9	Température et mouvement de frontière pendant la période de formation du scénario 2 (une année).....	104
Figure 5.10	Températures et mouvement de frontière du scénario 1 pendant 3 années.....	105
Figure 5.11	Charge échangée, vitesse et débit de l'air sur le réservoir du scénario 1 par 3 années.....	106
Figure 5.12	Charge échangée, température extérieure et de surface du tuyau dans le réservoir du scénario 2 (trois années).....	107
Figure 5.13	Température de l'air et débits du glycol et de l'air	108

Figure 5.14	Température des nœuds de la section évaluée au scénario 2 au début de chaque période de fonte de la glace pour trois années consécutives.....	109
Figure 5.15	Températures et mouvement de frontière du scénario 1 avec un quart de la surface	111
Figure 5.16	Charges échangées et vitesse de l'air du scénario 1 avec un quart de la surface.....	112
Figure 5.17	Charge échangée, température extérieure et de surface du tuyau dans le réservoir pour la simulation du scénario 2 avec un quart de la surface du terrain.....	113
Figure 5.18	Températures et mouvement de frontière du scénario 1 avec période de fonte modifiée	114
Figure 5.19	Mouvement de frontière du scénario 1 avec période de fonte modifiée pendant trois années.....	115
Figure 5.20	Température et débit du glycol à l'entrée et à la sortie du serpentin de refroidissement, 2.5 kg/s.....	116
Figure 5.21	Température et débit du glycol à l'entrée et à la sortie du serpentin de refroidissement, 5 kg/s.....	117
Figure 5.22	Température et débit du glycol à l'entrée et à la sortie du serpentin de refroidissement, 10 kg/s.....	118
Figure 5.23	Projection du PRI simple selon le coût de l'énergie demandée	128

LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

CMNÉB	Code modèle national de l'énergie pour les bâtiments
CVCA	Chauffage, ventilation et conditionnement de l'air
DOE	Departement of energy
COP	Coefficient of performance
RNCAN	Ressources naturelles Canada
EIA	Energy Information Administration
PWC	Public Works of Canada
PRI	Période de retour de l'investissement
GES	Gaz à effet serre

LISTE DES SYMBOLES

Ac	Surface de la section transversale [m^2]
As	Surface du terrain disponible pour le réservoir [m^2]
c_p	Capacité thermique spécifique [J/Kg K]
dx	Distance entre nœuds [m]
D_h	Diamètre équivalent [m]
gl	Glycol
G	Distance entre surface de l'eau et plafond du réservoir [m]
h	Coefficient de transfert de chaleur par convection
H	Enthalpie [kJ/kg]
L	Chaleur latente de fusion de la glace [J/Kg]
Ln	Longueur du réservoir [m]
Nu	Numéro de Nusselt
nd	Numéro de nœuds
q	Charge échangée [kW]
S	Mouvement de la frontière eau-glace
Re	Nombre de Reynolds
R	Résistance thermique
T _{inf}	Température de la glace dans le réservoir au début de simulation [°C]
T _s	Température de la surface de l'eau-glace ou du tuyau [°C]
T _∞	Température de l'air traversant le réservoir [°C]
T _i	Température à l'entrée du réservoir [°C]
T _o	Température à la sortie du réservoir [°C]
T _m	Température de fusion de la glace [°C]
W	Largeur de la section évaluée du réservoir [m]
ρ	Densité [kg/m^3]
μ	Viscosité dynamique [kg/m s]
Θ	Facteur de relaxation

INTRODUCTION

Le stockage de glace pendant l'hiver afin d'être utilisée comme source de froid pour la climatisation durant l'été, pourrait être une source importante d'économie d'énergie. Le volume de glace nécessaire et la gestion adéquate de la ressource sont cependant des facteurs importants pour la faisabilité de ces systèmes. Le but de ce projet est donc d'étudier la faisabilité de ce genre de systèmes pour une application réelle, de sorte que cette initiative devienne une option véritable et écologiquement viable dans l'avenir de la construction.

On peut dire que la récente prise de conscience des dommages causés à notre planète par l'usage irrationnel des combustibles fossiles a suscité toutes sortes d'initiatives visant à trouver des moyens plus écologiques de produire de l'énergie et à rendre plus efficaces les technologies qui existent déjà. Pendant le dernier demi-siècle, la mission des progrès technologiques dans l'humanité a été modifiée et une partie croissante du monde a commencé à voir les différents avantages des avancements technologiques non seulement en fonction de la commodité à court terme pour la race humaine, mais aussi comme un élément essentiel pour la conservation de la planète et la correction des erreurs commises dans le passé, et cela, pour l'avenir des générations qui nous suivront. C'est précisément sur ce futur utopique que repose le désir de l'auteur de contribuer à la recherche dans le domaine des énergies renouvelables et de l'efficacité énergétique.

Ce mémoire comporte cinq chapitres. Dans le premier chapitre, on présente la revue de la littérature où on trouve les applications et les études antérieures pertinentes. Au deuxième chapitre, on met en contexte la modélisation du système de climatisation d'un bâtiment institutionnel afin de trouver sa demande de climatisation. Au troisième chapitre, on explique les différentes solutions appliquées au problème de la frontière eau-glace en mouvement pendant la formation et la fonte de la glace. Au chapitre quatre, les deux scénarios à modéliser sont expliqués dans un possible contexte réel et, finalement, au chapitre cinq, on présente les résultats obtenus à partir des différentes simulations menées. Ces cinq chapitres sont suivis d'une conclusion et des recommandations.

CHAPITRE 1

REVUE DE LA LITTÉRATURE

1.1 Histoire de l'utilisation de la glace comme stockage thermique.

Les systèmes de stockage d'énergie commercial en usage en 2012 peuvent être classés comme des systèmes mécaniques, électriques, chimiques, biologiques, nucléaires ou thermiques. Dans ce mémoire, ainsi que dans son examen de la littérature, on prête plus d'attention au type de stockage d'énergie thermique en raison de sa relation directe avec les problèmes de recherche qu'y sont liés.

La capacité d'invention et d'adaptation de l'espèce humaine en termes d' « amélioration » de la qualité de vie à la recherche de confort l'a amenée à développer un certain nombre d'activités, des comportements et d'inventions ingénieuses du point de vue technologique. Parmi ces dernières, il y a l'utilisation de l'énergie thermique et son stockage sous de nombreuses formes afin d'obtenir une plus grande durée de la même.

Le stockage d'énergie thermique a été utilisé pendant plusieurs siècles par de nombreuses civilisations antiques. Cependant, la récolte de la glace est peut-être la forme la plus ancienne et la plus répandue de l'utilisation de la glace ou de la neige comme méthode de stockage de l'énergie. Cette pratique consistait à stocker de la glace ou de la neige pour conserver les aliments. Les premiers réfrigérateurs ont été des trous creusés dans le sol, bordés de bois ou de paille, puis remplis avec de la neige ou la glace: c'était le seul moyen de réfrigération (Nagengast, 1998). De même, la glace a été utilisée pour différentes activités comme le refroidissement des boissons et la climatisation, ce qui était un luxe réservé aux classes supérieures des sociétés appartenant à des cultures telles que celle des Chinois, des Hébreux, des Grecs, des Romains et des Perses.

En Iran, des structures anciennes appelées 'yakhchal' ou maison de glace (voir figure 1.1) datant de l'année 400 AC, ont été découvertes à l'époque de l'Empire perse. Ces constructions permettaient de stocker de la glace pendant l'été dans des zones désertiques. Les matériaux utilisés incluaient de l'argile, du sable, du blanc d'œuf, des poils de chèvre, de la cendre et de la chaux dans des proportions spécifiques qui rendait les parois plus résistantes au transfert de chaleur. L'espace souterrain ainsi doublé avec ces matériaux résistants à la chaleur était isolé pendant toutes les saisons de l'année.

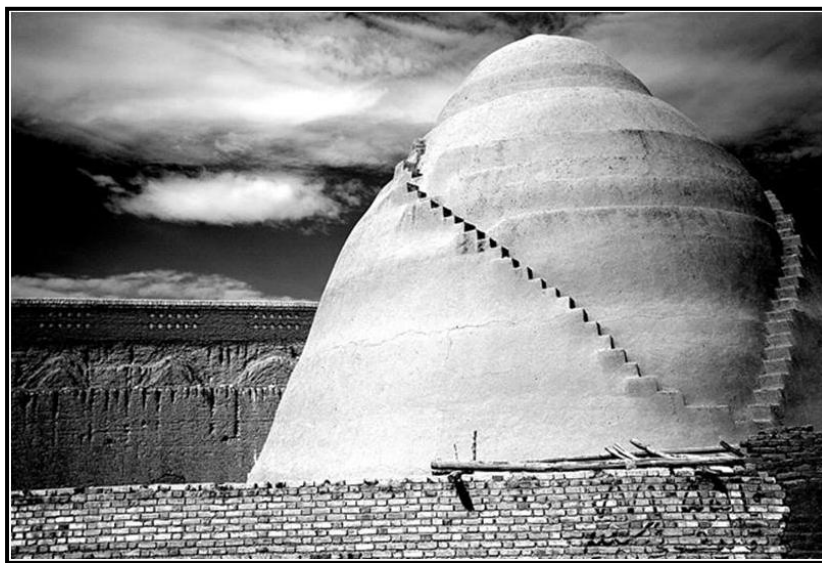


Figure 1.1 'yakhchal' ou maison de glace de l'ancien Iran (400 A.C)
Tiré de : http://www.albert-videt.eu/photographie/carnet-de-route/iran_10-2006/meybod_00.php

Il existe également différents témoignages dans des écrits anciens sur l'utilisation du stockage de glace. Il est connu que certains empereurs romains, comme Varius Avitus, ordonnaient d'accumuler de la glace près de leurs maisons afin que les vents soufflant sur les environs puissent les refroidir (Nagengast, 1998). De même, dans l'un des anciens livres de la Bible, il est mentionné que la neige a été déplacée à Tyr, à Sidon et à Damas, comme un luxe, puisque les travailleurs étouffant dans la moisson chaude des champs l'utilisaient pour refroidir de l'eau qu'ils buvaient (Prov. 25:13; Jer. 18:14). Toutefois, contrairement aux traces laissées par l'utilisation du feu pour se réchauffer, la glace ne laisse pas une empreinte archéologique

claire. Donc, on n'a pas trouvé de preuves de progrès possibles dans le domaine du refroidissement avant le dix-neuvième siècle.

À la fin du dix-neuvième siècle, l'utilisation de la glace s'était propagée aux États-Unis pour refroidir des lieux de réunions ou de divertissement tels que les théâtres et les écoles, comme The Madison Square Theater de New York (1880), The Carnegie Music Hall (1889) et The Broadway Theater (1890). Ces systèmes de refroidissement primaires exigeaient entre 3 et 20 tonnes de glace par jour pour répondre aux besoins de refroidissement des bâtiments. Bien sûr, la technologie nécessaire pour stocker cette glace à l'échelle saisonnière n'était pas encore disponible, mais cette utilisation a ouvert la porte à la recherche de technologies qui le permettraient (Nagengast, 1998).

Pendant la deuxième moitié du XIX siècle et le début du 20e siècle, il existait déjà des réfrigérateurs qui rafraichissaient les aliments avec des blocs de glace qui étaient régulièrement distribués. Ce type de refroidisseurs a été remplacé dans les années 1930. Le progrès de la technologie a permis la fabrication de compresseurs par des entreprises telles que General Electric Co et autres constructeurs européens.

Au début du XXI siècle, le boom du marché des énergies renouvelables ne peut pas réussir sans le stockage d'énergie. La crise énergétique, dans la septième décennie du XXe siècle, a ouvert les yeux de la population mondiale sur la nécessité de rechercher des technologies qui réduisent la dépendance énergétique totale et irrationnelle de l'espèce humaine au pétrole. Le stockage de cette nouvelle énergie propre produite est aussi important sinon plus que l'efficacité des nouvelles méthodes développées. Cela ouvre la porte au développement de toutes les méthodes de stockage d'énergie, dont, le stockage saisonnier de la glace pendant la saison froide pour être utilisée en été comme source et appui aux autres systèmes de climatisation des bâtiments.

1.2 Travaux précédents et récents en stockage du froid, visant l'efficacité énergétique.

Il est connu que le stockage de la glace et de la neige a eu une connotation historique très importante pendant les premières années de la réfrigération autour de la septième siècle ap. JC. Les Chinois, les Grecs et les Romains ont adopté l'utilisation de la glace et de la neige stockées dans des fosses souterraines pour refroidir le vin et quelques autres aliments. Même pendant le XVIII^e siècle et les premières années du XIX^e, la glace des lacs et des étangs en hiver était coupée et stockée dans le sol pour une utilisation ultérieure en été. Après le boom dans la fabrication de réfrigérateurs électriques au début du 20^e siècle, les tentatives de stockage de la glace et de la neige ont été mises de côté jusqu'à la crise énergétique des années 1970. Cela a heureusement stimulé les efforts visant à améliorer l'efficacité énergétique des bâtiments et des espaces commerciaux et industriels (Nagengast, 1998).

C'est de cette façon qu'aujourd'hui, de nombreux pays industrialisés développent des projets de stockage saisonnier de glace et de neige. Ces projets sont orientés vers la consolidation de ces réserves comme sources d'énergie renouvelable pour répondre à la demande de charge de climatisation pendant les mois d'été. Pendant les derniers 30 ans, des pays comme le Canada, la Chine, Japon et certains de l'Europe, comme la Suède, ont développé des travaux très intéressants dans le champ du stockage du froid, dont certains d'entre eux sont nommés brièvement ci-dessous.

Sur le plan du stockage journalier de la glace ou de l'eau pour la climatisation, il y a de plus en plus des projets en cours. Cette méthode consiste en la fabrication de glace pendant les heures de basse consommation pour fournir la charge de climatisation pendant les heures de pointe, ce qui est peut-être la méthode la plus développée en ce moment à cause des hausses dans les tarifs de l'énergie électrique et de l'établissement des grandes différences de coût entre les heures de pointe et celles de basse consommation d'énergie dans les principales villes du monde. On trouve des exemples en Chine où on a effectué plus de 450 projets (voir figure 1.2) de ce type, entre 1994 et 2006 (Zhao Qingzhu, 2007).

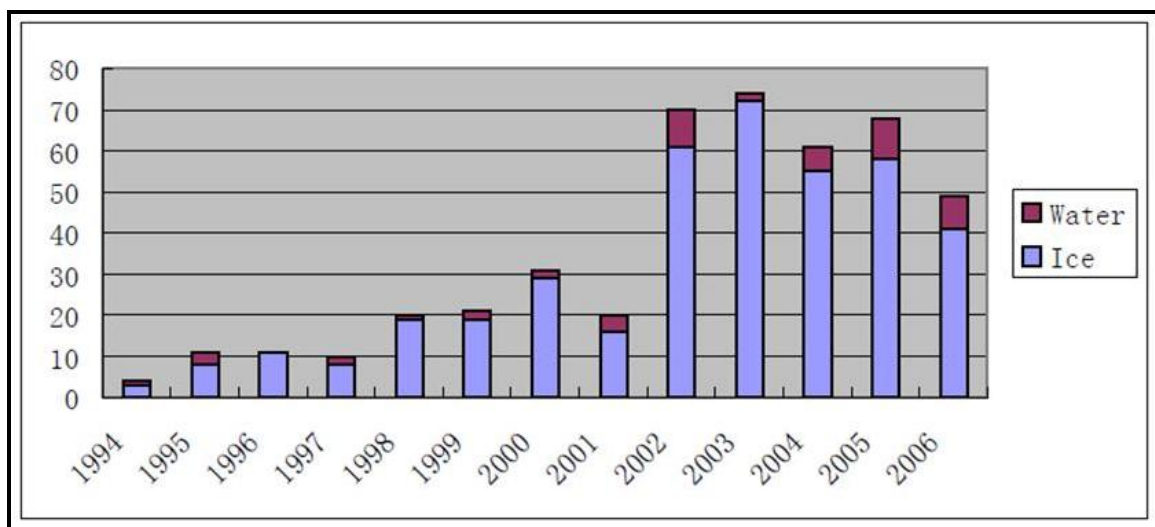


Figure 1.2 Nombre de projets de stockage journalier du froid venant de la glace ou de l'eau développés en Chine.

Tirée de « Application of ice-storage in China » par Zhao Qingzhu

À propos de cette technologie de stockage journalier du froid, on peut constater que le domaine d'application de ce type de projets est de plus en plus répandu et leur nombre augmente rapidement.

1.2.1 Travaux au Canada

Au Canada, depuis 1975, Public Works of Canada (PWC) a commencé l'évaluation de l'utilisation de la glace et de la neige pour le refroidissement des bâtiments. Le projet appelé « *snowbowl* » a été développé à Ottawa, en 1975, et a consisté initialement à profiter d'une carrière abandonnée pour stocker de la neige et l'utiliser pendant l'été pour refroidir le bâtiment adjacent appelé *Sir Charles Tupper*. Après cette expérience, PWC a commencé l'utilisation de la glace formée artificiellement au lieu de la neige pour trois raisons principales:

1. Le volume de glace requis pour quelque charge de refroidissement donnée est près de la moitié de celui qui serait requis pour le stockage de neige.



2. Le stockage de glace ne sera pas contaminé ni par la saleté ni par la poussière puisque, la neige est obtenue dans les rues de la ville.
3. Avec la production de glace, il est possible de développer un processus complètement automatisé.

Après « *snowbowl* », pendant l'hiver de 1979 et 1980, une structure en bois a été construite dans le cadre du projet appelé «La glacière» (*The Ice-Box*). Il s'agit de stockage de glace saisonnier. La glace y a été formée à partir de couches minces de l'eau exposée à l'air froid de l'hiver, une après l'autre, pour ainsi atteindre son point de congélation jusqu'à la formation d'un bloc de glace.

Le projet avait comme objectifs principaux de déterminer le rapport entre la quantité de production de glace et les conditions météorologiques, d'évaluer les dommages potentiels du conteneur en bois (à cause des changements de l'eau en glace et vice-versa) et de développer la formation automatisée de la glace. À la fin, ce dernier objectif n'a pas été atteint puisqu'il y avait encore nécessité d'intervention manuelle pendant la formation des couches d'eau, mais «la réponse de la glace à différentes charges de refroidissement a été une réussite totale » (Morofsky, 1982).

Le Québec a aussi contribué à la recherche dans le domaine. Pendant l'hiver de 1981 à 1982, le Centre de Recherche Industrielle du Québec (CRIQ) a lancé le projet «fabrikaglace», lequel comptait sur une conception entièrement automatisée de la production de couches de glace (une sur l'autre) en faisant circuler de l'air froid sur une surface en fonction de la température extérieure (moins de -10 C). Chaque couche de glace formée avait entre 1 et 3 mm. On a conclu que la formation de blocs de plus de 12 m de hauteur était possible dans quelques villes au Québec pendant l'hiver (Buies, 1985).

Après plusieurs saisons de fonctionnement, le coefficient de performance du système (COP) a été estimé entre 90 et 100 (Abdelnour et al, 1994; Morofsky, 1982), ce qui a permis aux

chercheurs de vérifier la compétitivité du système par rapport aux systèmes conventionnels de refroidissement et aux autres conceptions à partir d'énergie renouvelable. Cependant, il y avait, en 1980 et encore maintenant, des défis liés au coût original de construction et du terrain.

1.2.2 Travaux en Chine

Pendant les mois de novembre et décembre 2004 et le reste de l'hiver de l'année 2005, Z.J. Li a participé à la conception et à l'étude expérimentale d'un système de stockage saisonnier d'énergie « froide » à l'école de génie civil et environnemental d'Harbin en Chine (Li, 2009). Dans ce projet, le système de stockage comprenait deux puits géothermiques expérimentaux de tubes en U, de 53 m de longueur, et un forage de 20 m de profondeur. Ces puits géothermiques ont été utilisés pour déplacer de l'éthylène glycol à température ambiante vers le sol pendant l'hiver pour mesurer la capacité de stockage du froid (CSC) et l'efficacité énergétique du système (EER) en tenant compte de facteurs comme les températures d'entrée et de sortie du fluide, le flux massique et la consommation d'énergie de la pompe et du ventilateur:

$$Q = \sum_{i=1}^n Q_i = \sum_{i=1}^n \rho V C_p (T_o - T_i) dt = \sum_{i=1}^n \dot{m} C_p \Delta T dt \quad (0.1)$$

Où dt a été choisi comme 1 h.

$$EER = \frac{Q}{W} = \frac{Q}{W_{pompe} + W_{ventilateur}} \quad (0.2)$$

L'expérience a duré 108 jours à partir du 16 novembre 2004. Les chercheurs ont mesuré un stockage de froid équivalent à 16025 MJ = 4451 kWh, et une efficacité énergétique EER = 13.

Cette étude a contribué encore une fois à confirmer que l'énergie naturelle du froid stocké saisonnièrement pour un usage postérieur est un « nouveau concept pour l'utilisation de l'énergie » (Z.J. Li, 2006). De plus, il a été démontré que « le concept d'utilisation du sol pour stocker saisonnièrement l'énergie froide de l'air pendant l'hiver est faisable » (Z.J.Li, 2006).



1.2.3 Travaux en Europe

En Europe, il y a eu des projets de stockage saisonnier d'énergie et, spécifiquement, de stockage de la neige et de la glace pendant l'hiver pour refroidir les bâtiments en été. La ville de Sundsvall en Suède nous en fournit un exemple. Un système de stockage de la neige, de $60.000m^3$, conçu à l'Université de Technologie de Lulea en 1999, y a été construit pour répondre au besoin de climatisation de l'hôpital régional pendant l'été (1000 MWh/an). Ce système de stockage était ouvert. Il fallait recourir à une méthode d'isolation thermique efficace pour ralentir la fonte de la neige le plus longtemps possible. C'est pourquoi les concepteurs ont décidé d'utiliser une couche de copeaux de bois ou de sciure de bois sec pour recouvrir le tas de neige.

La Figure 1.3 montre le schéma du système de stockage et de son utilisation dans le système de climatisation de l'hôpital.

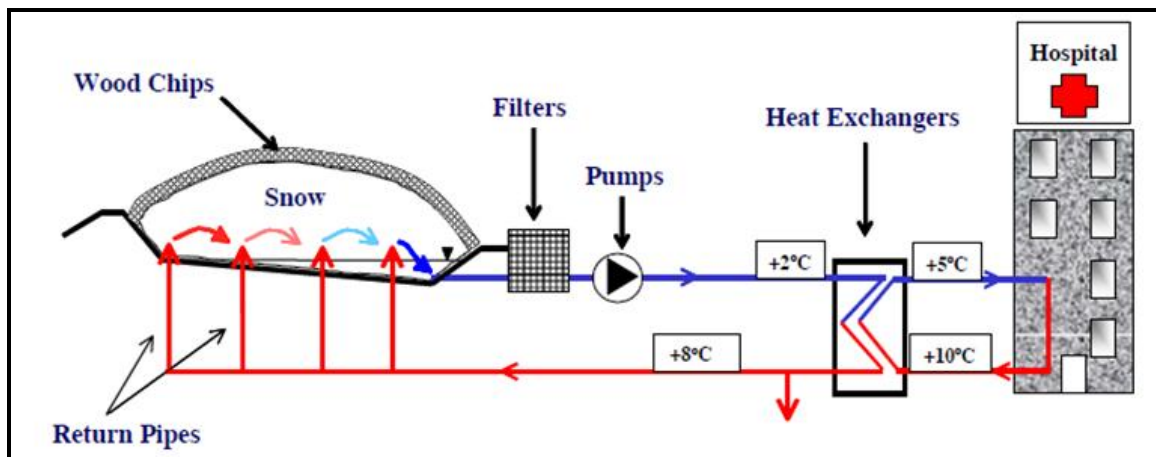


Figure 1.3 Schéma du système de stockage de neige à Sundsvall.
 Source : K. Skogsberg, B. Nordellr Cold Regions Science and Technology
 32 (2001) 63–70 [http://dx.doi.org/10.1016/S0165-232X\(00\)00021-5](http://dx.doi.org/10.1016/S0165-232X(00)00021-5)

La quantité de neige nécessaire pour répondre aux besoins du système correspond à environ 10% de ce qui est récolté dans la ville en hiver. L'eau obtenue à partir de la neige fondue sort du stockage à une température proche de 0°C. Les échangeurs de chaleur, le fluide «chaud» (à 10°C) qui vient du bâtiment est refroidi à 5°C. La puissance de refroidissement est contrôlée par le débit d'eau de fonte. Un débit d'eau de 45 l/s est nécessaire à la demande maximale de puissance de refroidissement de 1500 kW. Par la suite, l'eau qui sort de l'échangeur à près de 8°C est réinjectée par 36 tubes dans la réserve pour produire plus d'eau froide. Tant qu'il y a de la neige dans le stockage, la température de l'eau de fonte sera proche de 2°C et, pour éviter une augmentation du niveau d'eau dans la fosse, une partie de l'eau est parfois détournée par le système.

Au cours des premières années de fonctionnement du système, cette étude a évalué autant l'efficacité de l'isolation thermique utilisée que le rapport entre la fonte de la neige et la conformité avec la demande de climatisation du bâtiment, tout en tenant compte des facteurs de transfert de chaleur que cela implique. Parmi certains des résultats obtenus, Skogsberg et Nordell (2001) démontrent l'importance de l'utilisation du matériau d'isolation thermique sur la neige (la sciure de bois), qui empêche la banquise de fondre avant le début officiel de l'été. Ils ont aussi mesuré la différence du taux de fonte de neige en fonction de l'épaisseur de la couche de matériau isolant.

Pour mesurer le taux auquel la neige fondait, ils ont utilisé le modèle de « degrés-jours », qui est la forme la plus courante et la plus simple d'estimer la fonte de la neige et qui est basé sur l'hypothèse que le taux de développement d'une variable, dans ce cas il s'agit de l'eau de fonte, est une fonction linéaire de la température. Ce modèle a été exprimé comme :

$$\dot{V} = k \bar{T}_{air} A \quad (0.3)$$

Où \dot{V} est le débit d'eau de fonte ($\frac{m^3}{jour}$), \bar{T}_{air} est la température moyenne journalière de l'air au-dessus du point de congélation ($0\text{ }^{\circ}\text{C}$), A est la surface de neige amoncelée directement en contact avec de l'air ($A = f(V) [m^2]$) et k est la constante de degrés-jours ($m/^{\circ}\text{C jour}$). Cette dernière constante est établie de manière empirique par diverses mesures du comportement de la fonte de neige en certains endroits et environnements.

Pendant et après les six premières années d'opération, jusqu'à 2005, l'usine de refroidissement a été évaluée par Skogsberg et Nordell, autour de différents aspects. Ils ont basé leurs observations sur six paramètres liés au fonctionnement du système: la neige (matériel clé du système), la charge de refroidissement, le comportement de l'isolation thermique du réservoir, le système de recirculation d'eau, l'influence du climat et les contraintes environnementales du stockage.

Voici un résumé des conclusions de leur évaluation:

- Pendant un hiver où la neige est relativement peu abondante, il est nécessaire de compenser l'absence de neige par la production artificielle de cette dernière à l'aide des canons de neige. Donc, il est devenu nécessaire d'utiliser autant de neige naturelle que de neige artificielle. Cette dernière a constitué entre 38 et 59% du volume de neige pendant les années de l'évaluation.

- Généralement, « plus de 75% de la charge de refroidissement a été fournie par le système de stockage de la neige » (Skogsberg et Nordell, 2006) et, la plupart de temps, le système a comblé presque totalement les demandes de refroidissement jusqu'à la fin du mois de juin ou jusqu'au début du mois de juillet.
- Ils ont recommandé aussi que la sciure de bois utilisée comme matériau d'isolation soit remplacée après ces six années d'opération puisque la contamination du bois avec du sable et de gravier provenant des sources de neige externes entraînait la perte des propriétés d'isolation.
- Par rapport au système de recirculation de neige fondue et aux échangeurs de chaleur, ils ont conclu qu'il y avait des problèmes dans le positionnement des tuyaux qui affectaient l'échange de chaleur. D'un côté, pendant la première année, en cherchant à obtenir la plus basse température du fluide qui sortait du réservoir, on a placé les tuyaux sur la neige, ce qui a occasionné la création de trous dans la neige. En 2001, les tuyaux ont été placés à l'extrémité du réservoir et, en 2002, les tuyaux ont été placés sous la neige. Finalement entre 2003 et 2004, on a découvert que le meilleur système pour diminuer la température de l'eau à la sortie du réservoir était d'atomiser de l'eau de recirculation sur la pile de neige. Cependant, l'hôpital n'a pas conservé ce système pour des raisons de santé publique dans les installations (ce qui ne serait pas le cas dans la plupart des installations).
- D'un autre côté, en ce qui concerne les échangeurs de chaleur, ils ont trouvé qu'entre 2002 et 2004, « La croissance des algues a diminué le transfert de chaleur et le débit maximum » (Skogsberg et Nordell, 2006). C'est pour cette raison que « les échangeurs de chaleur ont été nettoyés avec de la lessive une à trois fois par été, et puis la différence de température a augmenté de nouveau » (Skogsberg et Nordell, 2006).
- Ils ont aussi mesuré des variables liées aux conditions qui affectent le plus la fonte des neiges comme la température ambiante moyenne, les précipitations et la température du

sol. Une station météorologique a été installée près du réservoir, sur la chambre de pompage, et a permis d'extraire des données de température moyenne et des précipitations comme ceux montrés au tableau 1.1.

Tableau 1.1 Température moyenne mensuelle et précipitations pendant la saison de refroidissement entre 2000 et 2004 pour le réservoir de neige.

Tiré de K. Skogsberg, B. Nordellr Cold Regions Science and Technology
[http://dx.doi.org/10.1016/S0165-232X\(00\)00021-5](http://dx.doi.org/10.1016/S0165-232X(00)00021-5)

	Mean temperature (°C)				Precipitation (mm)				
	May	June	July	August	May	June	July	August	Total
2000	9.5	12.6	16.5	15.0	45.4	72.3	146.4	37.3	301.4
2001	9.3	15.1	17.8	15.4	33.0	15.4	68.8	221.8	339.0
2002	11.4	17.6	18.4	19.4	84.0	95.0	62.0	21.2	262.2
2003	8.7	14.1	18.9	15.6	41.0	79.6	13.0	134.2	267.8
2004	9.3	14.0	16.5	16.7	26.8	52.8	97.0	88.2	264.8

- La température du sol a été mesurée par dessus et en dessous de la couche d'isolation du sol (avec plus ou moins 70 cm d'épaisseur). Ils ont trouvé « que par dessus la température était de 1 à 5 °C et, en dessous, de 4 à 5 °C depuis le printemps jusqu'à la fin de la saison de refroidissement » (Skogsberg et Nordell, 2006).

Finalement, l'étude des six premières années de fonctionnement du système a aussi permis d'évaluer la qualité de l'eau de fonte du point de vue environnemental. Les chercheurs ont déterminé la présence de composés non biodégradables provenant possiblement du matériel d'isolation (Ericsson, 2003) et ils ont observé que la teneur en phosphore et en certains métaux lourds dans la neige a été élevée, et cela, probablement à cause des excréments des chiens et des oiseaux (Malmqvist, 1983). Cependant, ils ont finalement conclu que les substances décrites étaient présentes en quantités minimales par rapport à ceux qui sont trouvés dans l'huile et le séparateur de gravier ou pendant le rinçage des filtres de fins.

1.3 Modèles de simulation des milieux diphasiques

Quand on parle de la formation et de la fonte de la glace du point de vue énergétique, on doit nécessairement impliquer les concepts liés à l'échange de chaleur et au mouvement de la frontière eau-glace. Ces problèmes de transfert de chaleur transitoire, ayant à voir avec la solidification ou la liquéfaction, sont connus généralement comme des problèmes de *changement de phase* ou de *frontière en mouvement*. La solution de ce type de problèmes est difficile parce que l'interphase entre l'état solide et l'état liquide bouge en même temps que la chaleur latente est absorbée ou libérée entre les deux milieux (Ozisik, 1993). Clapeyron, en 1831, et Stefan, en 1891, ont été les premiers à travailler à l'approche et à la solution de ce type de problème.

Il y a plusieurs solutions numériques possibles aux problèmes de Stefan liés au transfert de chaleur associé au mouvement de la frontière de changement de phase dans un milieu diphasique. La classification des différents types de solutions dépend de l'exposant.

D'un côté, par exemple, des auteurs, comme Voller (1996) ou Idelshon, Stori et Crivelli (1994), en termes généraux, ont séparé ces méthodes en deux groupes principaux:

1. Méthodes de suivi de front,
2. Méthodes de domaine fixe.

J.Crank (1984) a ajouté à cette dernière classification un troisième groupe qu'il appelle « Méthodes de front fixe » mais, dans tous les cas, la méthode enthalpique, ou méthode d'enthalpie, est incluse dans celles de domaine fixe.

Sarler et Kuhn (1998) font référence à cette classification des modèles de simulation dans leurs travaux de recherche où ils les nomment de façon différente pour la même classification, comme c'est le cas d'Anil W. Date (2005), qui se réfère à cette même classification des modèles comme :

1. Formulation domaine variable et,
2. Formulation de maillage fixe.

D'autre part, Ozisik (1993) résume en quatre types les méthodes de solutions numériques :

1. Méthode de maillage fixe,
2. Méthode de maillage variable,
3. Méthode de fixation de front,
4. Méthode d'enthalpie.

Une analyse plus approfondie des méthodes choisies pour la solution numérique du problème de nos cas à simuler est menée au chapitre 3. Ici, on explique brièvement les caractéristiques et les différences de chaque méthode proposée par Voller (1996).

Les méthodes de domaine fixe utilisent des maillages formés de volumes de contrôle invariants. Dans ce cas, le mouvement de la frontière de changement de phase est suivi entre les nœuds en surveillant le changement de ses propriétés d'un pas de temps à l'autre. Parmi ces méthodes, Voller fait la séparation entre le modèle explicite et le modèle implicite avec quelques autres sous divisions pour chacune de ces approches.

Les méthodes de suivi de front sont basées sur le changement ou la déformation constante de la distribution des nœuds dans l'espace évalué. Ce changement a lieu à chaque pas de temps de façon qu'une ligne de nœuds soit toujours sur la frontière de changement de phase.

Dans les modélisations qui ont été faites dans le cadre de ce mémoire, on a choisi de travailler avec les méthodes de solution numérique de domaine fixe basée sur la formulation enthalpique proposée par Voller. Parmi les avantages de ces méthodes (implicite et explicite), on trouve que, en général, même si les méthodes de maillage déformable sont plus précises, ces dernières exigent un temps de calcul accru. En plus, cette méthode d'enthalpie avec

domaine fixe a une flexibilité excellente lorsqu'on doit étendre l'analyse à des problèmes multidimensionnels (Voller et Cross, 1980), comme ce sera le cas dans un des scénarios choisis à modéliser.

Comme on l'a déjà indiqué, au chapitre 3 de ce mémoire, on fait une approche plus particulière des méthodes de domaine fixe choisies et son lien avec le problème de la fonte et de la formation de la glace pour les scénarios réels à simuler.

1.4 L'intérêt technologique du projet.

Pendant le dernier demi-siècle, la mission des progrès technologiques dans l'humanité a été modifiée. Une partie croissante du monde a commencé à voir les différents avantages des avancements technologiques non seulement en fonction de la commodité à court terme pour la race humaine, mais aussi comme un élément essentiel pour la conservation de la planète et la correction des erreurs commises dans le passé, et cela, pour l'avenir des générations qui nous suivront. C'est précisément sur cet avenir utopique que doit reposer le désir de contribuer à la recherche dans le domaine des énergies renouvelables et de l'efficacité énergétique.

On pourrait dire que le projet sur lequel cette maîtrise se concentre n'est qu'un petit pas vers la correction de mauvaises habitudes de consommation d'énergie de notre espèce humaine au cours des 200 dernières années. Depuis la découverte du pétrole et de ses dérivés au 19^e siècle, il s'est passé plus de 150 ans au cours desquels l'énergie qui a pris des millions d'années pour être stocké dans le précieux « or noir » a été consommée sans conscience des générations futures sur la terre.

Il y a moins de 40 ans, devant le rapide épuisement du pétrole et la prise en conscience du réchauffement climatique causé par des émissions de gaz à effet de serre, une partie de la population humaine s'est fixé pour tâche de sensibiliser ses semblables et de changer les habitudes d'usage indiscriminé de la précieuse ressource. Dans ce contexte, l'auteur de ce

mémoire est vraiment fier d'avoir la chance de participer à ce possible changement et de contribuer à la recherche dans tout domaine impliquant un changement dans notre consommation gâtée et irrationnelle de l'énergie.

CHAPITRE 2

MODÉLISATION D'UN BÂTIMENT TYPIQUE

2.1 Présentation du bâtiment

Pour cette partie du projet, on a choisi de modéliser la consommation énergétique du bâtiment des résidences phase IV de l'École de technologie supérieure à Montréal. Une simulation énergétique a été effectuée afin d'obtenir les charges horaires de climatisation à l'aide du logiciel EE4. Par la suite, ces charges ont été utilisées comme référence pour dimensionner le réservoir saisonnier de glace lié au modèle thermique à base d'eau glycolée plus loin dans ce mémoire. Ces résultats ont été aussi présentés par l'auteur comme projet final dans le cadre du cours « *Efficacité énergétique* » (SYS-859) où la charge de refroidissement a été analysée et un modèle a été développé afin d'estimer l'impact de l'utilisation d'un banc de glace journalier sur la consommation énergétique de ce bâtiment.

Ce travail de simulation constitue un point de départ pour connaître l'énergie qu'on peut s'attendre à combler à l'aide du système de stockage de glace. Cette estimation de consommation d'énergie joue aussi un rôle clé pour évaluer les économies et le surcoût de l'installation d'un réservoir de glace au chapitre cinq. Ainsi, on a pu obtenir plus facilement la rentabilité de ce type de système que, dans ce cas, a été conçu pour la consommation future d'énergie pour climatiser les résidences phase IV de l'ÉTS.

2.1.1 Hypothèses de travail

Le bâtiment a été simulé en tenant compte de l'ébauche préliminaire de la firme d'architecture Régis Côté et associés. Les plans ne comportaient pas les composantes de l'enveloppe ni les systèmes thermiques. Afin d'évaluer les composantes, il a été décidé d'utiliser les spécifications du bâtiment des résidences phase III construit au cours des

dernières années. Le bâtiment a été modélisé à partir du fichier de données météorologiques typiques de Montréal.

L'occupation du bâtiment a été établie sur la base de celle des résidences de ce type dans le logiciel EE4. Elle correspond à l'horaire de type G du Code modèle national de l'énergie pour les bâtiments (CMNÉB) qui est intégré dans l'outil de simulation. De façon générale, l'occupation demeure à 30% de 8h00 à 16h00, alors que cette valeur est de 90% entre 17h00 et 6h00. De la même manière, les valeurs de $20 \text{ m}^2/\text{occupant}$ et de $60 \text{ m}^2/\text{occ}$ ont été fixées pour l'occupation des couloirs et des logements, respectivement.

Finalement, le coût de l'énergie a été évalué par rapport au tarif G d'Hydro-Québec pour un appel de puissance inférieure à 100 kW. Le coût de la puissance requise (appelée) est de 15.54 \$/kW et la consommation énergétique est à 4.85 ¢/kWh.

2.1.2 Conception du Zonage

Le zonage du bâtiment a été conçu en fonction des plans d'architecture fournis à l'ÉTS par la firme Régis Côté et Associés Architectes, le 1er septembre 2010. Ce zonage a été déterminé en tenant compte des trois critères principaux suivants:

- être desservie par le même système CVCA;
- avoir des horaires d'occupation et d'exploitation identiques;
- présenter des charges de chauffage et de refroidissement semblables.

À partir de ces critères, un plan de zonage a été effectué pour l'entrée de données dans EE4. Le plan de zonage et une description des zones sont proposés à l'annexe I. À l'annexe II, un tableau présente les caractéristiques de chacune de ces zones.

2.1.3 Description architecturale

Le bâtiment des résidences phase IV de l'ÉTS sera situé au sud des résidences phase III. Il aura une emprise au sol de 1831 m^2 (19708 pi^2) sur un terrain de 3053 m^2 (32862 pi^2). Le terrain est entouré par les rues Barré au nord, Williams au sud, Eleanor à l'est et de la Montagne à l'ouest. Le bâtiment est conçu pour se fusionner au bâtiment existant pour ainsi former une cours intérieure et comptera un sous-sol de 655 m^2 et sept étages de 1831 m^2 , plus une mezzanine au dernier étage. Les résidences auront une hauteur totale de 25 m. La figure 2.1 montre une esquisse de la façade.



Figure 2.1 Dessin de la future construction des résidences phase IV à l'ÉTS
Tiré du site web de l'ÉTS.

<http://www.etsmtl.ca/Futurs-etudiants/Baccalaureat/Residences-universitaires/Phase-4> (2012)

L'entrée principale sera située au coin nord-est sur la rue de la Montagne et une passerelle à la hauteur du troisième étage permettra l'accès aux résidences phase III.

2.2 ENTRÉES DE DONNÉES DANS EE4

Les plans mécaniques, électriques et d'architecture n'étaient pas encore été finalisés au moment de réaliser l'analyse dans EE4. Afin de modéliser le bâtiment, les composantes et les systèmes expliqués dans la section suivante ont été utilisés. Souvent, plusieurs hypothèses ont été posées et des règles d'approximation ont été fixées.

2.2.1 Enveloppe du Bâtiment

La composition des murs, du toit, des fenêtres et des planchers a été estimée à partir de la conception pour les résidences phase III déjà construites à l'ETS. Le taux de fenestration est estimé à 37% pour une résistance thermique de $1.67 \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$ et un rapport de coefficient d'apport par rayonnement solaire (CARS) de 0.33 a été établi. De plus, environ 36% des fenêtres sont ouvrables.

Quant aux murs, leur résistance thermique prise en compte est de $4.1 \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$. Les matériaux de construction seront composés de maçonnerie (75mm), d'espace d'air (45mm), de panneaux d'isolants rigides de fibres de verre (50mm), d'une isolation en fibre de verre RSI 2.46 (89mm), d'une lame d'air (22mm) et d'un panneau de gypse (12.7mm). Le toit aurait une résistance totale de $6 \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$. Il sera composé de membranes de feutre avec bitume, de contreplaqués (19 mm), de lames d'air (127mm), d'isolants en laine minérale RSI 5.46 et d'un panneau de gypse (13mm).

Par rapport au plancher en contact avec le sol, il sera isolé jusqu'à une profondeur de 1m avec un isolant rigide d'une résistance thermique de $1.76 \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$. Finalement, il y aurait aussi une petite partie du plancher qui sera en contact avec l'air extérieur. La résistance thermique de cette section a été estimée à $3.34 \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$ en utilisant un assemblage typique disponible dans les bibliothèques d'EE4.

2.2.2 Système Central

Ce type de système regroupe, en général, deux types de composants principaux : 1) ceux qui fournissent l'énergie sous forme de chaleur ou de froid (selon besoin) aux serpentins dans le système CVCA et 2) l'élément qui garantit l'énergie nécessaire pour les besoins en eau chaude sanitaire du bâtiment.

Dans le cas des résidences phase IV, la conception de la simulation du bâtiment a pris comme hypothèse qu'il serait chauffé par une chaudière électrique à l'eau chaude. Cette chaudière aurait une capacité d'environ 50 kW, ce qui permettrait le chauffage de l'air pour l'alimentation de l'air frais. On a, par la suite, établi que les pertes de chaleur périphérique seraient comblées par des plinthes électriques dans chacun des appartements, comme c'est le cas dans la plupart des installations.

Du point de vue du refroidissement, la pose d'un refroidisseur d'eau d'une capacité de 110 kW avec une tour d'eau a été prévue. Pour ce qui est de l'eau chaude sanitaire, le réservoir aurait un volume pouvant contenir près de 4500 l et un serpentin électrique de 320 kW.

2.2.3 Système CVCA

Le système de chauffage, ventilation et conditionnement de l'air (CVCA) sert à distribuer l'énergie fournie par le système central, alimentant toutes les zones du bâtiment désignées comme directement conditionnées dans le bâtiment. De plus, le système CVCA permet de récupérer une partie des gains et d'éviter des pertes de chaleur dans les zones traitées. Dans ce cas, on a choisi les spécifications pour un bâtiment qui fonctionnerait à 100 % d'air frais et avec un volume d'alimentation d'air constant de près de 7500 l/s.

Afin de séparer les zones ayant des charges différentes, quatre unités de traitement de l'air ont été spécifiées dans la simulation de EE4. Les quatre unités ont été sélectionnées et assignées en fonction de la conception présentée par les architectes pour chacune des zones

suivantes: le sous-sol, le rez-de-chaussée, le septième étage et une dernière unité desservant les autres zones. Une sonde de pression, permettra que l'alimentation en air frais équilibre la pression interne du bâtiment de façon légèrement positive.

Les unités de logement sont traitées indirectement, car lors de la mise en marche d'un ventilateur d'évacuation (cuisinière ou salle de bain), l'air s'infiltré sous les portes pour combler l'air évacué. Ainsi, les logements sont alimentés de façon indirecte en air frais par le système centralisé. Par contre, le logiciel EE4 ne permet pas d'avoir des zones en pression négative. Il a donc fallu mettre un ventilateur d'évacuation équivalent dans les couloirs pour remplacer ceux des zones.

Quant aux horaires estimés du bâtiment, les quatre systèmes de traitement de l'air fonctionnent selon les horaires du type G du CMNÉB. Le tableau suivant présente la capacité des serpentins calculée par EE4 et pour chaque unité.

Tableau 2.1 Capacité des serpentins dans les unités de traitement de l'air

Unité	Serpentin de chauffage (kW)	Serpentin de refroidissement (kW)
Sous-sol	8.3	17.8
Rez-de-chaussée	9.5	33.2
7 ^e étage	2.1	5.9
Autres zones	23.4	50.8

Les unités de traitement de l'air sont contrôlées par les sondes de pression situées dans les couloirs. La température d'alimentation de ces unités varie selon la température de l'air extérieur. Cette dernière est présentée à la figure 2.2 Il est important de noter que les données utilisées correspondent à la température humide de l'air extérieur de l'année 1996 à Montréal, Canada.

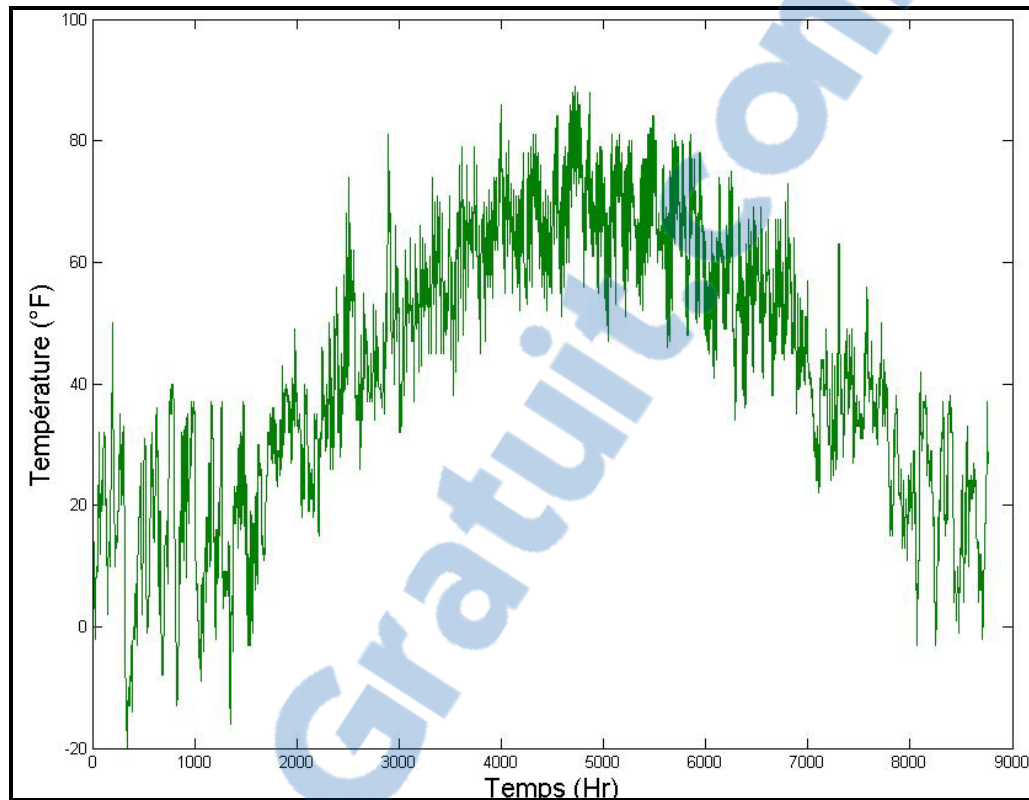


Figure 2.2 Température humide extérieure à Montréal

2.2.4 Éclairage

On a également inclus, dans la conception du bâtiment, un système d'éclairage récemment adopté dans plusieurs constructions. Ce système est fiable par rapport à ses coûts d'opération et relativement peu énergivore. Il est important de mentionner, ici, qu'on a toujours tenu compte de l'importance de choisir de bonnes pratiques de consommation d'énergie dans les différents composants inclus dans la simulation.

Le système d'éclairage est composé de tubes fluorescents de type T-8, de 4 pi, d'une puissance de 51 W. Une valeur de 9 W/m² a été utilisée pour calculer la quantité d'appareils d'éclairage nécessaires. Cette valeur provient du CMNÉB pour un immeuble multi-locatif. De plus, un système de détection d'occupation sera installé pour 75% des luminaires.

2.3 Résultats de la simulation EE4

L'exécution de la simulation EE4 a permis entre autres d'obtenir une estimation de la charge de refroidissement horaire requise par le bâtiment, nécessaire aux futurs calculs dans ce mémoire. On a constaté que la charge la plus élevée apparaît au milieu de l'été avec près de 50 Tonnes de réfrigération (170 kW).

La figure 2.3 présente les charges du bâtiment en tonnes de réfrigération. Il est possible de constater que la charge maximale se retrouve durant la période estivale, alors que durant la période hivernale, elle est presque toujours nulle. Ce profil de consommation tient compte des ajustements de l'efficacité du système basés sur la température de l'eau froide produite et de la température à la sortie du condenseur.

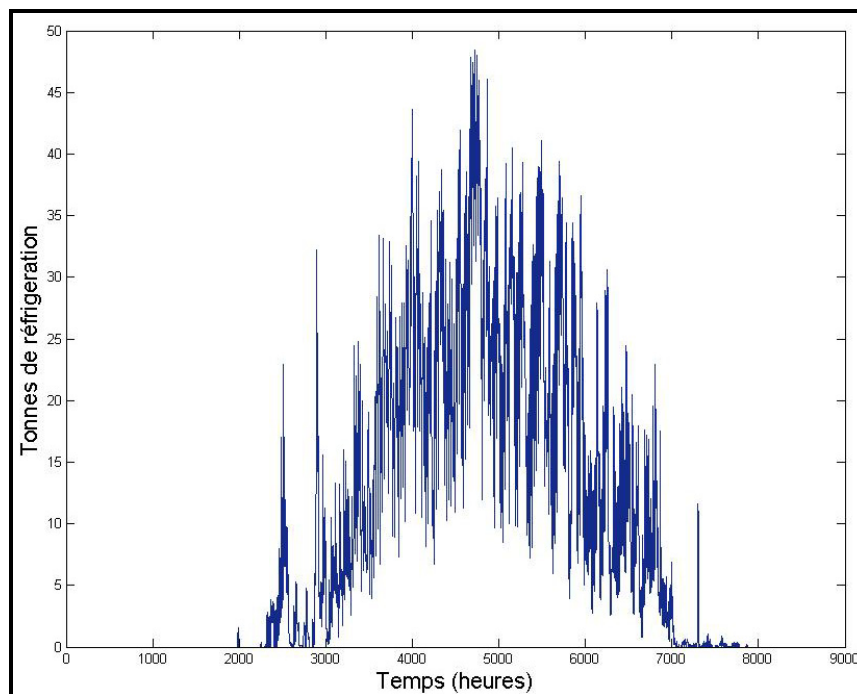


Figure 2.3 Charge résidences phase IV en mode refroidissement

CHAPITRE 3

SOLUTIONS DU PROBLÈME DE LA FRONTIÈRE EAU-GLACE EN MOUVEMENT

3.1 La fonte et la formation de la glace dans le réservoir

La fonte et la formation de la glace font partie de plusieurs problèmes d'ingénierie. La recherche autour de la modélisation et de la compréhension des problèmes de changement de phase a conduit à l'apparition de plusieurs articles au cours des 40 dernières années, cela grâce à leur application de plus en plus pratique dans certains processus essentiels de la construction, du soudage, du stockage des aliments et maintenant, de la modélisation météorologique et de l'efficacité énergétique.

Afin de bien comprendre la théorie pour résoudre le problème du mouvement de la frontière glace-eau, il a été nécessaire de suivre certaines étapes qui résument les objectifs principaux de ce chapitre : 1) connaître les équations qui décrivent mathématiquement la situation de façon unidimensionnelle et bidimensionnelle, selon le cas et 2) valider la correspondance des résultats des trois différentes techniques de solution choisies pour le problème de changement de phase dans le réservoir.

Le traitement du problème devait être effectué différemment pour chacun des cas réels à simuler et à évaluer. Comme on le verra avec plus de détails dans le chapitre 4, la simulation a été faite pour deux scénarios principaux de fonctionnement du système: 1) L'air passe directement sur le réservoir de glace-eau pour se refroidir au contact direct avec celle-ci et 2) le glycol dans un tuyau traverse longitudinalement plusieurs fois le réservoir (comme un gros échangeur de chaleur) pour transporter la chaleur à l'intérieur ou à l'extérieur du réservoir selon la saison.

Chaque scénario présente des conditions différentes de conception, ce qui nous a permis d'approcher de façons différentes le problème. Dans le cas de l'air forcé sur le réservoir, le

problème peut être traité de façon unidimensionnelle, en supposant que le changement d'enthalpie est considéré nul dans la direction x dans un plan transversal, n'importe où dans le réservoir. Cependant, pour le scénario 2, celui du glycol traversant la glace dans un tuyau, il a été nécessaire de résoudre le problème de façon bidimensionnelle parce que le changement de phase se déroule autour du tuyau, dans toutes les directions, dans n'importe quel plan perpendiculaire au tuyau. On exprime la théorie et les équations utilisées pour chaque scénario dans les deux sous chapitres suivants.

3.2 Modèle théorique de la solution de mouvement de la frontière

Un des objectifs principaux de ce mémoire est de valider l'application de certaines méthodes d'analyse utilisées pour trouver une solution fiable à l'équation différentielle partielle présentée ci-dessous (équation 3.1), qui décrit le mouvement de la frontière solide-liquide dans la direction x d'un plan, à un moment donné t :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) = \rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (3.1)$$

Dans le cas d'un problème unidimensionnel, l'équation 3.1 doit être validée pour les deux états: solide (s) et liquide (l), pour toute position x dans le plan, soit pour $0 \leq x \leq S(t)$ et pour $S(t) \leq x$, où $S(t)$ représente la frontière entre les deux phases ou frontière de changement de phase. A partir de ces définitions, on trouve le bilan thermique suivant sur la frontière de changement de phase:

$$k_s \frac{\partial T_s}{\partial x} - k_l \frac{\partial T_l}{\partial x} = \rho L \frac{d S(t)}{dt} \quad (3.2)$$

Où L correspond à la chaleur latente de solidification de l'eau ou de fusion de la glace.

Les équations 3.1 et 3.2 font partie du problème classique de Stefan, proposé en 1889 (Voller et Cross, 1980). Ce phénomène est valide tant pour le cas de fonte de la glace à la saison estivale que pour la formation de cette dernière pendant l'hiver.

Les figures 3.1 et 3.2 montrent les schémas du processus de solidification d'un liquide et de la liquéfaction d'un solide dans le cas hypothétique d'un mouvement horizontal de la frontière $S(t)$ entre l'état solide et l'état liquide d'une substance.

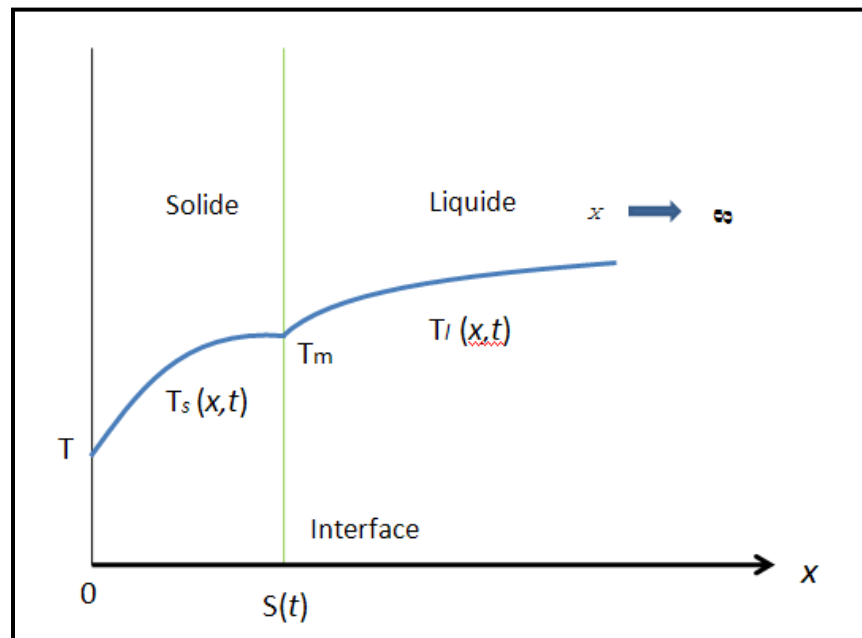


Figure 3.1 Schéma de la solidification pour un problème de phase double

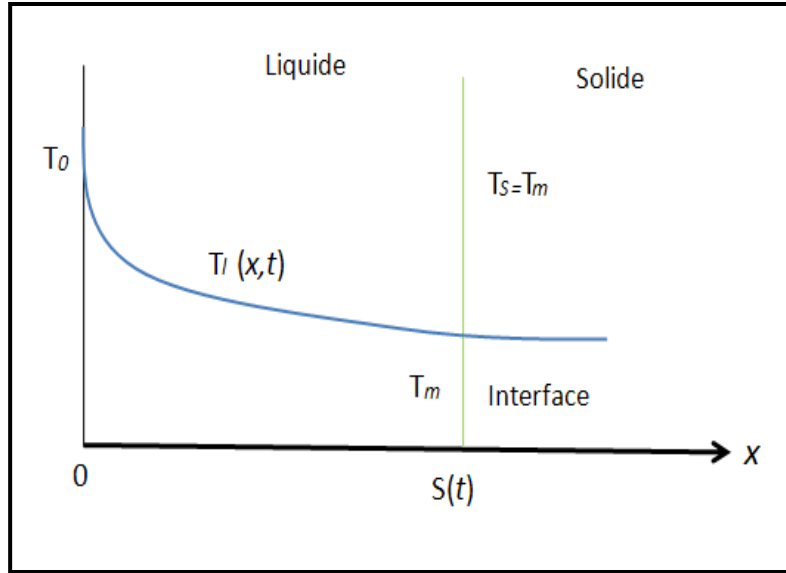


Figure 3.2 Schéma de la liquéfaction pour un problème de phase double

Si on regarde, par exemple, la figure 3.1, dans la solidification de l'eau, on peut identifier les termes de l'équation 3.2. Le premier terme $k_s \frac{\partial T_s}{\partial x}$ représente le flux de chaleur dans la direction négative de x qui traverse la phase solide. Le deuxième terme $k_l \frac{\partial T_l}{\partial x}$ représente le flux de chaleur dans la direction négative de x qui traverse la phase liquide. Finalement le troisième terme $\rho L \frac{dS(t)}{dt}$ se réfère au taux de chaleur libérée lors de la solidification par unité de surface de l'interface (Ozisik, 1993).

Dans le cas bidimensionnel, l'équation 3.1 prend la forme suivante:

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) = \nabla(k \nabla T) \quad (3.3)$$

Dans ce cas, l'espace du plan sera couvert par un maillage de triangles. Ces dernières constituent les éléments finis à évaluer, nécessaires pour la discrétisation numérique expliquée plus loin dans ce chapitre.

Comme il a été expliqué dans la revue de la littérature, par rapport aux méthodes de solution du problème de Stephan, on a opté pour le traitement du problème par trois différentes méthodes de calcul afin de valider la prédiction du changement de phase de l'eau-glace et la quantité adéquate d'eau dans le réservoir. Ainsi, on a choisi de comparer la solution analytique avec deux solutions numériques, considérant leur utilisation dans la conception des deux scénarios inclus (air forcé et boucle de glycol) serait ratifiée par l'obtention de résultats similaires dans le deux cas. On trouvera mentionnée ci-dessous, dans des sous chapitres séparés, la théorie autour de chacune des méthodes de solution choisies.

3.3 Solution analytique 1D

La première solution choisie a été la solution analytique exacte, basée sur la solution proposée par F. Neumann, dans les années 1860 et publié en 1912 (Ozisik, 1993, page 392). Cette méthode considère la solution de l'équation (3.1), tant pour la phase solide que pour la phase liquide, dans le réservoir, en trouvant la température pour tous les éléments, en fonction du déplacement de la frontière eau-glace et d'une fraction de temps dt définie.

Ainsi, basée sur les schémas présentés aux figures 3.1 et 3.2, la formulation mathématique décrite par Ozisik pour la formation de glace (partie solide (s) et partie liquide (l)) est la suivante pour $t > 0$:

$$\frac{\partial^2 T_s(x,t)}{\partial x^2} = \rho \left(\frac{cp}{k} \right)_s \frac{\partial T_s}{\partial t} \quad \text{à} \quad 0 < x < s(t) \quad (3.4)$$

$$\frac{\partial^2 T_l(x,t)}{\partial x^2} = \rho \left(\frac{cp}{k} \right)_l \frac{\partial T_l}{\partial t} \quad \text{à} \quad s(t) < x < \infty \quad (3.5)$$

Où la condition de frontière ($x = 0$) et la condition initiale ($t = 0$) sont les suivantes :

$$T_s(x, t) = T_0 \quad \text{à} \quad x = 0, \quad t > 0 \quad (3.6)$$

$$T_1(x, t) = T_{inf} \quad \text{à} \quad t = 0, \quad x > 0 \quad (3.7)$$

Sachant que $T_l(x, t) \rightarrow T_{inf}$ quand $x \rightarrow \infty$ à $t > 0$

Et, pour l'interface à $S(t)$:

$$T_s(x, t) = T_l(x, t) = T_m \quad \text{Pour} \quad t > 0 \quad (3.8)$$

Où $T_m = 0^\circ\text{C}$

De ce point, les indices « l » et « s » sont remplacés par les numéros 1 et 2 afin de se référer à la modification de l'état entre le solide et liquide, ou vice-versa, quel que soit le processus à évaluer (fonte ou formation de glace).

Donc, la quantité de chaleur transférée d'une phase à l'autre, comme dans l'équation 3.2, est :

$$k_1 \frac{\partial T_1}{\partial x} - k_2 \frac{\partial T_2}{\partial x} = \rho L \frac{ds(t)}{dt} \quad (3.9)$$

Afin de satisfaire les équations 3.4 à 3.7, Neumann (Ozisik, 1993) a proposé les solutions suivantes qui satisfont les équations 3.4 et 3.5, tant pour la formation que pour la fonte de la glace :

$$T_1(x, t) = T_0 + A \operatorname{erf}\left(\frac{x}{2\sqrt{\alpha_1 t}}\right) \quad (3.10)$$

$$T_2(x, t) = T_{inf} + B \operatorname{erfc}\left(\frac{x}{2\sqrt{\alpha_2 t}}\right) \quad (3.11)$$

$$\text{où} \quad \alpha_{1,2} = (k / (\rho C_p))_{1,2} \quad (3.12)$$

Puis, on prend en compte la variation de la densité lorsque le fluide change d'état, ce qui est présenté à la figure 3.3. Cette variation de la densité comporte le changement de volume occupé par la glace par rapport à l'eau.

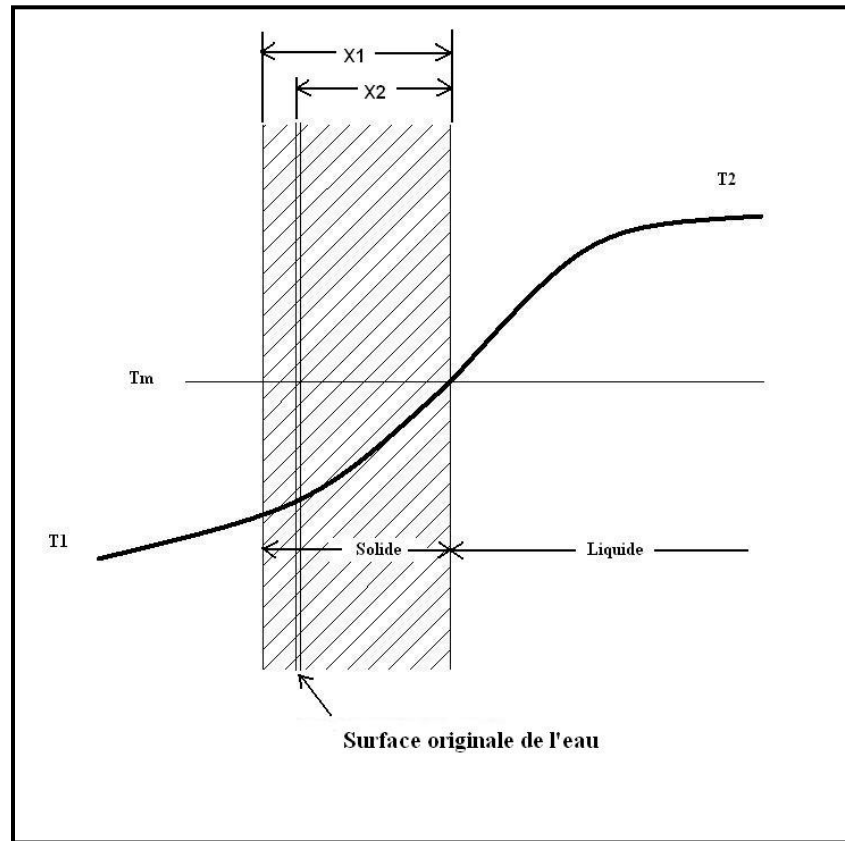


Figure 3.3 Schéma de la solidification de l'eau avec variation de la densité

A cause de ce changement du volume, pendant un pas de temps dt , la formation de la glace engendre le déplacement de la frontière glace-eau sur une distance $X1$ au lieu d'une distance $X2$ (voir figure 3.3), distances dont la relation est donnée par:

$$\frac{X1}{X2} = \frac{\rho_2}{\rho_1} = \beta \quad (3.13)$$

Et, en impliquant les conditions de frontière de l'équation 3.8 :

$$T_m - T_o = A \operatorname{erf}\left(\frac{X1}{2\sqrt{\alpha_1 t}}\right) \quad (3.14)$$

$$T_m - T_{inf} = B \operatorname{erfc}\left(\frac{X2}{2\sqrt{\alpha_2 t}}\right) \quad (3.15)$$

Ce qui doit être vrai à n'importe quel t. On obtient ainsi des relations directes entre le temps et le mouvement de changement de phase :

$$X1 = K \beta \sqrt{t} \quad (3.16)$$

$$X2 = K \sqrt{t} \quad (3.17)$$

Où, K est une constante à être déterminée (Eckert et Drake, 1972).

Ainsi, si on inclut la solution de Neumann (Ozisik, 1993) dans l'équation de transfert de chaleur (3.9), on peut obtenir l'expression suivante qui inclut les coefficients A et B proposés

$$\frac{A k_1}{\sqrt{\pi \alpha_1}} e^{\frac{-K^2 \beta^2}{4 \alpha_1}} + \frac{B k_2}{\sqrt{\pi \alpha_2}} e^{\frac{-K^2}{4 \alpha_1}} = \frac{L \rho_1 K \beta}{2} \quad (3.18)$$

En remplaçant A et B de (3.18) par A de (3.14) et B de (3.15), on arrive à une équation où on peut trouver la solution pour K:

$$\frac{(T_m - T_o) k_1}{\operatorname{erf}(K \beta / 2 \sqrt{\alpha_1}) \sqrt{\pi \alpha_1}} e^{\frac{-K^2 \beta^2}{4 \alpha_1}} + \frac{(T_{inf} - T_m) k_2}{\operatorname{erfc}(K / 2 \sqrt{\alpha_2}) \sqrt{\pi \alpha_2}} e^{\frac{-K^2}{4 \alpha_1}} = \frac{L \rho_1 K \beta}{2} \quad (3.19)$$

Dans le cadre de ce mémoire, comme on voit dans les équations 3.4 et 3.5, la densité choisie est fixe ($\beta = 1$) puisque sa variation et le changement de volume impliqué affectent considérablement le temps de simulation.

Ce qui, finalement, nous conduit à la distribution de température dans chacune des phases pour un point à la position x dans le réservoir :

$$\frac{T_1 - T_m}{T_0 - T_m} = 1 - \frac{\operatorname{erf}\left(\frac{x}{2\sqrt{(\alpha_1 t)}}\right)}{\operatorname{erf}\left(\frac{K}{2\sqrt{\alpha_1}}\right)} \quad (3.20)$$

$$\frac{T_2 - T_m}{T_{inf} - T_m} = 1 - \frac{\operatorname{erfc}\left(\frac{x}{2\sqrt{(\alpha_2 t)}}\right)}{\operatorname{erfc}\left(\frac{K}{2\sqrt{\alpha_2}}\right)} \quad (3.21)$$

3.4 Solution numérique par la méthode d'enthalpie

Un des avantages principaux de la méthode d'enthalpie, par rapport aux autres méthodes de solution, est qu'elle permet la reformulation de l'équation (3.1) en termes d'enthalpie (H), ce qui rend possible la modélisation des problèmes de changement de phase en facilitant le suivi précis de la position de la frontière eau-glace (Voller et Cross, 1980). Cette méthode a été utilisée dans le cas unidimensionnel et bidimensionnel et présentée de deux façons différentes (explicite et implicite) pour chacun des cas, tel qu'expliqué dans les sous-chapitres suivantes.

3.4.1 Cas unidimensionnel (1D)

Dans l'application de la solution dans le cas unidimensionnel, l'expression de l'équation 3.1 se transforme en:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) = \rho \frac{\partial H}{\partial t} \quad (3.22)$$

Et pour calculer le changement de température :

$$T = \left\{ \begin{array}{ll} \frac{H}{C_p} & H \leq C_p T_m \\ T_m & C_p T_m \leq H \leq C_p T_m + L \\ \frac{H - L}{C_p} & H > C_p T_m + L \end{array} \right\} \quad (3.23)$$

Les deux présentations de la formulation de la méthode enthalpique utilisées ont été les différences finies, explicite et implicite. Ces formes de solution numérique ont été basées sur le changement de l'enthalpie dans le temps pour des points inclus dans un maillage qui décrit les dimensions du réservoir de glace. Plus loin, on présente les équations caractéristiques de ces présentations pour les cas unidimensionnel.

3.4.1.1 Présentation par différence finie explicite

On trouve, d'abord, l'équation fondamentale du changement d'enthalpie pour les volumes de contrôle des nœuds d'un plan unidimensionnel :

$$\frac{dH}{dt} = \frac{H_i^{j+1} - H_i^j}{\Delta t} = \frac{k}{\rho} \nabla^2 T \quad (3.24)$$

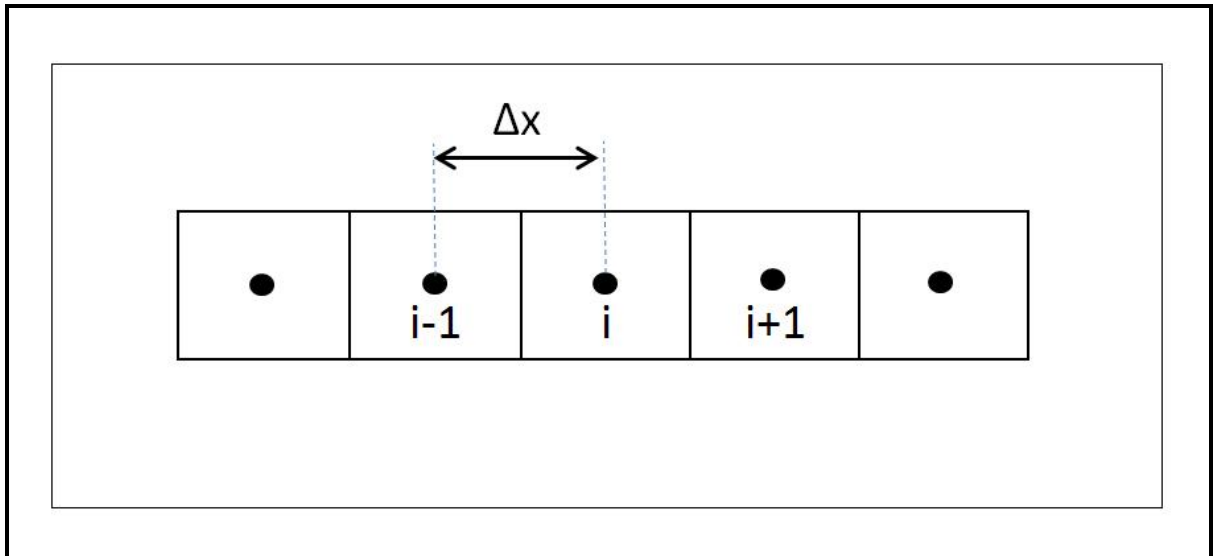


Figure 3.4 Schéma des nœuds et des volumes de contrôle pour un plan unidimensionnel

Selon Voller et Cross, avec la solution explicite, si on conçoit un maillage unidimensionnel, d'un nombre déterminé de nœuds, séparés par une distance toujours égale, Δx , avec des conditions d'enthalpie (H) définies à un moment donné j (voir figure 3.4), on peut trouver les conditions pour chacun des éléments après un pas de temps Δt au moment $j+1$ comme :

$$H_i^{j+1} = H_i^j + \frac{k \Delta t}{\rho \Delta x^2} (T_{i+1}^j - 2T_i^j + T_{i-1}^j) \quad (3.25)$$

Mais, étant donné que, dans notre cas, la conductivité thermique de la glace (k à l'état solide) change par rapport à celle de l'eau (k à l'état liquide), l'équation (3.25) change et le bilan thermique pour le volume de contrôle du nœud i à la figure 3.4 est:

$$\rho \frac{H_i^{j+1} - H_i^j}{\Delta t} = \frac{k_{i-1}}{\Delta x^2} (T_{i-1}^j - T_i^j) + \frac{k_{i+1}}{\Delta x^2} (T_{i+1}^j - T_i^j) \quad (3.26)$$

Cela a pour conséquence que l'équation (3.25) change (Voller et Cross, 1980) pour être adaptée aux nouvelles conditions et pour une simulation plus proche de la réalité.



$$H_i^{j+1} = H_i^j + \frac{\Delta t}{\rho \Delta x^2} \{ k_{i-1}(T_{i-1}^j - T_i^j) - k_{i+1}(T_i^j - T_{i+1}^j) \} \quad (3.27)$$

Cependant, un des désavantages de la présentation explicite est sa nécessité intrinsèque d'utiliser des valeurs de pas de temps relativement faibles, et ce, parce que sa convergence est assurée par la condition limite de stabilité suivante :

$$\frac{\Delta t}{\Delta x^2} < \frac{\rho C_p}{2 k} \quad (3.28)$$

Notons que, par instable, on entend que des erreurs, dues à des inexactitudes arithmétiques ou à la nature approximative des expressions dérivées, auront tendance à s'accumuler et à croître dans les calculs (Jones, 2006). Cette condition pour assurer la convergence des calculs affecte aussi le temps de simulation par rapport à la présentation implicite.

3.4.1.2 Présentation par différence finie implicite

Dans ce cas, au lieu d'obtenir des résultats du changement de l'enthalpie pour le prochain pas de temps (j+1), à partir des valeurs de température des nœuds adjacents au moment présent (j), comme dans le cas explicite, on trouve la solution numérique du changement d'enthalpie à chaque pas de temps, en évaluant l'opérateur spatial au temps j+1

L'équation des dérivées partielles discrétisées devient:

$$\frac{H_i^{j+1} - H_i^j}{\Delta t} = \frac{k}{\rho} \nabla^2 T^{j+1} \quad (3.29)$$

Une autre méthode pour résoudre l'équation de diffusion de la chaleur par différence finie aurait pu être la méthode de Crank-Nicolson, qui est aussi implicite dans le temps et numériquement stable. Cependant, les solutions approchées peuvent encore contenir des

oscillations parasites si le rapport $\frac{\Delta t}{\Delta x^2}$ est grand, généralement plus grand que $\frac{1}{2}$ (Nicolson et Crank, 1947).

3.4.2 Cas bidimensionnel (2D)

Dans le cas de l'évaluation du changement de l'enthalpie sur un plan bidimensionnel, il est nécessaire d'utiliser un model de discrétisation par éléments finis. À cet égard, on a utilisé un maillage d'éléments triangulaires capable de segmenter complètement le domaine bidimensionnel (Ω) choisi, tel que proposé par Voller et Vaughan R (2009).

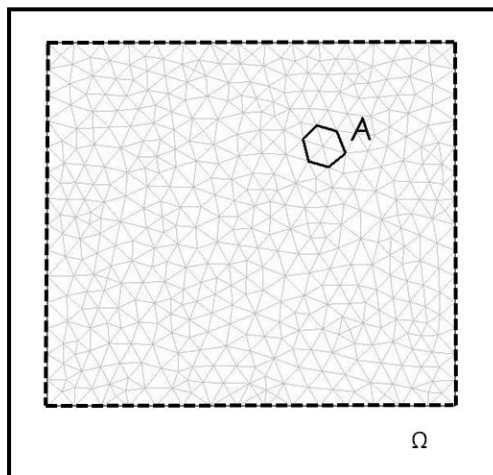


Figure 3.5 Schéma du domaine et du maillage pour la solution numérique en 2D

La figure 3.5 montre un exemple du domaine et d'un voisinage de surface A autour d'un nœud i. La figure 3.6 présente le détail de ce voisinage de triangles autour du nœud i avec les composantes impliquées dans la solution.

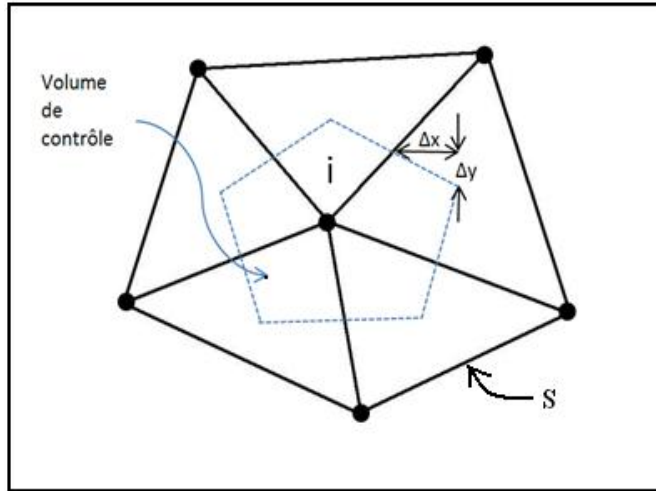


Figure 3.6 Schéma du voisinage d'un nœud et du volume de contrôle pour la solution numérique en 2D

Ainsi, en intégrant l'équation 3.3 sur tout le volume de contrôle et en terme d'enthalpie, on obtient:

$$\rho \int \frac{\partial H}{\partial t} dA = \oint (k \nabla T) \cdot \vec{n} dS \quad (3.30)$$

Où, les composants du gradient sont :

$$\nabla T = \left(\frac{\partial T}{\partial x}, \frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (3.31)$$

et

$$\frac{\partial T}{\partial x} = N_{1x}T_1 + N_{2x}T_2 + N_{3x}T_3 \quad (3.32)$$

$$\frac{\partial T}{\partial y} = N_{1y}T_1 + N_{2y}T_2 + N_{3y}T_3 \quad (3.33)$$

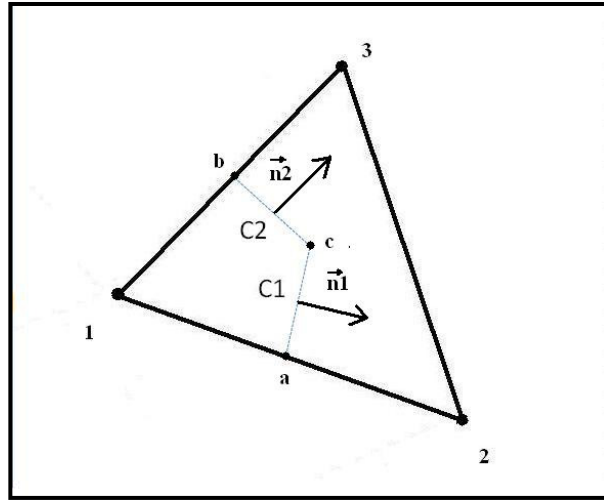


Figure 3.7 Élément triangulaire du voisinage évalué

Les indices 1, 2 et 3 se réfèrent aux nœuds qui forment le triangle évalué et les fonctions d'interpolation N sont données par :

$$\begin{aligned} N_{1x} &= \frac{\partial N_1}{\partial x} = \frac{(y_2 - y_3)}{2 V^{ele}}, & N_{1y} &= \frac{\partial N_1}{\partial y} = \frac{(x_3 - x_2)}{2 V^{ele}} \\ N_{2x} &= \frac{\partial N_2}{\partial x} = \frac{(y_3 - y_1)}{2 V^{ele}}, & N_{2y} &= \frac{\partial N_2}{\partial y} = \frac{(x_1 - x_3)}{2 V^{ele}} \\ N_{3x} &= \frac{\partial N_3}{\partial x} = \frac{(y_1 - y_2)}{2 V^{ele}}, & N_{3y} &= \frac{\partial N_3}{\partial y} = \frac{(x_2 - x_1)}{2 V^{ele}} \end{aligned} \quad (3.34)$$

Où V^{ele} correspond au volume de l'élément de la figure 3.7 donné par :

$$V^{ele} = \frac{1}{2} \begin{vmatrix} 1 & x_1 & y_1 \\ 1 & x_2 & y_2 \\ 1 & x_3 & y_3 \end{vmatrix} \quad (3.35)$$

La solution de l'intégrale de volume de l'équation 3.30 nous conduit à une solution pour le segment triangulaire montré à la figure 3.7:

$$\int k \nabla T \cdot \vec{n} dA = \int_{C1} k \nabla T \cdot \vec{n}_1 dA + \int_{C2} k \nabla T \cdot \vec{n}_2 dA \quad (3.36)$$

Où, par exemple pour C1 dans la figure 3.7:

$$y_c = \frac{y_1+y_2+y_3}{3}, \quad y_a = \frac{y_1+y_2}{2} \quad (3.37)$$

$$\vec{n}_1 = \left(\frac{y_c - y_a}{|C1|}, \frac{x_a - x_c}{|C1|} \right) \quad (3.38)$$

$$\nabla T \cdot \vec{n}_1 dA = \frac{\partial T}{\partial x} \frac{(y_c - y_a)}{|C1|} |C1| + \frac{\partial T}{\partial y} \frac{(x_a - x_c)}{|C1|} |C1| \quad (3.39)$$

Ainsi, pour chacun des côtés (C1 et C2):

$$\int_{C1} k \nabla T \vec{n}_1 dA = k \frac{\partial T}{\partial x} \Delta y_1 - k \frac{\partial T}{\partial y} \Delta x_1 \quad (3.40)$$

$$\int_{C2} k \nabla T \vec{n}_2 dA = k \frac{\partial T}{\partial x} \Delta y_2 - k \frac{\partial T}{\partial y} \Delta x_2 \quad (3.41)$$

et

$$\Delta x_1 = \frac{x_3}{3} - \frac{x_2}{6} - \frac{x_1}{6} \quad (3.42)$$

$$\Delta y_1 = \frac{y_3}{3} - \frac{y_2}{6} - \frac{y_1}{6} \quad (3.43)$$

$$\Delta x_2 = -\frac{x_2}{3} + \frac{x_3}{6} + \frac{x_1}{6} \quad (3.44)$$

$$\Delta y_2 = -\frac{y_2}{3} + \frac{y_3}{6} + \frac{y_1}{6} \quad (3.45)$$

Cela nous conduit finalement à un système d'équations différentielles ordinaires, qui prennent compte de chaque variable à tout nœud du maillage (Voller, 2009), et qui nous ont permis d'évaluer le changement de l'enthalpie pour un élément i du maillage à chaque pas de

temps dt . Ainsi, le bilan thermique d'un volume de contrôle donné (voir figure 3.6) pour un élément i dans le maillage peut être décrit ainsi:

$$\rho A \frac{H_i^{j+1} - H_i^j}{dt} = \sum_n \left[k \frac{\partial T}{\partial x} \Delta y_n - k \frac{\partial T}{\partial y} \Delta x_n \right] \quad (3.46)$$

Où la valeur de « n » correspond aux côtés ($C1, C2, C3, \dots, Cn$) voisins du nœud i évalué et A correspond à la surface duale de tous les triangles voisins au nœud i (voir figure 3.5).

Cette dernière équation a été utilisée dans la programmation des modèles pour trouver le changement d'enthalpie (H) entre le moment actuel j et le prochain moment $j+1$ après un pas de temps dt comme:

$$H_i^{j+1} = H_i^j + \frac{dt}{\rho A} \sum_n k \left[\frac{\partial T}{\partial x} \Delta y_n - \frac{\partial T}{\partial y} \Delta x_n \right] \quad (3.47)$$

La figure 3.8 montre un diagramme de flux qui exprime l'utilisation de processus de relaxation et d'itération sur le chemin de la solution de chaque pas de temps.

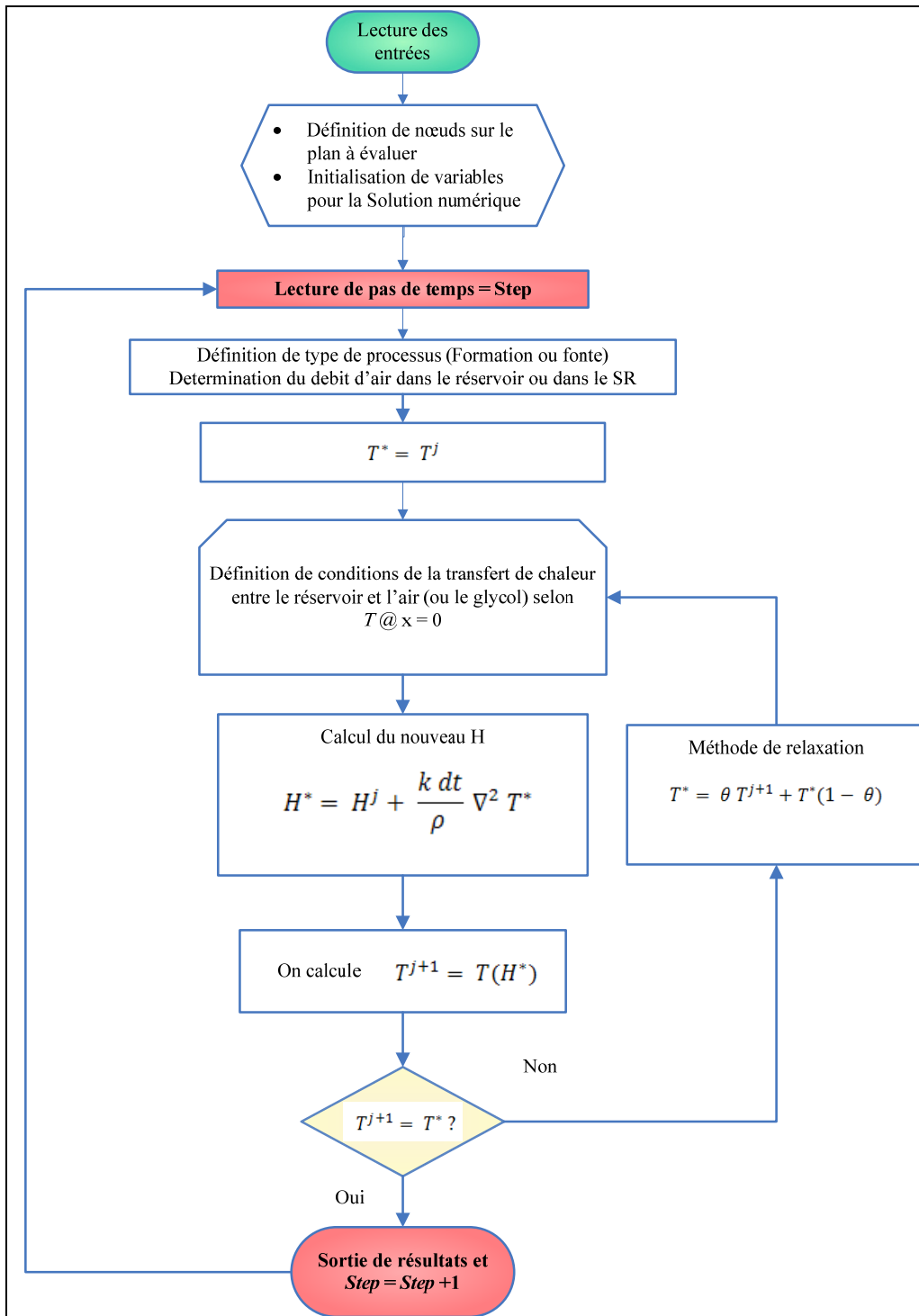


Figure 3.8 Diagramme de flux du processus par différence finie implicite

3.5 Similitude des solutions avec les méthodes choisies

Afin d'être certain de l'utilisation des méthodes choisies pour la solution des problèmes de la fonte et de la formation de la glace, il a été pertinent d'effectuer quelques tests de programmation pour obtenir des résultats graphiques avant de lancer une simulation sur des possibles scénarios réels. On a programmé deux fichiers sur Matlab®, un pour chaque scénario, qui simulent le mouvement de la frontière eau-glace et le changement de température dans le réservoir, tant pour le cas unidimensionnel (scénario 1) que pour le cas bidimensionnel (scénario 2). Les sous-chapitres suivants montrent les conditions de programmation et les résultats graphiques obtenus pour chaque cas.

3.5.1 Cas unidimensionnel

On a conçu un système unidimensionnel avec un nombre de nœuds (nd) séparés par une distance Δx et avec une condition de frontière définie à $X = 0$ et de conditions de température initiales connues ($T @ x=0$ et T_{inf} connues).

Sur les figures 3.9 à 3.12, on observe la solution pour le changement de l'enthalpie et le mouvement de la frontière glace-eau à travers les nœuds pour le temps que l'utilisateur décide, tout en discrétisant le temps en petites étapes dt , qu'on a appelé pas de temps.

Dans ce cas, on peut calculer la solution analytique à comparer avec la solution explicite et implicite. Pour rendre plus facile ce processus de comparaison, on a aussi introduit les solutions explicite précise et implicite précise qui ne sont que la linéarisation du changement de température et du mouvement de frontière eau-glace dans le temps. Ainsi, après chaque pas de temps, on trouve la position de la frontière en évaluant si celle-ci est passée sur le nœud i entre le moment j et le moment $j+1$ en déterminant si on respecte les conditions suivantes:

$$H_i^{j+1} > \frac{L}{2} \text{ et } H_i^j < \frac{L}{2} \quad (3.48)$$

Si cette condition se présente, on calcule la pente du changement d'enthalpie (Y) :

$$Y = \frac{\left(\frac{L}{2}\right) - H^j}{H^{j+1} - H^j} \quad (3.49)$$

Et la température et la position de la frontière sont définis par :

$$T = Y (T^{j-1} - T^j) + T^j \quad (3.50)$$

$$S = (i - 1)\Delta x \quad (3.51)$$

En termes généraux, on a évalué le changement de la température au nœud trouvé à 20 cm de la surface de la glace ($x=0$) et le mouvement de la frontière eau-glace. La variation de l'enthalpie et le mouvement de la frontière ont été calculés tant pour la fonte que pour la formation de la glace.

Tableau 3.1 Données d'entrée de la simulation pour la fonte de glace 1D

Processus	Temps de simulation	T _{inf} @ t = 0	T _∞	Δx	dt
Fonte	10 Jours	-5 °C	25 °C	0.05 m	300 s

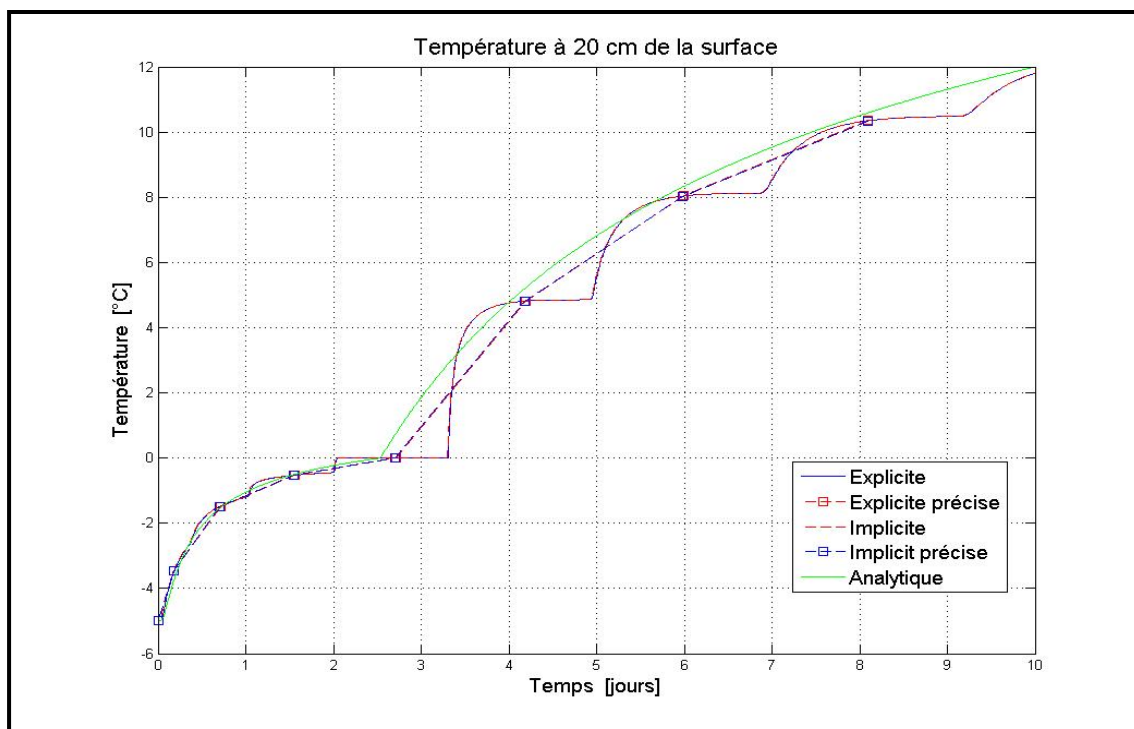


Figure 3.9 Changement de température à 20 cm de la surface, 10 jours, $T_{\infty} = 25^{\circ}\text{C}$ (Fonte)

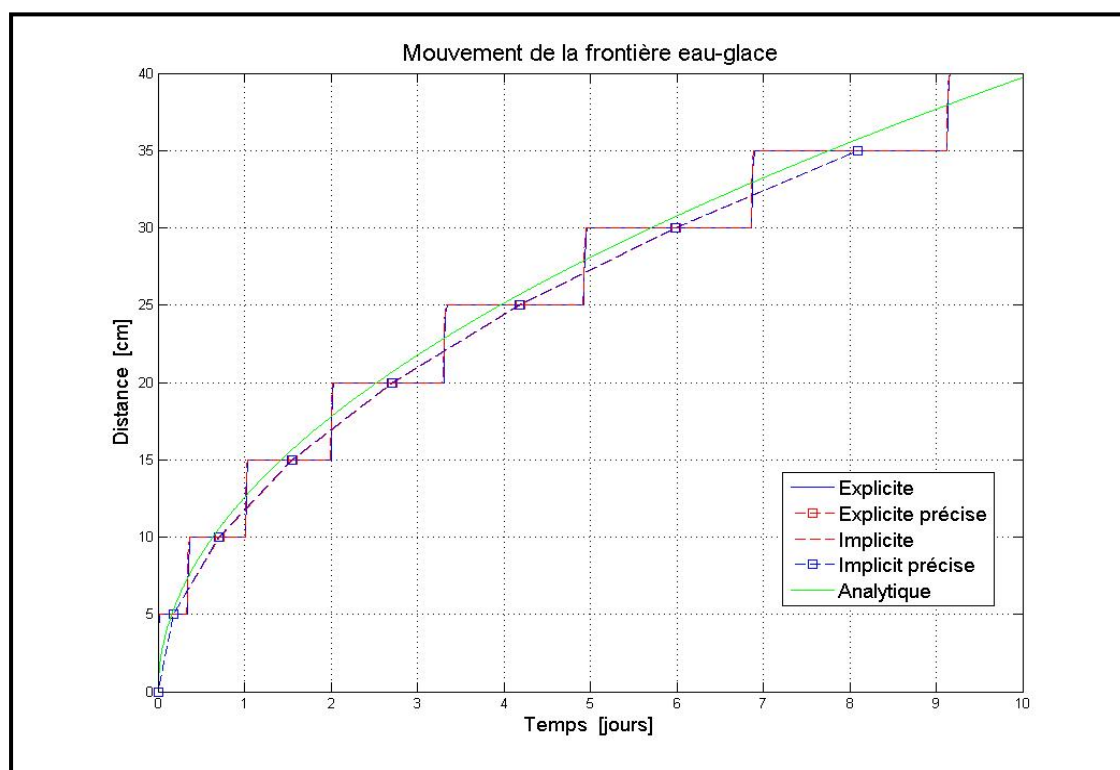


Figure 3.10 Mouvement de la frontière eau-glace, 10 jours, $T_{\infty} = 25^{\circ}\text{C}$ (Fonte)



Tableau 3.2 Données d’entrée de la simulation pour la formation de glace 1D

Processus	Temps de simulation	Tinf @ t = 0	T∞	Δx	dt
Formation	15 Jours	4°C	-10°C	0.05 m	300 s

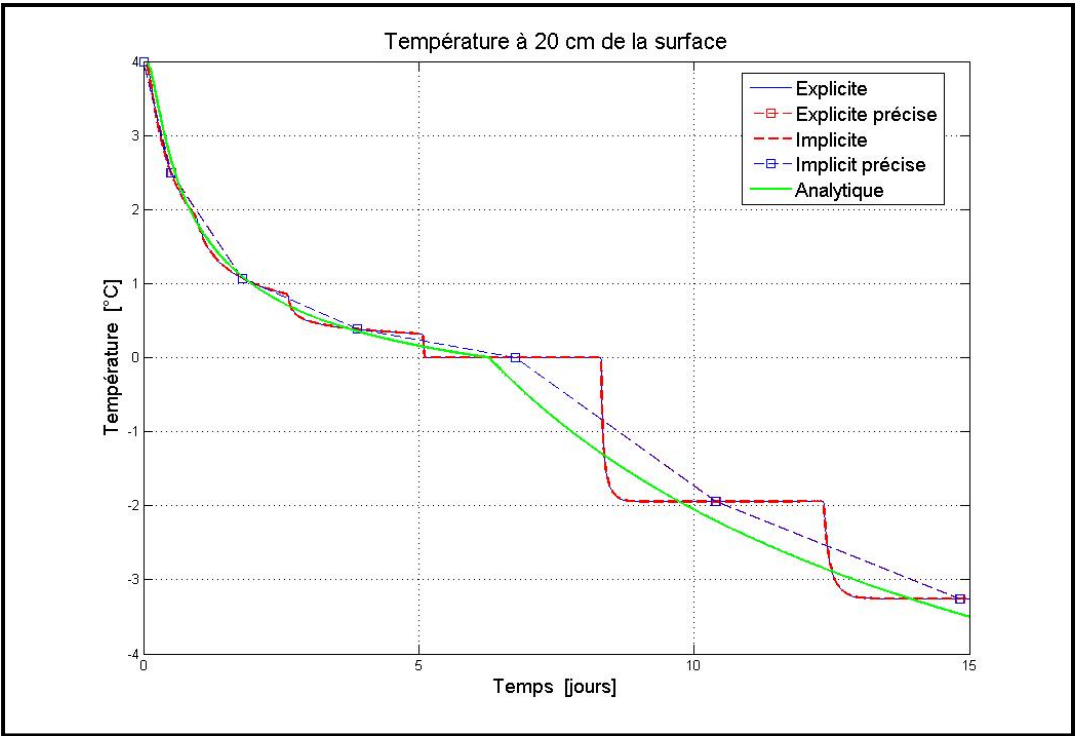


Figure 3.11 Changement de température à 20 cm de la surface, 15 jours, $T_{\infty} = -10\text{ °C}$ (Formation)

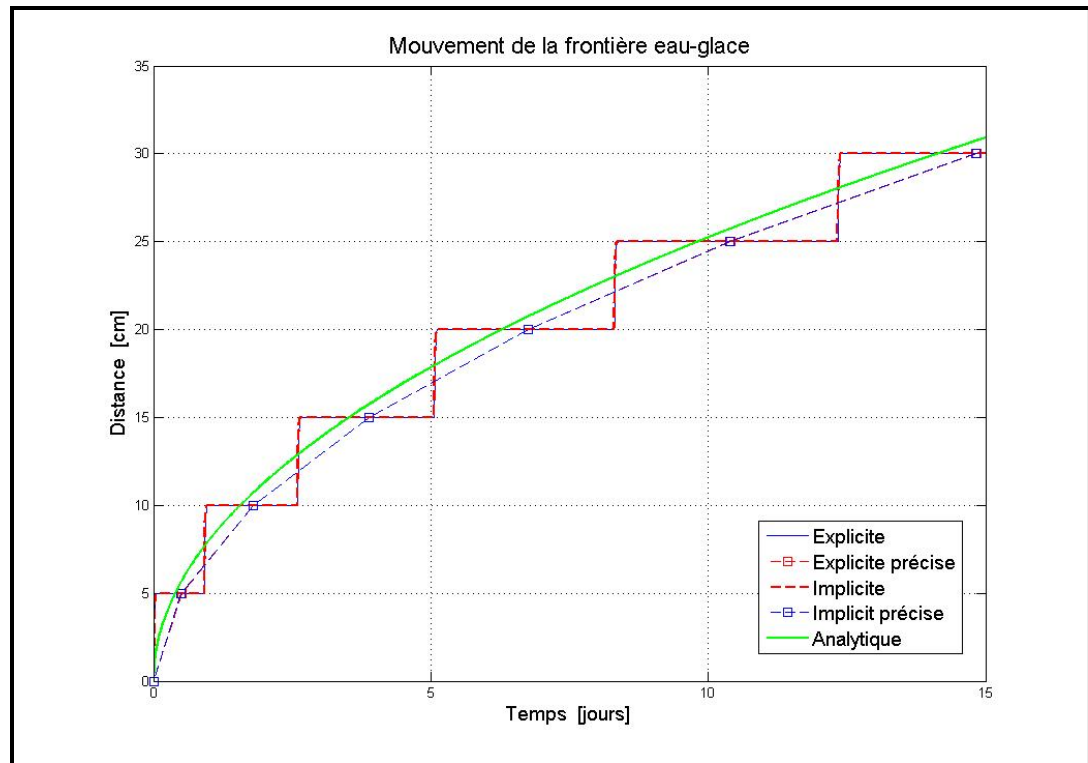


Figure 3.12 Mouvement de la frontière eau-glace, 15 jours, $T_{\infty} = -10^{\circ}\text{C}$ (Formation)

Des graphiques obtenus à partir de certains changements dans les variables énoncées (nd, dt, et dx), selon le processus choisi (formation ou fonte de la glace), sont présentés à l'annexe III. Ces graphiques ont été obtenus à partir de la simulation de 50 jours en supposant que l'air traverse sur le réservoir, à une température fixe et avec un coefficient de transfert de chaleur par convection choisi.

3.5.2 Cas bidimensionnel

Pour cette simulation, on a conçu un maillage de triangles sur une section carrée de deux mètres par deux mètres. La section est hypothétiquement traversée au milieu par un tuyau de deux pouces de diamètre. Les nœuds trouvés sur la surface du tuyau constituent la frontière sur laquelle on change la température par rapport à une température initiale de tous les nœuds de la section.

On a simulé tant la fonte de la glace que sa formation, en faisant varier les conditions initiales et les conditions de frontière, dépendamment du cas. Les figures 3.13 à 3.16 présentent les résultats graphiques du changement de la température et avancement de la frontière eau-glace pour ces deux processus, pendant dix jours, avec une température constante sur le tuyau.

Ainsi, pour le cas de fonte de la glace avec $T_{inf} = -2\text{ °C}$ et $T_s = 32\text{ °C}$, sur les figures 3.13 et 3.14, on voit les résultats, tant pour la solution explicite que pour la solution implicite :

Tableau 3.3 Données d'entrée de la simulation pour la fonte de glace 2D

Processus	Temps de simulation	T_{inf} @ $t = 0$	T_s
Fonte	10 Jours	-2 °C	32 °C

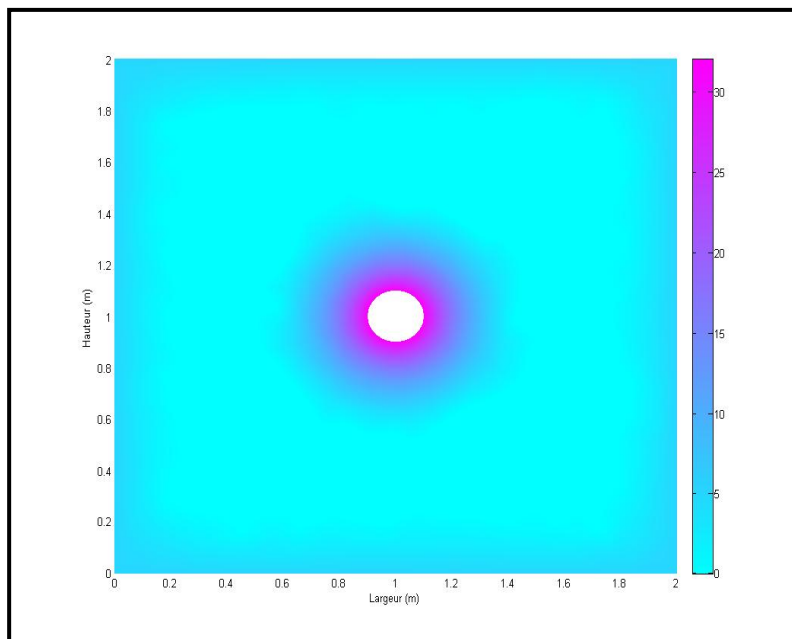


Figure 3.13 Solution explicite de la fonte de glace après 10 jours

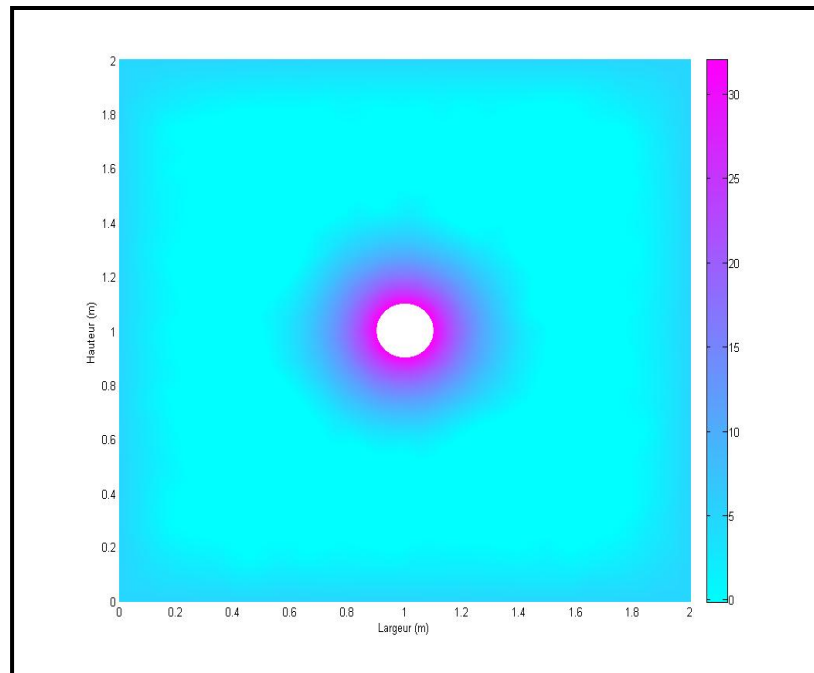


Figure 3.14 Solution implicite de la fonte de glace après 10 jours

De même, pour le cas de formation de la glace avec $T_{inf} = 9\text{ °C}$ et $T_s = -10\text{ °C}$, sur les figures 3.15 et 3.16, on observe les résultats tant pour la solution explicite que pour la solution implicite.

Tableau 3.4 Données d'entrée de la simulation pour la formation de glace 2D.

Processus	Temps de simulation	T_{inf} @ $t = 0$	T_s
Formation	10 Jours	9 °C	-10 °C

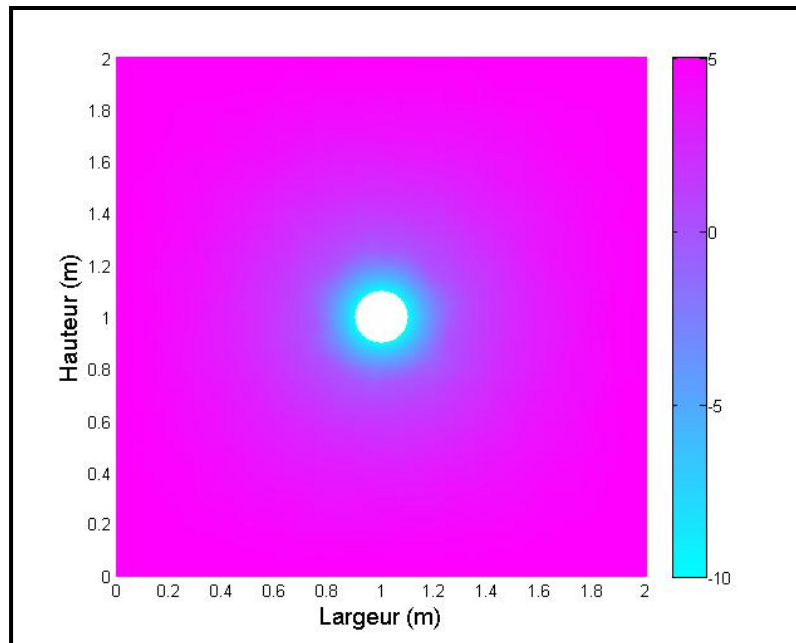


Figure 3.15 Solution explicite de la formation de glace après 10 jours

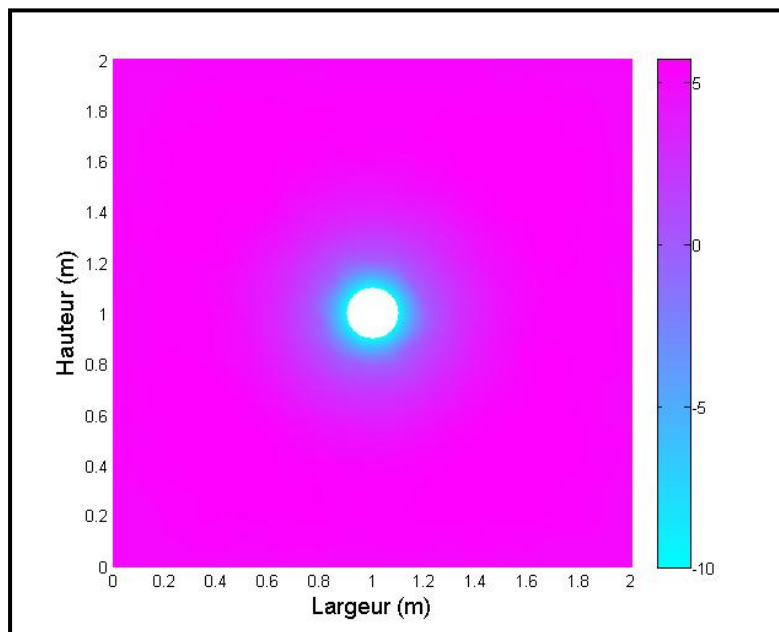


Figure 3.16 Solution implicite de la formation de glace après 10 jours

Ce travail de simulation à l'aide de Matlab® nous a permis de valider l'implantation des méthodes de solution numérique (explicite ou implicite) dans les scénarios réels choisis.

Chacun de ces scénarios seront présentés, avec leurs conditions particulières, dans le chapitre suivant.

CHAPITRE 4

SCÉNARIOS RÉELS DE RÉCUPÉRATION D'ÉNERGIE

4.1 Introduction et généralités dans la conception

Après avoir défini les modèles numériques utilisés pour solutionner le problème, on peut maintenant, par rapport à la récupération de l'énergie « accumulée » dans un réservoir de glace, s'occuper de développer la simulation des scénarios les plus proches de la réalité. L'idée en général est de montrer que choisir un système de refroidissement avec un stockage saisonnier de glace est aussi faisable technique et économiquement que de choisir un système traditionnel de climatisation. Pour y arriver, on doit choisir les pratiques les plus rentables et efficacement convenables de stocker de la glace afin de l'utiliser pour combler la plus grande proportion de la demande de refroidissement d'un bâtiment à la saison estivale.

Il existe différents types de systèmes de récupération d'énergie thermique qui impliquent d'une manière ou d'une autre l'intervention des trois concepts de base du transfert de chaleur: convection, conduction et rayonnement. Ces trois composantes peuvent interagir dans un mouvement naturel ou forcé. Dans ce mémoire, on évalue le transfert de chaleur d'un fluide à circulation forcée dans deux systèmes différents: un système à air pulsé sur le réservoir plein de glace (ou d'eau) et un autre système de passage d'eau glycolée dans un tuyau à travers le réservoir. Par la suite, on exprime les principes de base de chacun de ces modèles.

Le fonctionnement des deux cas a été modélisé à l'aide des logiciels TRNSYS et Matlab®, en respectant la surface disponible donnée pour la construction d'un réservoir et d'autres conditions de sa conception liées à chaque scénario. De même, le profil de charge de demande de climatisation obtenu au chapitre 2 a agi comme point de référence pour l'énergie demandée par ce type de bâtiments.

Dans les deux cas, le réservoir est souterrain et il sert à un système de climatisation qui répond aux conditions climatiques de la ville de Montréal. Les temps de simulation ont été

limités à 1an et 3 ans et les modèles ont pris en compte les périodes fixes de fonte et de formation de la glace au cours de l'année en tenant compte de la présence des températures les plus extrêmes correspondantes au processus. Ainsi, la période de fonte de la glace a été limitée entre l'heure 4000 et l'heure 6000 de l'année, quand les températures et la demande de climatisation sont les plus élevées (voir figure 2.3). La formation de la glace commence à partir de l'heure 7500 de l'année, quand la température est adéquate et le permet.

Comme indiqué dans le chapitre 3, les solutions numériques des systèmes ont été conçues de façon tant unidimensionnelle que bidimensionnelle, dépendamment du scénario à évaluer. Dans le cas de l'air passant sur le réservoir (scénario 1), on est parti de la supposition que la température dans l'eau-glace est la même à une certaine hauteur et à un moment donnés, n'importe où dans le réservoir. Par conséquent, l'analyse du changement de l'enthalpie dans le temps (dH/dT) a été limitée à une ligne de nœuds distribués à travers une section du réservoir. Ces nœuds sont positionnés à une distance égale (Δx) entre les nœuds i et $i+1$. Ces nœuds représentent les positions auxquelles on évalue le changement de température (T) à un moment donné ($j+1$), comme il est montré à la figure 4.1.

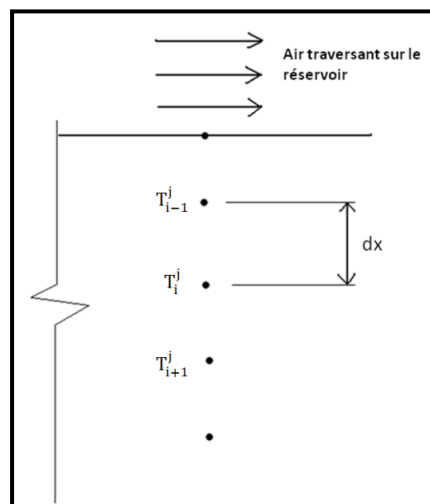


Figure 4.1 Schéma de la distribution nodal du maillage du scénario 1

Par ailleurs, le changement de température dans le réservoir pour le cas du glycol passant à travers d'un tuyau (scénario 2) a été simulé à partir d'un maillage de nœuds généré de

manière aléatoire dans une section contenant le tuyau traversant le banc de glace, tel que montré à la figure 4.2

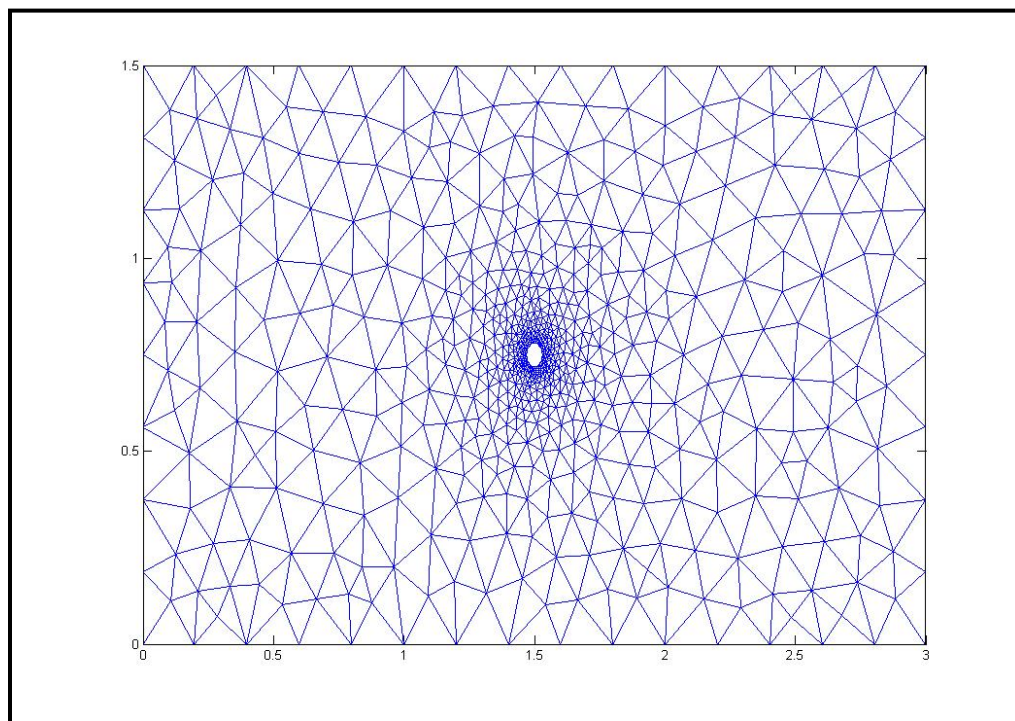


Figure 4.2 Maillage autour du tuyau pour le scénario 2

La simulation de ces systèmes a pris en compte des conditions spéciales de l'opération du système de ventilation. On a choisi, pour les deux cas, un système à 100% d'air frais avec un débit constant de $7.5 \text{ m}^3/\text{s}$, selon les données d'occupation du bâtiment, tel qu'exprimé dans le chapitre 2.

Les pertes de chaleur à travers l'enveloppe du réservoir ont également été prises en compte. Elles ont été calculées à partir de l'hypothèse d'un degré d'isolation R-20 ($\text{RSI} = 3.58$) tant pour les murs de la périphérie que pour le plafond et pour le plancher. Les épaisseurs de ces éléments et leur degré d'isolation font partie des entrées qui peuvent être facilement modifiables et ils ont été similaires dans les deux scénarios.



Ainsi, pour n'importe quel mur du réservoir (mur, plafond ou plancher) avec une surface définie (A) la résistance total au transfert de chaleur (R) est donné par :

$$R = \frac{RSI}{A} = \frac{3.58}{A} \quad (4.1)$$

Et, une fois calculée la température d'un nœud sur la frontière en bas ou en haut du réservoir $T(n)$, on peut obtenir la quantité de pertes ou de gains dans le réservoir (q) à travers le mur.

$$q = \frac{T_{sol} - T_n}{R} \quad (4.2)$$

Où T_{sol} représente la température connue du sol autour du réservoir ou, en général, du milieu extérieur au réservoir.

Il est cependant important de noter que les pertes calculées pour les murs de la périphérie et pour le fond des réservoirs conçus n'ont pas été considérées pour le changement de la température des nœuds à l'intérieur du volume de contrôle simulé, dans le scénario 1. Par contre, les simulations pour le scénario 2 ont inclus le changement de la température des nœuds dû aux pertes de chaleur à travers le plafond ou le fond du réservoir. Ces derniers sont représentés par les limites supérieure et inférieure du volume de contrôle de la figure 4.2.

Plus loin, on expose chacun des systèmes en sous-chapitres différents afin d'exprimer, de façon particulière, chacun des éléments de la conception et les hypothèses prises en compte pour la modélisation des deux modèles.

4.2 Scénario 1: Système à air pulsé dans le réservoir

Dans ce cas, la conception du système a été basée sur l'idée de faire passer le débit d'air requis par les occupants au-dessus du réservoir en contact direct avec la glace (ou l'eau) pendant l'été. De même, pendant la période de formation de la glace, l'air froid extérieur passerait sur l'eau du réservoir pour refaire le stockage de glace pendant la saison froide à chaque année.

Pour concevoir ce scénario, on doit connaître le débit d'air requis dans le bâtiment ($7.5 \text{ m}^3/\text{s}$) et la surface du terrain disponible pour la construction du réservoir. Ces variables sont des données d'entrée dans le fichier de la simulation. De plus, on suppose une distance fixe entre la surface de l'eau et le plafond du réservoir (G). Suite à cela, on calcule les dimensions qui conviennent le mieux pour le trajet de l'air à l'intérieur du réservoir en ayant, comme référence, la charge de climatisation demandée le jour le plus chaud de l'année obtenue dans la simulation présentée au chapitre 2. Ces dimensions ont été trouvées par itération du calcul de la section transversale $A_c = W G$ pour le moment le plus chaud de l'année, comme il est expliqué ci-dessous.

Pour le moment le plus chaud de l'année on a:

Température extérieure = $T_i = 32 \text{ }^\circ\text{C}$

Température de surface de l'eau = $T_s = 4 \text{ }^\circ\text{C}$

Température de soufflage dans le bâtiment = $T_o = 13 \text{ }^\circ\text{C}$

Charge de refroidissement requise $q = 170 \text{ kW}$

On suppose que la surface disponible du terrain pour le réservoir $A_s = 1200 \text{ m}^2$ et la distance entre la surface de l'eau et le plafond du réservoir $G = 0.25 \text{ m}$. On connaît le débit d'air requis $\dot{m} = 9 \text{ kg/s}$ (qui vient des $7.5 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$ requis) et on suppose aussi les valeurs initiales de largeur et de longueur du trajet de l'air dans le réservoir comme, $W_1 = 30\text{m}$ et $L_1 = 40\text{m}$, ainsi :

$$A_{c1} = W_1 * G \quad (4.3)$$

$$\bar{h} = \frac{q}{A_s \Delta T_{lm}} \quad (4.4)$$

$$\text{où } \Delta T_{lm} \stackrel{\text{def}}{=} \frac{\Delta T_o - \Delta T_i}{\ln\left(\frac{\Delta T_o}{\Delta T_i}\right)} \quad (4.5)$$

$$\Delta T_o = T_s - T_o \quad \text{et} \quad \Delta T_i = T_s - T_i \quad (4.6)$$

$$Nu = \frac{\bar{h}}{k D_h} \quad \text{où} \quad D_h = \frac{4 A_{c1}}{2G + 2W_1} \quad (4.7)$$

Et, on trouve

$$Re = \left(\frac{Nu}{0.0158} \right)^{\frac{1}{0.8}} \quad \text{et} \quad V = \frac{Re \mu}{\rho D_h} \quad (4.8)$$

Cette dernière formule pour trouver Re vient du calcul de la valeur moyenne du nombre de Nusselt (Nu_m) pour un écoulement turbulent pleinement développé (Ho et Wang, 2002).

Avec cette vitesse calculée on trouve une nouvelle section transversale A_c

$$A_{c2} = \frac{\dot{m}}{\rho V} \quad (4.9)$$

Ce qui finalement permet de trouver les dimensions du réservoir par rapport à cette nouvelle surface du terrain disponible.

$$W_2 = \frac{A_{c2}}{G} \quad \text{et} \quad L_2 = \frac{A_s}{W_2} \quad (4.10)$$

Et on refait les calculs jusqu'à $A_{c1} = A_{c2}$ en obtenant finalement la longueur et la largeur optimales du trajet de l'air dépendamment du volume d'air requis.

La figure 4.3 montre les différentes options de dimensionnement du trajet de l'air traversant le réservoir, dépendamment du volume d'air requis dans le bâtiment.

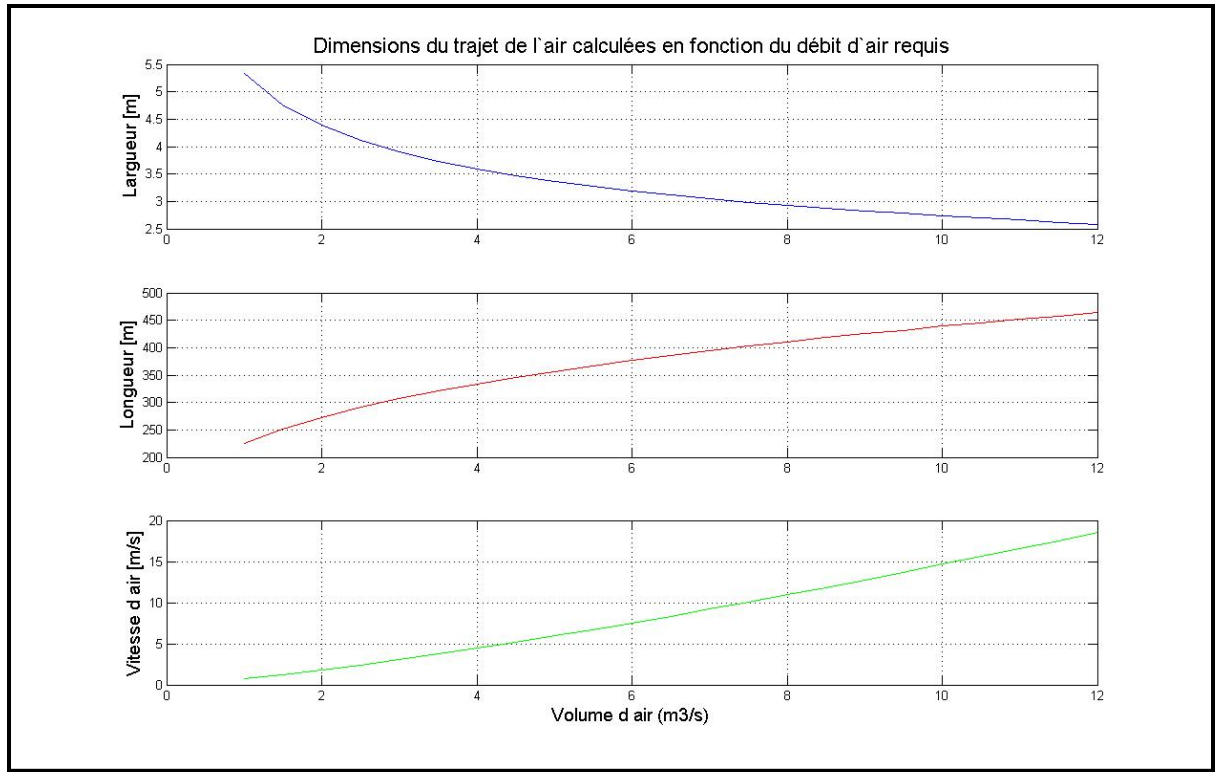


Figure 4.3 Dimensions du trajet de l'air calculées pour le scénario 1

Après avoir obtenu la surface de terrain disponible pour la construction du réservoir et les dimensions qui conviennent le mieux pour le trajet de l'air, il faut concevoir la forme réelle que pourrait avoir la construction sur le terrain. En tenant compte du fait que la longueur nécessaire est toujours beaucoup plus grande que la largeur, on peut penser à un système dans lequel l'air passe sur le réservoir plusieurs fois en le traversant longitudinalement.

Si on regarde la figure 4.3, pour un débit d'air requis de $7.5 \text{ m}^3/\text{s}$, on devrait avoir une longueur du chemin de près de 400 mètres et une largeur d'environ trois mètres. Par exemple, si on compte avec un terrain de 30 mètres par 40 mètres, on pourrait diviser le réservoir longitudinalement en dix sections, ce qui nous donnerait des valeurs similaires à celles de la largeur et de la longueur du trajet de l'air requis théoriquement. La figure 4.4 montre un dessin schématisé de cette conception possible.

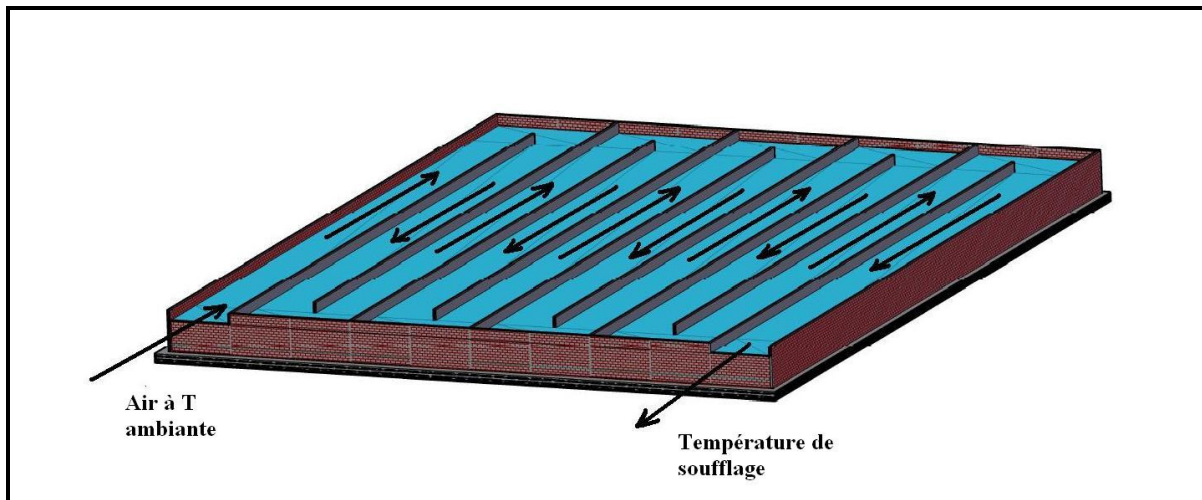


Figure 4.4 Dessin schématique d'une conception possible du réservoir pour le scénario 1

Une autre particularité importante de ce scénario est le choix d'un système qui permet la variation du débit d'air traversant le réservoir à l'aide d'un diviseur de débit. Cette fonction est utilisée uniquement durant la période de la fonte de la glace. Elle a été incluse dans la simulation parce que, même si l'occupation du bâtiment nous demande un débit constant, on ne peut pas toujours faire passer au complet ce volume d'air sur le réservoir sans courir le risque d'un refroidissement excessif de l'air par rapport à la température de soufflage demandée dans le bâtiment. De plus, ce processus augmente la durée de la glace puisque moins d'énergie est ajoutée à la réserve pendant l'été. L'élément type 11f dans TRNSYS a permis la simulation de la division du volume d'air calculé à chaque pas de temps selon la température ambiante et la température de soufflage requise.

A ce moment-là, on met en œuvre les solutions numériques implicite ou explicite sur la ligne de nœuds choisie entre la surface et le fond du réservoir, tout en sachant que la température de la surface de la glace (T_s ou température du premier nœud T_1) est directement proportionnelle à la température ambiante et à la température du deuxième nœud T_2 à une distance Δx de T_s (Voir figure 4.5) à tout moment j selon l'équation de conservation de transfert de chaleur lié:

$$h A (T_f(j) - T_s(j)) = \frac{k A (T_s(j) - T_2)}{\Delta x} \quad (4.11)$$

où

$$T_f(j) = \frac{T_{amb}(j) + T_{sortie}(j-1)}{2} \quad (4.12)$$

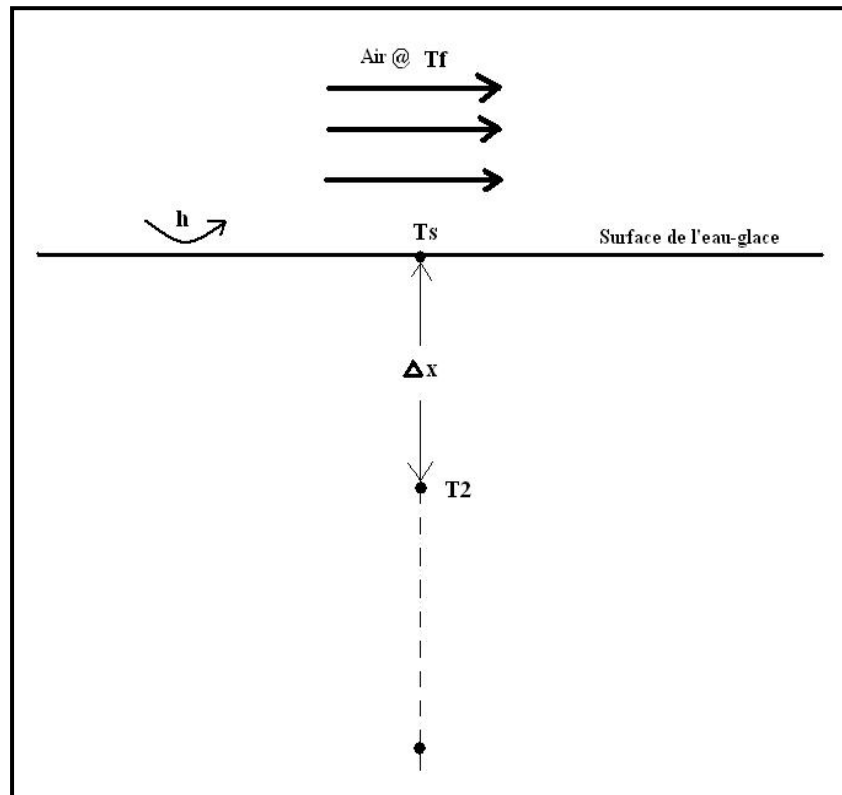


Figure 4.5 Schéma des éléments liés au changement de la température de surface T_s

D'où, après la résolution de la variable T_s , on obtient:

$$T_s(j) = \frac{h \Delta x T_f(j) + k T_2(j)}{k + h \Delta x} \quad (4.13)$$

Ainsi, pour chaque pas de temps (Δt), on obtient tant la quantité de charge rejetée ou attirée du réservoir que la position de la frontière de changement de phase. On obtient aussi d'autres

données importantes, comme la température de l'air sortant du réservoir, le pourcentage d'air qui doit passer sur le réservoir et les pertes à travers l'enveloppe du réservoir. Cela, à la fin de la simulation, nous permet de calculer la quantité d'énergie pouvant être récupérée ou stockée dans le réservoir et de déterminer quel pourcentage de la demande de refroidissement du bâtiment est comblé à l'aide du banc de glace. Plusieurs données obtenues à partir de la simulation de ce scénario sont présentées au chapitre 5.

4.3 Scénario 2 : Système à glycol à travers le réservoir

Un deuxième scénario a été modélisé afin d'avoir quelques points de comparaison entre le premier et le deuxième scénario par rapport à l'énergie qui peut être sauvée en climatisation du bâtiment. Un des systèmes de climatisation souvent utilisés en ce moment est celui qui utilise une boucle fermée d'eau mitigée. Ce principe a été pris comme base pour évaluer le cas hypothétique d'un système de climatisation conçu avec un banc de glace comportant un serpentin d'eau glycolée.

Le glycol est chargé de transporter la chaleur à travers une boucle fermée qui va d'un échangeur air-eau situé à l'extérieur du bâtiment jusqu'au réservoir de glace. Le serpentin sert à faire fondre et à former la glace, soit pour refroidir l'air nécessaire pour la climatisation du bâtiment en été ou pour rejeter la chaleur du réservoir pendant tout l'hiver pour récupérer la glace.

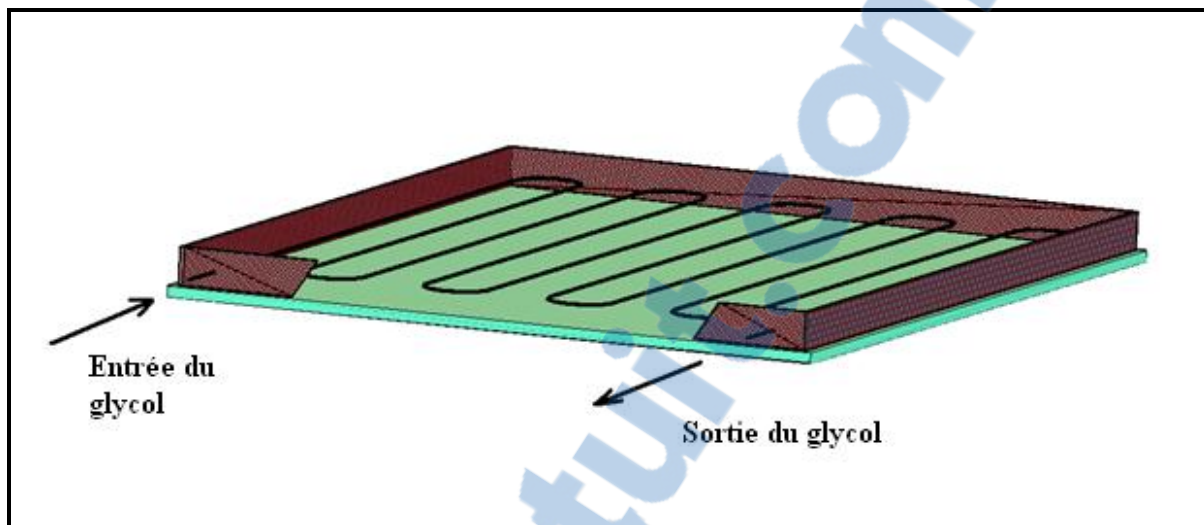


Figure 4.6 Dessin schématique d'une conception possible du réservoir pour le scénario 2

D'abord, il a fallu faire une première approche au dimensionnement des éléments liés au système. De la même façon que, dans le cas antérieur où l'air passe directement sur la glace, on part de l'hypothèse que la surface de terrain disponible pour la construction du réservoir est connue et le débit d'air requis dans le bâtiment est $7.5 \text{ m}^3/\text{s}$. On prend aussi en compte le diamètre du tuyau qui traverse le réservoir et un débit de glycol de 5 kg/s . La charge estimée de climatisation du bâtiment q_{max} pour le jour le plus chaud de l'année peut être aussi une valeur de référence utile puisqu'on peut assumer que cette charge doit être enlevée au volume d'air nécessaire pour arriver à la température de soufflage. Ces valeurs d'entrée nous conduisent à dimensionner le serpentin.

Une fois les paramètres physiques liés au réservoir déterminés, il a fallu tenir compte des caractéristiques de l'échangeur de chaleur glycol-air. Afin de simplifier le modèle pour la simulation, on a choisi dans TRNSYS, l'élément type 91 de la librairie d'échangeurs de chaleur. Cet élément permet un échange, à efficacité constante, entre le glycol et l'air, ce qui aide à lier la température extérieure à la température du glycol qui traverse le réservoir.

Dans ce cas, afin de contrôler la température de l'air de soufflage dans le bâtiment, on a choisi de varier la quantité d'air refroidi dans l'échangeur de chaleur pendant la période de fonte de la glace au lieu de supposer un débit de glycol variable dans la boucle. Ainsi, dans la

simulation, on a inclus, d'une part, un diviseur de débit chargé de limiter la quantité d'air qui traverse l'échangeur de chaleur et, d'autre part, une pompe de débit constant dans la boucle du glycol. L'élément Type 114 de TRNSYS sert à la modélisation de ce composant dans la simulation.

CHAPITRE 5

RESULTATS DES SIMULATIONS

5.1 Programmation et simulation des scenarios

La plus grande partie de la programmation requise pour la simulation des processus physiques qui surviennent dans le réservoir de glace a été effectuée dans des fichiers Matlab®. Ces fichiers, à leur tour, sont appelés à partir de la simulation des scénarios dans le logiciel TRNSYS, où les modèles des scénarios choisis sont complétés en utilisant les éléments disponibles.

On a d'abord simulé chacun des scénarios pendant une première année complète, commençant à la période de fonte de la glace suivie par une période de formation de cette glace dans le réservoir. La période de fonte commencerait au début de la saison estivale, quand le réservoir se trouve rempli de glace et que la demande du système de climatisation approche les valeurs les plus élevées. A ce moment là, dépendamment des valeurs de température extérieure, on simule le flux d'air ou de Glycol (scénario 1 ou 2) dans la réserve de glace afin de calculer la quantité d'énergie que le système est capable d'échanger avec le banc de glace, tout en satisfaisant les besoins de confort dans le bâtiment. Par la suite, il y a une période « morte » ou sans autre activité thermique que les gains de chaleur dans le réservoir (*standby*) et, finalement, une période de formation de glace lorsque les températures extérieures sont adéquates

Les moments exacts de l'année du début et de la fin des périodes de fonte et de formation de la glace sont déterminés selon le lieu, les données de température extérieure et les données de demande de climatisation du bâtiment (si disponibles). Dans ce mémoire, on a travaillé avec les données de la ville de Montréal. On a aussi défini l'utilisation de périodes de fonte et de formation entre dates dont la correspondance avec leur heure de l'année est présentée au tableau 5.1. Ainsi, par exemple, initialement, la période de fonte commence autour de l'heure 4000 (16 Juin) jusqu'à l'heure 6000 (7 Septembre) de l'année et la période de formation ira

de l'heure 7500 (9 Novembre) jusqu'au début de la prochaine période de fonte, à l'heure 12760 de la simulation (16 Juin de l'année prochaine).

Tableau 5.1 Correspondance des dates importantes dans les simulations avec leur numéro d'heure pendant l'année

Heure de l'année dans les simulations				Date correspondante
Année 1	Année 2	Année 3	Année 4	
3000	11760	20520	29280	05-mai
4000	12760	21520	30280	16-juin
6000	14760	23520	-	07-sept
7000	15760	24520	-	19-oct
7500	16260	25020	-	09-nov
8760	17520	26280	-	31-Dec

Les valeurs d'entrée les plus importantes sont la largeur et la longueur disponibles sur le terrain du bâtiment pour la construction du réservoir de glace, la quantité de divisions longitudinales ou de passage du tuyau (ou de l'air selon le scénario) dans le réservoir, la durée de la simulation, la durée de la période de fonte et, seulement pour le scénario 2, le débit de glycol dans la boucle.

Les tableaux 5.2 et 5.3 montrent les données d'entrée utilisées pour la modélisation des cas considérés pour chaque scénario. Ces tableaux servent de références aux futurs sous chapitres, dans lesquels les principaux résultats de la simulation de chacun des cas sont présentés. Les cas 1 et 6 ont été les premiers cas simulés et ils agissent comme cas de référence pour chaque scénario. Pour les autres cas simulés, les valeurs mises en caractères gras dans les tableaux sont celles qui changent par rapport aux cas de référence.

Tableau 5.2 Principales données d'entrée pour les simulations des cas du scénario 1

Numéro de cas	Dimensions du réservoir	Durée de simulation	Nombre de passages	Période de fonte
	Mètres	Années		Date à date
1	30 m X 40m	1	10	16-Juin à 07-Septembre
2	30 m X 40m	3	10	16-Juin à 07-Septembre
3	15 m X 20 m	1	5	16-Juin à 07-Septembre
4	30 m X 40m	1	10	05-Mai à 19-Octobre
5	30 m X 40m	3	10	05-Mai à 19-Octobre

Tableau 5.3 Principaux données d'entrée pour les simulations des cas du scénario 2

Numéro de cas	Dimensions du réservoir	Durée de simulation	Nombre de passages	Période de fonte	Débit de glycol
	Mètres	Années		Date - date	Kg/s
6	30 m X 40m	1	10	16-Juin à 07-Septembre	5
7	30 m X 40m	3	10	16-Juin à 07-Septembre	5
8	15 m X 20 m	1	5	16-Juin à 07-Septembre	5
9	30 m X 40m	1	10	16-Juin à 07-Septembre	2,5
10	30 m X 40m	3	10	16-Juin à 07-Septembre	10

Les figures 5.1 et 5.2 présentent les modèles de simulation sur l'interface du logiciel TRNSYS. Les éléments « *Ice_Storage* » et « Réservoir_glace » dans les schémas, représentent, dans chaque cas, le réservoir de glace du système.

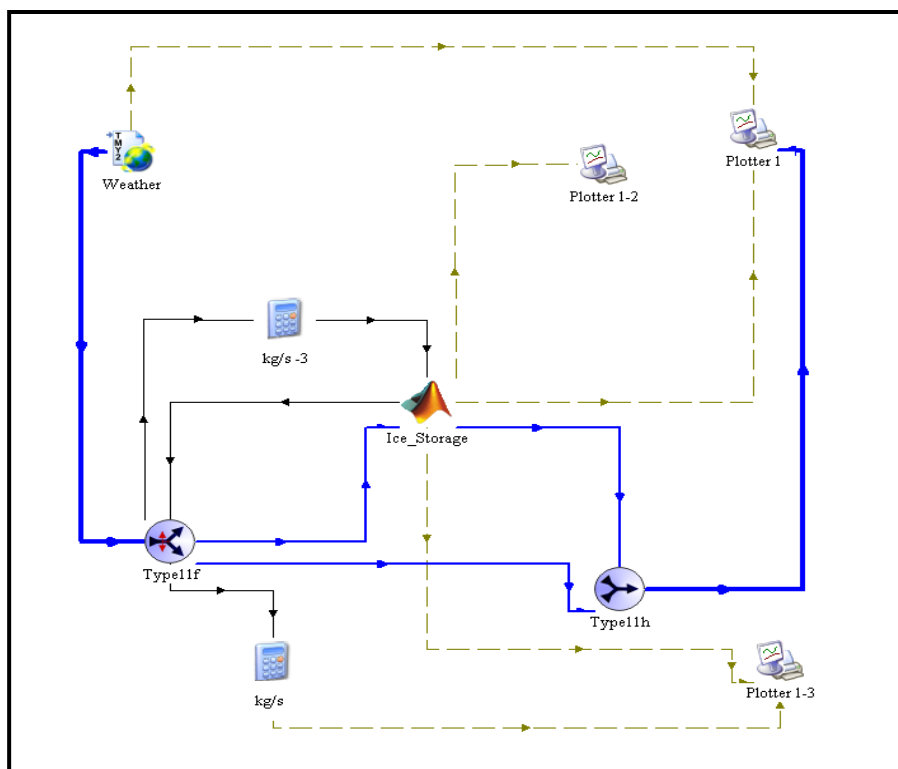


Figure 5.1 Éléments inclus dans la simulation du scénario 1 à TRNSYS

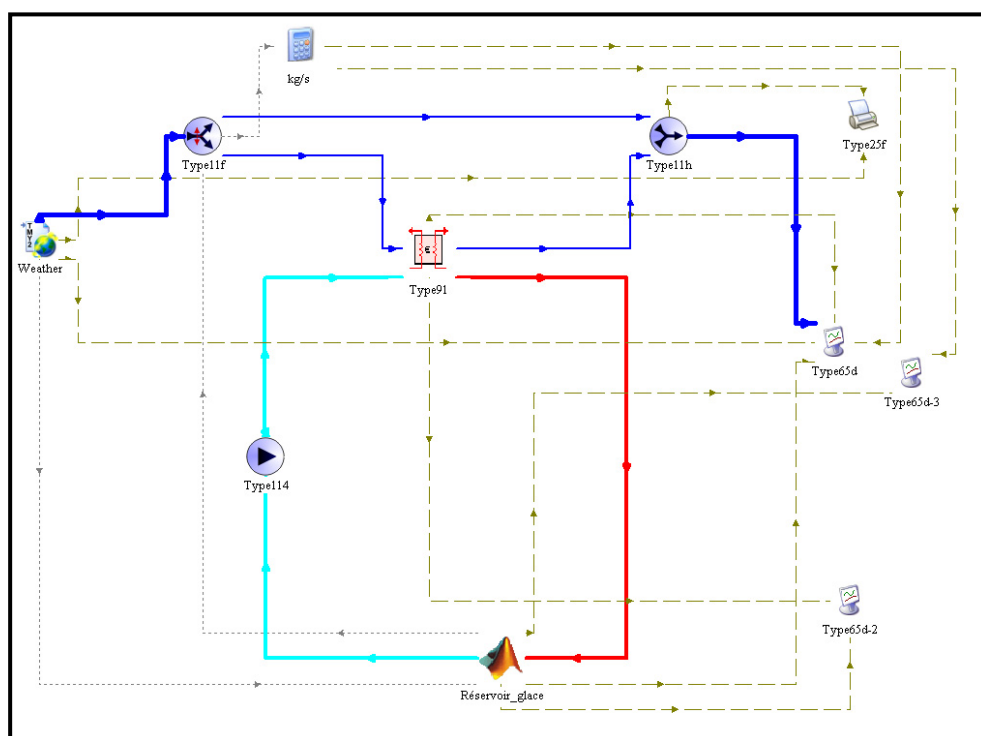


Figure 5.2 Éléments inclus dans la simulation du scénario 2 dans TRNSYS

Les deux sous-chapitres suivants traitent des spécificités autour des entrées, des paramètres et des résultats liés à la simulation pour chaque scénario simulé. Le sous-chapitre 5.1.1 porte sur le scénario 1, et le 5.1.2, sur le scénario 2.

5.1.1 Scénario 1 : Système à air pulsé pour une année

Pour le système à air pulsé sur un réservoir divisé en sections longitudinales, ou scénario 1, le fichier Matlab®, représentant le réservoir de glace, a été programmé selon les étapes suivantes :

Données principales d'entrée :

Un maillage unidimensionnel de 300 nœuds espacés 2.5 cm.

Pas de temps défini = 0.2 heures (12 minutes).

Longueur de la surface disponible pour le réservoir = 40 m

Largeur de la surface disponible pour le réservoir = 30 m

Hauteur ou profondeur hypothétique du réservoir = 1.5 m

Nombre des divisions longitudinales dans le réservoir = 10

Épaisseur de couche d'air entre le plafond et la glace = 25 cm

Débit constant d'air frais requis pour le bâtiment = 7500 l/s

Température de soufflage d'air requise = 12 °c

Valeur RSI de résistance thermique pour le réservoir : 3.52 RSI = R-20

Une autre valeur d'entrée importante est la vitesse à laquelle l'air doit être pulsé sur le réservoir pour satisfaire le débit d'air requis dans le bâtiment. À partir des données présentées au chapitre 4.2 (voir figure 4.3), on a trouvé que, pour un réservoir de dimensions énumérées ci-dessus, on devrait faire passer l'air à près de 10 m/s sur la glace. Cette valeur devient la vitesse maximale de l'air quand tout le volume d'air requis ($7.5 \text{ m}^3/\text{s}$) doit traverser le réservoir pendant la période de fonte et, par conséquent, la vitesse fixe pendant la période de formation de la glace. C'est à dire que cette vitesse est variable pendant la période de fonte de la glace et fixe pendant la période de formation et ainsi, pendant l'été, elle varie

en fonction du pourcentage d'air qui doit traverser le réservoir pour atteindre la température de soufflage requise, mais pendant l'hiver, elle ne varie pas.

La variation du débit d'air dans le réservoir est contrôlée dans la simulation par la quantité d'air déterminée à entrer dans le réservoir de glace par le diviseur de flux (élément type 11f à TRNSYS, voir Figure 5.1). Ce pourcentage d'air qui doit traverser le réservoir (% Air_{in}) est directement lié à la température idéale de soufflage comme :

$$T_{\text{souf}} = T_{\text{amb}}(1 - \% \text{ Air}_{\text{in}}) + T_{\text{sortie}} \% \text{ Air}_{\text{in}} \quad (5.1)$$

À chaque pas de temps, TRNSYS appelle le fichier Matlab® en lui donnant la température ambiante, la masse d'air qui doit traverser le réservoir et l'heure actuelle de la simulation. Avec toutes les entrées, le programme détermine d'abord le type de processus (fonte, formation ou standby). Par la suite, on calcule la charge de chaleur apportée au réservoir ou rejetée selon le cas et les solutions numériques implicite et explicite sont calculées pour ainsi trouver le changement de température dans le réservoir et le mouvement de la frontière eau-glace. À la fin de chaque pas de temps, le fichier Matlab® retourne à TRNSYS les valeurs suivantes :

1. La température de la surface de l'eau-glace;
2. La distance de la surface du réservoir à la frontière eau-glace en mouvement;
3. La température des nœuds du maillage 1D pour les cas explicite et implicite;
4. La charge échangée entre l'air et le réservoir;
5. Les pertes ou gains de chaleur à travers la périphérie du réservoir;
6. Le débit et la vitesse de l'air traversant le réservoir;
7. Le pourcentage d'air qui doit traverser le réservoir.

Les figures 5.3 et 5.4 montrent les résultats de la simulation du scénario 1 pendant une année. On présente les résultats de la variation de la température du nœud à 20 cm de la surface du banc de glace et du mouvement de la frontière eau-glace tant pour la période de fonte que

pour la période de formation de la glace. On montre aussi la variation de la température de la surface (T_s) et de la température ambiante (T_{amb}) pendant tout le processus.

D'une part, la figure 5.3 montre le changement des températures liées aux méthodes de solution implicite et explicite, pour un nœud à 20 cm de profondeur et pour la surface de l'eau-glace par rapport à la température extérieure. De même, on identifie toujours la différence entre la période de fonte avant l'heure 6000, la période de standby (ou « morte ») et la période de formation de la glace à partir de l'heure 7500 de l'année. On voit comment la température du nœud à 20 cm de profondeur change et la similarité des résultats entre les méthodes de solution implicite et explicite. Il peut aussi être vu que la température de surface T_s influence directement le changement de température à l'intérieur du réservoir aux différentes périodes.

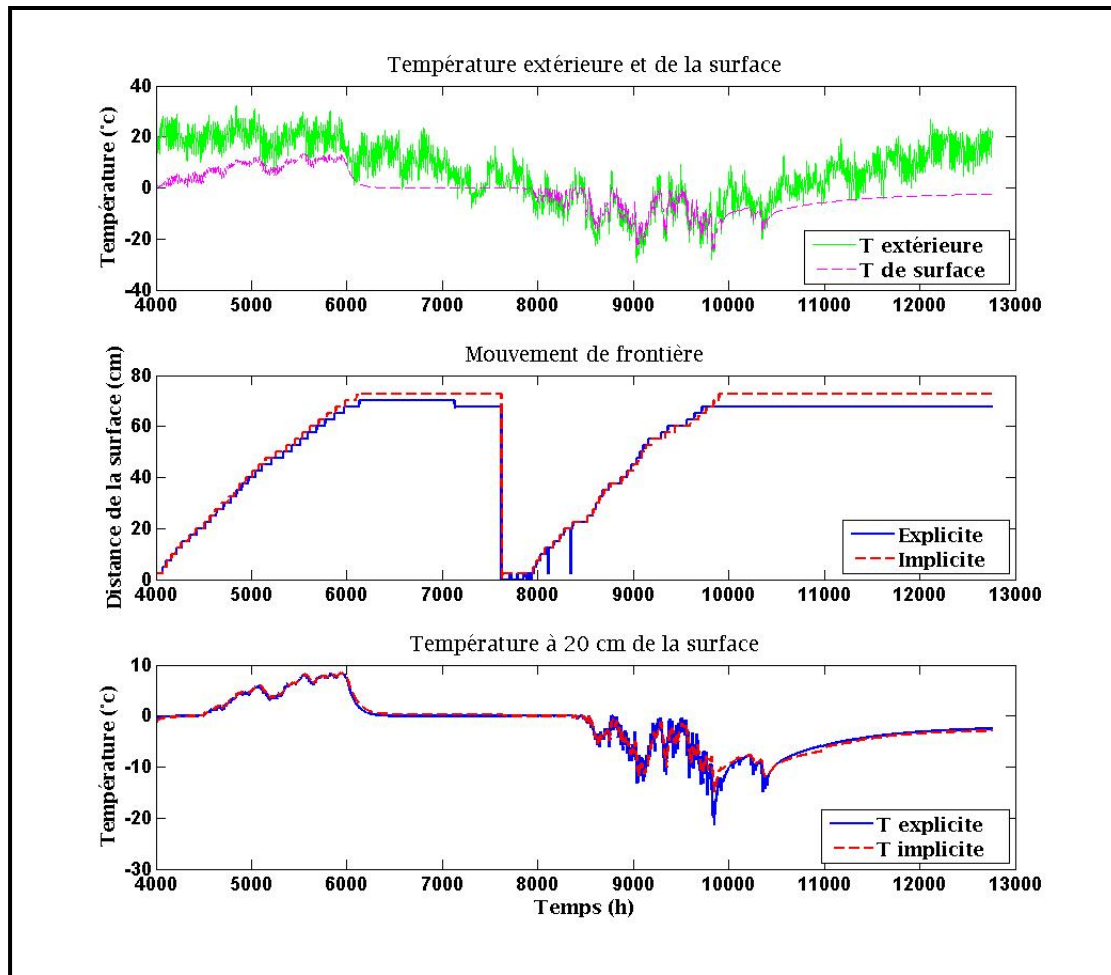


Figure 5.3 Températures et mouvement de frontière dans la simulation du scénario 1

D'autre part, dans le deuxième graphique de la figure 5.3, on trouve la mesure du mouvement de la frontière eau-glace où la valeur 0 correspond à la surface de l'eau-glace dans le réservoir et cette valeur augmente quand la frontière bouge plus profondément dans le réservoir. Le changement de cette variable dépend de la variation de température et de l'état dans les nœuds du maillage à chaque pas de temps évalué. On peut observer, dans la figure 5.3, que les solutions explicite et implicite sont similaires, tant pour le changement de température du nœud à 20 cm de la surface que pour le mouvement de frontière. Dans ce cas, pour le scénario 1, la profondeur maximale atteinte par la frontière est de 72.5 cm.

On présente aussi, à la figure 5.4, les valeurs de charge échangée entre le réservoir de glace et l'air qui le traverse. Les valeurs positives du premier graphique de la figure veulent dire que

la chaleur entre dans le réservoir, ce qu'on voit pendant la période de fonte de la glace. Au contraire, des valeurs négatives signifient qu'il s'agit de la période de formation à partir de l'heure 7500 de l'année.

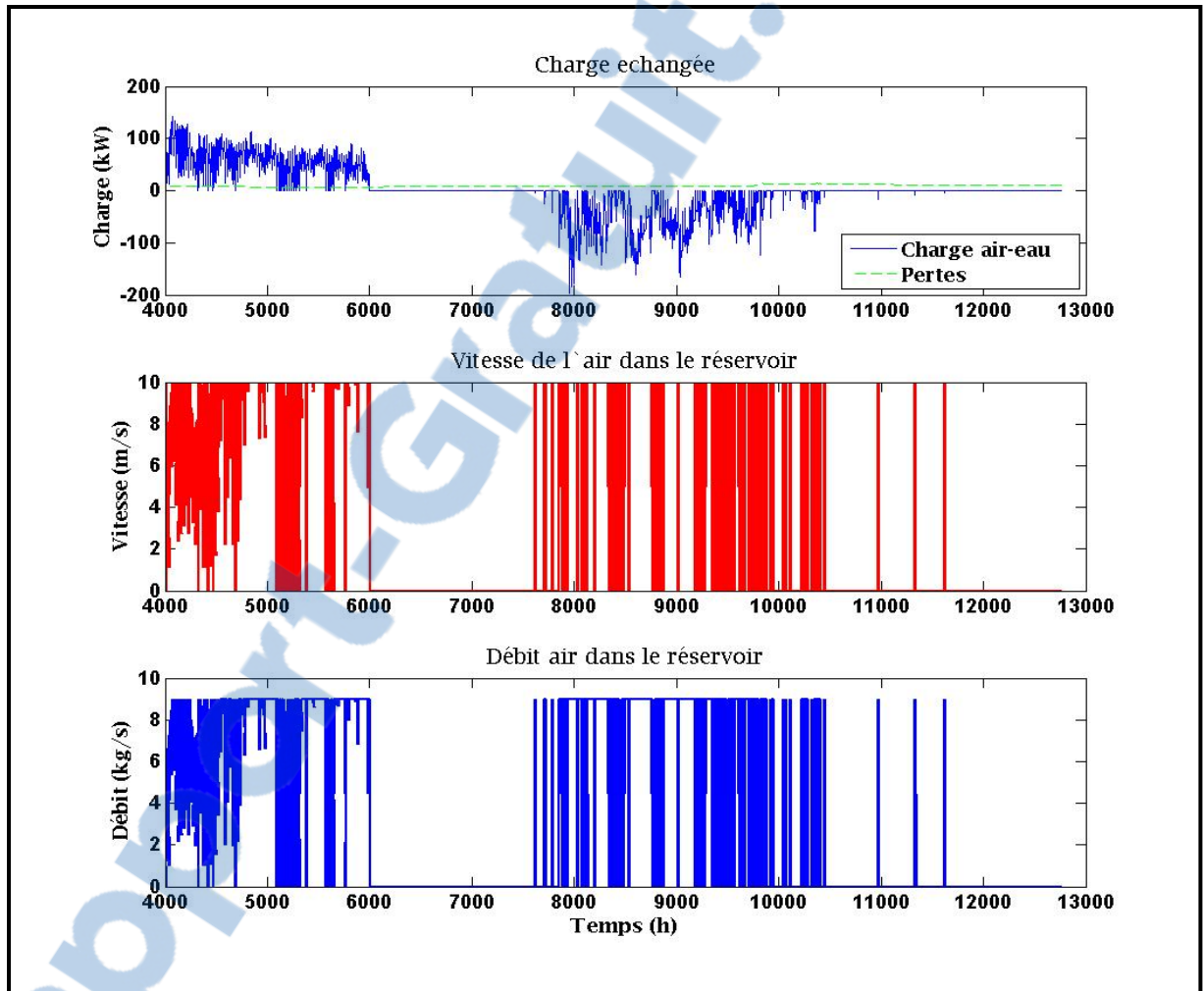


Figure 5.4 Charge échangée, vitesse et débit de l'air sur la surface de l'eau-glace dans le réservoir pour la simulation du scénario 1

Sur les deuxième et troisième graphiques de la figure 5.4, on peut identifier les valeurs de la vitesse de l'air et de la masse d'air entrant dans le réservoir. On voit comment ces deux valeurs changent dépendamment de la période de fonte (heure 4000 à 6000) ou de formation de la glace (heure 7500 à 12760). Pendant la fonte, les ventilateurs poussent de l'air dans le

réservoir et démarrent si jamais la température extérieure est plus élevée que la température de la surface de l'eau-glace. Ensuite, pendant la période de standby (Heure 4000 à 7500), il n'y a pas d'écoulement d'air afin de réduire le gain de chaleur. Finalement, une fois la période de formation de la glace commencée, l'air est pulsé sur l'eau dans le réservoir avec la vitesse maximal chaque fois que la température extérieure est inférieure à la température de surface T_s .

5.1.2 Scénario 2 : Système à glycol traversant un tuyau pendant une année

Pour ce scénario, la conception, la programmation de la modélisation ainsi que les valeurs importantes d'entrée changent par rapport à celles du scénario 1. Dans le scénario 2, la charge échangée dans le réservoir n'est pas transmise directement à l'air mais au glycol qui circule dans le tuyau en traversant plusieurs fois le réservoir. Cela a conduit à exiger l'insertion d'un échangeur de chaleur eau-air et d'une pompe (voir figure 5.2) dans la simulation de TRNSYS. Tel qu'expliqué au chapitre 4, les éléments type 91 et type 114 des bibliothèques de TRNSYS jouent le rôle de ces éléments liés au système de stockage de glace.

Dans ce scénario, il a été aussi très important de choisir correctement les variables les plus importantes en fonction du flux d'énergie entre le bâtiment et le réservoir. Il a été décidé, par exemple, que le débit de glycol serait fixé, mais que, au contraire, le débit d'air serait variable. Ainsi, un diviseur du débit d'air est chargé de moduler le pourcentage d'air qui passe par l'échangeur de chaleur selon la température ambiante et la température de soufflage requise pendant la période de fonte de la glace. Le calcul de ce pourcentage est fait de la même façon que pour le scénario 1 (voir équation 5.1), mais en prenant compte de la température de l'air à la sortie de l'échangeur de chaleur comme la possible température de soufflage requise dans le bâtiment.

Une autre différence importante est que ce scénario a été simulé à partir d'un modèle bidimensionnelle, tel qu'expliqué aux chapitres 3 et 4. Afin de simplifier la simulation, on a divisé le réservoir en sections égales où le tuyau ne le traverse qu'une fois et on a défini un

maillage de triangles dans cette section pour y solutionner les changements de température et le mouvement de la frontière autour du tuyau à chaque pas de temps (voir figure 4.2).

Pour la solution numérique du changement de l'enthalpie à chaque pas de temps, on n'a utilisé que la méthode de solution implicite, la méthode explicite exigeant des pas de temps trop petits qui affectent significativement le temps de simulation. En plus, ce scénario 2 a été plus complexe en ce qui a trait à la convergence des résultats, puisque il a fallu, à chaque pas de temps, trouver la quantité de chaleur échangée entre le glycol et le réservoir en tenant compte des changements de température causés par les gains de chaleur en haut et en bas du réservoir.

Finalement, par rapport aux particularités de ce scénario, on a choisi de simuler le comportement du système en conservant les mêmes périodes de fonte et de formation de la glace sélectionnées pour le scénario 1. Cela, afin de faciliter la comparaison des résultats.

Voici quelques-unes des valeurs d'entrée importantes dans la phase de programmation initiale du scénario 2 :

Longueur de la surface disponible pour le réservoir = 40 m

Largeur de la surface disponible pour le réservoir = 30 m

Hauteur ou profondeur hypothétique du réservoir = 1.5 m

Hauteur d'installation du tuyau dans le réservoir = 0.75 m

Nombre de passages longitudinaux du tuyau dans le réservoir = 10

Débit constant d'air frais requis par le bâtiment = 7500 l/s

Débit de glycol constante traversant le tuyau = 5 kg/s

Température de soufflage d'air requis = 12 °C

Valeur RSI de résistance thermique pour les murs, le plafond et le fond du réservoir : 3.52

RSI = R-20

Diamètre extérieure du tuyau (NPS) = 2'' Nominal = 60.33e-3 m

Épaisseur de la paroi du tuyau = 3.912e-3 m

Les figures suivantes montrent les résultats de la simulation d'une année. Ils incluent le changement de température du glycol à l'entrée et la sortie tant du serpentin de refroidissement que du réservoir de glace. On observe aussi le contrôle des débits tant du glycol dans le tuyau que de l'air qui doit entrer dans le serpentin de refroidissement pendant la période de la fonte de la glace. Dans la partie inférieure de la figure 5.5, on montre les charges échangées toute l'année dans le réservoir.

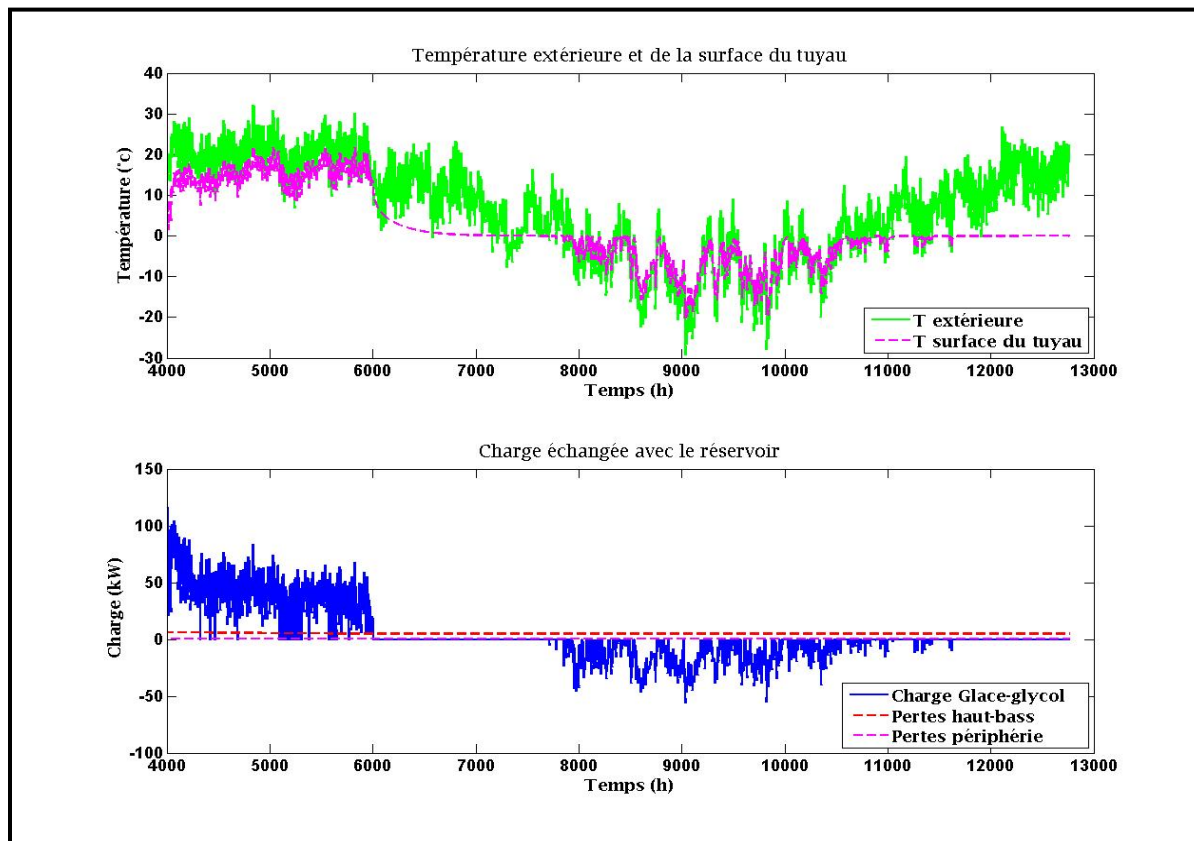


Figure 5.5 Charge échangée, température extérieure et de surface du tuyau dans le réservoir pour la simulation du scénario 2 (une année)

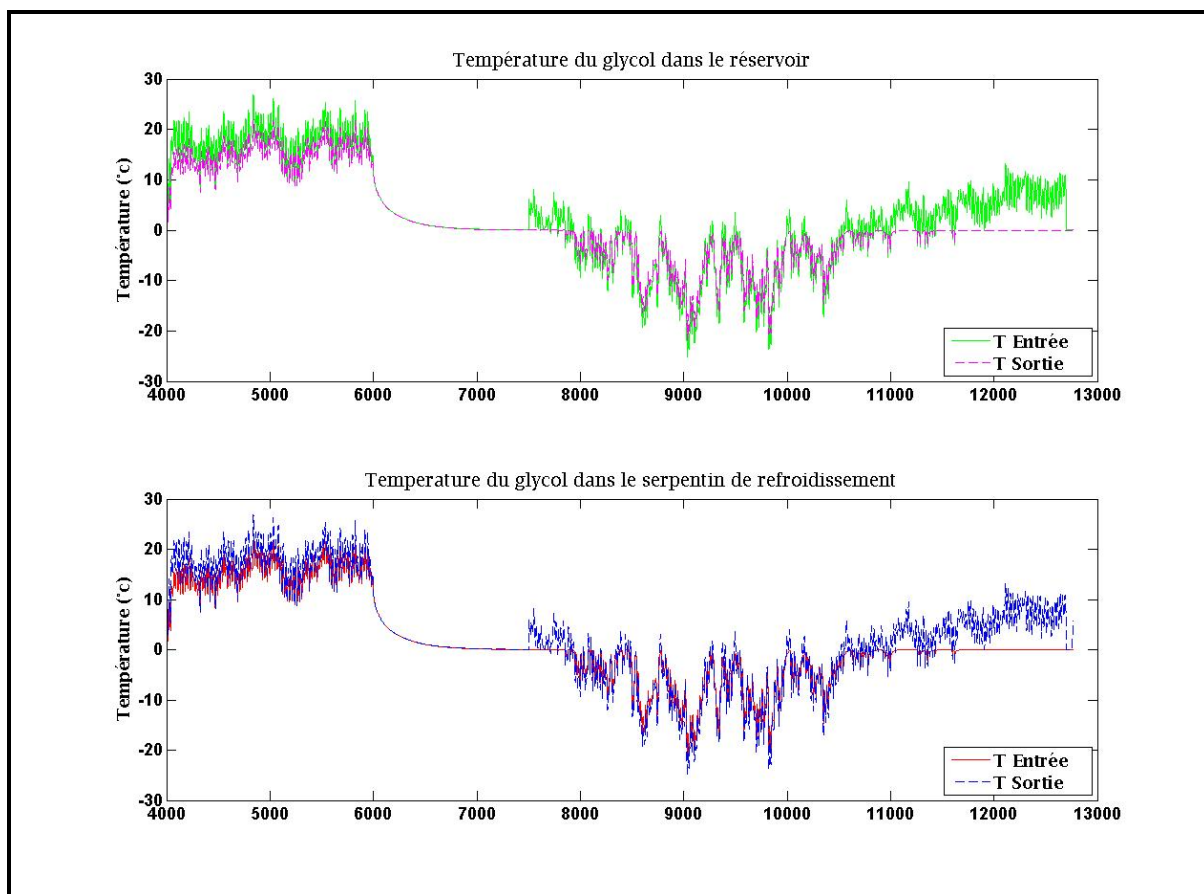


Figure 5.6 Température du glycol pour la simulation du scénario 2 (une année)

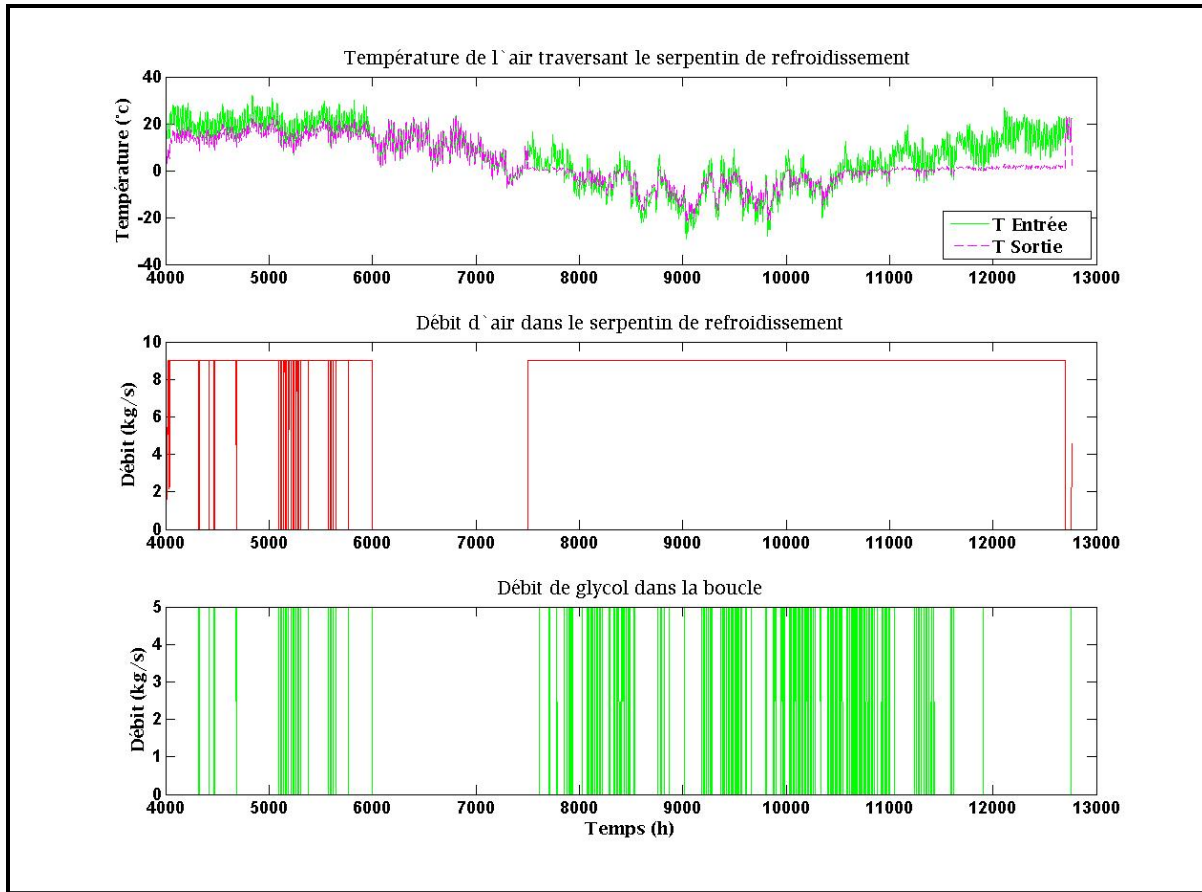


Figure 5.7 Température et débit de l'air dans le serpentin de refroidissement et débit du glycol pour la simulation du scénario 2 (une année)

On a aussi obtenu des résultats du changement de la température et du mouvement de la frontière eau-glace pendant les différentes périodes de fonctionnement. Les figures 5.8 et 5.9 montrent quatre graphiques dans lesquels différents couleurs représentent les températures des nœuds du maillage pour les périodes suivantes: 1. Avant la période de fonte de la glace (heure 4000) ; 2 .Après la période de fonte de la glace (heure 6000) ; 3. Le début de la période de formation de la glace (heure 7500) et 4. La fin de la période de formation de la glace (heure 12700). Cette présentation graphique nous permet de noter le mouvement de frontière ainsi que l'influence des gains de chaleur à travers le plafond et le fond du réservoir. Il est important de noter aussi que, sur les nœuds des frontières latérales de la section

modélisée, on a considéré que le flux de chaleur était nul, ce qui signifie que le processus est supposé adiabatique aux bords latéraux.

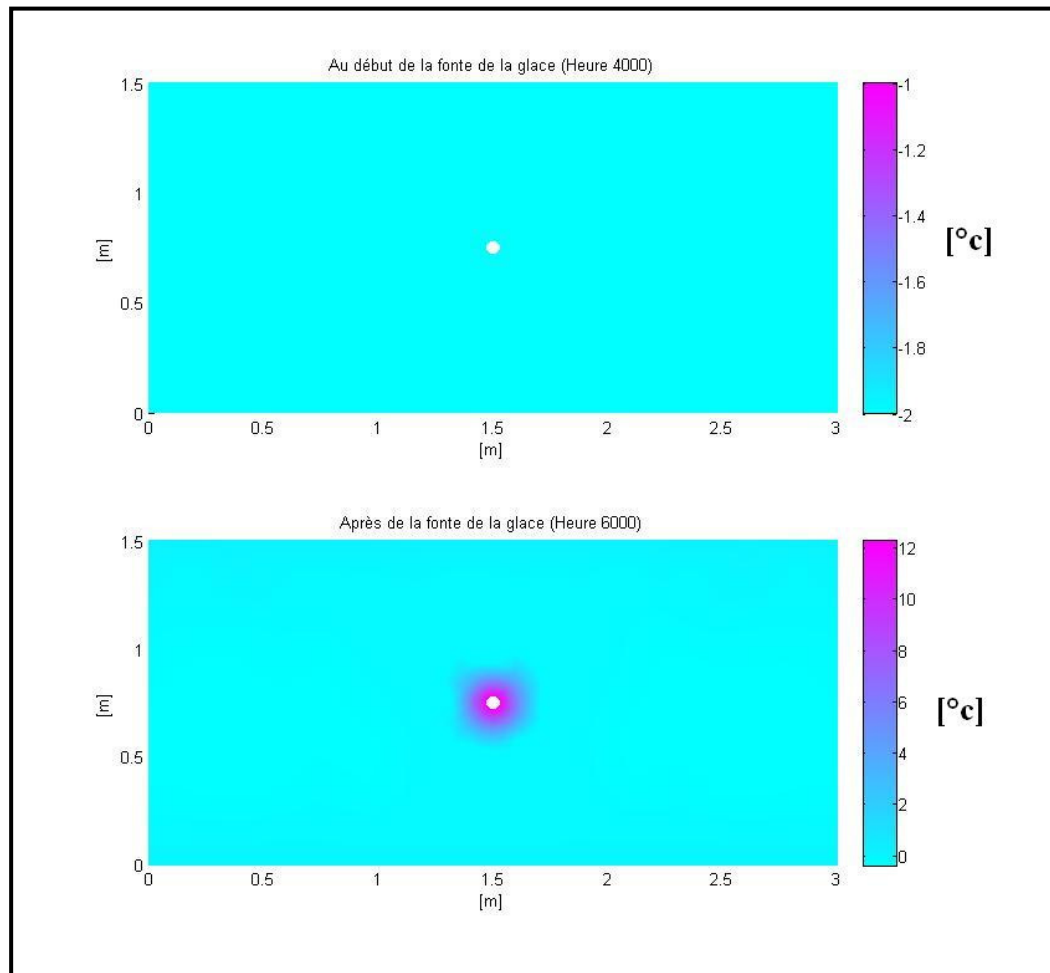


Figure 5.8 Température et mouvement de frontière pendant la période de fonte du scénario 2 (une année)

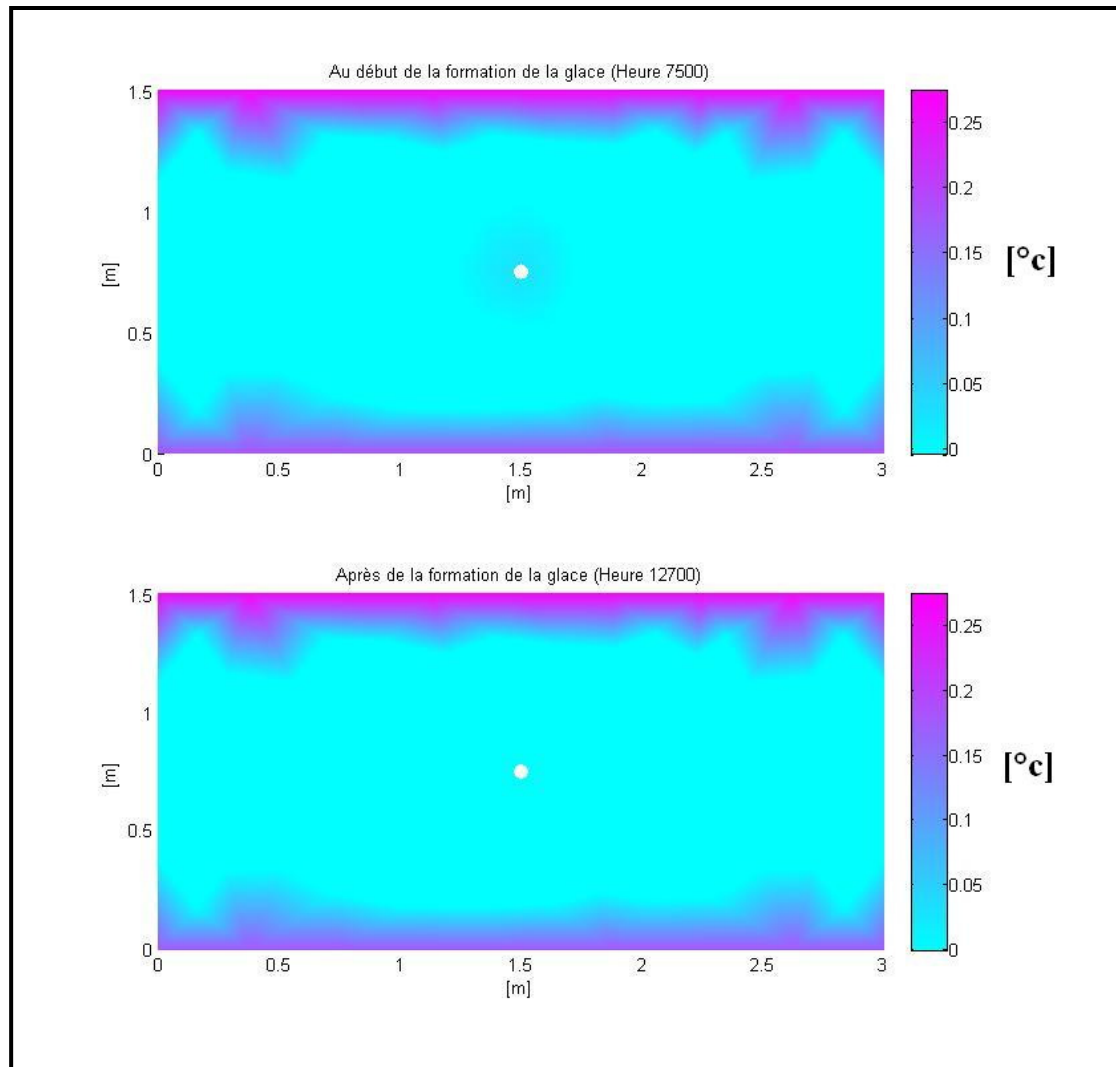


Figure 5.9 Température et mouvement de frontière pendant la période de formation du scénario 2 (une année)

5.2 Modélisation des deux scénarios pendant trois années

Une fois réalisée la phase initiale de simulation de la première année pour les deux scénarios, il a été nécessaire de confirmer la pérennité des systèmes au cours de plusieurs années. Par conséquent, il a été décidé d'adapter les fichiers Matlab® contenant les codes de programmation afin d'enchaîner au moins trois années consécutives de fonctionnement du banc de glace.

Pour le scénario 1, on présente les graphiques des résultats obtenus aux prochaines figures :

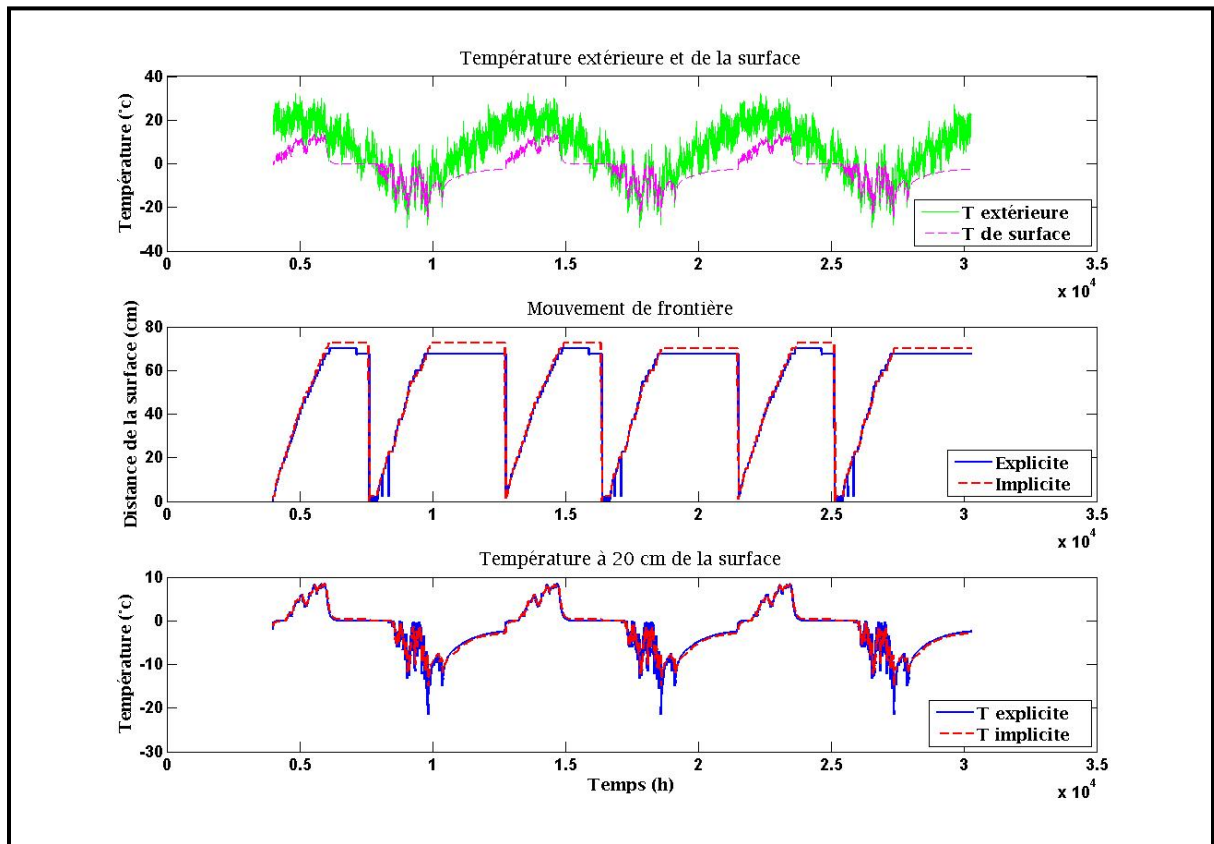


Figure 5.10 Températures et mouvement de frontière du scénario 1 pendant 3 années

À la figure 5.10, la chose qui semble la plus importante à noter est que, année après année, la glace fondue durant la saison chaude est totalement récupérée pendant la saison froide suivante. Cela est évident quand on regarde le mouvement de la frontière eau-glace et quand on constate que la température moyenne à l'intérieur du réservoir est toujours la même au début de chaque saison estivale. De même, la figure 5.11 montre comment les valeurs d'échange de chaleur sont identiques pendant tous les années.

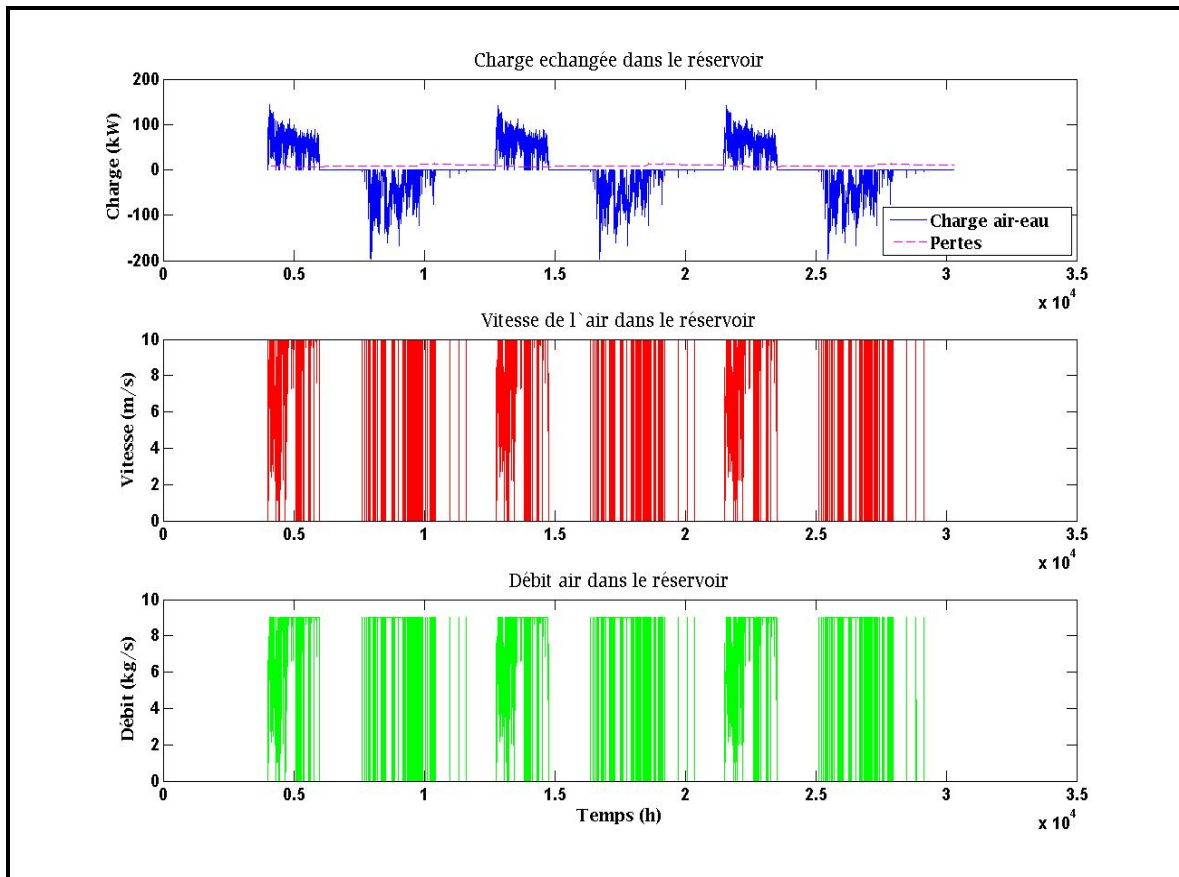


Figure 5.11 Charge échangée, vitesse et débit de l'air sur le réservoir du scénario 1 par 3 années

Il est important de clarifier, dès le départ, que cette reprise parfaite de la glace n'est pas une coïncidence. Au sous-chapitre ci-après, on explique comment la simulation varie en fonction du bon choix des heures de début et de fin de la période de fonte de la glace, c'est là où on se rend compte de l'importance de bien choisir les dates d'utilisation du système de stockage de glace par rapport à la température extérieure du site évalué.

D'un autre côté, les résultats de la simulation de trois années consécutives de fonctionnement pour le scénario 2 sont montrés ci-dessous :

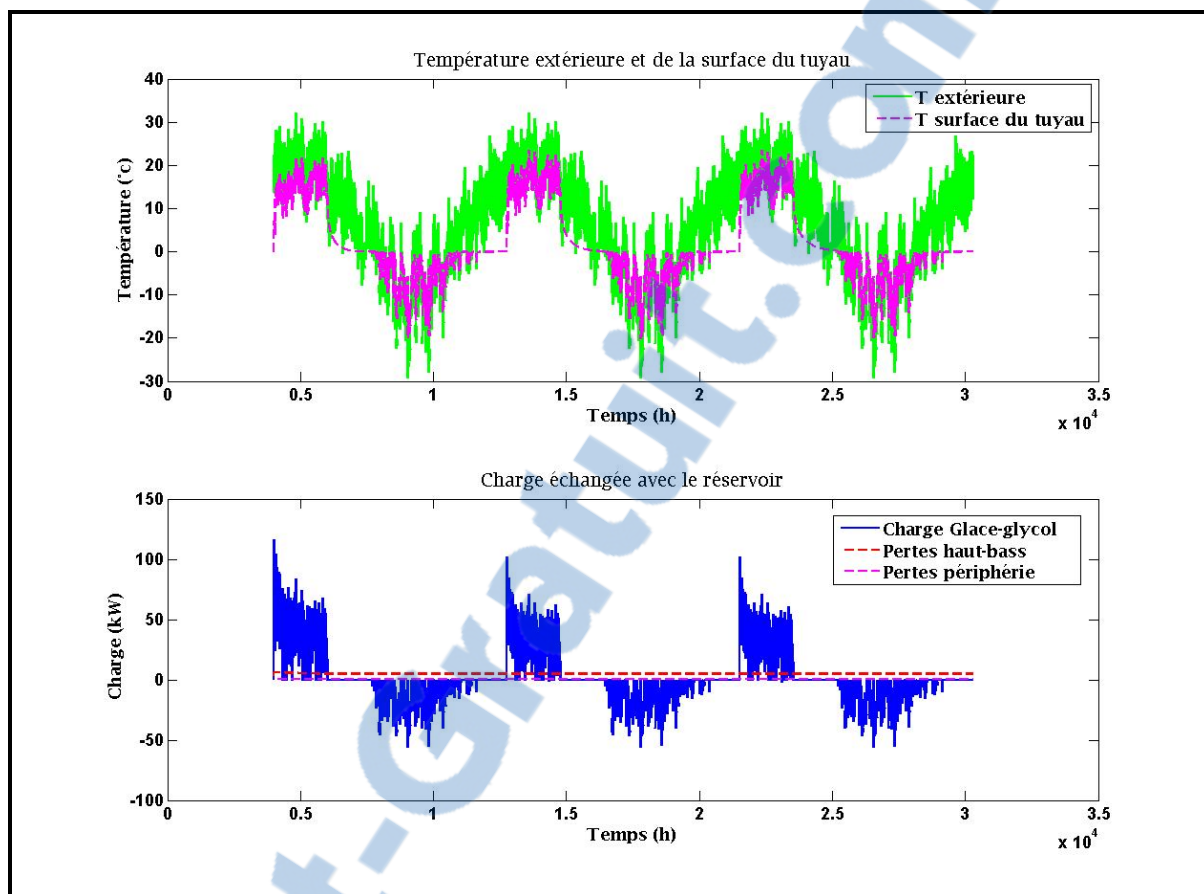


Figure 5.12 Charge échangée, température extérieure et de surface du tuyau dans le réservoir du scénario 2 (trois années)

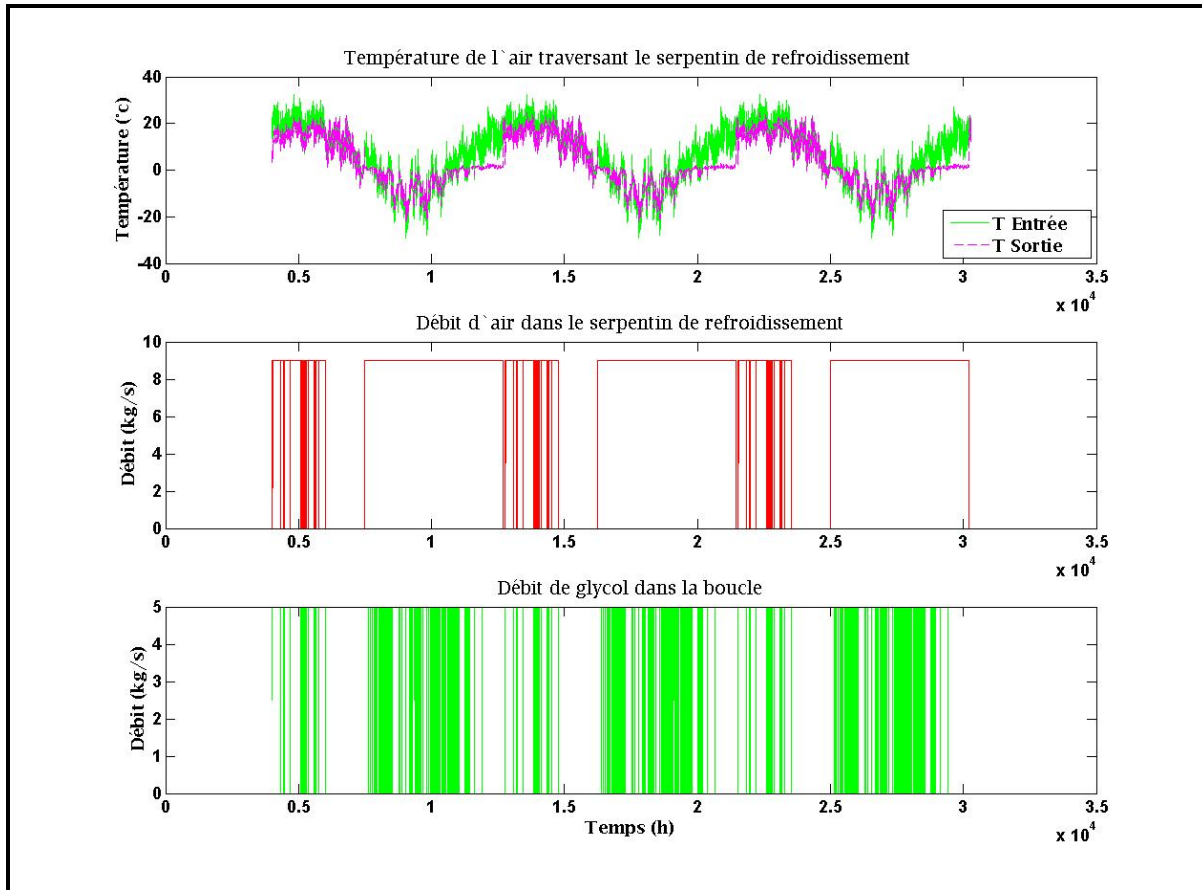


Figure 5.13 Température de l'air et débits du glycol et de l'air pour le scénario 2 (trois années)

La figure 5.12 montre, pour la première année d'opération, des résultats similaires à ceux présentés dans la figure 5.5. cependant, les valeurs d'échange de chaleur présentent une légère baisse au fil du temps puisque le système n'est pas capable de récupérer complètement la glace après chaque saison de formation.

Ainsi, dans la figure 5.12, autour de l'heure 5000 de la simulation, pour le jour le plus chaud de la première année, l'échange le plus élevé est de 83,4 kW, tandis que le même jour pour la deuxième et troisième année est d'autour 70.7 kW. Cela indique une perte de rendement de 15% en comparaison avec la première année.

Ce phénomène n'est pas évident à l'œil nu dans les graphiques présentés ci-dessus, c'est pour ça que ci-après, à la figure 5.14 on présente la température des nœuds au début de chaque période de fonte de la glace, où on peut constater, sur l'échelle de température à droite de chaque dessin, que la température est plus élevée à tous les points chaque année.

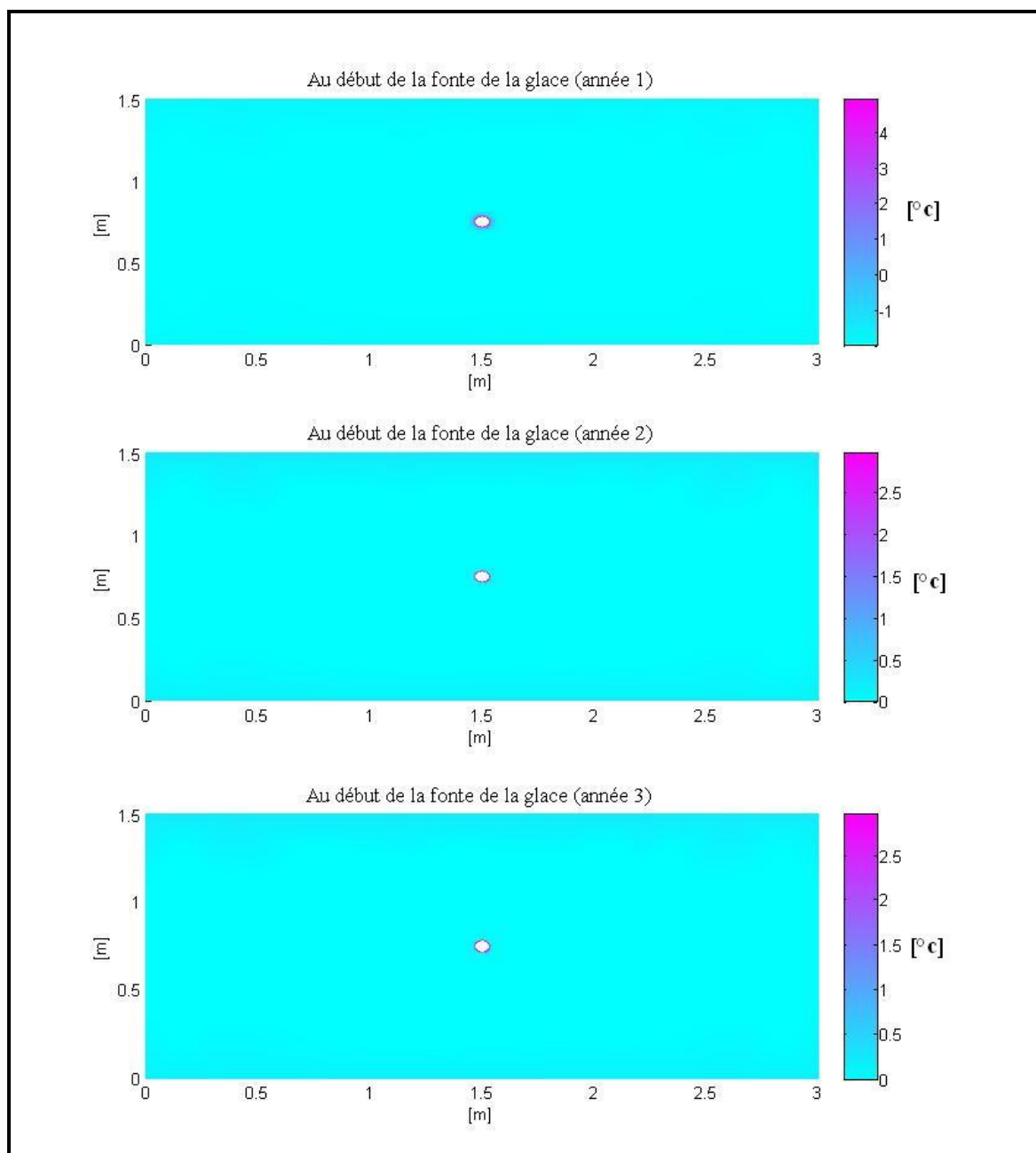


Figure 5.14 Température des nœuds de la section évaluée au scénario 2 au début de chaque période de fonte de la glace pour trois années consécutives



5.3 Variation des principales variables des simulations.

Après avoir obtenu les résultats du comportement du réservoir de glace à chaque scénario pendant la première année et pour trois années consécutives, on a changé les principales variables de la simulation afin d'analyser les changements par rapport aux résultats obtenus au début. Ainsi, pour chacun des deux scénarios, on a changé deux variables: la surface disponible pour la construction du réservoir et la durée de la période de fonte de la glace. Pour le scénario 2, on a changé aussi le diamètre du tuyau de glycol traversant le réservoir, ainsi que le débit de la pompe du glycol.

5.3.1 Variation de la surface disponible pour la construction du réservoir

Pour le premier cas du scénario 1, on avait conçu une surface originale de 40 mètres par 30 mètres avec dix divisions longitudinales. Après avoir réduit ces dimensions de moitié, on a obtenu les résultats présentés aux figures 5.15 à 5.17.

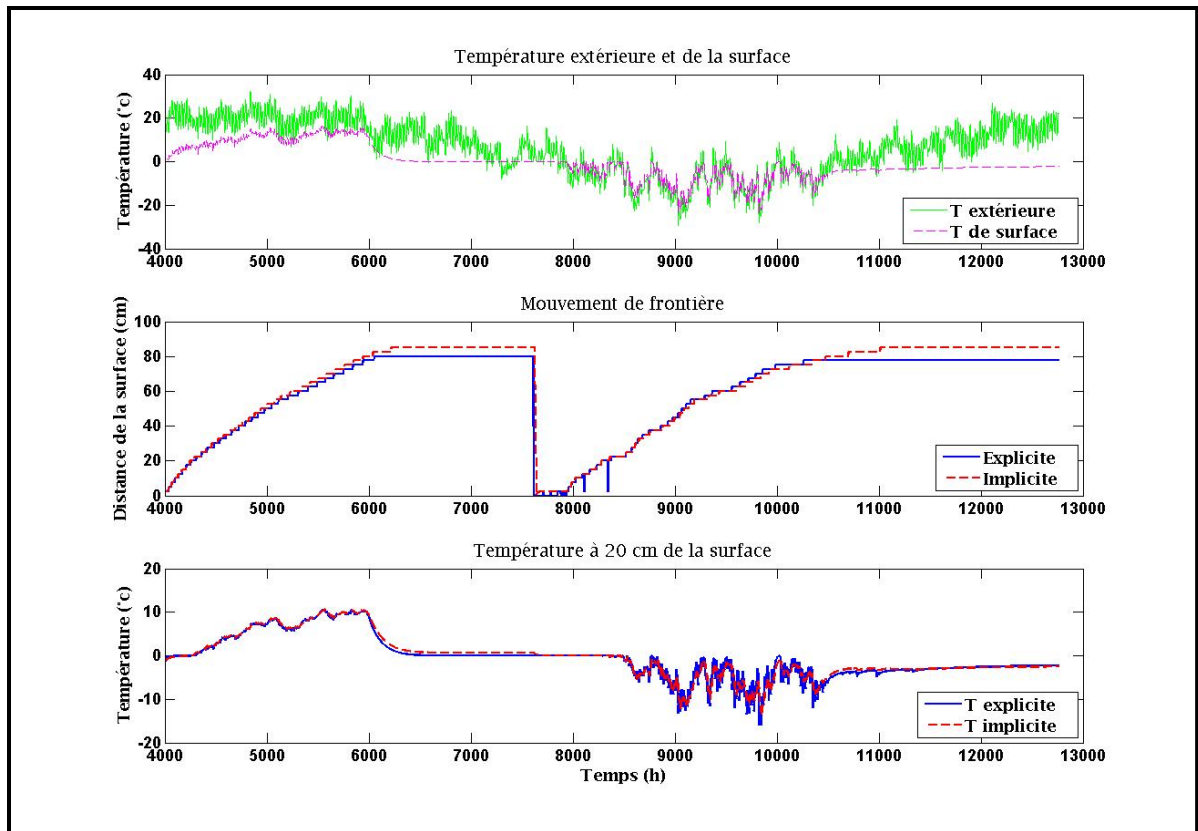


Figure 5.15 Températures et mouvement de frontière du scénario 1 avec un quart de la surface

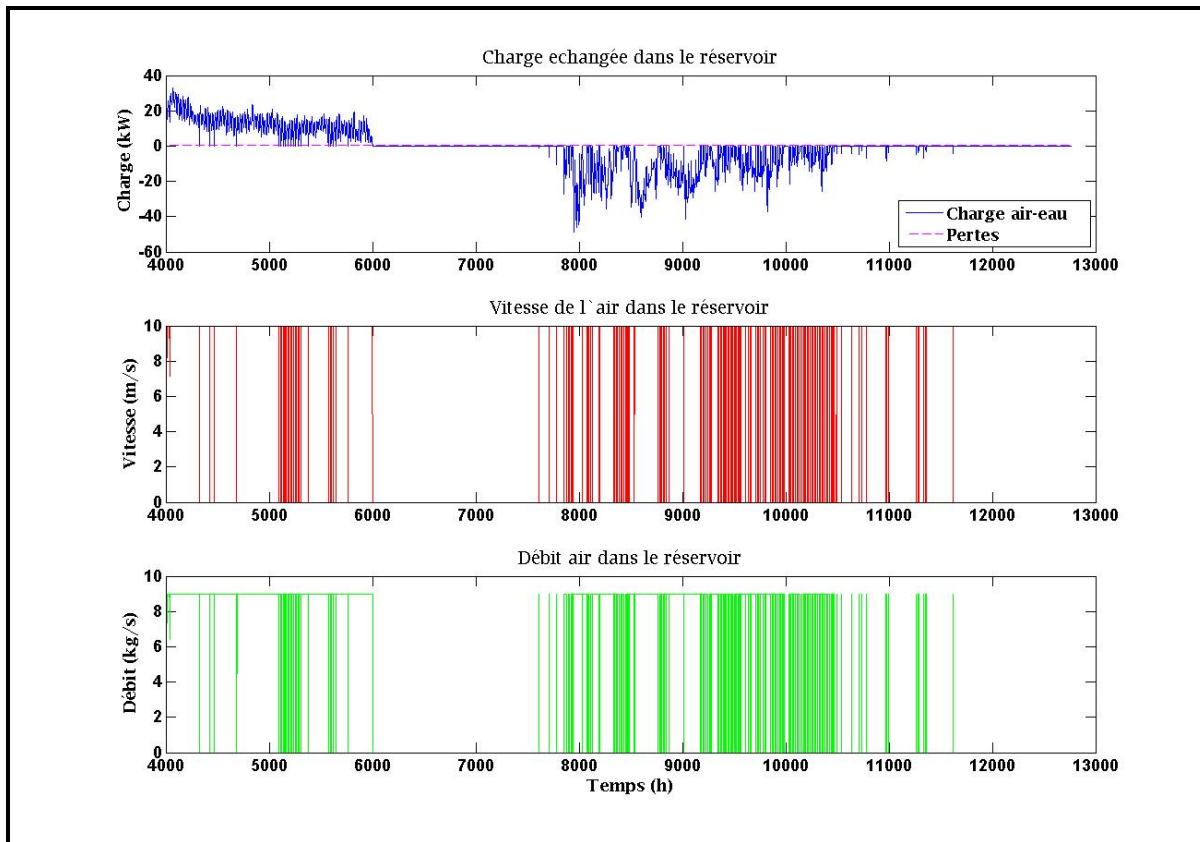


Figure 5.16 Charges échangées et vitesse de l'air du scénario 1 avec un quart de la surface

La variation de la surface disponible pour la construction du réservoir soulève trois différences significatives par rapport au cas 1 du tableau 5.1. D'abord, la figure 5.15 montre la profondeur atteinte par la frontière eau-glace augmente de 17 % passant de 72.5 cm à près de 85 cm. Deuxièmement, on observe que les températures du processus de fonte de la glace ne changent pas significativement mais, sur la figure 5.16, on note que l'utilisation des ventilateurs à leur vitesse maximale (débit d'air = 9 kg/s) augmente par rapport aux résultats du cas de référence (cas 1 du tableau 5.1) montrés à la figure 5.4. Finalement, on observe aussi une diminution significative de la charge échangée dans le réservoir. Si on compare les résultats des figures 5.4 et 5.16, on peut observer que l'échange de chaleur est réduit d'environ 25% de la charge obtenue au même pas de temps de la simulation initiale.

Pour le scénario 2, si on diminue la surface disponible pour la construction du réservoir à un quart de la surface originale (surface du cas 1), donc à 20 mètres par 15 mètres, avec 5 passages longitudinaux du tuyau, on se rend compte que la charge de chaleur échangée diminue aussi considérablement, la figure 5.17 montre les résultats obtenus après le changement de la surface sur une même échelle que celle de la figure 5.5 afin de pouvoir comparer avec les résultats originaux du scénario.

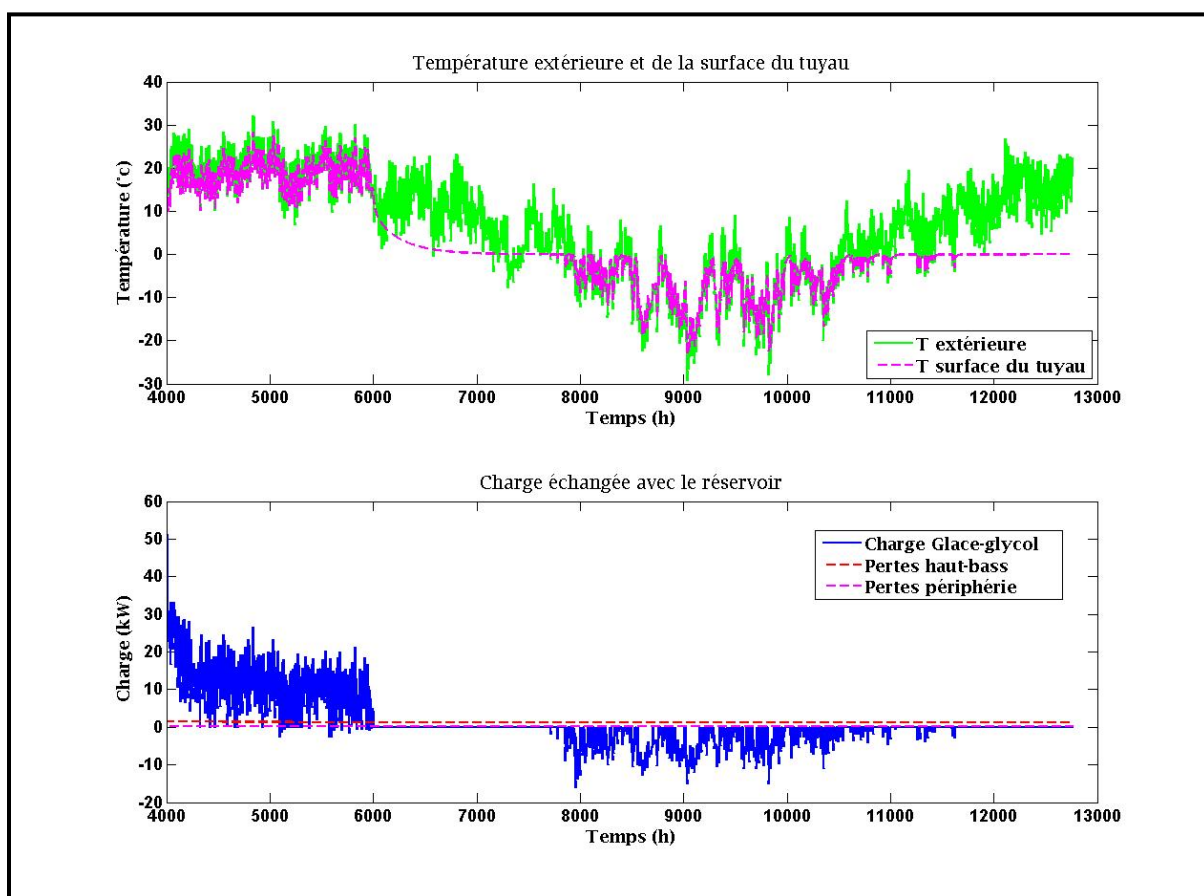


Figure 5.17 Charge échangée, température extérieure et de surface du tuyau dans le réservoir pour la simulation du scénario 2 avec un quart de la surface du terrain

5.3.2 Variation de la durée de la période de fonte de la glace pour le scénario 1

L'efficacité du système de stockage de glace comme soutien à la climatisation du bâtiment dépend largement du bon choix de la période de son utilisation. Savoir à l'avance le profil de la demande et les valeurs moyennes de la température extérieure n'est pas encore suffisant pour assurer l'utilisation correcte du réservoir. Il est aussi nécessaire de déterminer les moments adéquats pour démarrer le système en mode de fonte, de *standby* ou de formation de la glace.

Les sous-chapitres précédents ont montré des résultats pour une récupération complète du banc de glace à chaque année, cependant, cela est dû à l'excellent choix de la période d'utilisation du réservoir pendant la saison chaude. Voici les résultats après la prolongation de la période de fonte de la glace à partir de l'heure 3000 jusqu'à l'heure 7000 de l'année.

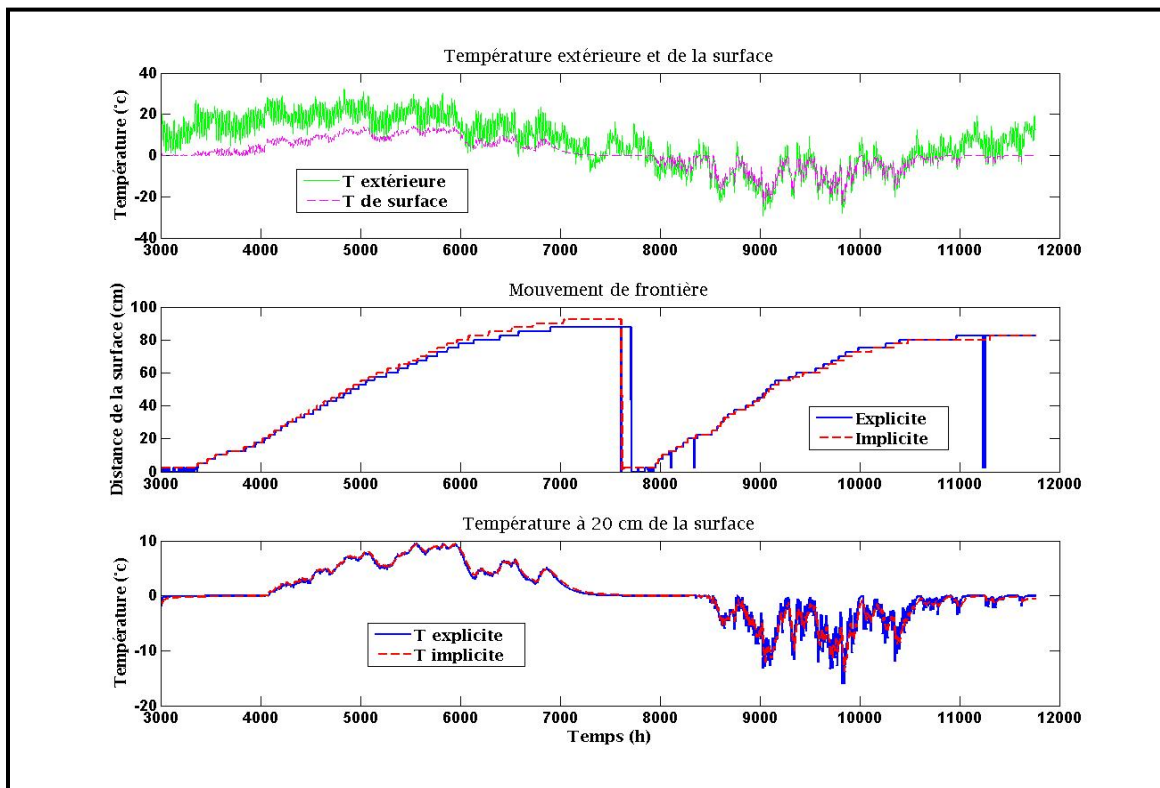


Figure 5.18 Températures et mouvement de frontière du scénario 1 avec période de fonte modifiée

Ce qu'on observe à la figure 5.18 est que le mouvement de la frontière pendant la période de fonte n'est pas compensé par la formation de la glace pendant la saison froide. La frontière eau-glace avance pendant l'été en fondant autour de 92 cm de glace, tandis que dans la période de formation, la glace est récupérée avec un mouvement de frontière de 80 cm, ce qui signifie un déficit annuel d'au moins 13 % de glace dans le réservoir. La figure 5.19 présente la variation du mouvement de la frontière pour la solution implicite, dans le scénario 1, pendant trois années. On observe comment la frontière eau-glace s'éloigne de la surface de l'eau dans le réservoir (la glace fond) de plus en plus dans chacune des sessions d'été.

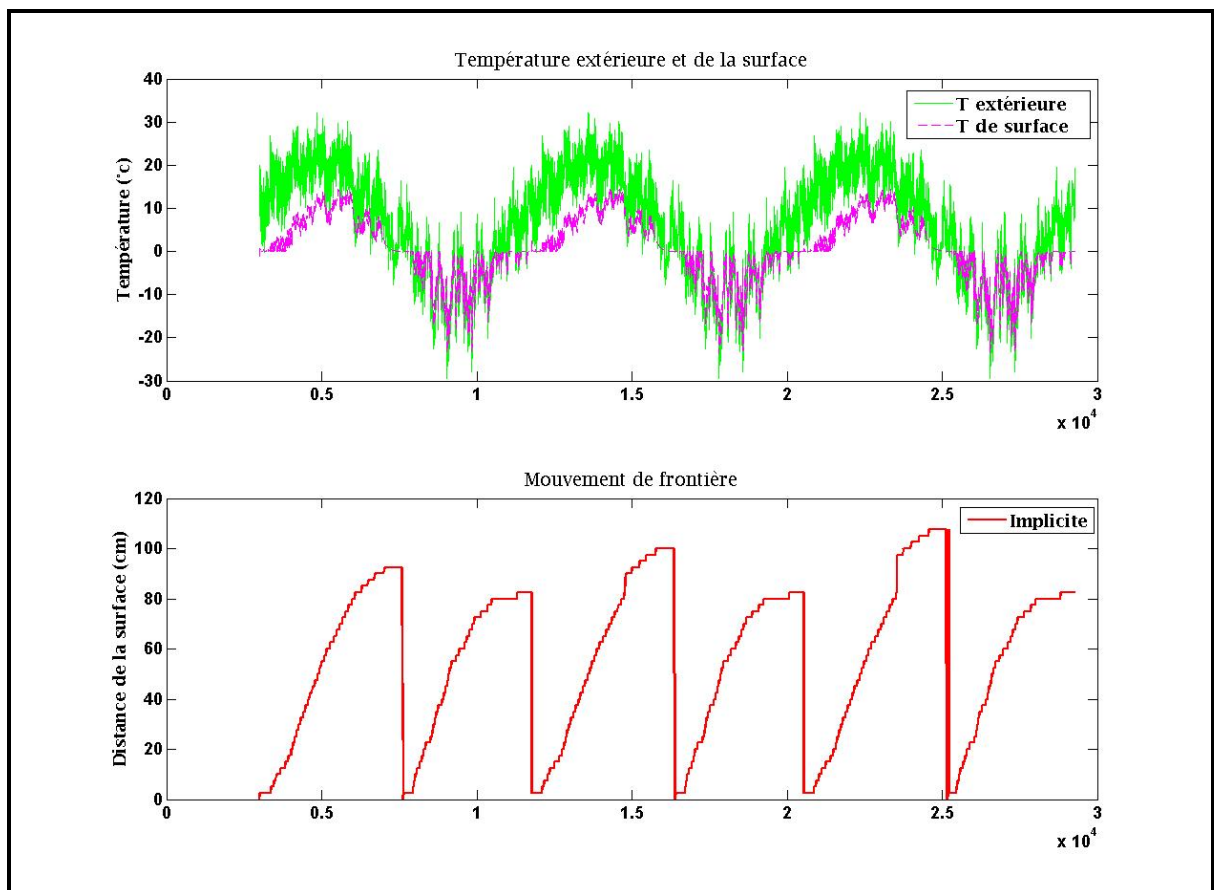


Figure 5.19 Mouvement de frontière du scénario 1 avec période de fonte modifiée pendant trois années

Ce dysfonctionnement de la réserve, en raison de mauvais choix de la période, mène à l'absence de viabilité du système du scénario 1 à court terme.

5.3.3 Variation du débit de glycol pour le scénario 2

Pour ce qui concerne le débit de glycol dans la boucle qui traverse, tant le réservoir, que le serpentin de refroidissement, il a été modifié par rapport au débit original choisi de 5 kg/s afin d'observer les possibles changements dans les résultats de la simulation. Ainsi, on a fait deux simulations additionnelles où on a premièrement réduit le débit de moitié, à 2.5 kg/s, et, par la suite, on a doublé ce débit, à 10 kg/s. Les figures 5.20 à 5.22 montrent les résultats obtenus des simulations.

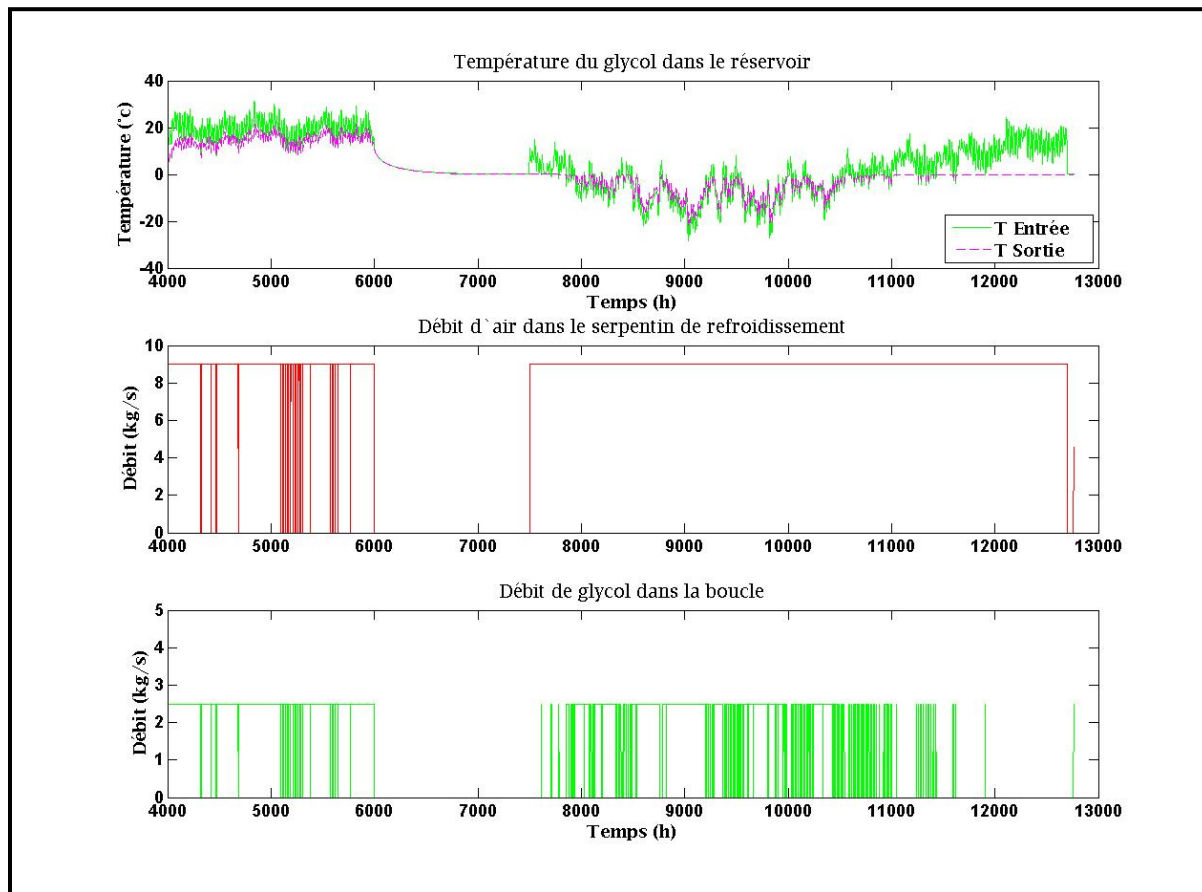


Figure 5.20 Température et débit du glycol à l'entrée et à la sortie du serpentin de refroidissement, 2.5 kg/s

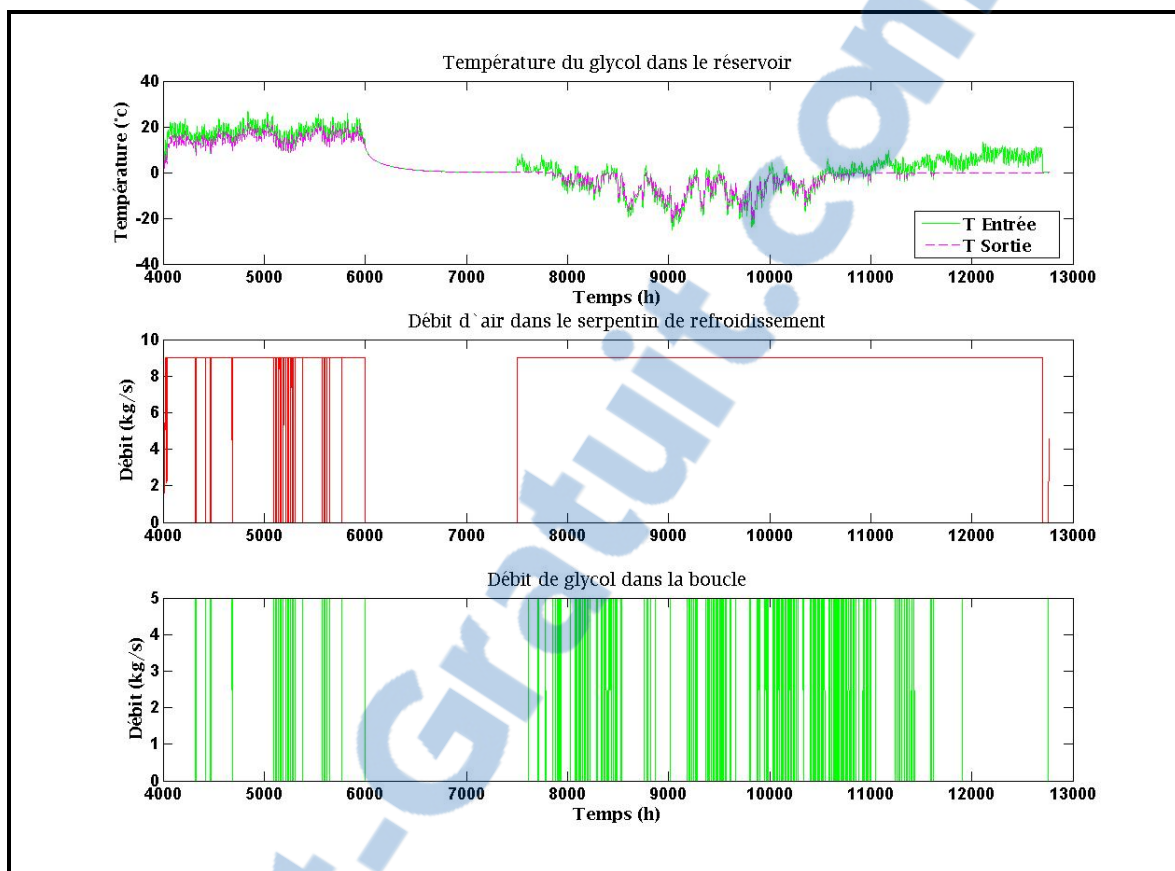


Figure 5.21 Température et débit du glycol à l'entrée et à la sortie du serpentin de refroidissement, 5 kg/s

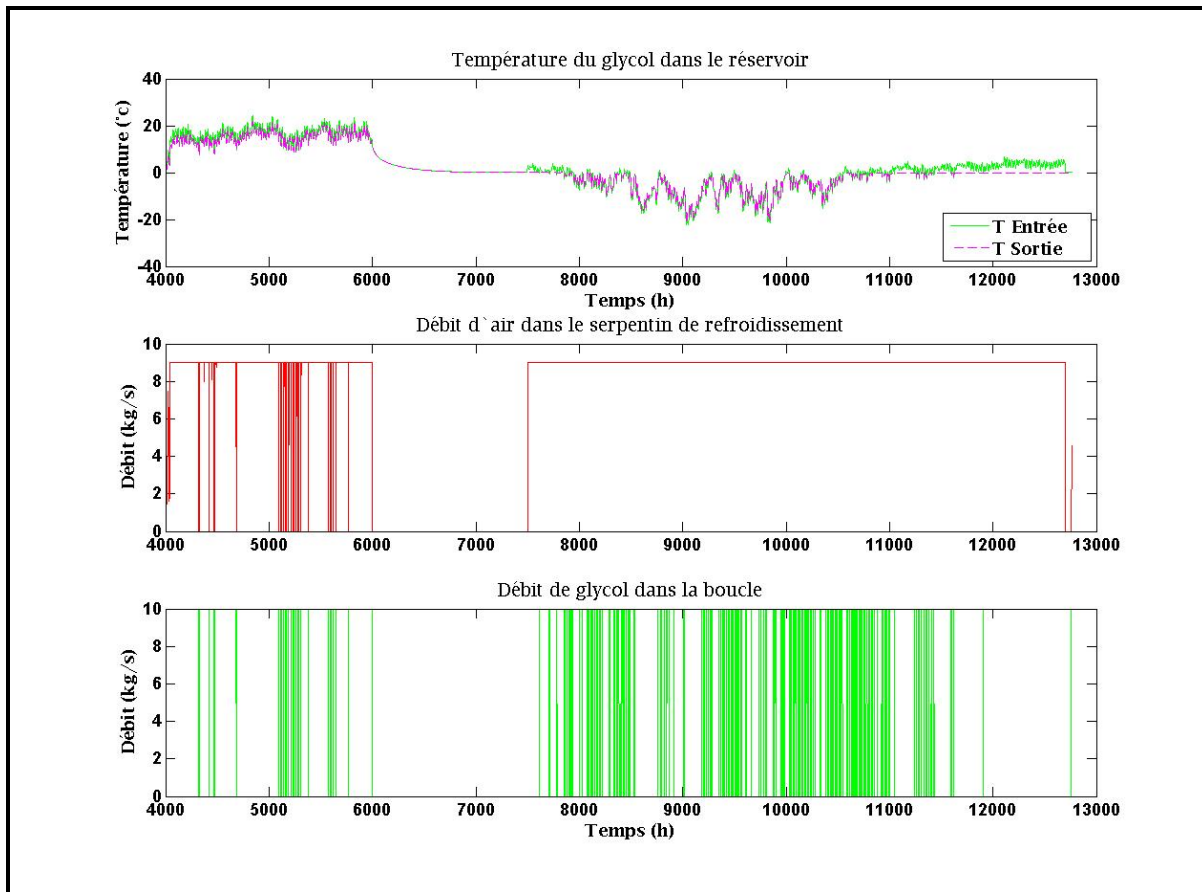


Figure 5.22 Température et débit du glycol à l'entrée et à la sortie du serpentin de refroidissement, 10 kg/s

On observe la température du glycol à l'entrée et à la sortie du réservoir pour les trois cas ainsi que le lien direct du changement de température avec le pourcentage de débit d'air traversant le serpentin pendant la saison estivale.

Plus loin, au dernier sous chapitre (5.5), on a inclus, dans l'analyse des résultats, la comparaison de la quantité d'énergie échangée pour chacun des cas et plusieurs autres observations liées aux figures présentées.

5.4 Analyse des méthodes et des résultats

Après avoir simulé les différents cas des tableaux 5.2 et 5.3, ceux qui ont conduit à l'obtention de résultats énoncés dans les sous-chapitres précédents, on observe que la capacité

de stockage de chaleur n'est pas du tout négligeable pour les réservoirs de glace conçus dans le cadre de ce projet. Les modélisations des deux scénarios de stockage saisonnier d'énergie ont contribué à une plus grande compréhension de la conception de ce genre de systèmes. Cependant, comme il est présenté dans les tableaux 5.4 et 5.5, il est à noter que, selon les résultats obtenus, le scénario 1 répond mieux que le scénario 2 à la demande de refroidissement selon la capacité de stockage d'énergie de chacun des scénarios.

Tableau 5.4 Énergie de refroidissement couverte par le stockage saisonnier de glace pour le scénario 1

Numéro de cas	Variable modifiée	Énergie échangée l'été MWh			Demande EE4	% couvert
		Année 1	Année 2	Année 3	Mwh	%
1		118,0	-	-	267,5	44,1%
2	Durée de simulation	118,0	118,0	118,0	802,6	44,1%
3	Surface du réservoir	25,8	-	-	267,5	9,6%
4	Période de fonte	152,3	-	-	267,5	56,9%
5	Période de fonte	152,3	151,4	151,3	802,6	56,7%

Tableau 5.5 Énergie de refroidissement couverte par le stockage saisonnier de glace pour le scénario 2

Numéro de cas	Variable modifiée	Énergie échangée l'été MWh			Demande EE4	% couvert
		Année 1	Année 2	Année 3	Mwh	%
6		81,6	-	-	267,5	30,5%
7	Durée de simulation	81,6	67,1	66,5	802,6	26,8%
8	Surface du réservoir	23,0	-	-	267,5	8,6%
9	Débit du glycol	80,2	-	-	267,5	30,0%
10	Débit du glycol	81,3	-	-	267,5	30,4%

Pour ce qui est des limites de l'application des méthodes de solutions numériques employées, on peut dire que l'utilisation de la méthode enthalpique s'est avérée très fonctionnelle et adéquate, quant à sa programmation des algorithmes des fichiers à Matlab®, à sa capacité d'être appliqué à des modèles bidimensionnels (comme celui du scénario 2) et à la possibilité de comparer les résultats selon la présentation choisie (explicite ou implicite).

On trouve cependant que la convergence des résultats est affectée de multiples variables comme le nombre de nœuds du maillage, le choix du pas de temps ou la variation des propriétés physiques de l'eau (k , C_p et ρ) pour devenir de la glace ou vice versa. Les graphiques de l'annexe III montrent comment la variation de la quantité de nœuds évalués (nd) pour le scénario 1 modifie les résultats de changement de température dans le réservoir et le mouvement de frontière par rapport à la solution analytique. On observe aussi qu'une valeur relativement grande de nœuds est nécessaire par rapport à la hauteur du réservoir du scénario 1. Dans les deux cas, mais surtout pour le scénario 2, le choix de valeurs nd trop hautes affecte considérablement le temps de simulation et l'utilisation de pas de temps (dt) relativement longs (plus de 600 secs) contribue à l'instabilité des solutions numériques (voir annexe III).

D'autres variables physiques qui influencent sur la sensibilité, l'efficacité et la rapidité des méthodes ont été évaluées. Le processus de changement de phase entraîne la variation de la conductivité thermique et de la densité du moyen (eau-glace). Dans le cas de l'eau, ce changement de phase se produit dans une région mince (largement inférieur à dx), qui définit la frontière en mouvement et ce fait affecte la convergence des résultats à chaque pas de temps. Cela a forcé l'inclusion de fonctions d'amortissement de ce changement entre les nœuds entourant le changement de phase.

On a aussi tenté d'inclure dans la simulation, le changement de volume de l'eau pendant les processus de fonte et de formation de la glace, mais finalement, il n'a pas été pris en compte, puisque on a constaté que ce type de processus impliquait de sacrifier du temps de simulation. De même, lorsqu'on a tenté d'inclure ce changement de volume, la prise en compte de ce phénomène a affecté la stabilité et la convergence de la solution du changement de température aux nœuds.

Par rapport à la précision des calculs, on observe, en comparant entre elles, les méthodes de solution implicite et explicite, que la différence de température d'un nœud du scénario 1

pendant la période de fonte est en moyenne de 4.1 %. De même, on trouve une différence maximale égale à Δx entre les prédictions du mouvement de la frontière eau-glace de chacun des cas. Ces écarts sont similaires à ceux obtenus après la comparaison des méthodes de solution numériques, au chapitre trois.

L'analyse bidimensionnelle du scénario 2 a obligé à tenir compte de l'affectation de la température causée par les gains de chaleur sur le dessus et au fond du réservoir. Cela augmente le temps de simulation de manière significative et affecte la stabilité du processus de convergence vers une solution à chaque pas de temps. Cependant, la précision des résultats est beaucoup plus fiable.

Quant à la variation du débit de glycol dans la boucle du scénario 2, il est important de noter que le changement du débit, entre 2.5 kg/s et 10 kg/s, n'affecte pas considérablement les valeurs de charge échangée entre le réservoir et le glycol (voir tableau 5.5). On a observé que la variation du débit est compensée par le changement proportionnel des différentielles de température (ΔT) du glycol pour l'entrée et la sortie tant du réservoir que du serpentin de refroidissement.

En ce qui a trait à la température initiale de la glace au début de la période de fonte, on considère qu'on a choisi une valeur conservatrice de $-2\text{ }^{\circ}\text{C}$, étant donnée que la température du nœud à 20 cm de la surface du scénario 1, à la fin de la période de formation, atteindre une valeur plus basse de $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$ (voir figure 5.3). De plus, cette valeur dépendra de la charge échangée chaque hiver avec le réservoir et pourrait, éventuellement, atteindre des valeurs beaucoup plus faibles.

On observe, dans les graphiques des simulations, que la capacité d'échange de chaleur des réservoirs montre, en général, une tendance à diminuer pendant la période de fonte de la glace. En réalité, ce comportement pourrait être différent parce que cette étude est purement théorique. Les facteurs et comportements physiques du système seraient différents dans un réservoir réel. Par exemple, la glace flotte sur l'eau liquide, donc, en réalité, à partir d'un

certain moment de l'année, la frontière de changement de phase dans le réservoir, telle que conçue pour la simulation, ne sera pas une seule ligne droite, comme celle simulée pour le scénario 1 et elle ne sera pas non plus un contour unique autour du tuyau pour le scénario 2.

5.5 Étude de rentabilité et effet sur la réduction de GES

Après la conception des scénarios et l'obtention des résultats des simulations, le moment est venu de procéder à l'analyse économique du retour sur l'investissement et de calculer l'effet possible des systèmes proposés sur la réduction de gaz à effet serre. Cette analyse a été réalisée en comparant les investissements initiaux et les économies d'énergie obtenues quand on choisit un des scénarios modélisés au lieu d'un système traditionnel de climatisation.

D'abord, pour chaque scénario, on a identifié les composants qui changent dans la conception du système de climatisation du bâtiment par rapport à un système standard utilisé actuellement, cela afin d'évaluer le changement du coût de l'investissement initial. Par la suite, on a calculé les économies annuelles correspondant à la réduction de consommation annuelle d'énergie suivant l'installation de chacun des deux systèmes de stockage saisonnier de glace. Ainsi, la réduction estimée des émissions de gaz à effet serre (GES) a été trouvée en supposant que l'énergie économisée a été générée à partir de la combustion de substances provenant de sources fossiles. Finalement, à partir des données estimées, on a évalué la période de retour de l'investissement (PRI) et on a fait une analyse de sensibilité sur les différentes variables impliquées à l'étude.

Avant d'estimer les prix liés au scénario 1, au scénario 2 et au système standard, on a dû choisir les spécifications et identifier les différences principales de ces trois systèmes. Quant au système de climatisation standard, on a pris en compte le système de 50 tonnes de réfrigération obtenu de la simulation EE4 au chapitre 2. Pour les systèmes avec stockage de glace saisonnier, on a choisi de comparer les cas de référence de chaque scénario (cas 1 et 6 dans les tableaux 5.2 et 5.3), c'est-à-dire, ceux qui ont été les premiers modélisés avec un réservoir de 30 mètres par 40 mètres.

Pour le scénario 1 et le scénario 2, on part de l'hypothèse qu'il y a deux groupes d'éléments qui constituent les différences principales avec le système traditionnel de climatisation: (1) la construction du réservoir et (2) la puissance du système de refroidissement. En plus, on note, pour le scénario 2, deux différences additionnelles avec le système standard: la tuyauterie de la boucle contenant du glycol (avec tous ses composants hydrauliques) et le serpentin de refroidissement pour l'échange de chaleur glycol-air.

Il est important de noter que, même avec l'adoption d'un banc de glace saisonnier, il est nécessaire de conserver un système de refroidissement qui comble la demande qui ne peut pas être satisfaite par le système de stockage de glace. Cela peut être constaté à partir des résultats des simulations montrés aux sous-chapitres antérieurs, selon lesquels, on aurait besoin de systèmes de refroidissement d'appoint pour les deux scénarios évalués. Le tableau 5.6 montre les valeurs de demande de refroidissement du jour le plus chaud de chaque cas. Ces valeurs ont été prises en compte pour le calcul des systèmes d'appoint conçus.

Tableau 5.6 Puissance des systèmes de refroidissement d'appoint

	demande de refroidissement le jour plus chaud	Pourcentage couvert	Puissance d'appoint requis
	kW	%	Tonnes
Standard	170		
Scénario 1	112	66%	15
Scénario 2	83	49%	25

Les prix des composants ou des éléments qui font partie des scénarios de refroidissement conçus ont été tirés et estimés à partir des bases de données RSMeans 2011. Ces coûts ont été inclus dans un tableau à l'annexe VI. Une fois reconnues les différences et à partir des changements de coûts estimés, on a trouvé le coût supplémentaire à l'investissement initial, lorsqu'on a choisi les scénarios 1 ou 2 au lieu du système traditionnel.

Tableau 5.7 Coût supplémentaire des systèmes par rapport au coût du système standard

Surcoût d'investissement initial	
Air Pulsé	Glycol
\$	\$
85733	157324

Le coût supplémentaire total montré au tableau 5.7 ne correspond pas seulement à la différence de coûts estimés pour les systèmes de refroidissement mais aussi à la somme des différences de coûts trouvés pour tous les éléments déjà nommés qui changent entre les systèmes de climatisation évalués.

Une fois la différence du coût initial obtenue, on a calculé la consommation énergétique dérivée de l'utilisation du banc de glace saisonnier pour chaque scénario afin de trouver le COP global des systèmes conçus. À cet égard, on a dû prendre compte des éléments les plus énergivores dans chaque système. Ainsi, pour chaque scénario, tant pour la période de formation que pour la période de fonte de la glace, on a trouvé la consommation additionnelle d'énergie électrique représentée par l'énergie du ventilateur du scénario 1 et celle de la pompe du glycol dans le scénario 2. Avec ces données, on trouve le COP, rapport entre l'énergie de refroidissement fournie par le réservoir de glace et la consommation additionnelle d'énergie, présenté pour chaque scénario au tableau 5.8

Tableau 5.8 COP global des systèmes conçus pour les simulation

COP global des systèmes			
Scénario	Énergie de refroidissement couverte	Énergie demandée (ventilateur et pompe)	COP
	MWh/année	MWh/année	
1	118	50	2,3
2	82	26	3,1

Cependant, en calculant l'énergie consommée par chacun des systèmes, il a été constaté que les économies d'énergie potentielles et, par conséquent, le COP global de chacun des systèmes est affecté par la haute demande d'énergie du ventilateur et de la pompe.

Tableau 5.9 Données de consommation d'énergie pour le calcul des économies

Système	Demande de climatisation du bâtiment	Énergie électrique demandée		Δ consommation d'énergie
		Machine et tour	Ventilateur ou Pompe	
	Mwh/année	MWh/année	MWh/année	MWh/année
Standard	268	81		
Scénario 1		45	50	14
Scénario 2		56	26	1

Le tableau 5.9, présente les résultats du calcul de la consommation d'énergie de chaque scénario par rapport au système standard de climatisation. Le Δ de consommation d'énergie est la différence entre la consommation d'énergie de chaque système et le système standard. On montre la consommation d'énergie du ventilateur (scénario 1) et de la pompe (scénario 2) séparément afin de faire comprendre au lecteur leur impact sur la consommation totale d'énergie. Cette forte demande d'énergie par le ventilateur et par la pompe est due au fait que les pertes de charge dans le réservoir sont très élevées à cause de la longueur et des caractéristiques des trajets de l'air et du glycol, selon le scénario choisi.

À ce moment là, se rendant compte de la grande influence de la demande d'énergie associée à l'opération de la pompe et du ventilateur des systèmes, ainsi que des résultats nuls des économies d'énergie obtenus, il a fallu réévaluer la conception des deux scénarios pour développer de meilleures pratiques d'opération. Pour cela, on a émis l'hypothèse de modifier les séquences de contrôle pour obtenir des résultats plus satisfaisants dans de futures simulations dans le domaine.

D'abord, on a conçu des scénarios où la formation de la glace pendant l'hiver n'implique pas une consommation élevée d'énergie. Cela a été possible en se basant sur le projet, Fabrikaglace, réalisé, en 1985, par le CRIQ, et nommé dans la revue de la littérature au Chapitre 1. Dans ce cas, la glace dans le réservoir des deux scénarios est fabriquée par l'addition successive de minces couches d'eau (Buies, 1985) sur lesquelles l'air froid circule,

impliquant une consommation d'énergie plus faible, d'environ 10% par rapport à celle-là de notre conception initiale. Ainsi, la consommation élevée d'énergie, par le ventilateur ou la pompe, est empêchée pendant la période de formation de la glace, ce qui permet de calculer les nouvelles valeurs d'énergie demandée par ces composants pendant l'année et le nouveau COP global des systèmes. Ces données sont présentées au tableau 5.10.

Tableau 5.10 COP global des systèmes avec formation couche par couche

Nouveau COP global des systèmes			
Scénario	Énergie de refroidissement couverte	Énergie demandée (ventilateur et pompe)	COP
	MWh/année	MWh/année	
1	118	23	5,1
2	82	12	6,8

Le tableau 5.11 présente les résultats de l'évaluation des économies d'énergie une fois qu'on a pris en compte le changement. On obtiendrait une diminution de la consommation d'énergie correspondant à 16 % pour les deux scénarios simulés. Cela se traduirait directement par la baisse des émissions de GES dans les cas où l'énergie requise pour le refroidissement du bâtiment serait autrement produite à partir de processus polluants, tels que la combustion du charbon, du mazout et même du gaz naturel.

Tableau 5.11 Economies d'énergie avec formation de glace couche par couche

Système	Énergie électrique demandée		Économies d'énergie
	Machine et tour	Ventilateur/Pompe	
	MWh/année	MWh/année	%
Standard	81		
Scénario 1	45	23	16%
Scénario 2	56	12	16%

Étant donné l'obtention de ces valeurs d'économies d'énergie, les temps de retour sur l'investissement (PRI) ne conviendraient à aucun des scénarios. Par conséquent, il a fallu aussi supposer la conception de scénarios où la consommation d'énergie du ventilateur et de la pompe ne serait pas significative. À ce moment là, on pourrait calculer les gains économiques annuels par rapport au coût du kWh. Pour cet essai hypothétique, par exemple, on a obtenu la PRI pour les deux scénarios par rapport à la différence du coût d'investissement initial. Le tableau 5.12 montre les différents PRIs, dépendamment du coût du kWh actuel et selon le lieu choisi.

Tableau 5.12 PRI pour les scénarios 1 et 2 selon le Cout du kWh au lieu choisi

	Prix de l'électricité 2011	Économie annuelle		PRI des scénarios 1 et 2	
	¢\$/kWh	Air Pulsé	Glycol	Air Pulsé	Glycol
		\$	\$	Années	
Québec	6,99	2570	1830	33	86
Ontario	8,3	3091	2202	28	71
Charlottetown	12	4470	3183	19	49
Vermont	13,95	5196	3700	17	43
Alaska	14,99	5583	3976	15	40
Connecticut	15,5	5773	4112	15	38
Ney York	15,95	5941	4231	14	37

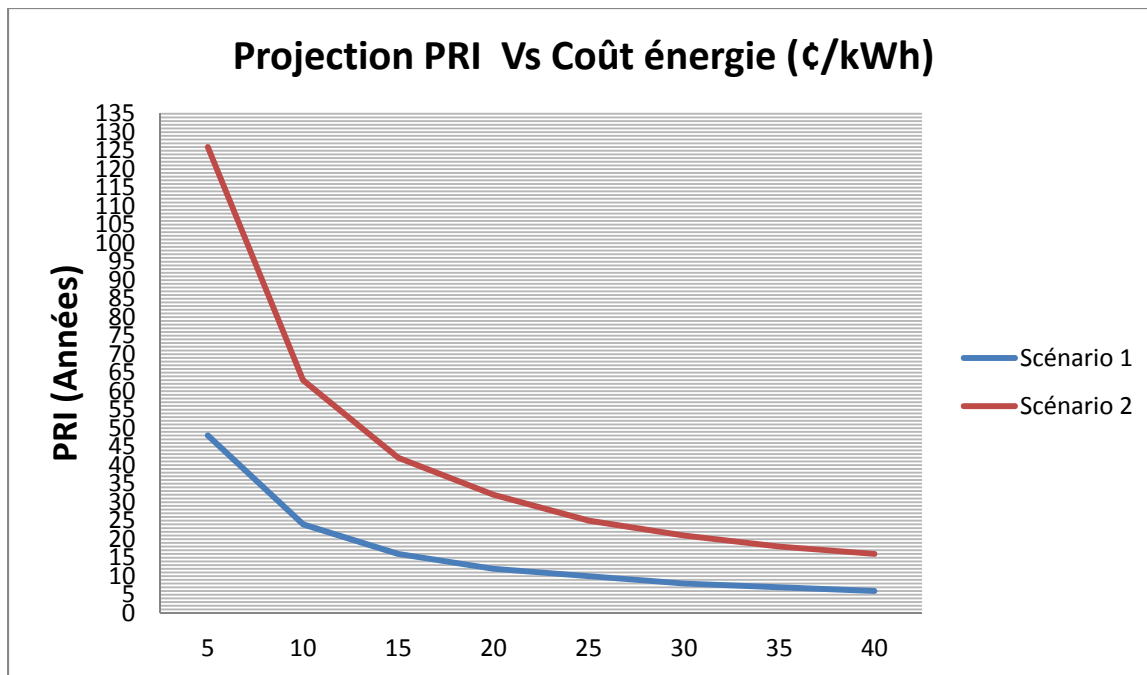


Figure 5.23 Projection du PRI simple selon le coût de l'énergie demandée

La figure 5.23 présente graphiquement les courbes de la tendance du PRI à diminuer selon l'augmentation du coût du kWh. On voit, par exemple, comment seul le scénario 1 pourrait obtenir un PRI de moins de 15 années à partir d'un coût de 15 ¢/kWh, comme il en coûte dans les états du nord des États-Unis en ce moment (voir tableau 5.11).

Une analyse des différents coûts et des différents PRI trouvés a permis d'observer, d'une part, que tant la construction du réservoir que la puissance du système de refroidissement sont les éléments les plus importants à noter lorsqu'on évalue les différences liées au coût d'investissement initial et, d'autre part, qu'il est aussi évident que ces deux derniers facteurs, ajoutés au coût du kWh de la région où le bâtiment sera construit et à la consommation d'énergie de chacun des systèmes simulés, constituent les quatre éléments déterminants de la rentabilité et donc, d'un rendement supérieur possible sur cet investissement. Cela se traduirait en une réduction du temps pour la PRI.

CONCLUSION

Ce travail de recherche a été réalisé afin de démontrer la faisabilité de l'utilisation d'un système de stockage de glace saisonnier, du point de vue de son potentiel d'économie d'énergie, au lieu d'un système traditionnel de climatisation pour un bâtiment commercial ou institutionnel. À cet égard, on a d'abord trouvé, à l'aide du logiciel de simulation EE4, la demande de charge de climatisation d'un bâtiment typique comme point de référence. Puis, on a conçu deux scénarios hypothétiques pour différentes configurations de systèmes de stockage de glace, on a trouvé la capacité d'échange de chaleur avec ces réservoirs en optimisant leurs conditions de conception et, finalement, on a évalué les résultats obtenus par rapport à l'objectif énoncé.

Les deux scénarios modélisés ont été catalogués dans ce document comme: scénario 1, pour un système à air pulsé dans le réservoir et scénario 2, pour un système du glycol traversant le banc de glace à travers un tuyau. Le fonctionnement de ce deux types de système a été modélisé à l'aide des logiciels TRNSYS et Matlab®. Pour chaque cas, il a été nécessaire d'effectuer une analyse différente pour mieux approcher le vrai comportement des différentes variables physiques impliquées dans un scénario réel.

La comparaison des résultats obtenus à partir de trois méthodes différentes de solution pour le problème de frontière en mouvement a aidé à confirmer la fiabilité des simulations en ce qui concerne les changements physiques pris en compte dans la modélisation des réservoirs de glace. Cependant, la programmation de ces trois modèles de solution des équations liées au problème du mouvement de la frontière eau-glace (milieu diphasique) a constitué le plus grand défi de la recherche appliquée dans ce mémoire. Ceci résulte du fait que le changement des variables a dû être résolu à partir de volumes de contrôle définis avec les modèles d'éléments finis dans un plan tant unidimensionnel ,pour le scénario 1, que bidimensionnel , pour le scénario 2.

Les résultats des simulations montrent que, selon le scénario choisi et certaines conditions hypothétiques additionnelles, un système de climatisation équipé d'un banc de glace saisonnier peut sauver au moins 16% de l'énergie requise pour la climatisation d'un bâtiment institutionnel situé à Montréal, Canada. Ces économies d'énergie seraient directement proportionnelles à celles des émissions de GES dans les cas où les processus de génération de l'énergie utilisée impliquent l'émission de gaz polluants et pourraient être augmentées si on considère que ces simulations ont été faites sur la base d'un système à 100% d'air frais, ce qui ne représente pas la majorité des cas.

Les résultats montrent également que ces types de systèmes de stockage d'énergie pourraient aussi aider, dans certains cas, à mieux contrôler la présence de pics dans la demande d'énergie. Ainsi, l'installation d'un banc de glace saisonnier influencerait encore plus positivement la dépense par rapport au coût payé pour l'énergie dans le cas d'un système de facturation influencé par la puissance maximale demandée.

Cela démontre que cette méthode de stockage saisonnier de glace est une option attrayante en termes d'efficacité énergétique si on réussit à réduire la consommation d'énergie de la pompe ou des ventilateurs pendant la formation de la glace.

Il est important de noter que le potentiel de ce type de systèmes s'évalue non seulement en termes d'économie d'énergie ou d'émissions de GES. Le caractère écologique de ce type d'application pourrait aussi toucher la diminution de l'utilisation de fluides réfrigérants. Ces derniers sont jusqu'à aujourd'hui essentiels pour les processus de réfrigération, mais leur fuite dans l'atmosphère occasionne beaucoup plus de dégâts écologiques que le dioxyde de carbone.

À partir des hypothèses additionnelles prises en compte et de l'analyse économique effectuée au chapitre cinq, on constate que la viabilité économique de cette type d'application, reflétée sur les gains générés et son PRI, dépend en grande partie de deux facteurs principaux: le coût de la main d'œuvre et le prix moyen du kWh. Ce dernier est évidemment influencé par la

politique de tarification de l'énergie électrique dans chaque région où on veut implanter le système.

En général, grâce à ce travail, on a aussi réussi à identifier les facteurs les plus importants dont il faut tenir en compte dans la possible poursuite des travaux de recherche et de simulation dans le domaine. Cela réitère un des buts de cette recherche : être une première étape pour, éventuellement, concevoir un système de stockage saisonnier d'énergie faisable.

Finalement, il faut dire que cette étude, réalisée à l'aide de la simulation numérique, est d'une importance fondamentale. Cela pourrait influencer l'exécution des projets d'avenir en y introduisant une technologie qui permet l'utilisation d'une ressource facilement renouvelable, pour répondre aux besoins de refroidissement des installations, tout en générant des économies dans la consommation d'énergie.

RECOMMANDATIONS

Les modèles de la simulation qui montrent une récupération totale de la glace entre les périodes de sa fonte et de sa formation correspondent à des situations purement théoriques qui ont besoin d'être validées par un modèle expérimental, puisque les scénarios simulés échappent, inéluctablement, à de nombreux aspects du comportement réel et à des changements physiques dans le réservoir de glace. Par exemple, le mélange de glace et d'eau sera, en réalité, affecté par des facteurs physiques qui n'ont pas pu être pris en compte dans la modélisation. Ainsi, il serait souhaitable de mener une expérience réelle, même à petite échelle, pour bien vérifier les données correspondant à l'énergie rejetée dans le réservoir ou celle attirée du réservoir et à l'avancement de la frontière glace-eau lors de différentes étapes des saisons.

Dans le scénario 2, on a pris en compte la variation du débit d'air et, par conséquent, sa vitesse dans le contrôle d'échange de chaleur entre le glycol et l'air dans le serpentin de refroidissement. Il serait aussi pertinent de concevoir un système ayant la possibilité de changer le débit du glycol à chaque pas de temps (au lieu du celui de l'air), en fonction de la demande de climatisation, et ainsi, d'essayer de contrôler la quantité de chaleur échangée avec le banc de glace.

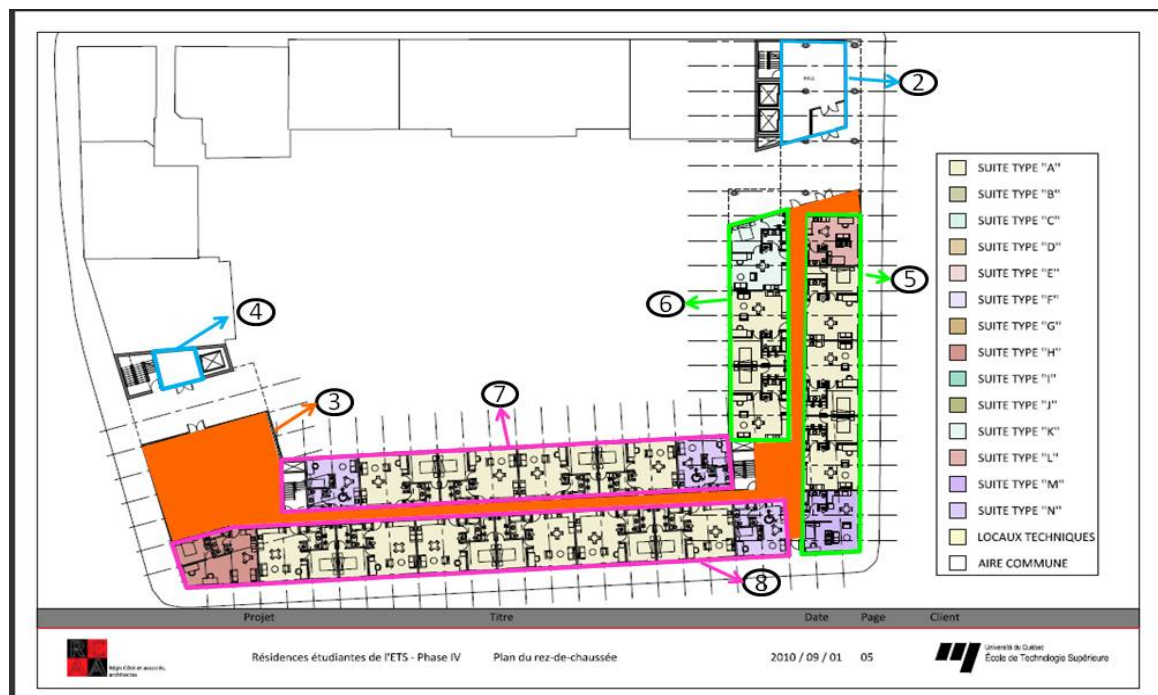
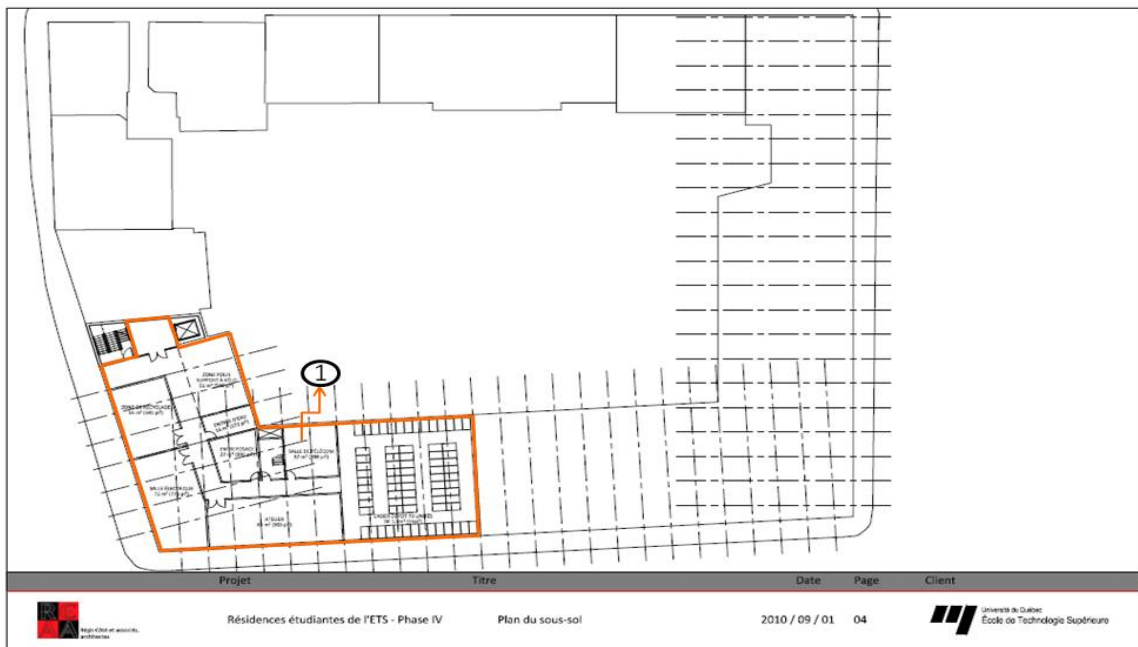
Considérant les résultats de l'analyse économique et le calcul des économies d'énergie trouvés pour les deux scénarios et concluant que ces derniers seraient une option économiquement peu rentable avec leur conception initiale, il vaudrait mieux modéliser ces scénarios avec d'autres types de conceptions qui prennent en compte les facteurs découverts qui affectent la faisabilité des projets. Ainsi, par exemple, selon les résultats économiques obtenus après les modifications hypothétiques de l'opération du système (Chapitre 5), on propose de simuler l'installation d'un banc de glace saisonnier, ajouté à un système de conditionnement d'air avec un économiseur (sans utilisation constante de 100% d'air frais) où le système à air pulsé pourrait être évalué pour les bâtiments nouveaux et le système à glycol pour les bâtiments déjà construits.

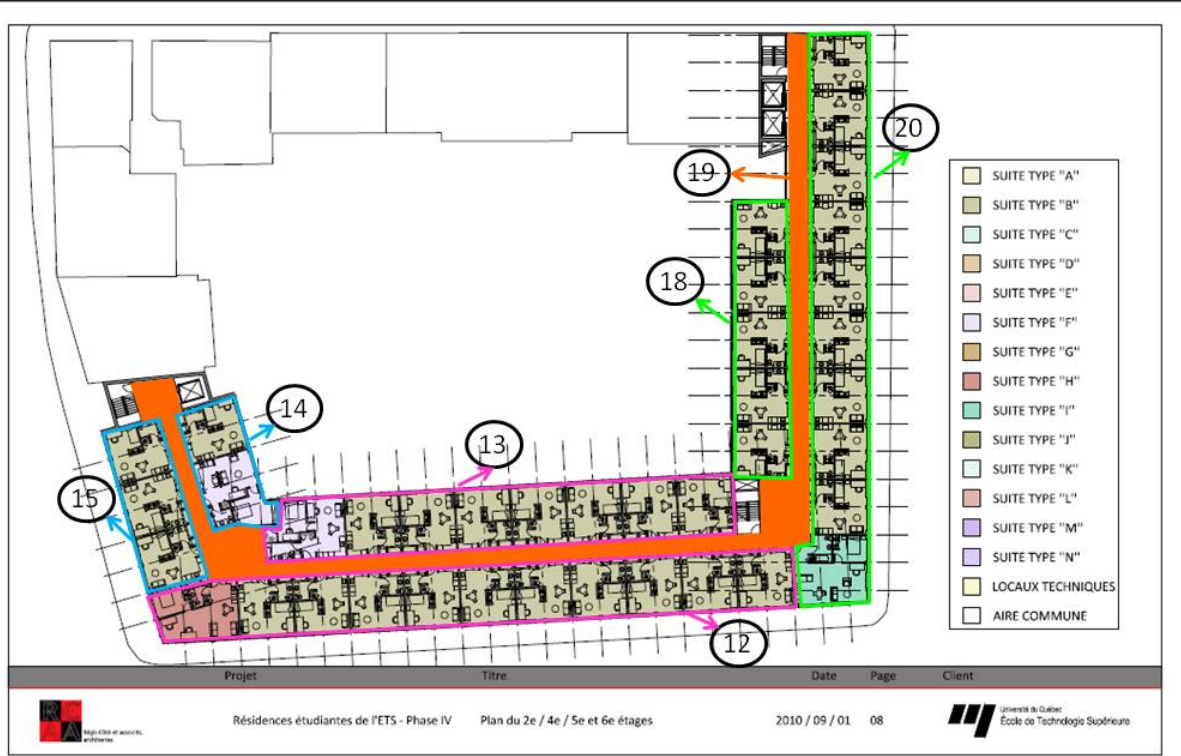
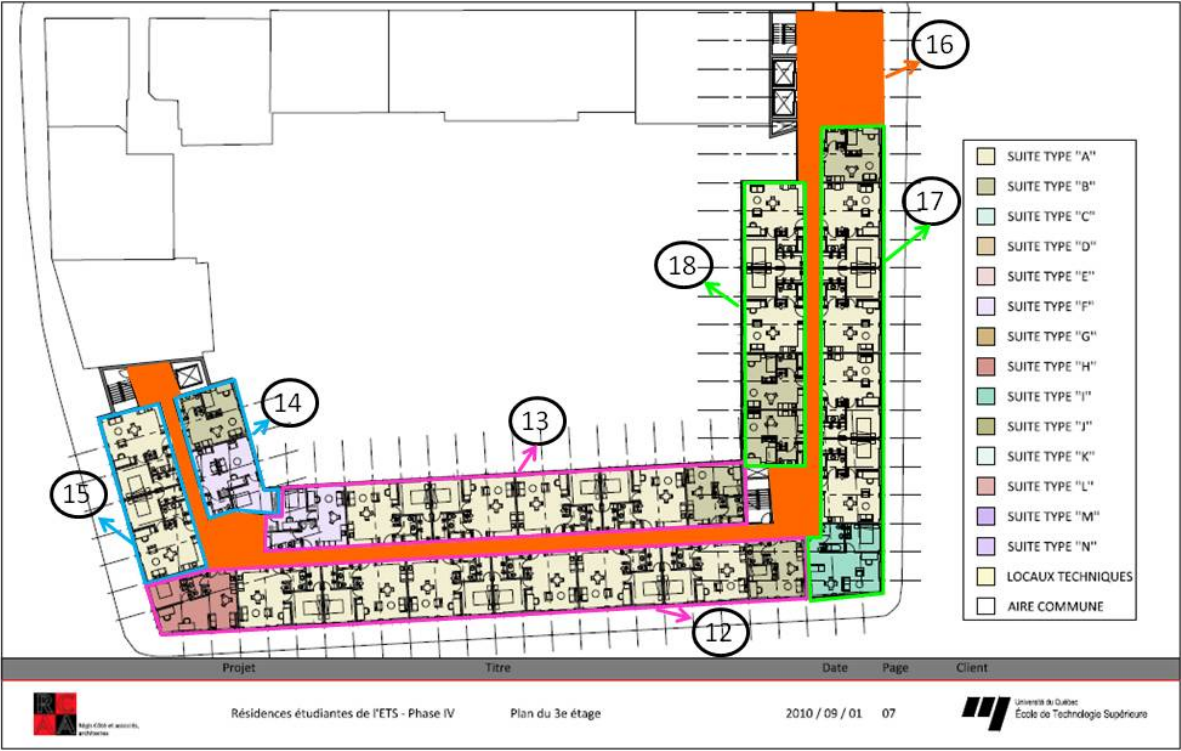
D'autres améliorations possibles des solutions simulées pour de futurs travaux seraient:

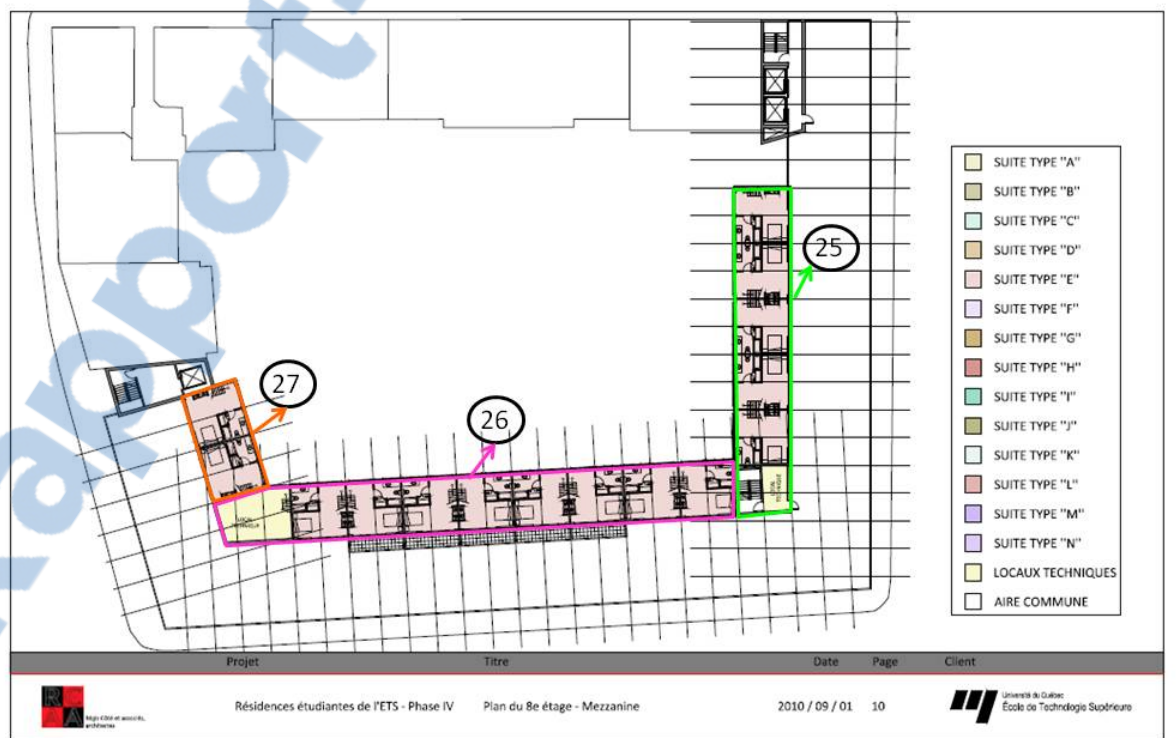
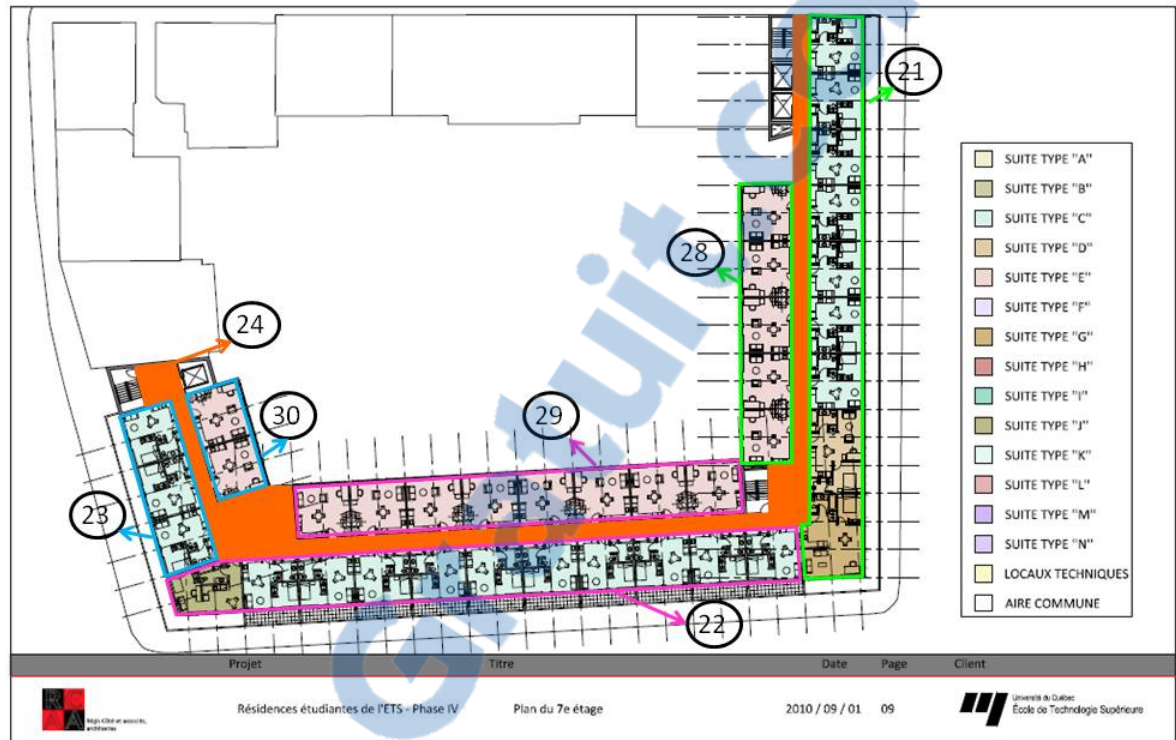
- L'inclusion de la variation de la température des murs et du sol par rapport aux propriétés du sol particulier du site évalué et à la profondeur dans le réservoir.
- L'amélioration du code de programmation pour le rendre capable de résoudre numériquement un maillage plus fine, en moins de temps, afin d'obtenir une plus grande exactitude des résultats.
- La prise en compte de la variation de l'effectivité de l'échangeur de chaleur (Serpentin de refroidissement) dans le scénario 2.
- Modéliser beaucoup plus de variations des dimensions du réservoir et l'analyse d'autres types de méthodes de formation et de fonte de la glace.

ANNEXE I

ZONAGE CONCUS POUR LA SIMULATION DU BATIMENT EN EE4







ANNEXE II

PARAMÈTRES DE SIMULATION EE4 DANS LE ZONAGE CONCU

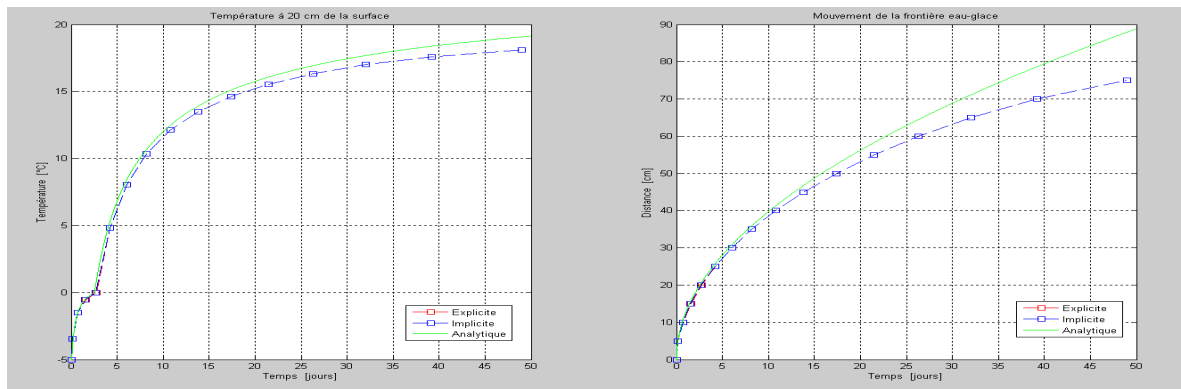
Zone	Calcul de la toiture et du plancher					Chauffage et ventilation					Mur				Fenêtre				Éclairage	
	Superficies (m²)	Toiture (m²)	Dalle sur sol (m²)	Périmètre exposée (m)	Sous-sol murs (m²)	Capacité plinthe (W)	Occupation m²/occ	Débit d'air (l/s)	Débit d'air ext minimal (l/s/occ)	Infiltration (l/(m²)*s)	Surface extérieure (m²)				Surface extérieure (m²)				Densité W/m²	Nombre d'appareil
CVAC																				
Zone1	655	0	655	126	315	5 195	20	197	6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	9	116
Zone2	123.75	0	124	32		1 571	20	37	6	4.57	45	82	45	0	36	66	36	0	9	22
Zone3	613.75	0	276	45		5 842	40	184	12	1.69	69	27	5	37	25	10	4	14	9	108
Zone4	20.25	0	0	2		257	20	6	6	2.54	0	0	5	0	0	0	4	0	9	4
Zone9	205.4	0	0	15		1 629	20	62	6	0.68	15	0	0	22	0	0	0	8	9	36
Zone16	319.4	0	0	29		2 533	20	96	6	1.36	26	15	0	29	9	5	0	11	9	56
Zone19	333	0	0	14		10 565	80	100	24	2.71	88	0	0	44	0	0	0	16	9	235
Zone 24	165.25	138	0	13		1 311	20	50	6	0.68	18	0	0	13	7	0	0	5	9	29
Logement																				
Zone5	243	0	243	47		2 313	60	73	18	0.85	0	123	18	0	0	46	7	0	9	43
Zone6	162	0	162	33		1 542	60	49	18	0.85	18	0	0	82	7	0	0	30	9	29
Zone7	288	0	144	48		2 741	60	86	18	0.85	146	0	0	0	54	0	0	0	9	51
Zone8	405	0	189	73		3 855	60	122	18	0.85	0	0	206	16	0	0	76	0	9	71
Zone10	365.6	0	45	56		3 480	60	110	18	0.68	0	119	18	0	0	44	7	0	9	65
Zone11	162	0	0	33		1 542	60	49	18	0.68	15	0	0	66	5	0	0	24	9	29
Zone12	405	0	0	73		23 130	360	122	108	4.07	0	0	988	75	0	0	366	0	9	429
Zone13	306	0	0	51		17 476	360	92	108	4.07	747	0	0	0	276	0	0	0	9	324
Zone14	90	0	0	21		5 140	360	27	108	4.07	44	264	0	0		98	0	0	9	95
Zone15	108	0	0	20		6 168	360	32	108	4.07	22	0	0	264	8	0	0	98	9	114
Zone17	365.6	0	0	56		3 480	60	110	18	1.36	0	119	18	0	0	44	7	0	9	65
Zone18	180	0	18	36		8 567	300	54	90	3.71	80	0	0	401	0	0	0	148	9	159
Zone20	369	0	0	198		14 049	240	111	72	2.71	59	1801	73	0	22	666	27	0	9	260
Zone21	360	360	0	32		3 427	60	108	18	0.68	15	50	15	0	5	18	5	0	9	64
Zone22	405	405	0	72		3 855	60	122	18	0.68	0	0	165	11	0	0	61	0	9	71
Zone23	81	81	0	18		771	60	24	18	0.68	0	0	0	44	0	0	0	16	9	14
Zone25	175.5	176	0	72		2 227	60	53	18	1.36	15	73	15	73	0	27	0	27	9	31
Zone26	378	378	0	117		4 797	60	113	18	1.36	124	0	150	11	46	0	56	0	9	67
Zone27	90	90	0	27		1 142	60	27	18	1.36	7	29	0	29	0	11	0	11	9	16
Zone28	175.5	0	0	35		1 670	60	53	18	0.68	15	0	0	71	0	0	0	26	9	31
Zone29	378	0	0	51		3 598	60	113	18	0.68	124	0	0	0	46	0	0	0	9	67
Zone30	90	0	0	15		857	60	27	18	0.68	7	29	0	0		11	0	0	9	16

ANNEXE III

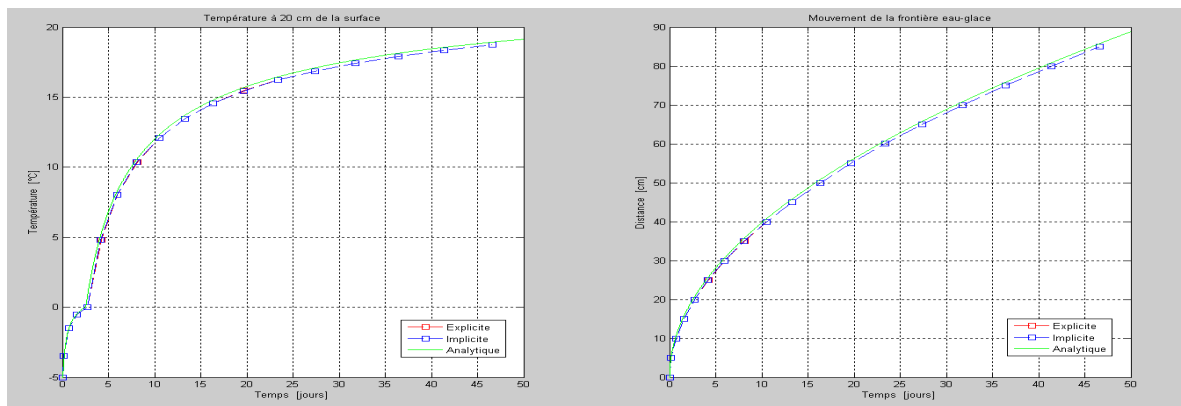
GRAPHIQUES DES SOLUTIONS ANALYTIQUE ET NUMERIQUES POUR LE CAS 1D

Variation de nd (nombre de nœuds) $dx = 0.05 \text{ m}$, $dt = 600 \text{ s}$ (Fonte)

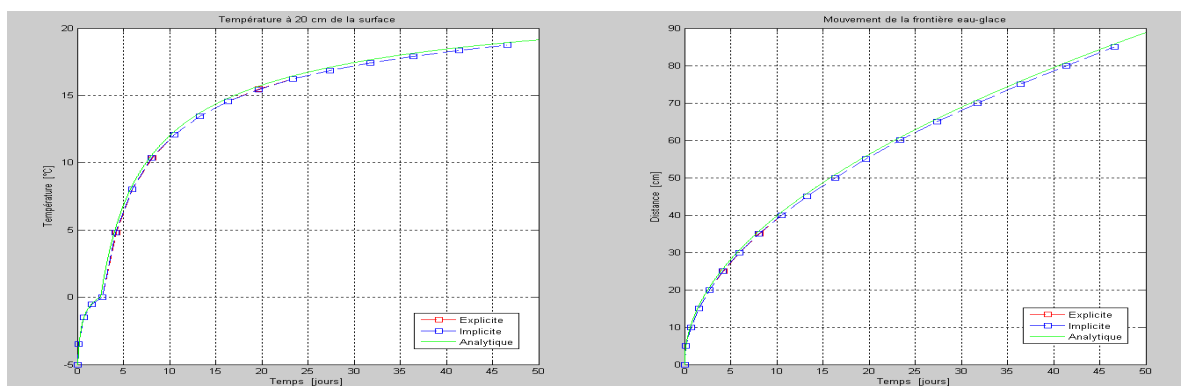
nd = 20



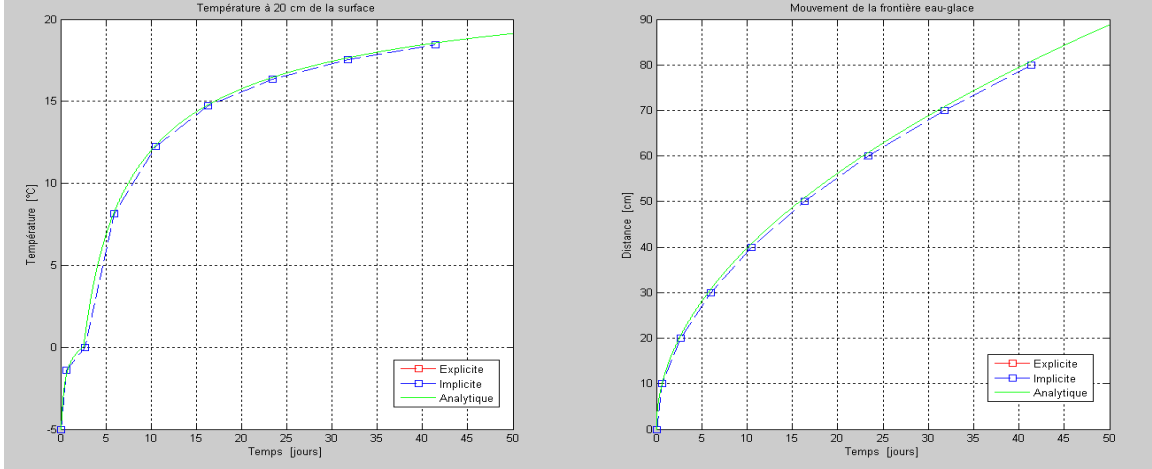
nd = 100



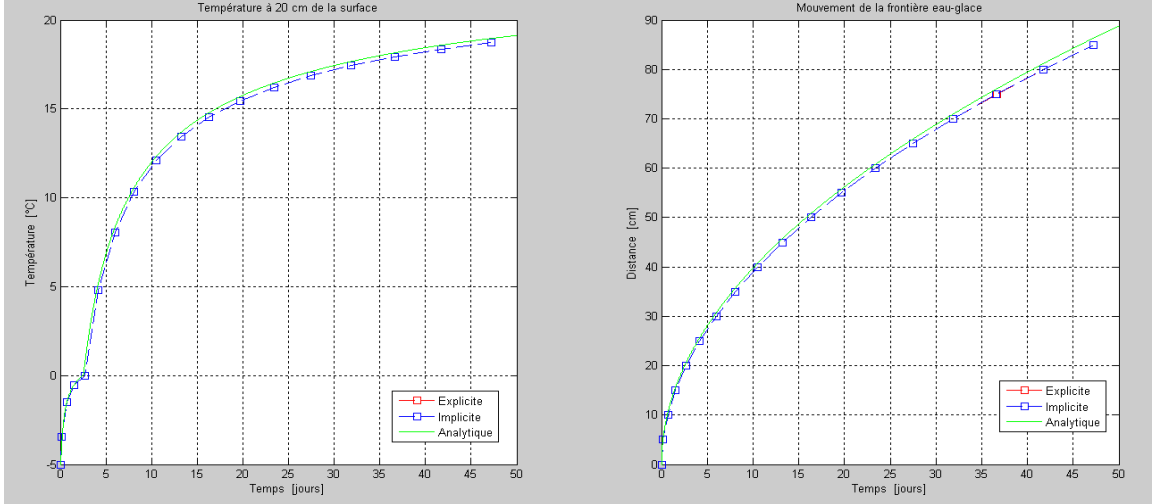
nd = 300



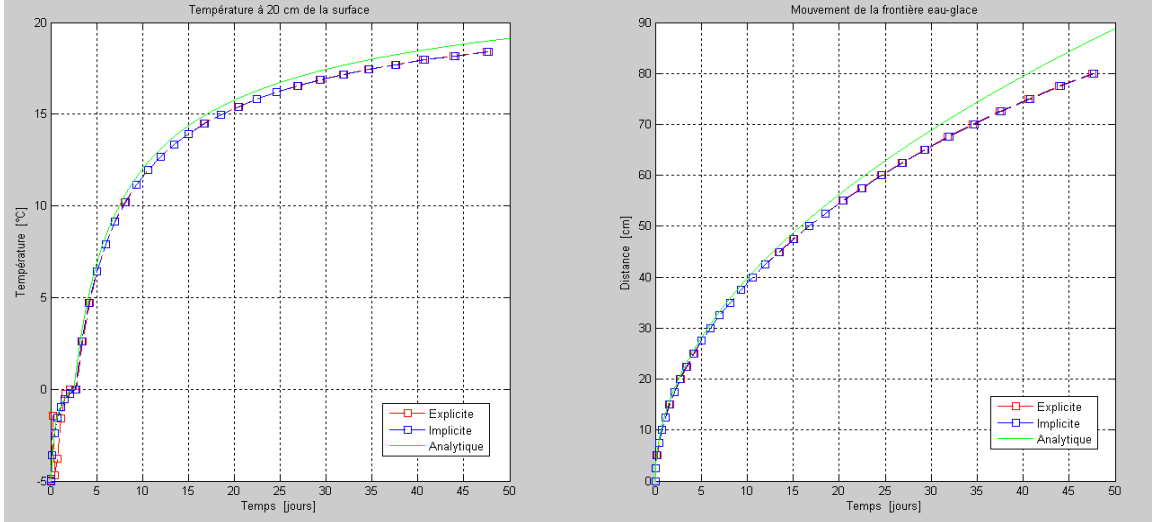
Variation de Δx (distance entre nœuds [m]) , $n_d = 300$, $\Delta t = 600$ s (Fonte)
 $\Delta x = 0.1$ m



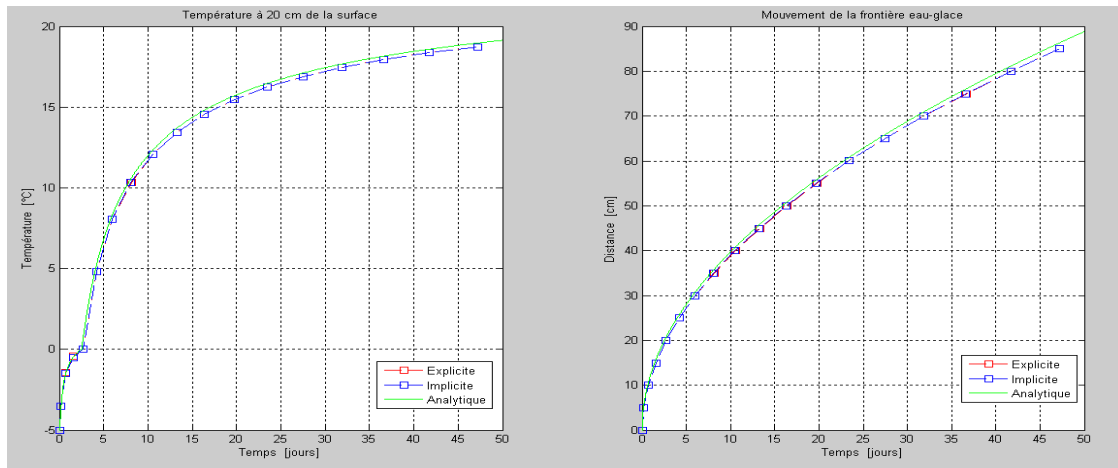
$\Delta x = 0.05$ m



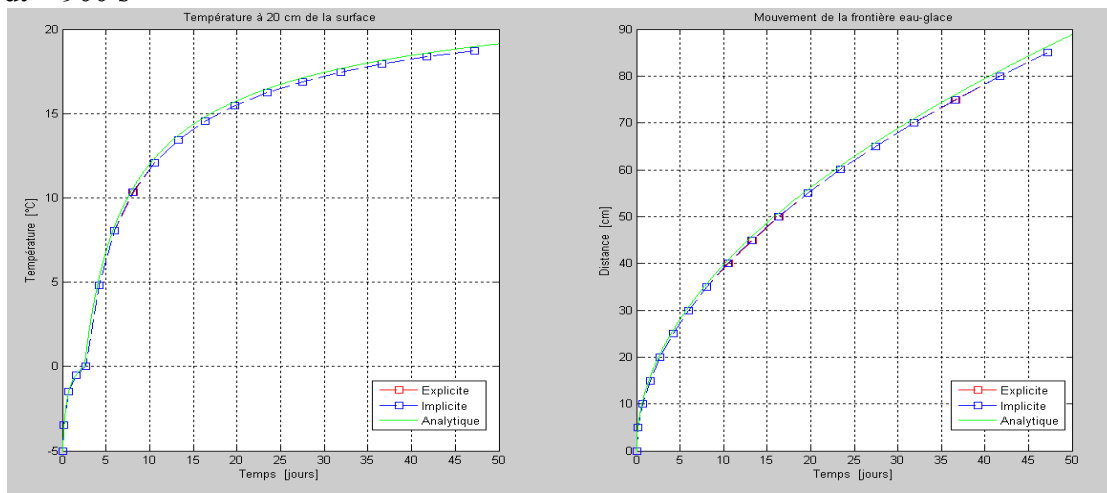
$\Delta x = 0.025$ m



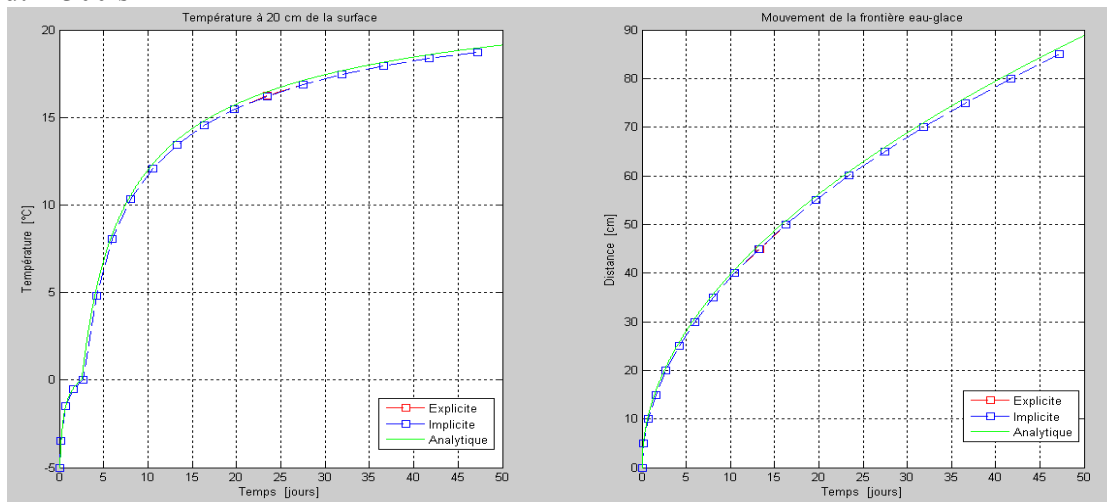
Variation de dt (pas de temps [sec]), $nd = 300$, $dx = 0.05$ m (Fonte)
 $dt = 1800$ s



$dt = 900$ s

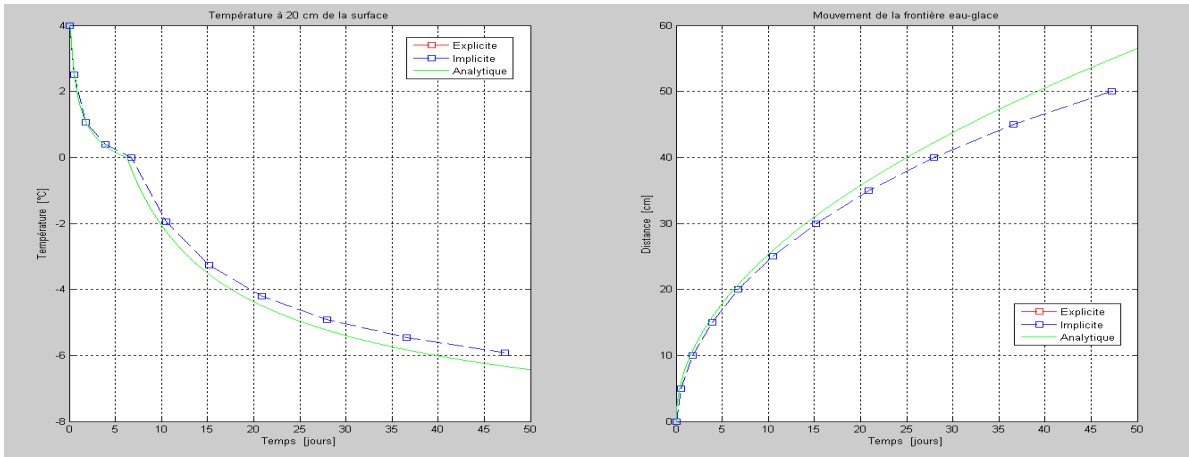


$dt = 300$ s

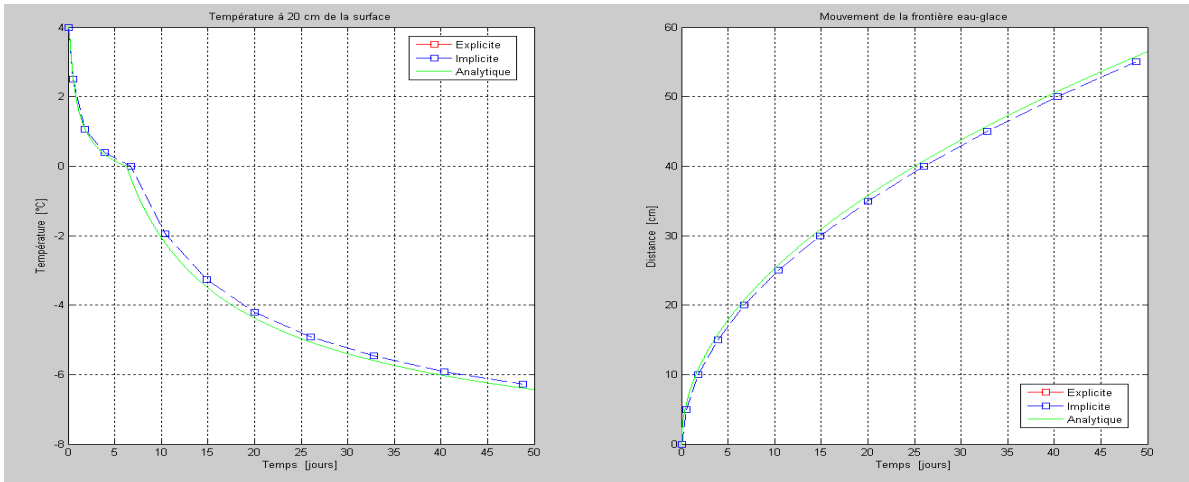


Variation de nd (numéro de nœuds) $dx = 0.05\text{ m}$, $dt = 600\text{ s}$ (Formation)

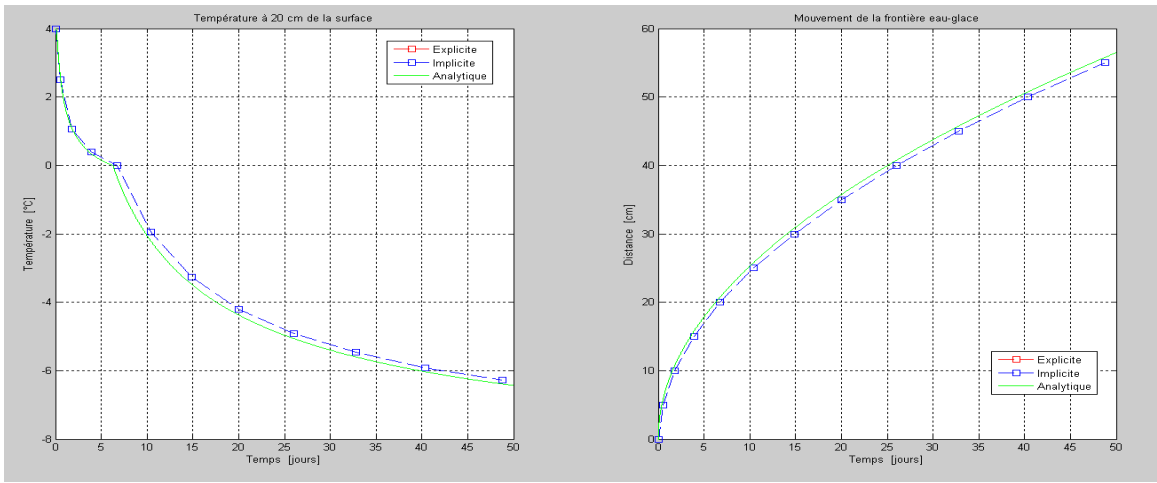
nd = 20



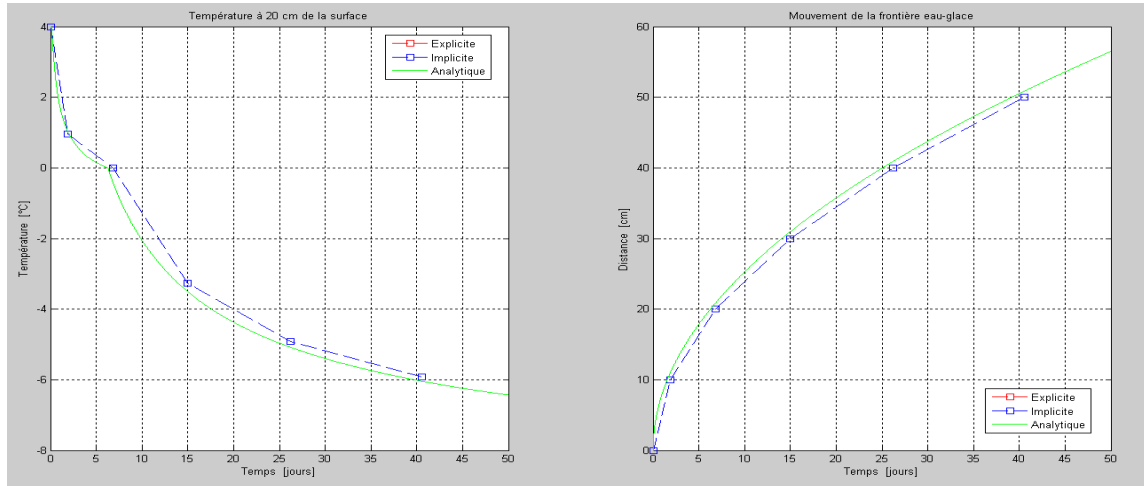
nd = 100



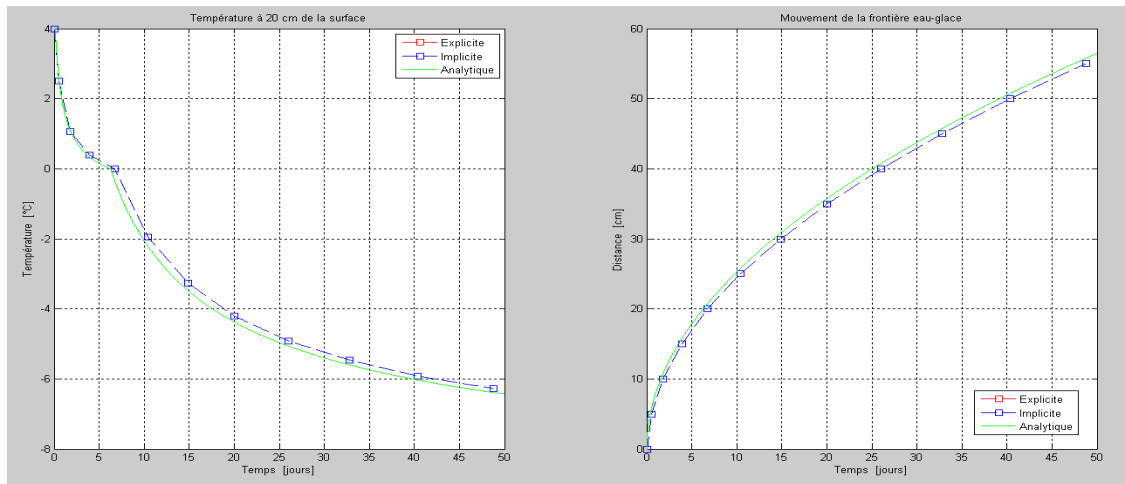
nd = 300



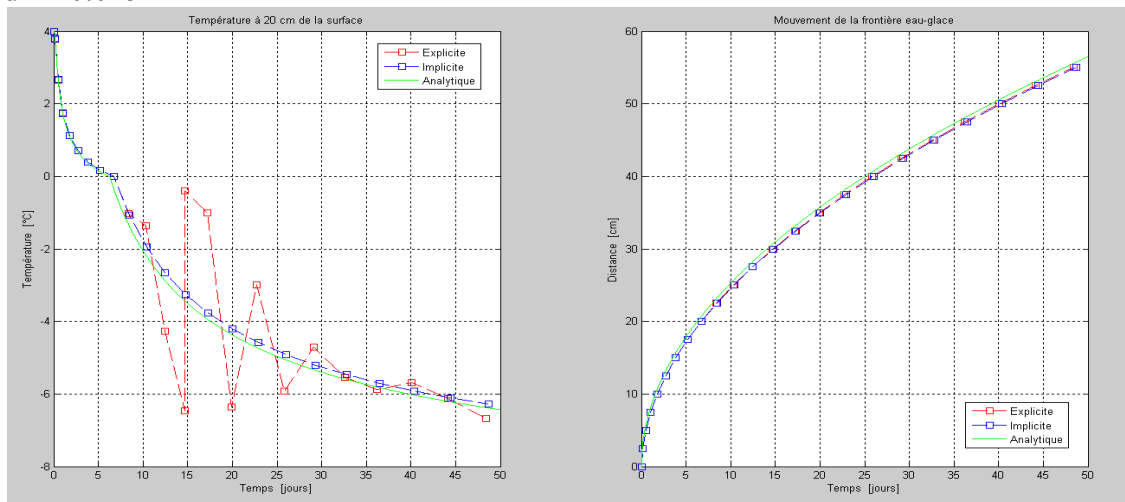
Variation de dx (distance entre nœuds [m]), $nd = 300$, $dt = 600$ s (Formation)
 $dx = 0.1$ m



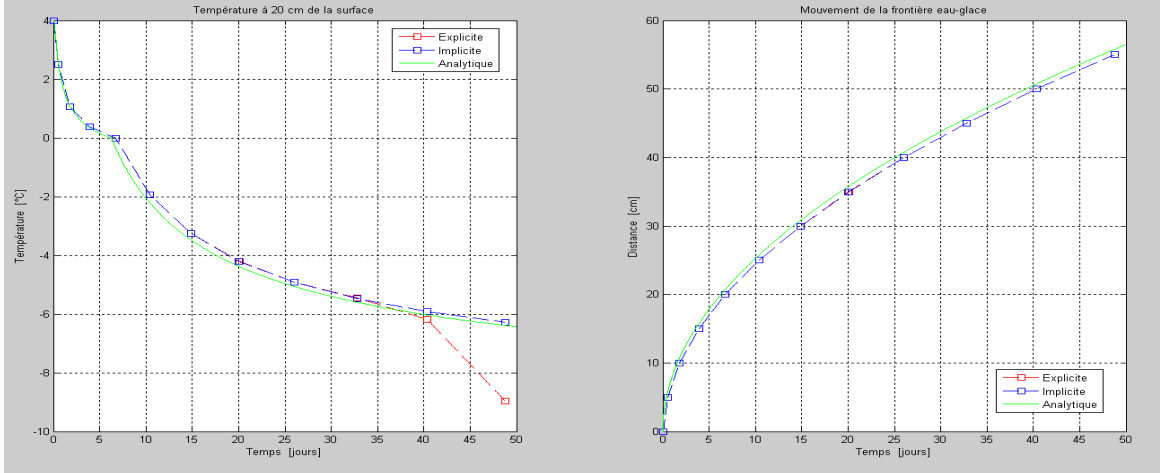
$dx = 0.05$ m



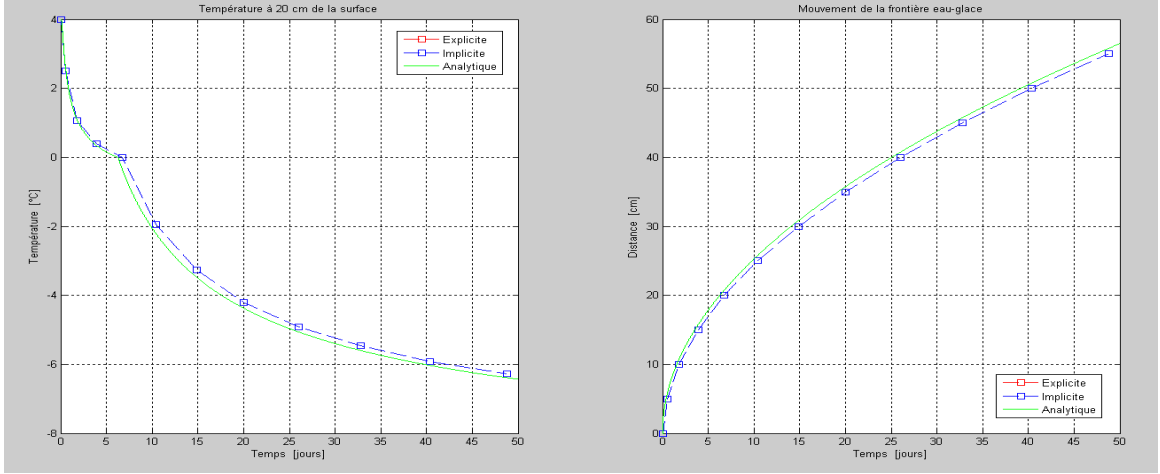
$dx = 0.025$ m



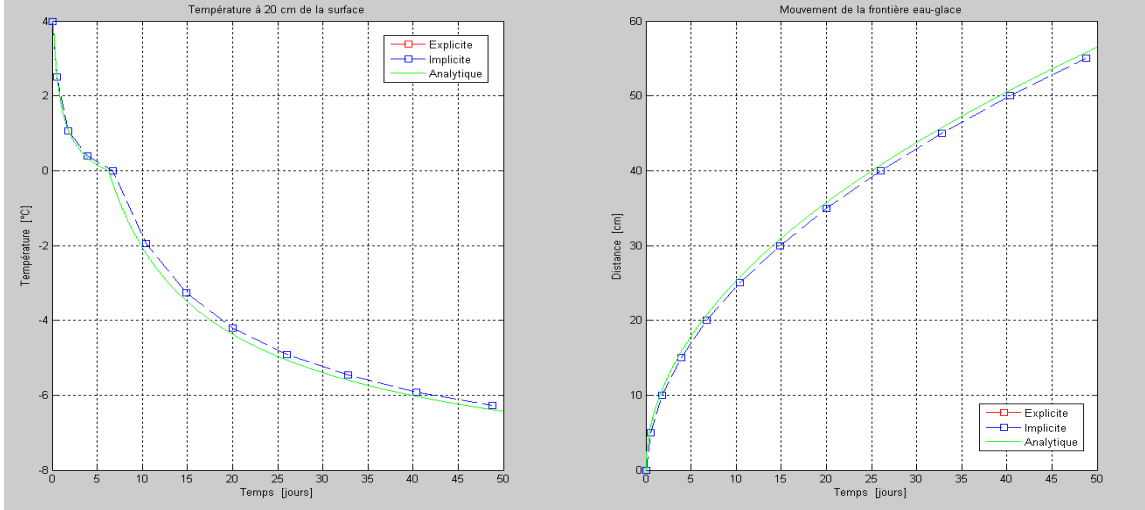
Variation de dt (pas de temps [sec]) , $nd = 300$, $dx = 0.05$ m (Formation)
 $dt = 1800$ s



$dt = 900$ s



$dt = 300$ s



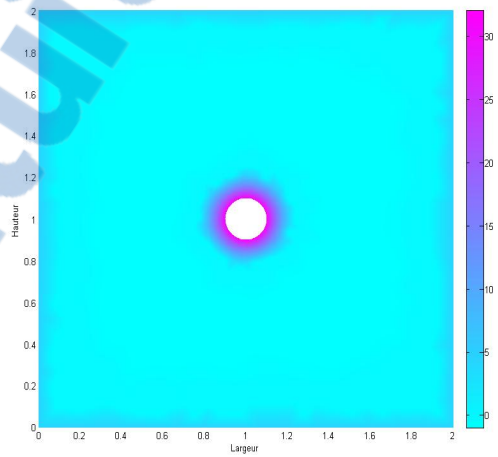
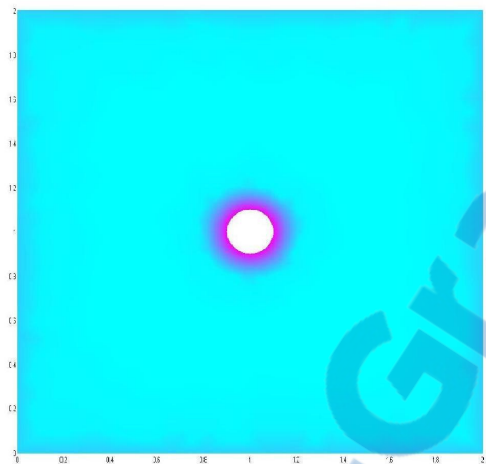
ANNEXE IV

GRAPHIQUES DES SOLUTIONS NUMERIQUES POUR LE CAS 2D

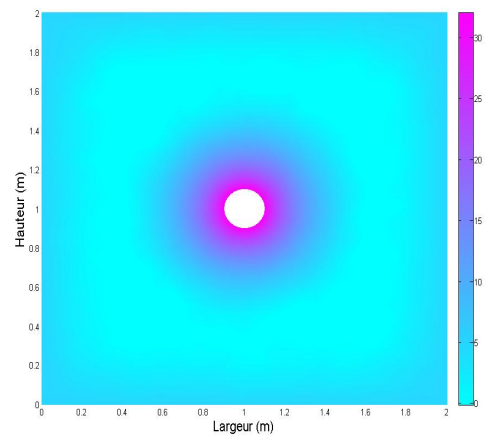
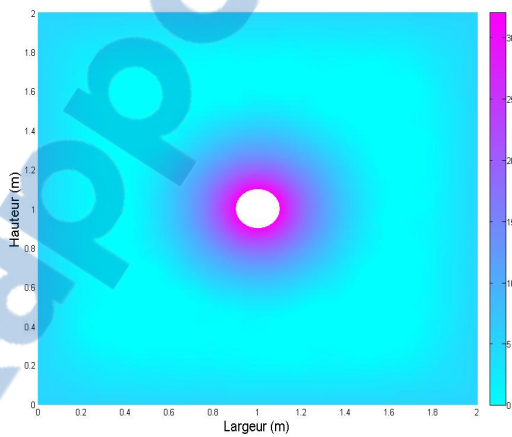
Méthode explicite

Méthode implicite

Fonte de la glace pendant 1 jour

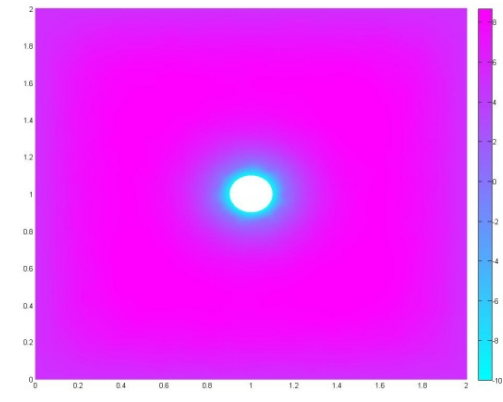


Fonte de la glace pendant 20 jours

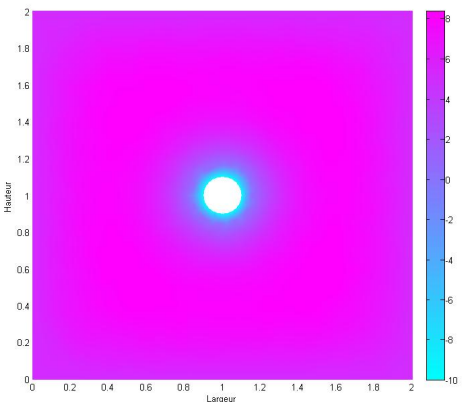


Méthode explicite

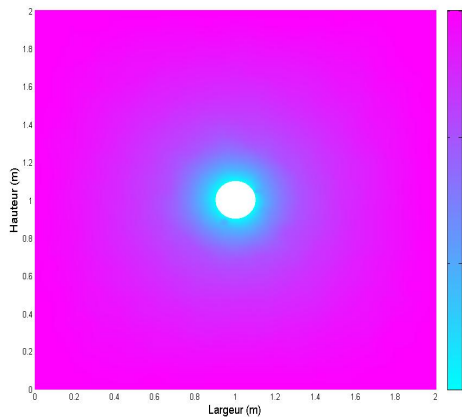
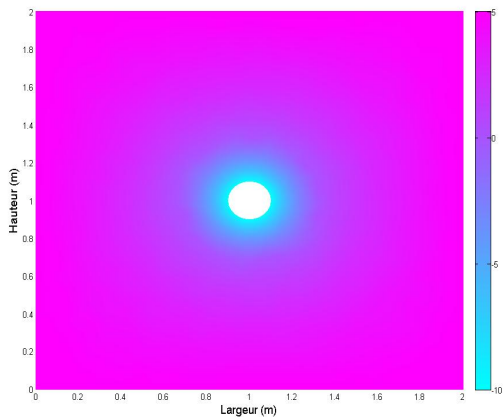
Formation de la glace pendant 1 jour



Méthode implicite



Formation de la glace pendant 20 jour



ANNEXE V

COÛT DU kWh DE L'ANNÉE 2011 POUR LES PAYS PARTICIPANT D'IEA

Nat. gas for industry (10 ⁷ kcal GCV ^{rel})	Nat. gas for households (10 ⁷ kcal GCV ^{rel})	Steam coal for industry ^{rel} (tonne)	Electricity for industry (kWh)	Electricity for households (kWh)	
..	Australia
..	946.57	232.78	..	0.2576	Austria
354.91	872.86	..	0.1245	0.2317	Belgium
160.13	430.77	..	0.0699	0.0945	Canada
600.92	584.54	..	0.0776	0.0932	Chinese Taipei
530.45	797.27	c	0.1439	0.1855	Czech Republic
..	1 449.36	..	0.1144	0.3563	Denmark
350.37	496.51	168.60	0.0948	0.1754	Finland
484.43	864.00	..	0.1056	0.1568	France
..	0.3248	Germany
517.56	1 084.65	..	0.1139	0.1584	Greece
..	Hungary
..	India
431.22	822.78	..	0.1372	0.2326	Ireland
483.01	1 093.65	111.97	0.2581	0.2632	Italy
..	..	114.65	0.1544	0.2322	Japan
610.27	655.49	0.0834	Korea
449.67	673.71	..	0.1219	0.2155	Luxembourg
..	453.45	x	0.1042	0.0888	Mexico
413.85	1 001.23	..	0.1230	0.2212	Netherlands
234.01	1 009.50	c	..	0.1815	New Zealand
x	x	..	0.0737	0.1758	Norway
454.78	772.94	96.35	0.1204	0.1791	Poland
555.51	942.20	..	0.1203	0.2152	Portugal
534.71	703.69	..	0.1691	0.2130	Slovak Republic
390.42	859.14	Spain
662.73	1 636.48	..	0.0964	0.2180	Sweden
661.55	1 015.73	155.37	0.1023	0.1800	Switzerland
407.27	526.44	83.68	0.1509	0.1841	Turkey
303.30	745.22	116.98	0.1211	0.1990	United Kingdom
207.37	429.48	70.54	0.0679	0.1158	United States

Tirée de *Key world Energy statistics 2011* publiée par IEA

ANNEXE VI

TABLEAU DE DONNÉES POUR LE CALCUL DE LA PÉRIODE DE RETOUR DE L'INVESTISSEMENT (PRI)

Données d'entrée											
Surface du terrain pour la construction du réservoir		1200	m2		12917	sqft					
Surface du terrain du bâtiment					20000	sqft					
Surface des murs, du plafond et du fond du reservoir		2610	m2		28094	sqft					
Coût d'énergie électrique au niveau institutionnel		6,99	c/kWh								
Demande de climatisation du bâtiment		268	MWh/année								
Consommation d'énergie refroidisseur		79,20	MWh/année								
Consommation d'énergie Tour d'eau		2,03	MWh/année								
COP machines de refroidissement		3,4	kW/RT								

Avec banc de glace		Scénario 1				Scénario 2						
		\$/ft2		\$	%			\$/ft2	\$	%		
Investissement initial	Construction du Réservoir											
	Excavation, coffrage, armature et betonnage	8,85	\$/ft2	114 313	\$	43%			114 313	\$	34%	
	Isolant R20	0,43	\$/ft2	12 080	\$	5%			12 080	\$	4%	
	Système de refroidissement	6,957	\$/ft2	139 140	\$	52%		7,73	\$/ft2	154 600	\$	46%
	Serpentin de refroidissement							11000	\$/unt	11 000	\$	3%
	Pompe							2831	\$/unt	2 831	\$	1%
	Tuyauterie					1500	pi	28,2	\$/pie	42 300	\$	13%
	Total			265 533	\$				337 124	\$	\$	
Énergie de refroidissement couverte par la glace		118	Mwh/année					81,55	Mwh/année			
Consommation d'énergie	Refroidissement	43,98	MWh/année	3074	\$/an			54,70	MWh/année	3823	\$/an	
	Tour d'eau	1,10	MWh/année	77	\$/an			1,36	MWh/année	95	\$/an	
	Pompe été (fonte)							11,8	MWh/année	825	\$/an	
	Ventilateur été (fonte)	23,3	MWh/année	1629	\$/an							
	Ventilateur hiver (formation)	0,138	MWh/année	10	\$/an			0,138	MWh/année	10	\$/an	
	Total	69	MWh/année	4789	\$/an			68	MWh/année	4753	\$/an	

Sans banc de glace					
Investissement initial	Système de refroidissement	8,99	\$/pi2	179800	
	Total			179800	\$
Consommation d'énergie		81	MWh/année	5677	\$/an

Résultats		Scénario 1		Scénario 2	
Surcoût d'investissement initial		85 733	\$	157 324	\$
Économie annuelle		889	\$/année	924	\$/année
Économie d'énergie		16%		16%	
Économie de GES		16%		16%	

LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- Ameen, F. R., J. E. R. Coney et C. G. W. Sheppard. 1991. « Experimental study of melting ice cylinders in a warm air cross-flow ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 14, n° 3, p. 168-175.
- B. Sarler, G. Kuhn 1998. « Dual reciprocity boundary element method for convective-diffusive solid-liquid phase change problems, Part 1. Formulation ». *Engineering Analysis with Boundary Elements*, vol. 21, p. 53-63.
- Briley, George C. 2004. « A history of refrigeration ». *ASHRAE Journal*, vol. 46, n° Compendex, p. S31-S34.
- Buies, Sarto 1985. *Ingénierie d'un Fabrikaglace en vrai grandeur*. FAB-85-051. Dorchester: CRIQ - Centre de recherche industrielle du Québec, 113 p.
- Chan, Apple L. S., Tin-Tai Chow, Square K. F. Fong et John Z. Lin. 2006. « Performance evaluation of district cooling plant with ice storage ». *Energy*, vol. 31, n° 14, p. 2750-2762.
- Chant, Verne G., et Edward Morofsky. 1992. « Overview of projects with seasonal storage for cooling from four countries ». In *Proceedings of the 27th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, August 3, 1992 - August 7, 1992*. Vol. 4, p. 9-13. Coll. « Proceedings of the Intersociety Energy Conversion Engineering Conference ». San Diego, CA, USA: Publ by IEEE.
- Chen, Huei-Jiunn, David W. P. Wang et Sih-Li Chen. 2005. « Optimization of an ice-storage air conditioning system using dynamic programming method ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 25, n° 2-3, p. 461-472.
- CHII-DONG HO. 1998. « 98/04139 Cool thermal discharge obtained with air flowing over melting ice ». *Fuel and Energy Abstracts*, vol. 39, n° 5, p. 386-386.
- Crank, John. 1984. *Free and Moving Boundary Problems*. New York: Oxford University Press Inc., 425 p.
- Cross, V. Voller and M. 1983. « An explicit numerical method to track a moving phase change front ». *Int. J. Heat Mass Transfer* Vol. 26, p. 147-150.
- Date, Anil W. (399). 2005. *Introduction to Computational Fluid Dynamics*. Cambridge: Cambridge University Press, New York.
<<http://library.books24x7.com/assetviewer.aspx?bookid=12353&chunkid=674540841>>.

- Eames, Ian W., et Kamel T. Adref. 2002. « Freezing and melting of water in spherical enclosures of the type used in thermal (ice) storage systems ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 22, n° 7, p. 733-745.
- Eckert, Ernst R.G (806). 1972. *Analysis of heat and mass transfer*.
- EIA. 2011. *Voluntary Reporting of Greenhouse Gases Program*. Washington, DC: Energy Information Administration. <<http://www.eia.gov/oiaf/1605/coefficients.html#tbl1>>.
- Elbaum, Michael, S. G. Lipson et J. G. Dash. 1993. « Optical study of surface melting on ice ». *Journal of Crystal Growth*, vol. 129, n° 3-4, p. 491-505.
- Elsayed, Amr O. 2007. « Numerical study of ice melting inside rectangular capsule under cyclic temperature of heat transfer fluid ». *Energy Conversion and Management*, vol. 48, n° 1, p. 124-130.
- Fang, Guiyin, Xu Liu et Shuangmao Wu. 2009. « Experimental investigation on performance of ice storage air-conditioning system with separate heat pipe ». *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 33, n° 8, p. 1149-1155.
- Faruk Civan, C.M. Sliepcevich. 1983. « EFFICIENT NUMERICAL SOLUTION FOR ENTHALPY FORMULATION OF CONDUCTION HEAT TRANSFER WITH PHASE CHANGE ». Vol. 27, p. 1428-1430.
- Fukusako, Shoichiro, et Masahiko Yamada. 1993. « Recent advances in research on water-freezing and ice-melting problems ». *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 6, n° 1, p. 90-105.
- Fukusako, Shoichiro, Masahiko Yamada, Hisashi Morizane et Myoung-Hwan Kim. 1993. « Melting heat transfer along a horizontal heated tube immersed in a fluidized liquid ice bed ». *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 6, n° 4, p. 353-359.
- Goodrich, L.E. 1978. « Efficient numerical techniques for one-dimensional thermal problems with phase change ». *Int. J. Heat Mass Transfer* Vol. 21, p. 615-621.
- Hamada, Yasuhiro, Makoto Nakamura et Hideki Kubota. 2007. « Field measurements and analyses for a hybrid system for snow storage/melting and air conditioning by using renewable energy ». *Applied Energy*, vol. 84, n° 2, p. 117-134.
- Hankey, Ronald. 2012. « Electric Power Monthly January 2012 ». Washington, DC,: U.S. Department of Energy.
- Hardy, M., H. Piwecki, C. Roumengous et S. Fumagalli. 1992. « Experimental-Study on Energy-Conservation - Recent Progress for the Continuous Control of a Seasonal

- Heat or Cold Ground Storage ». *1991 Solar World Congress, Vol 1, Pts 1-2 ; Vol 2, Pts 1-2 ; Vol 3, Pts 1-2 ; Vol 4*, p. 4031-4035
4127.
- Hardy, M., H. Piwecki, C. Roumengous, S. Fumagalli, G. Degiorgi, G. Contadini, J. Nicolas et J. F. Rivez. 1990. « Experimental-Study on Energy-Conservation .A. In a Seasonal Heat-Storage in the Ground .B. Cold-Storage in the Ground ». *Clean and Safe Energy Forever, Vols 1-3*, p. 1751-1755
2363.
- Hashimoto, Yoshiaki. 2002. « Seasonal cold storage by using snow and ice ». *Nihon Enerugi Gakkaishi/Journal of the Japan Institute of Energy*, vol. 81, n° Compendex, p. 707-712.
- Ho, C. D., C. L. Chang, C. K. Wang et Y. S. Su. 2003. « Producing chilled air from ice melting with air time-velocity variations in cool-thermal discharge systems ». *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 30, n° 5, p. 663-672.
- Ho, C. D. Wang, C. K. 2002. « COOL THERMAL DISCHARGE OBTAINED BY AIR FLOWING OVER MELTING ICE WITH PRODUCING CHILLED AIR ». *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 29, n° 7, p. 939-949.
- Ho, C. D., et C. K. Wang. 2002. « Producing chilled air in cool thermal discharge systems with air flowing over an ice surface by complete removal of melt ». *Renewable Energy*, vol. 27, n° 2, p. 223-236.
- Idelsohn, Sergio R. 1994. « Numerical methods in phase-change problems ». In. Vol. 1, p. 49-74. Archives of Computational Methods in Engineering.
- IEA. 2011. *Key World Energy Statistics*. Paris: International Energy Agency, 80 p. <http://www.iea.org/textbase/nppdf/free/2011/key_world_energy_stats.pdf>.
- Janna, William S., et Gerald S. Jakubowski. 1990. « Parametric study of heat transfer to an ice cylinder melting in air ». *Applied Energy*, vol. 36, n° 3, p. 233-250.
- Veillez sélectionner un type de document autre que « Generic » afin de faire afficher la référence bibliographique.
- Kiatsiriroat, T., S. Vithayasai, N. Vorayos et A. Nuntaphan. 2003. « Heat transfer prediction for a direct contact ice thermal energy storage ». *Energy Conversion and Management*, vol. 44, n° 4, p. 497-508.
- Kousksou, T., J. P. Bédécarrats, J. P. Dumas et A. Mimet. 2005. « Dynamic modelling of the storage of an encapsulated ice tank ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 25, n° 10, p. 1534-1548.

- Lee, Alex H. W., et Jerold W. Jones. 1996. « Modeling of an ice-on-coil thermal energy storage system ». *Energy Conversion and Management*, vol. 37, n° 10, p. 1493-1507.
- Lee, Wen-Shing, Yi Ting Chen et Ting-Hau Wu. 2009. « Optimization for ice-storage air-conditioning system using particle swarm algorithm ». *Applied Energy*, vol. 86, n° 9, p. 1589-1595.
- Li, Z. J., M. Y. Zheng, F. Wang et W. Liu. 2009. « Seasonal underground cold energy storage conception and its experimental study ». *Journal of the Energy Institute*, vol. 82, n° Copyright 2010, The Institution of Engineering and Technology, p. 57-60.
- MacPhee, David, et Ibrahim Dincer. 2009. « Performance assessment of some ice TES systems ». *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 48, n° 12, p. 2288-2299.
- Makkawi, Yassir T. 1995. « Investigation of heat transfer in a rectangular packed duct with constant heat flux and asymmetrical wall temperatures ». 1375124, Saudi Arabia, King Fahd University of Petroleum and Minerals (Saudi Arabia), 167 p.
- Masoero, M. 1984. « Refrigeration systems based on long-term storage of ice ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 7, n° 2, p. 93-100.
- Morofsky, Edward. 1985. « COOLING WITH ICE IN CANADA ». *STES Newsletter*, vol. VIII, n° 2, p. 8.
- Morofsky, Edward. 2007. « HISTORY OF THERMAL ENERGY STORAGE ».
- Morofsky, Edward L. 1997. « SEASONAL COLD STORAGE BUILDING AND PROCESS APPLICATIONS: A STANDARD DESIGN OPTION? ». *Public Works and Government Services Canada* (16 juillet 2010), p. 9.
- Nagengast, Bernard. 1999. « History of comfort cooling using ice ». *ASHRAE Journal*, vol. 41, n° Compendex.
- Nagengast, Bernard A. 1998. « History of sealed refrigeration systems ». *ASHRAE Journal*, vol. 40, n° Compendex, p. 43-47.
- Nicolson, J. Crank and P. 1947. « A practical method for numerical evaluation of solutions of partial differential equations of the heat-conduction type ». Vol. 6, p. 207-226. <<http://www.springerlink.com/content/g43649440307j807/>>.
- Ozisik, M. 1993. *Heat conduction* 692 p.

- Paksoy, H. O., O. Andersson, S. Abaci, H. Evliya et B. Turgut. 2000. « Heating and cooling of a hospital using solar energy coupled with seasonal thermal energy storage in an aquifer ». In *Renewable Energy. Energy Efficiency, Policy and the Environment. World Renewable Energy Congress V, 20-25 Sept. 1998*, 1-2. Vol. 19, p. 117-22. Coll. « Renew. Energy (UK) ». UK: Elsevier.
- Peter E. Liley, Carl F. Kayan. 1999. « Refrigeration ».
- Pierson, Thomas C., Richard J. Janda, Jean-Claude Thouret et Carlos A. Borrero. 1990. « Perturbation and melting of snow and ice by the 13 November 1985 eruption of Nevado del Ruiz, Colombia, and consequent mobilization, flow and deposition of lahars ». *Journal of Volcanology and Geothermal Research*, vol. 41, n° 1-4, p. 17-66.
- Qingzhu, Zhao. 2007. « Application of ice-storage in China ». *Tsinghua Tangfang Company, Beijing, 100084, P. R. China*. p. 6.
- Riviere, Ph, et H. Beer. « Experimental investigation of melting of unfixed ice in an isothermal horizontal cylinder ». *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 14, n° 2, p. 155-165.
- Rosen, Ibrahim Dinçer ; Marc. 2002. *Thermal energy storage systems and applications* New York: J.Wiley&Sons Ltd.
- Sanner, B. 1993. « Ground-Coupled Heat-Pumps with Seasonal Cold-Storage ». *Heat Pumps for Energy Efficiency and Environmental Progress*, p. 301-308 596.
- Shi, Wenxing, Baolong Wang et Xianting Li. 2005. « A measurement method of ice layer thickness based on resistance-capacitance circuit for closed loop external melt ice storage tank ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 25, n° 11-12, p. 1697-1707.
- Skogsberg, Bo Nordell et Kjell (349-366). 2007. *Thermal Energy Storage for Sustainable Energy Consumption Fundamentals, Case Studies and Design* (vendredi 16 mars 2007). Coll. « NATO Science Series Mathematics, Physics and Chemistry ».
- Skogsberg, Kjell. 2005. « Seasonal Snow Storage for Space and Process Cooling ». Doctoral Thesis, Luleå, Luleå University of Technology, Sweden, 195 p.
- Skogsberg, Kjell, et Bo Nordell. 2001. « The sundsvall hospital snow storage ». *Cold Regions Science and Technology*, vol. 32, n° Compendex, p. 63-70.

Snijders, A. L. 1992. « Aquifer Seasonal Cold-Storage for Space Conditioning - Some Cost-Effective Applications ». *Ashrae Transactions*, 1992, Vol 98, Pt 1, vol. 98, p. 1015-1022

1341.

Sohn, Chang W. 1991. « Thermal performance of an ice storage cooling system ». In *National Heat Transfer Conference, July 28, 1991 - July 31, 1991*. p. 1-6. Coll. « American Society of Mechanical Engineers (Paper) ». Minneapolis, MN, USA: Publ by ASME.

Stignor, Caroline Haglund. 2007. « Liquid side heat transfer and pressure drop in finned-tube cooling-coils operated with secondary refrigerants ». *International Journal of Refrigeration*. (03-Juin-2011), p. 12.

Sundin, Eva, Patrik Andreasson et Maria Viklander. 1999. « An energy budget approach to urban snow deposit melt ». *Nordic Hydrology*, vol. 30, n° Compendex, p. 39-56.

Tanino, Masayuki, et Yoshiyuki Kozawa. 2001. « Ice-water two-phase flow behavior in ice heat storage systems ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 24, n° 7, p. 639-651.

Thongwik, Sathaporn, Tanongkiat Kiatsiriroat et Atipoang Nuntaphan. 2008. « Heat transfer model of slurry ice melting on external surface of helical coil ». *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 35, n° 10, p. 1335-1339.

Vigneault, Clément, et Samuel Gameda. 1994. « Effect of addition of water on snow compaction ». *Energy*, vol. 19, n° 2, p. 187-194.

Voller, V. R. 1996. « An overview of numerical methods for solving phase change problems ». In *Advances In Numerical Heat Transfer*, sous la dir. de Sparrow, W. Minkowycz & E. Vol. 1, p. 341-381. Washington DC: Taylor and Francis.
<<http://books.google.ca/books?id=B0OX4ODzNKEC&printsec=frontcover&hl=fr#v=onepage&q&f=false>>.

Voller, V.R. (185). 2009. *Basic Control Volume Finite Element Methods for Fluids and Solids*. SGP: World Scientific
<<http://site.ebrary.com/lib/etsmtl/docDetail.action?docID=10361914>>.

Wang, W. P., et C. D. Ho. 2001. « The effect of recycle on cool-thermal discharge systems by melting ice with producing chilled air ». *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 28, n° 6, p. 783-792.

Whitaker, David, et Ryan Law. 2008. « Aspects of sustainability in ground energy systems ». In *GeoCongress 2008: Geosustainability and Geohazard Mitigation, March 9, 2008 -*

March 12, 2008, 178. p. 907-914. Coll. « Geotechnical Special Publication ». New Orleans, LA, United states: American Society of Civil Engineers.

Yamada, Masahiko, Shoichiro Fukusako et Tsuyoshi Kawanami. 2002. « Performance analysis on the liquid-ice thermal storage system for optimum operation ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 25, n° 2, p. 267-277.

Yeh, Ho-Ming, et Chii-Dong Ho. 1996. « Cool thermal discharges from ice melting with specified heat fluxes on the boundary ». *Energy*, vol. 21, n° 6, p. 455-461.

Yunus A. Cengel, Jhon M. Cimbala (321-385). 2006. *Fluid Mechanics Fundamentals and Applications*, 1st. McGraw-Hill Companies Inc. , 956 p.