

UNIVERSITÉ DE SHERBROOKE
Faculté de génie
Département de génie mécanique

Utilisation des coulis de glace comme fluide caloporteur et application aux arénas

Mémoire de maîtrise
Spécialité : génie mécanique

Simone RENAUD-BOIVIN

Jury : Nicolas GALANIS (directeur)
Michel POIRIER
Bernard MARCOS

Sherbrooke (Québec) Canada

Décembre 2011

IV-2192



**Library and Archives
Canada**

**Published Heritage
Branch**

**395 Wellington Street
Ottawa ON K1A 0N4
Canada**

**Bibliothèque et
Archives Canada**

**Direction du
Patrimoine de l'édition**

**395, rue Wellington
Ottawa ON K1A 0N4
Canada**

Your file Votre référence

ISBN: 978-0-494-83713-9

Our file Notre référence

ISBN: 978-0-494-83713-9

NOTICE:

The author has granted a non-exclusive license allowing Library and Archives Canada to reproduce, publish, archive, preserve, conserve, communicate to the public by telecommunication or on the Internet, loan, distribute and sell theses worldwide, for commercial or non-commercial purposes, in microform, paper, electronic and/or any other formats.

The author retains copyright ownership and moral rights in this thesis. Neither the thesis nor substantial extracts from it may be printed or otherwise reproduced without the author's permission.

AVIS:

L'auteur a accordé une licence non exclusive permettant à la Bibliothèque et Archives Canada de reproduire, publier, archiver, sauvegarder, conserver, transmettre au public par télécommunication ou par l'Internet, prêter, distribuer et vendre des thèses partout dans le monde, à des fins commerciales ou autres, sur support microforme, papier, électronique et/ou autres formats.

L'auteur conserve la propriété du droit d'auteur et des droits moraux qui protègent cette thèse. Ni la thèse ni des extraits substantiels de celle-ci ne doivent être imprimés ou autrement reproduits sans son autorisation.

In compliance with the Canadian Privacy Act some supporting forms may have been removed from this thesis.

While these forms may be included in the document page count, their removal does not represent any loss of content from the thesis.

Conformément à la loi canadienne sur la protection de la vie privée, quelques formulaires secondaires ont été enlevés de cette thèse.

Bien que ces formulaires aient inclus dans la pagination, il n'y aura aucun contenu manquant.

Canada

RÉSUMÉ

Le coulis de glace est un fluide composé d'une phase solide, la glace, et une phase liquide, une solution aqueuse. Dû à la chaleur latente de la fonte de la glace, le coulis peut extraire une plus grande quantité d'énergie que le fait un fluide monophasique.

Dans un premier temps, les corrélations permettant de calculer les propriétés thermophysiques des solutions aqueuses, soient la concentration de glace, la densité, la viscosité, la conductivité thermique et l'enthalpie, sont établies. Le coulis à base de propylène glycol est pris comme exemple afin de présenter la démarche suivie. Pour les trois autres additifs, l'éthylène glycol, le chlorure de calcium et le chlorure de sodium, seuls les coefficients des corrélations sont présentés.

Dans un deuxième temps, une série d'expérimentations a été réalisée sur un échangeur de chaleur tubes et calandre afin d'évaluer les pertes de pression et le transfert de chaleur du coulis fait à base d'éthylène glycol. La perte de pression dans les tubes, ainsi que la température à l'entrée et à la sortie et le débit massique de chaque fluide ont été mesurés. Les mesures ont démontrées que la concentration de glace a un impact plus grand sur le transfert de chaleur quand le débit de coulis est faible. De plus, le débit de coulis a un impact plus grand sur les pertes de pression que la concentration de glace.

Dans un troisième temps, le transfert de chaleur en régime transitoire entre la patinoire, les fondations du bâtiment et le sol extérieur a été calculé par un modèle numérique d'aréna. Deux réfrigérants secondaires, la saumure et le coulis, servant à refroidir la glace sont comparés. La simulation montre que la température de la glace est plus uniforme avec le coulis qu'avec la saumure. Une analyse paramétrique est menée afin d'évaluer l'effet de la diminution du débit de réfrigérant secondaire sur la température de la surface de la glace et sur la puissance de pompage.

Mots-clés : coulis de glace, échangeur de chaleur tubes et calandre, aréna, perte de pression, transfert de chaleur, puissance de pompage

TABLE DES MATIÈRES

RÉSUMÉ	i
TABLE DES MATIÈRES.....	iii
LISTE DES FIGURES.....	vii
LISTE DES TABLEAUX.....	ix
CHAPITRE 1 Introduction	1
CHAPITRE 2 État de l'art.....	3
2.1 Introduction	3
2.2 Propriétés des coulis de glace.....	4
2.3 Distribution de la glace	6
2.4 Transfert de chaleur	7
2.5 Perte de charge.....	7
2.6 Effet du régime d'écoulement sur le transfert de chaleur et les pertes de charges	8
2.7 Vitesse critique et distribution de la glace.....	11
2.8 Surchauffe du coulis de glace	12
2.9 Performance énergétique.....	12
2.10 Arénas.....	14
CHAPITRE 3 Propriétés thermophysiques des coulis de glace.....	15
3.1 Introduction	16
3.2 Courbe de congélation qualitative	16
3.3 Relation entre la température de congélation et la concentration de propylène glycol	17
3.3.1 Concentration massique d'additif saturée	17
3.3.2 Concentration volumique d'additif saturée	20
3.3.3 Concentration de glace en fonction de la température	22
3.4 Propriétés thermophysiques de la solution monophasique de propylène glycol.....	23
3.4.1 Densité	23
3.4.2 Conductivité thermique.....	26
3.4.3 Viscosité dynamique.....	28
3.4.4 Chaleur massique.....	30
3.5 Propriétés thermophysiques de la solution diphasique de propylène glycol.....	32
3.5.1 Propriétés de la glace	32
3.5.2 Densité du mélange diphasique.....	33

3.5.3	Conductivité thermique du mélange diphasique	34
3.5.4	Viscosité dynamique du mélange diphasique.....	35
3.5.5	Enthalpie et chaleur massique du mélange diphasique	35
3.6	Propriétés thermophysiques de la solution monophasique d'éthylène glycol	38
3.6.1	Concentration massique d'additif saturée.....	39
3.6.2	Concentration volumique d'additif saturée.....	40
3.6.3	Densité de la solution aqueuse d'éthylène glycol	41
3.6.4	Conductivité thermique.....	42
3.6.5	Viscosité dynamique	43
3.6.6	Chaleur massique	43
3.7	Propriétés thermophysiques de la solution monophasique de chlorure de calcium	44
3.7.1	Concentration massique d'additif et température de congélation.....	44
3.7.2	Densité.....	45
3.7.3	Conductivité thermique.....	46
3.7.4	Viscosité dynamique	47
3.7.5	Chaleur massique	48
3.8	Propriétés thermophysiques de la solution monophasique de chlorure de sodium.....	48
3.8.1	Concentration massique d'additif et température de congélation.....	49
3.8.2	Densité.....	50
3.8.3	Conductivité thermique.....	50
3.8.4	Viscosité dynamique	51
3.8.5	Chaleur massique	52
3.9	Conclusion.....	52
CHAPITRE 4 ExpErimental Study of hydraulic and thermal behavior of an ice slurry in a shell and tube heat exchanger.....		53
4.1	Introduction.....	57
4.2	Experimental equipment	59
4.2.1	Description of the test bench	59
4.2.2	Data acquisition.....	60
4.2.3	Experimental methodology	60
4.3	Data reduction	61
4.3.1	Evaluation of the overall heat transfer coefficient	61
4.3.2	Prediction of pressure losses from published correlations	63
4.3.3	Calculation of ice slurry properties.....	64
4.4	Experimental results and analysis.....	69

4.4.1	Time dependant results	69
4.4.2	Analysis of the overall heat transfer coefficient	77
4.4.3	Pressure loss.....	83
4.5	Conclusion	86
CHAPITRE 5 Performance of Ice slurry as cooling fluid for an indoor ice rink.....		89
5.1	Introduction	93
5.2	Description and model.....	94
5.2.1	Ice rink description.....	94
5.2.2	Below ice model (BIM).....	95
5.2.3	Pumping power.....	102
5.2.4	Preliminary remarks and comparisons with published data.....	104
5.3	Results.....	107
5.3.1	Brine (base case).....	107
5.3.2	Ice slurry.....	114
5.4	Effects of slurry flowrate and inlet temperature.....	120
5.5	Conclusion	124
CHAPITRE 6 Conclusion		127
LISTE DES RÉFÉRENCES		129



LISTE DES FIGURES

Figure 3.1	Diagramme de phase [Melinder, 2005].....	16
Figure 3.2	Concentration de glace pour la solution de propylène glycol	23
Figure 3.3	Densité de la solution aqueuse de propylène glycol	26
Figure 3.4	Conductivité thermique de la solution aqueuse de propylène glycol.....	27
Figure 3.5	Viscosité dynamique de la solution aqueuse de propylène glycol.....	29
Figure 3.6	Chaleur massique de la solution de propylène glycol.....	31
Figure 3.7	Densité du mélange diphasique à base de propylène glycol	33
Figure 3.8	Conductivité thermique du mélange diphasique à base de propylène glycol	34
Figure 3.9	Viscosité du mélange diphasique à base de propylène glycol	35
Figure 3.10	Diagramme de phase et d'enthalpie [Handbook on Ice Slurries, 2005]	37
Figure 3.11	Enthalpie du mélange diphasique à base de propylène glycol.....	38
Figure 4.1	Schematic diagram of the test bench.....	59
Figure 4.2	Saturation temperature of a water-additive mixture.....	64
Figure 4.3	Temperature variation with time.....	69
Figure 4.4	Variation of slurry density with time	70
Figure 4.5	Variation of ice concentration with time.....	70
Figure 4.6	Variation of pressure loss and ice concentration with time	75
Figure 4.7	Variation of overall heat transfer coefficient and ice concentration with time.....	76
Figure 4.8	Heat transfer rate and effectiveness	77
Figure 4.9	Overall heat transfer coefficient versus ice slurry flow	78
Figure 4.10	Overall heat transfer coefficient versus the Reynolds number	79
Figure 4.11	Heat transfer coefficient versus ice concentration	80

Figure 4.12 Comparison of experimentally determined overall heat transfer coefficient with corresponding calculated values (Bell-Delaware method with Colburn relation)	82
Figure 4.13 Pressure loss versus Reynolds number	83
Figure 4.14 Pressure loss versus ice concentration	84
Figure 4.15 Comparison of measured pressure loss with calculated values using the Filonenko correlation	86
Figure 5.1 Schematic diagram of the ice rink and underground structure [Seghouani et al., 2009].....	95
Figure 5.2 Top view of the ice rink showing the 8 sections and 16 zones [Seghouani et al., 2009].....	96
Figure 5.3 Equivalent thermal circuit for heat transfer below the ice [Seghouani et al., 2009]	97
Figure 5.4 Input values of ground temperature, electrical heating of sand layer	99
Figure 5.5 Temperature predictions by the two BIM models and heat entering the ice for the north side of the rink on February 14 th	105
Figure 5.6 Annual variation of the ice-surface, brine and underground temperatures.....	108
Figure 5.7 Ice temperature, brine temperature and heat entering ice on August 16 th (weekday).....	110
Figure 5.8 Ice-surface temperature, brine temperature and heat entering ice on a week-end in August	112
Figure 5.9 Spacewise variations of temperature; (a) : ice; (b) : brine.....	113
Figure 5.10 Annual variation of ice-surface, slurry and underground temperatures	115
Figure 5.11 Ice-surface temperature, slurry temperature and heat entering ice on August 16 th (weekday).....	116
Figure 5.12 Spacewise variation of temperature; (a): ice; (b): slurry	119

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 3.1	Résultats obtenus avec la corrélation $x_a(T)$ pour le propylène glycol	18
Tableau 3.2	Résultats obtenus avec la corrélation $T(x_a)$ pour le propylène glycol	19
Tableau 3.3	Validation de la corrélation $x_a(T)$ pour le propylène glycol	19
Tableau 3.4	Validation de la corrélation $T(x_a)$ pour le propylène glycol	20
Tableau 3.5	Résultats obtenus avec la corrélation $\varphi_a(T)$ pour le propylène glycol	20
Tableau 3.6	Résultats obtenus avec la corrélation $T(\varphi_a)$ pour le propylène glycol	21
Tableau 3.7	Validation de la corrélation $\varphi_a(T)$ pour le propylène glycol	21
Tableau 3.8	Validation de la corrélation $T(\varphi_a)$ pour le propylène glycol	22
Tableau 3.9	Coefficients $b[i,j]$ pour la corrélation de $\rho(\varphi_a, T)$ pour le propylène glycol	25
Tableau 3.10	Comparaison entre les valeurs de l'ASHRAE et de la corrélation de $\rho(\varphi_a, T)$..	25
Tableau 3.11	Coefficients $b[i,j]$ pour la corrélation de $k(\varphi_a, T)$ pour le propylène glycol	26
Tableau 3.12	Comparaison entre les valeurs de l'ASHRAE et de la corrélation de $k(\varphi_a, T)$..	27
Tableau 3.13	Coefficients $b[i,j]$ pour la corrélation de $\mu(\varphi_o, T)$ pour le propylène glycol	28
Tableau 3.14	Comparaison entre les valeurs de l'ASHRAE et de la corrélation de $\mu(\varphi_o, T)$..	29
Tableau 3.15	Coefficients $b[i,j]$ pour la corrélation de $c_p(\varphi_a, T)$ pour le propylène glycol	30
Tableau 3.16	Comparaison entre les valeurs de l'ASHRAE et de la corrélation de $c_p(\varphi_a, T)$..	30
Tableau 3.17	Erreur relative entre les données de l'ASHRAE et des calculs pour l'eau pure	31
Tableau 3.18	Moyenne de la constante d'enthalpie selon la concentration d'additif initiale ..	37
Tableau 3.19	Résultats obtenus avec la corrélation $x_a(T)$ pour l'éthylène glycol	39
Tableau 3.20	Résultats obtenus avec la corrélation $T(x_a)$ pour l'éthylène glycol	40
Tableau 3.21	Résultats obtenus avec la corrélation $\varphi_a(T)$ pour l'éthylène glycol	41
Tableau 3.22	Résultats obtenus avec la corrélation $T(\varphi_a)$ pour l'éthylène glycol	41
Tableau 3.23	Coefficients $b[i,j]$ pour la corrélation de $\rho(\varphi_a, T)$ pour l'éthylène glycol	42

Tableau 3.24	Coefficients $b[i,j]$ pour la corrélation de $k(\varphi_a, T)$ pour l'éthylène glycol	42
Tableau 3.25	Coefficients $b[i,j]$ pour la corrélation de $\mu(\varphi_a, T)$ pour l'éthylène glycol	43
Tableau 3.26	Coefficients $b[i,j]$ pour la corrélation de $c_p(\varphi_a, T)$ pour l'éthylène glycol	44
Tableau 3.27	Résultats obtenus avec la corrélation $x_a(T)$ pour le chlorure de calcium	45
Tableau 3.28	Résultats obtenus avec la corrélation $T(x_a)$ pour le chlorure de calcium	45
Tableau 3.29	Coefficients $b[i,j]$ pour la corrélation de $\rho(x_a, T)$ du chlorure de calcium	46
Tableau 3.30	Valeurs des coefficients $a_n(x_a)$	46
Tableau 3.31	Coefficients $b[i,j]$ pour la corrélation $k(x_a, T)$ du chlorure de calcium	47
Tableau 3.32	Coefficients $b[i,j]$ pour la corrélation de $\mu(x_a, T)$	47
Tableau 3.33	Coefficients $b[i,j]$ pour la corrélation de $c_p(x_a, T)$	48
Tableau 3.34	Résultats obtenus avec la corrélation $x_a(T)$ pour le chlorure de sodium	49
Tableau 3.35	Résultats obtenus avec la corrélation $T(x_a)$ pour le chlorure de sodium.....	50
Tableau 3.36	Coefficients $b[i,j]$ pour la corrélation de $\rho(x_a, T)$ du chlorure de sodium	50
Tableau 3.37	Coefficients $b[i,j]$ pour la corrélation $k(x_a, T)$ du chlorure de sodium.....	51
Tableau 3.38	Coefficients $b[i,j]$ pour la corrélation de $\mu(x_a, T)$	51
Tableau 3.39	Coefficients $b[i,j]$ pour la corrélation de $c_p(x_a, T)$	52
Table 4.1	Range and accuracy of measurements	60
Table 4.2	Description of tests.....	61
Table 4.3	Coefficients of Equation (4.14) (saturation concentration by mass) for ethylene glycol solution.....	65
Table 4.4	Coefficients of Equation (4.14) (saturation concentration by volume) for ethylene glycol solution.....	65
Table 4.5	Properties of ice slurry and pure ice.....	66
Table 4.6	Coefficients for density of aqueous solutions of ethylene glycol	67
Table 4.7	Coefficients for dynamic viscosity of aqueous solutions of ethylene glycol.....	67

Table 4.8	Coefficients for specific heat of aqueous solutions of ethylene glycol	67
Table 4.9	Coefficients for thermal conductivity correlation of aqueous solutions of ethylene glycol	67
Table 4.10	Coefficients for Equation (4.16).....	67
Table 4.11	Pressure loss in the tubes	75
Table 4.12	Overall heat transfer coefficient	76
Table 4.13	Correlations for Nusselt number	81
Table 4.14	Correlations of the friction factor	85
Table 5.1	Heat entering the ice from above and ground temperatures	98
Table 5.2	Thermophysical properties of the materials	102
Table 5.3	Correlations for the friction factor.....	103
Table 5.4	Evolution of temperatures with brine during surfacing (August 16th)	111
Table 5.5	Evolution of conditions with ice slurry during surfacing (August 16 th).....	118
Table 5.6	Inlet and outlet ice concentration	120
Table 5.7	Effect of cooling fluid and ice slurry flowrate on ice-surface temperature.....	121
Table 5.8	Pumping power evaluated with different friction factor correlations (August 16 th)	122
Table 5.9	Effects of ice slurry flowrate on operating conditions (August 16 th).....	123

CHAPITRE 1

INTRODUCTION

Les technologies de la réfrigération, de la congélation et de la climatisation font face à de nouveaux enjeux écologiques contrôlés par les accords internationaux. En plus des exigences environnementales, ces technologies doivent tenir compte de la sécurité des usagers et de l'efficacité au point de vue énergétique. Ceci amène la nécessité de trouver de nouveaux fluides frigorigènes non-polluants et non-toxiques ou encore, de développer des technologies innovatrices. Dans ce contexte, les chercheurs se sont intéressés aux fluides frigoporteurs diphasiques tel que les coulis de glace. Ce fluide est un mélange d'eau, de particules de glace dispersées dans le liquide et d'un additif qui abaisse la température de congélation.

Actuellement, la glace des arénas est refroidie par de la saumure à base de chlorure de calcium. Aucune étude n'a été faite sur l'installation d'un système à coulis de glace dans un aréna. Cependant, beaucoup d'efforts sont mis pour améliorer l'efficacité énergétique de ces installations. Lorsqu'un coulis de glace est utilisé, la même quantité de chaleur qu'avec le système de refroidissement conventionnel doit être retirée. Ainsi, on souhaite maintenir une température constante et uniforme sur la glace de l'aréna et, tout en conservant ces contraintes, le coulis de glace doit permettre de diminuer la consommation d'énergie. L'objectif général de cette recherche est de déterminer les performances des coulis de glace en ce qui a trait à la puissance de pompage et au transfert de chaleur.

D'abord, les corrélations exprimant les propriétés thermophysiques des coulis de glace en fonction de la température et de la concentration d'additif sont établies. Ceci permet de résoudre les équations de conservation de masse, d'énergie et de quantité de mouvement pour déterminer les pertes de charge. Ensuite, les caractéristiques de l'écoulement du coulis de glace sont étudiées sur un échangeur de chaleur. Cette étude permet de comparer les pertes de charge et le transfert de chaleur mesurés sur l'installation avec les méthodes numériques. Enfin, un modèle d'aréna permet d'évaluer l'économie d'énergie liée à l'utilisation d'un coulis dans le circuit de refroidissement secondaire situé sous la patinoire.

CHAPITRE 2

ÉTAT DE L'ART

2.1 Introduction

Les applications des systèmes de refroidissement à coulis de glace sont variées. Les principales applications auxquelles on peut penser sont la réfrigération et la congélation d'aliments et la climatisation. Par exemple, l'usine de production laitière située à Hanford, Californie, produit quotidiennement 90 000 kg de fromage cheddar. L'installation de coulis de glace utilise une solution aqueuse de propylène glycol d'une concentration volumique de 7 %. Le coulis contient 5 % à 10 % de glace qui migre vers la partie haute du réservoir à cause de la différence de densité. L'eau froide est distribuée afin de refroidir le fromage puis est injectée sur les particules de glace sur le haut du réservoir. Actuellement, un édifice à Osaka au Japon de 181 m (40 étages) est refroidi par un système de climatisation utilisant le coulis de glace dans la boucle secondaire et le réfrigérant R134A dans la boucle primaire. Un réservoir permet de stocker le coulis de glace pendant les plages horaires d'électricité à tarif réduit. La capacité totale thermique du réservoir est de 80 750 kWh [Bellas, 2005].

Un fluide diphasique possède la chaleur latente associée au changement de phase solide-liquide par rapport à un fluide monophasique qui ne peut stocker que de la chaleur sensible. L'énergie thermique nécessaire pour élever la température d'un coulis de glace de 1°C est alors très élevée lors de la fonte des particules de la glace. Pour une même puissance thermique, il y a une moins grande variation de température pour un frigoporteur diphasique que pour un fluide monophasique.

Une installation typique à coulis de glace comporte deux boucles de refroidissement. La boucle primaire contient un fluide frigorigène qui refroidit le coulis de glace circulant dans la boucle secondaire. Le transfert de chaleur entre le frigorigène et les produits à refroidir, par exemple : les comptoirs réfrigérés d'une épicerie ou la glace d'un aréna, se fait indirectement par le frigoporteur.

Dans les systèmes de réfrigération traditionnels comme les épiceries, le frigorigène circule dans toute l'épicerie jusqu'aux comptoirs de légumes ou de produits laitiers. Dans les systèmes à coulis de glace, une faible quantité de frigorigène circule dans la boucle primaire et sert seulement à refroidir le coulis de glace, car c'est ce frigoporteur qui circule dans l'épicerie. Les risques de fuites et la quantité de frigorigène utilisés sont alors diminués. De plus, le changement de phase permet de diminuer la quantité de fluide circulant dans la boucle secondaire. Ainsi, la puissance de pompage ou le diamètre des conduites peuvent être réduits. Pour amortir les coûts d'une telle installation, la glace peut être produite la nuit, pendant les plages d'achat d'électricité à coût réduit. De tels systèmes sont actuellement à l'essai dans certaines épiceries en Europe et au Japon [Bellás, 2005].

2.2 Propriétés des coulis de glace

Les propriétés de quatre réfrigérants secondaires, soient les solutions aqueuses d'éthylène glycol, de propylène glycol, de chlorure de sodium et de chlorure de calcium, sont décrites dans l'*ASHRAE Handbook Fundamentals* [2005]. Pour ces quatre réfrigérants secondaires, lorsque la température augmente et la concentration d'additif diminue, la chaleur massique et la conductivité thermique augmentent et la viscosité dynamique et la densité diminuent. Les saumures sont principalement utilisées dans les arénas et dans les machineries industrielles. Le chlorure de calcium est le plus fréquemment rencontré à cause de sa basse température de congélation. Le chlorure de sodium (sel de table) est utilisé en alimentation pour la congélation d'aliments. Les saumures sont très corrosives ; soit les conduites et l'échangeur de chaleur sont traités, soit un inhibiteur, tel que le nitrate de sodium, est ajouté. L'éthylène glycol et le propylène glycol sont utilisés pour leur capacité à abaisser la température de congélation de l'eau et pour leur faible volatilité et leur faible corrosivité lorsqu'ils sont inhibés. L'éthylène glycol a de bonnes propriétés thermodynamiques en comparaison au propylène glycol. Ce dernier, qui a une grande viscosité dynamique, est utilisé lorsqu'il y a un risque de contact humain, car il n'est pas toxique. Généralement, l'éthylène glycol n'est pas utilisé sous $-23\text{ }^{\circ}\text{C}$ et sous $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ pour le propylène glycol, car leur viscosité rend la puissance de pompage requise trop élevée.

La thèse de doctorat de Melinder [2007] traite des propriétés thermodynamiques des coulis de glace à base d'éthylène et de propylène glycol ; d'éthyle et de méthyle alcool ; de chlorure de

sodium, de calcium, de potassium et de lithium ; de carbonate de glycérol, d'ammoniaque et de potassium ; d'acétate de potassium et de formate de potassium. Les propriétés étudiées sont la température de congélation, la densité, la viscosité dynamique, la chaleur massique, l'enthalpie et la conductivité thermique. L'objectif de son travail est de fournir des données fiables et des corrélations permettant de calculer les propriétés. Enfin, l'auteur fait une comparaison de la performance des additifs dans une épicerie et pour l'utilisation d'une pompe géothermique.

Les impuretés trouvées dans les solutions modifient peu les propriétés des coulis de glace, car elles n'engendrent pas de réaction chimique et leur influence est beaucoup moindre que celle des particules de glace. Cependant, les impuretés peuvent modifier la courbe de congélation, ce qui peut biaiser la concentration de glace et, par le fait même, les propriétés. Lottin et Épiard [2001] ont mesuré la température de congélation de l'éthanol, de l'acétate de potassium, de l'éthylène glycol et du propylène glycol en négligeant la surfusion, puis en la prenant en compte. L'écart maximal entre les deux températures ainsi calculées est de 2,7 K pour l'éthanol. Pour les autres additifs, l'écart est entre 0,4 K et 0,5 K. L'erreur relative de l'enthalpie entre une substance pure et un mélange commercial est inférieure à 1 % pour l'éthanol et l'éthylène glycol, inférieure à 2 % pour le propylène glycol et entre 1,6 % et 3,76 % pour l'acétate de potassium. Ainsi, les courbes de congélation basées sur les substances pures s'appliquent aux marques commerciales étudiées. Lottin et Épiard [2001] ont déterminé les domaines de températures optimales des coulis de glace ; ils sont limités par la quantité maximale de liquide pompable et par le rapport entre la chaleur massique de la solution diphasique et celle de l'additif à 0 °C.

Lottin et al. [2004] ont présenté des critères spécifiques permettant de déterminer les domaines d'utilisation des coulis de glace en fonction de la concentration de glace et de la température. Leurs conclusions sont appuyées par les relations de l'enthalpie et de la chaleur massique des fluides diphasiques et par la théorie de l'énergie libre de Gibbs. Trois paramètres principaux permettent de limiter le domaine d'application :

La concentration de glace minimale définie comme la limite de sécurité qui assure la présence de glace, donc une chaleur thermique massique apparente qui a une capacité de refroidissement suffisante.

La concentration de glace maximale limitée par la puissance de pompage ou l'absence de blocage dans les conduites. Cette limite est estimée à 30 % de glace.

La concentration massique initiale d'additif dont le maximum dépend de l'enthalpie et de la chaleur thermique massique apparente. Cette dernière propriété diminue lorsque la concentration d'additif augmente.

Par exemple, pour le propylène glycol avec 30 % de glace, pour avoir une chaleur thermique massique apparente quatre fois supérieure à celle du liquide, soit de 16 kJ/(kg·K), la concentration d'additif est fixée à 25,4 %.

2.3 Distribution de la glace

Kitanovski et Poredos [2001] ont étudié la distribution de la glace d'un écoulement de coulis de glace dans une conduite horizontale. Le modèle prend en compte des cristaux de glace de 1 mm, une concentration d'éthanol de 10%, des vitesses variant de 0,25 à 2 m/s, une concentration de glace entre 0,05 et 0,25 mm et un diamètre de conduite de 27,2 mm, 100 mm et 200 mm. Le profil de concentration est déterminé par l'équation de la diffusion dans un écoulement turbulent selon le modèle développé par Schmidt et Rouse. Pour une vitesse de 2 m/s et 10 % de glace, la distribution des cristaux est presque homogène dans une conduite de 27,2 mm. Dans ces mêmes conditions, si la vitesse est de 0,5 m/s, un lit mouvant est formé. Pour une concentration de glace de 0,25 %, la distribution est presque semi homogène à 0,5 m/s. Pour une concentration de glace inférieure à 10 %, la viscosité est presque indépendante de la vitesse. Cependant, lorsque la concentration augmente et la vitesse diminue, la viscosité effective, qui tient compte de la vitesse, du diamètre de la conduite et de la concentration, peut être de 10 % (2 mPa·s) supérieure à la viscosité calculée avec l'équation de Thomas. Cette dernière relation tient compte de la viscosité de la solution aqueuse et de la concentration de glace. L'effet de la taille des particules sur la viscosité a peu d'influence lorsque l'écoulement est homogène. À 0,75 m/s, pour une conduite de 200 mm de diamètre, l'écart de la viscosité pour des particules de 0,25 mm et de 1 mm est de 6,2 %.

2.4 Transfert de chaleur

Won Lee et al. [2006] ont étudié l'échange de chaleur dans un échangeur coaxial, dont le diamètre intérieur est de 16,91 mm et la longueur de 1,5 m. Le coulis de glace est fait à partir d'une solution concentrée à 6,5 % d'éthylène glycol. Le débit du coulis est de 800 à 3500 kg/m²·s. La concentration de glace varie de 0 à 25 %. L'étude expérimentale a démontré que le taux de transfert de chaleur augmente avec la concentration de glace et le débit massique. Cependant, plus le débit augmente, moins la concentration de glace a d'influence. Aux faibles débits (de 800 à 1500 kg/m²·s), le coefficient de transfert de chaleur augmente drastiquement à partir d'une concentration de glace d'environ 15 %. Cette concentration critique dépend de la vitesse de l'écoulement. Avant ce point critique, le coefficient de transfert de chaleur est presque constant. Pour les autres débits, ce coefficient augmente graduellement. Les auteurs ont observé que la température de l'eau chaude a peu d'effet sur le coefficient de transfert de chaleur.

2.5 Perte de charge

Grozdek et al. [2009] ont fait une étude expérimentale sur les pertes de charges dans trois conduites horizontales de diamètres de 9 mm, 15 mm et 25 mm. La vitesse de l'écoulement varie entre 0,2 et 2 m/s pour les deux premières conduites et entre 0,2 et 1,2 m/s pour la dernière. Le coulis de glace est fait à partir d'une solution d'éthanol concentrée à 10,3 % massique et une concentration massique de glace variant entre 5 et 30 %. La taille des cristaux est approximativement de 0,3 mm. Les caractéristiques du coulis de glace varient en fonction du temps ; les cristaux changent de forme et de taille. Tout comme Niezgoda-Zelasko et Zelasko [2008] et Bédécarrats al. [2009], les auteurs ont observé que les pertes de charges sont plus grandes pour les vitesses et les concentrations élevées, mais que pour les concentrations de glace supérieures à 15 % et pour certaines vitesses, les pertes de charge sont inférieures ou égales à celles de la solution monophasique. Ce phénomène correspond au passage de l'écoulement laminaire à turbulent pour le coulis de glace, tandis que la solution monophasique est en régime turbulent pour les mêmes conditions. Pour les concentrations massiques de glace jusqu'à 10 % ou 15 % (dépendamment des paramètres de vitesse et de flux de chaleur), le coulis se comporte comme un fluide newtonien.

Les données expérimentales sont ensuite comparées aux résultats analytiques. L'équation de Poiseuille pour le calcul du coefficient de friction suit bien les données expérimentales pour la conduite de 9 mm et pour les concentrations de glace inférieures à 15 %. Le modèle de Buckingham-Reiner donne de bons résultats seulement lorsqu'il n'y a pas stratification de la glace. Pour ce qui est de l'écoulement turbulent, les modèles de Dodged-Metzner et de Tomita suivent bien les courbes expérimentales pour toutes les concentrations de glace et les vitesses. Les modèles de Darby et Melson, ainsi que celui de Kitanovski sous-estiment les pertes de charge. Les auteurs recommandent d'avoir une concentration de 20 % de glace. Si on veut minimiser le diamètre des conduites, la vitesse doit être élevée tout en restant dans le régime laminaire. Si on veut minimiser la puissance de pompage, la vitesse doit être petite tout en pouvant suffire à la demande de réfrigération et en évitant le blocage des conduites par les particules de glace.

Le coulis à haute teneur en glace est utilisé pour nettoyer les échangeurs de chaleur. Shire et al. [2009] ont étudié les pertes de charge associées à ce procédé dans un échangeur à plaques ondulées (12 plaques de 250 par 700 mm) et un échangeur coaxial (diamètre intérieur de 26 mm et une longueur de 3 m). Les cristaux de glace sont mesurés par microscope stéréoscopique ; ils ont une épaisseur de 20-50 μm et 100-200 μm de long lorsque fabriqués et grossissent au cours du temps pour atteindre un diamètre de 1 mm. Le coulis de glace contient 5 % de chlorure de sodium et contient entre 15 et 60 % de glace. Les pertes de charge mesurées sont plus faibles que celles prédites par les modèles de viscosité. Les auteurs supposent que la viscosité est semblable à celle de l'eau. Toutefois, la tension de cisaillement près des parois est plus grande que celle de l'eau même pour les faibles débits. Les pertes de charge sont calculées adéquatement par une fonction qui somme l'exponentielle de la concentration de glace et le débit à la puissance deux.

2.6 Effet du régime d'écoulement sur le transfert de chaleur et les pertes de charges

Niezgoda-Zelasko et Zelasko [2008] ont déterminé les pertes de pression et les coefficients de transfert de chaleur pour un coulis à base d'éthanol. Ils ont fait leurs expériences avec trois profils de conduites de petites dimensions :

- Trois tubes circulaires de diamètres de 10 mm, 16 mm et 20 mm et d'une longueur de 4,6 m ;
- Une conduite rectangulaire de 0,0078 m x 0,0265 m x 3,0 m ;
- Une section transversale rectangulaire mince de 0,003 m x 0,0358 m x 2,0 m.

Avec les paramètres suivants :

- Concentration massique d'éthanol de 10,6 % ;
- Vitesse moyenne de l'écoulement entre 0,1 et 4,5 m/s ($0 < Re < 8\ 000$);
- Flux de chaleur de 2000 ; 5000 ; 8000 W/m² ;
- Concentration massique de la glace entre 0 et 30 % ;
- Cristaux de glace d'une longueur de 0,15 mm et d'une largeur de 0,1 mm.

Les auteurs ont observé que les coefficients de transfert de chaleur sont plus importants pour les conduites de profil rectangulaire que pour les tubes. Ceci pourrait être causé par la perturbation de l'écoulement à l'entrée et par la destruction de la couche laminaire par les particules solides. Pour les concentrations massiques de glace supérieures à 10-20 % et pour certaines vitesses, le coefficient de transfert de chaleur est inférieur à celui de la solution monophasique. Ceci est observé lorsque, pour une même vitesse, la solution monophasique est en régime turbulent et le coulis est en transition. La concentration de la glace a un effet moindre sur le coefficient de transfert de chaleur pour les écoulements turbulents. En effet, dans l'écoulement laminaire, les particules de glace ajoutent un effet de microconvection ce qui augmente la conduction thermique, tandis que pour les écoulements turbulents, la turbulence de la partie liquide est plus importante que l'effet de microconvection. Les pertes de charge et le coefficient de transfert de chaleur varient de la même façon en fonction de la vitesse et de la concentration massique de glace : la variation est moins prononcée lorsque l'écoulement est laminaire, puis il y a une cassure lorsque l'écoulement devient turbulent.

Bédécarrats et al. [2009] décrivent leur installation expérimentale ainsi :

- L'échangeur de chaleur est de type coaxial et de l'eau chaude circule dans la conduite extérieure ;
- Un tube à surface lisse et un tuyau ondulé (rugosité de 0,00436) ont tous les deux un diamètre de 0,022 m et une longueur de 1,5 m ;
- Les cristaux de glace ont un diamètre de 0,1 mm ;
- Concentration massique d'éthanol de 10,6 % ;

- Vitesse moyenne de l'écoulement entre 0,3 et 1,9 m/s ($8\,000 < Re < 10\,000$);
- Le coulis circule dans deux coudes séparés de l'échangeur afin d'homogénéiser la température mesurée à cet endroit.

Les coefficients de transfert de chaleur sont mesurés avec la méthode de Wilson basée sur la résistance totale qui doit être égale. Ceci permet de calculer les coefficients de transfert de chaleur sans recourir à la conductivité thermique et à la chaleur massique. Les pertes de charge et les coefficients de transfert de chaleur sont constants pour les fractions massiques de glace inférieures à une concentration critique, puis ils augmentent. La concentration de glace critique varie en fonction de la vitesse. Si la vitesse d'écoulement est petite, la concentration de glace critique l'est aussi. Les coefficients de transfert de chaleur et les pertes de charge subissent les mêmes variations en fonction de la vitesse et de la concentration de glace. Grozdek et al. [2009], ainsi que Niezgod-Zelasko et Zelasko [2008] sont arrivés aux mêmes conclusions. Bédécarrats et al. [2009] ont observé que le contact direct des particules de glace avec les parois engendre un flux de chaleur entre les couches de l'écoulement plus efficace que celui engendré par la convection seule (cas d'une faible concentration d'additif). Les coefficients de transfert de chaleur sont plus élevés dans le tuyau ondulé. En contre partie, les pertes de charge le sont aussi.

Knodel et al. [2000] ont mesuré le transfert de chaleur et les pertes de charge dans un tuyau droit horizontal d'un diamètre de 24,0 mm et d'une longueur de 4,596 m. L'écoulement est turbulent dans tous les essais et les vitesses varient entre 2,8 et 5,0 m/s ($38\,000 < Re < 70\,000$). La production de glace prend de 10 à 20 minutes et les cristaux mesurent entre 2 et 3 mm. La concentration de glace varie de 0 à 11 %. La température du coulis, l'additif et la concentration d'additif ne sont pas mentionnés. Le ratio du nombre de Nusselt, défini comme le nombre de Nusselt du coulis de glace sur celui du liquide monophasique, est de 11,5 % pour les concentrations de glace supérieures à 4 % sur toute la plage des vitesses d'écoulement. Autrement dit, le coefficient de transfert de chaleur est plus faible pour les coulis de glace en écoulement turbulent. Contrairement aux autres auteurs, Knodel et al. [2000] ont observé une diminution des pertes de charge lorsque la concentration de glace augmente. En fait, le facteur de friction est constant pour les concentrations de glace de 0 à 2 % et de 4 à 11 % et diminue rapidement entre 2 et 4 %. Au cours d'une autre expérience réalisée avec des tubes de 48 et de 100 mm et des cristaux de 2 - 3 mm, la même

tendance a été observée (les résultats ne sont pas présentés dans cet article). Toutefois, le facteur de friction se stabilisait à une concentration de glace de 8 %.

2.7 Vitesse critique et distribution de la glace

Kitanovski et Poredos [2001] ont bâti un modèle mathématique pour étudier la distribution hétérogène de la glace pour un écoulement de coulis dans un échangeur coaxial horizontal ayant les caractéristiques suivantes :

- Particules de 1 mm de diamètre
- Concentration d'éthanol de 10 %
- Concentration de glace de 0,05 à 0,25 %
- Conduites ayant un diamètre de 27,2 mm, 100 mm et 200 mm
- Vitesses d'écoulement qui varient entre 0,25 et 2 m/s

Dans la plus petite conduite, avec une concentration de glace moyenne de 10 %, la distribution de particules solides est presque homogène pour une vitesse d'écoulement de 2 m/s. Le modèle prédit un peu moins de 8 % de glace dans le bas de la conduite et 14 % de glace près de la paroi supérieure de la conduite. À 0,5 m/s, l'écoulement est très hétérogène : il y a 2 % de glace dans le bas de la conduite et 35 % dans le haut. Avec une concentration de glace moyenne de 25 % et pour une vitesse d'écoulement de 2 m/s, la concentration de glace le long du rayon varie de 22 à 28 %. À 0,5 m/s, un lit mouvant est formé : il y a 15 % de glace dans le bas de la conduite et 40 % dans le haut. Pour les concentrations de glace moyennes inférieures à 10 %, la viscosité est faiblement dépendante de la vitesse. Cependant, lorsque la concentration de glace augmente et que la vitesse diminue, la stratification de la glace est suffisamment importante pour augmenter la viscosité de 10 % par rapport à la région où la distribution est homogène. Pour la conduite de 200 mm de diamètre, le lit mouvant est introduit plus tôt, soit à 0,75 m/s. Lorsque la répartition de glace est homogène, l'effet de la taille des particules et de la conduite sur la viscosité est négligeable. Toutefois, lorsque l'écoulement est hétérogène, il peut y avoir une différence de 6,2 % entre la viscosité des coulis faits de particules de diamètre de 0,25 mm et de 1 mm.

2.8 Surchauffe du coulis de glace

Pronk et al. [2008] ont étudié l'effet de différents paramètres sur le degré de surchauffe et la surchauffe relative d'un écoulement de coulis de glace. Lors du transfert de chaleur, deux étapes sont observées : d'abord la chaleur de la paroi réchauffe le liquide, puis le liquide surchauffé fait fondre les cristaux de glace. Le niveau de surchauffe est le rapport entre ces deux phénomènes. Le modèle théorique est validé par une série d'expérimentations. Le montage expérimental est décrit ainsi :

- Un échangeur de chaleur spiralé d'un diamètre intérieur de 7 mm et extérieur de 9,5 mm ;
- Un coulis de glace à base de chlorure de sodium (concentration massique variant de 3,5 à 11 %) et la concentration massique de glace varie de 9 à 18 % ;
- Une solution aqueuse à base d'éthylène glycol (concentration massique de 20 %) dont la température varie de -0,7 à 3°C circule à l'extérieur ;
- La vitesse d'écoulement du coulis varie de 1 à 2,5 m/s.

La surchauffe peut augmenter de 1 à 5 °C lorsque la concentration de glace passe de 12 à 0 %. La vitesse d'écoulement a très peu d'influence sur le degré de surchauffe. Le degré de surchauffe est accentué lorsque le flux de chaleur augmente. De gros cristaux amplifient le degré de surchauffe. Les phénomènes précédents sont démontrés théoriquement et ont été observés sur le montage expérimental. Selon les équations développées, le degré de surchauffe devrait être plus élevé lorsque la concentration d'additif augmente. Lorsque le diamètre de la conduite augmente, la surchauffe devrait diminuer. Toutefois, ces deux dernières conclusions n'ont pas pu être validées expérimentalement.

2.9 Performance énergétique

El Abbassi [2009a] a modélisé numériquement un échangeur de chaleur coaxial horizontal à section circulaire utilisant un coulis de glace et ayant, comme additif, de l'éthanol. Le modèle se base sur la loi de la conservation de l'énergie et prend en compte le régime instationnaire, conséquence de la fonte de la glace. La simulation permet d'évaluer les températures d'entrée et de sortie, ainsi que le profil de puissance thermique. La description de son montage expérimental qui a servi à valider le modèle ainsi que la composition du système d'équations pourront être particulièrement pertinents.

À partir d'une étude expérimentale, El Abbassi [2009b] compare la puissance de pompage entre un frigoporteur monophasique et diphasique d'une solution d'éthanol. Les conditions expérimentales correspondent à une application de climatisation, donc avec une température de sortie de 0 °C et une puissance thermique entre 50 kW et 100 kW. Cette chercheuse a observé une puissance de pompage optimale près de la zone de transition entre fluide diphasique et monophasique. De plus, lorsque la concentration initiale d'éthanol est élevée, la concentration de glace est aussi plus grande, ce qui augmente la puissance de pompage.

El Abbassi [2008] a étudié l'efficacité énergétique de l'ensemble d'une installation à coulis de glace en réalisant une simulation numérique et une validation expérimentale. Son modèle tient compte de la production, du stockage et de la distribution du coulis de glace. Le compresseur de l'unité de réfrigération consomme un peu plus de la moitié de l'énergie totale, tandis que l'équipement servant à produire le coulis (racleur, agitateur et pompe de circulation) consomme 30 %. La pompe qui distribue le coulis dans l'échangeur de chaleur consomme 17% de l'énergie totale. Entre 0% et 30% de glace, le rendement de la pompe de distribution varie entre 20% et 25%. Il est à noter que le rendement baisse de façon marquée pour une concentration de glace supérieure à 20%.

Mansour et al. [2006] ont étudié l'effet des incertitudes sur les propriétés d'un nanofluide - composé d'eau et de $\gamma\text{Al}_2\text{O}_3$ - dans les transferts de chaleur avec convection forcée en régime turbulent et laminaire. Les conclusions tirées de cet article s'appliquent au coulis de glace, car les relations qui permettent de calculer les propriétés thermophysiques des nanofluides et des coulis sont les mêmes. Deux types de problèmes sont analysés : le remplacement d'un frigoporteur monophasique par un nanofluide et la conception d'une installation simple. Les auteurs ont mis en évidence que les paramètres, tels que la puissance de pompage, la longueur des conduites et la différence de température, varient beaucoup selon les relations utilisées pour calculer les propriétés du nanofluide. Cet écart est expliqué par la méconnaissance de l'influence de la dimension et de la distribution des particules sur les propriétés thermophysiques. Il est alors très difficile de se prononcer sur l'avantage que pourrait procurer l'utilisation d'un nanofluide au lieu d'un fluide monophasique.

2.10 Arénas

Seghouani et al. [2009] ont évalué l'énergie consommée au cours d'une année dans les arénas. Le modèle numérique utilisé dans cette étude tient compte de l'effet de la ventilation, du chauffage des estrades, des gains de chaleur par l'éclairage de la glace, le resurfaçage de la glace et des gains de chaleur provenant du sol. C'est ce modèle qui sera utilisé pour évaluer les avantages possibles du remplacement de la saumure par un coulis de glace dans les arénas.

Bellache et al. [2007] ont étudié l'effet d'un système multi-passes dans un aréna sur un modèle de circuit thermique en une dimension et un modèle numérique en trois dimensions. Afin de valider le modèle, les résultats obtenus sont comparés aux valeurs mesurées dans un aréna. Ils ont observé que les différences de températures à la surface de la glace sont beaucoup plus grandes pour les systèmes à quatre passes.

CHAPITRE 3

PROPRIÉTÉS THERMOPHYSIQUES DES COULIS DE GLACE

LISTE DES SYMBOLES

Symboles

C_h	Constante de l'enthalpie (kJ/kg)
c_p	Chaleur massique (kJ/(kg·K))
h	Enthalpie (kJ/kg)
k	Conductivité thermique (W/(m·K))
m	Masse
R_2	Coefficient de détermination
T	Température (°C)
V	Volume
x	Concentration massique (kg/kg)

Lettres grecques

μ	Viscosité dynamique (mPa·s)
ρ	Masse volumique (kg/m ³)
ϕ	Concentration volumique (m ³ /m ³)

Indices

a	Additif saturé
app	Apparente
c	Congélation
d	Diphasique
e	Eutectique
f	Frigoporteur
g	Glace
l	Liquide
mél	Mélange
o	Additif initial
réf	Référence
tot	Totale
w	Eau

3.1 Introduction

Dans le but de favoriser le développement des applications, la connaissance des caractéristiques des différentes solutions diphasiques est essentielle. L'objectif de cette section est de faire l'inventaire des sources des propriétés et de proposer des corrélations pouvant servir lors des calculs de dimensionnement impliquant les coulis de glace. La relation entre la température de congélation selon la concentration d'additif et vice-versa est donnée sous forme de corrélations et de graphiques. La relation entre la concentration de glace et la température pour différentes valeurs de concentration d'additif est présentée. Les propriétés étudiées sont la densité, la conductivité thermique, la viscosité, la chaleur massique et l'enthalpie. Elles sont données pour des solutions aqueuses monophasiques et diphasiques en fonction de la température pour diverses concentrations d'additif. D'abord, la démarche complète est exposée en prenant comme exemple le propylène glycol. Ensuite, seules les corrélations résultantes des propriétés des solutions monophasiques à base d'éthylène glycol, de chlorure de calcium et de chlorure de sodium sont présentées. Elles sont établies à partir des données de l'ASHRAE Handbook Fundamentals [2005].

3.2 Courbe de congélation qualitative

Lorsqu'une solution aqueuse composée d'eau et d'un additif à une concentration initiale x_0 se refroidit, de la glace constituée uniquement d'eau se forme. De ce fait, la concentration d'additif présent dans la phase liquide augmente. Ce phénomène est expliqué par le diagramme qualitatif de la Figure 3.1.

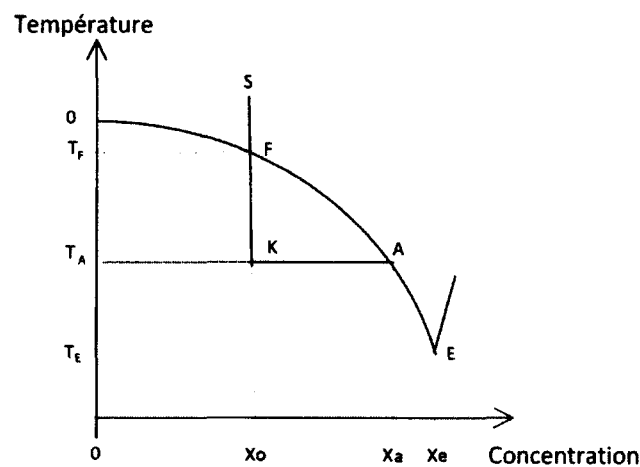


Figure 3.1 Diagramme de phase [Melinder, 2005]

Pour une concentration initiale x_0 , la température de congélation est de T_F (point F). Si l'on abaisse encore la température jusqu'à T_A , le fluide devient diphasique (point K). La concentration d'additif en saturation dans la partie liquide représentée au point A est alors de x_a . La concentration de glace, x_g , est donnée par la relation (3.1) ci-dessous que l'on peut obtenir en appliquant la règle du levier inverse.

$$x_g = \frac{x_a - x_0}{x_a} \quad (3.1)$$

Pour ce qui est de la concentration volumique de la glace, elle s'obtient par l'équation (3.2) où ρ_g est la densité de la glace et ρ_l est la densité de la solution aqueuse.

$$\phi_g = \frac{x_g}{x_g + (1 - x_g) \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)} \quad (3.2)$$

Le point eutectique est atteint à la température T_E , la solution aqueuse solidifie complètement. Dans la présente étude, les phénomènes ayant lieu à des températures proches ou inférieures à T_E ne sont pas considérés.

3.3 Relation entre la température de congélation et la concentration de propylène glycol

Dans cette section, les corrélations permettant de calculer la concentration d'additif saturée en fonction de la température et la courbe de congélation sont présentées.

3.3.1 Concentration massique d'additif saturée

À partir des données de l'ASHRAE Handbook : Fundamentals [2005], la courbe de congélation est tracée sur Excel et une courbe de tendance de type polynomial est déterminée. L'objectif est d'obtenir un coefficient de détermination R^2 supérieur à 0,99. L'ordre de la corrélation polynomiale est ajusté en conséquence.

L'équation (3.3) permet de calculer la concentration massique d'additif saturée en fonction de la température de congélation, soit avant l'apparition de la glace. Cette corrélation est valide, dans le cas de la solution aqueuse de propylène glycol, pour des concentrations massiques

d'additif de 0 % à 50 %, ce qui correspond à des températures de 0 °C à -33,5 °C. Elles ont été obtenues avec 35 paires de données. Aux concentrations d'additif supérieures à 60 %, la solution aqueuse devient vitreuse. La limite d'additif maximale a été définie à 50 % pour s'assurer de ne pas entrer dans la zone critique.

$$x_a(T) = -0,00001155478T^3 - 0,0009508449T^2 - 0,03391872T \quad (3.3)$$

Pour cette corrélation, le coefficient de détermination est $R^2=0,9998$. Le Tableau 3.1 présente les résultats obtenus avec l'équation (3.3). L'erreur est plus grande aux températures près de 0°C, puis elle décroît. Ceci s'explique par le fait que la valeur du terme constant (coefficient de T^0) a été mise égale à zéro afin de retrouver le point de congélation de l'eau pure.

Tableau 3.1 Résultats obtenus avec la corrélation $x_a(T)$ pour le propylène glycol

Point de congélation °C	Concentration massique (kg/kg)		Erreur %
	ASHRAE	Corrélation $X_a(T)$	
0.0	0.00	0.0000	0.0000%
-1.6	0.05	0.0519	-3.7656%
-3.3	0.10	0.1020	-1.9896%
-7.1	0.20	0.1970	1.5003%
-12.7	0.30	0.3009	-0.3066%
-21.1	0.40	0.4002	-0.0486%
-33.5	0.50	0.5008	-0.1513%

À l'inverse, pour obtenir la température de congélation en fonction de la concentration massique d'additif, l'équation (3.4) est utilisée.

$$T(x_a) = -193,1628x_a^3 + 30,83282x_a^2 - 34,11109x_a \quad (3.4)$$

Le coefficient de détermination est de $R^2=1$. Tout comme la corrélation de la concentration massique en fonction de la température, l'erreur relative de l'équation (3.4) est plus grande aux basses températures. Les résultats sont présentés au Tableau 3.2.

Tableau 3.2 Résultats obtenus avec la corrélation $T(x_a)$ pour le propylène glycol

Point de congélation °C	Concentration massique (kg/kg)		Erreur %
	ASHRAE	Corrélation $X_a(T)$	
0.0	0.00	0.0000	0.0000%
-1.6	0.05	0.0519	-3.7656%
-3.3	0.10	0.1020	-1.9896%
-7.1	0.20	0.1970	1.5003%
-12.7	0.30	0.3009	-0.3066%
-21.1	0.40	0.4002	-0.0486%
-33.5	0.50	0.5008	-0.1513%

Pour valider les corrélations, les concentrations massiques sont calculées avec l'équation (3.3) pour les températures indiquées. Ensuite, les températures de congélation sont calculées en utilisant l'équation (3.4) avec les résultats provenant de l'équation (3.3). L'erreur relative représente l'écart entre les températures choisies initialement et les résultats de l'équation (3.4), inscrits respectivement aux colonnes 1 et 3 du Tableau 3.3.

Tableau 3.3 Validation de la corrélation $x_a(T)$ pour le propylène glycol

Point de congélation °C	$x_a(T)$ éq. (3.3)	$T(x_a)$ éq. (3.4)	Erreur relative %
	kg/kg	°C	
0,0	0,000000	0,000000	-
-0,1	0,003382	-0,115031	-15,0313%
-1,0	0,032979	-1,098393	-9,8393%
-2,0	0,064126	-2,111828	-5,5914%
-5,0	0,147257	-4,974671	0,5066%
-10,0	0,255582	-9,946502	0,5350%
-20,0	0,389870	-20,121266	-0,6063%
-30,0	0,471740	-29,618438	1,2719%

L'erreur relative est très élevée ; elle est de -15 % à 0 °C et de -10 % à -1 °C. Puis elle diminue entre -1 °C et -3 °C et se stabilise à plus ou moins 1 % aux températures inférieures à -1 °C. Le même exercice de validation peut être fait pour l'équation (3.4). Les résultats sont présentés dans le Tableau 3.4. Pour les concentrations inférieures à 0,1 kg/kg, l'erreur relative est très élevée (5 % à 15 %). Pour les concentrations supérieures à 0,1 kg/kg, l'erreur relative est de plus ou moins 2 %.

Tableau 3.4 Validation de la corrélation $T(x_a)$ pour le propylène glycol

Concentration massique kg/kg	$T(x_a)$ éq. (3.4) °C	$x_a(T)$ éq. (3.3) kg/kg	Erreur relative %
0,000	0,000000	0,000000	-
0,010	-0,338222	0,011364	-13,6372%
0,050	-1,652749	0,053514	-7,0273%
0,100	-3,296992	0,101905	-1,9053%
0,200	-7,142596	0,197942	1,0291%
0,250	-9,635274	0,248810	0,4762%

3.3.2 Concentration volumique d'additif saturée

Les corrélations qui permettent de faire le lien entre la concentration volumique d'additif et la température de congélation sont valides pour des concentrations volumiques d'additif de 0 % à 50 %. Cette plage correspond à des températures de 0 °C à -33,5 °C. L'équation (3.5) permet de calculer la concentration volumique d'additif en fonction de la température de congélation:

$$\phi_a(T) = -0,000010556417^3 - 0,00088297467^2 - 0,032721387T \quad (3.5)$$

Le Tableau 3.5 affiche quelques résultats obtenus par l'équation (3.5). Le coefficient de détermination est de $R^2=0,9998$. Comme les corrélations utilisant la concentration massique, l'erreur relative est plus grande aux plus faibles concentrations d'additif.

Tableau 3.5 Résultats obtenus avec la corrélation $\phi_a(T)$ pour le propylène glycol

Point de congélation °C	Concentration volumique (m^3/m^3)		Erreur %
	ASHRAE	Corrélation $\phi_a(T)$	
0,0	0	0,000	0,0000%
-1,6	0,048	0,050	-4,4522%
-3,3	0,096	0,099	-2,8587%
-7,1	0,194	0,192	1,2426%
-12,7	0,294	0,295	-0,2619%
-33,5	0,499	0,502	-0,6253%

Pour la température de congélation selon la concentration volumique d'additif, l'équation (3.6) est utilisée.

$$T(\phi_a) = -173,328\phi_a^3 + 20,34203\phi_a^2 - 34,16275\phi_a \quad (3.6)$$

Un aperçu des résultats est présenté au Tableau 3.6. Le coefficient de détermination est de $R_2=1$ et l'erreur relative maximale ne dépasse pas 2 %.

Tableau 3.6 Résultats obtenus avec la corrélation $T(\phi_a)$ pour le propylène glycol

Concentration volumique (m^3/m^3) ASHRAE	Point de congélation ($^{\circ}C$) ASHRAE Corrélation $T(\phi_a)$		Erreur %
0	0,00	0,000	0,0000%
0,048	-1,60	-1,612	-0,7570%
0,096	-3,30	-3,246	1,6515%
0,145	-5,10	-5,054	0,8957%
0,284	-12,00	-12,032	-0,2652%
0,294	-12,70	-12,690	0,0771%
0,499	-33,5	-33,518	-0,0546%

La même méthode de validation présentée à la section 3.3.1 est utilisée pour vérifier les équations (3.5) et (3.6). Les Tableau 3.7 et Tableau 3.8 présentent les erreurs relatives de ces corrélations. L'écart entre les valeurs initiales et les calculs diminue rapidement lorsque la température baisse. L'erreur relative associée à la corrélation (3.5) se stabilise aux températures inférieures à $-4^{\circ}C$. À partir de ce point, l'erreur relative varie de plus ou moins 1 %. Tout comme pour les corrélations de la section 3.3.1, l'erreur relative se stabilise pour les températures inférieures à $-4,0^{\circ}C$, soit à une concentration supérieure à $0,01 m^3/m^3$.

Tableau 3.7 Validation de la corrélation $\phi_a(T)$ pour le propylène glycol

Point de congélation $^{\circ}C$	$\phi_a(T)$ éq. (3.5) m^3/m^3	$T(\phi_a)$ éq. (3.6) $^{\circ}C$	Erreur relative %
0,0	0,000000	0,000000	-
-0,1	0,003263	-0,111273	-11,2733%
-1,0	0,031849	-1,072995	-7,2995%
-2,0	0,061996	-2,080914	-4,0457%
-5,0	0,142858	-4,968835	0,6233%
-10,0	0,249521	-9,941035	0,5896%
-20,0	0,386075	-20,096524	-0,4826%
-30,0	0,473291	-29,923556	0,2548%

Tableau 3.8 Validation de la corrélation $T(\phi_a)$ pour le propylène glycol

Concentration volumique m^3/m^3	$T(\phi_a)$ éq. (3.6) °C	$\phi_a(T)$ éq. (3.5) m^3/m^3	Erreur relative %
0,000	0,000000	0,000000	-
0,010	-0,339766	0,011016	-10,1610%
0,050	-1,678872	0,052496	-4,9929%
0,100	-3,385572	0,101071	-1,0714%
0,200	-7,400604	0,198097	0,9516%
0,250	-9,968012	0,248937	0,4252%

3.3.3 Concentration de glace en fonction de la température

La concentration de glace en fonction de la température est calculée avec l'équation (3.1), où x_0 est la concentration d'additif initiale et x_a est la concentration d'additif saturée. Cette équation permet de créer le graphique de la Figure 3.2. Pour obtenir chacune de ces courbes, il faut d'abord fixer la concentration d'additif, puis calculer la concentration d'additif saturée pour différentes températures (équation (3.3)). Enfin, la concentration de glace peut être calculée (équation (3.1)). Les résultats des corrélations montrent un écart par rapport aux données de l'ASHRAE aux faibles concentrations massiques (la concentration d'additif augmente dans le liquide lorsque la glace se forme). Les différences diminuent pour les concentrations d'additif supérieures à 10 % (voir Tableau 3.2).

La concentration volumique de glace peut être calculée avec l'équation (3.2). Son calcul requiert la densité de la glace (section 3.5.1) et de la solution aqueuse (section 3.4.1). La concentration volumique de glace est nécessaire pour le calcul des propriétés des coulis de glace. Ce sujet est traité à la section 3.5.

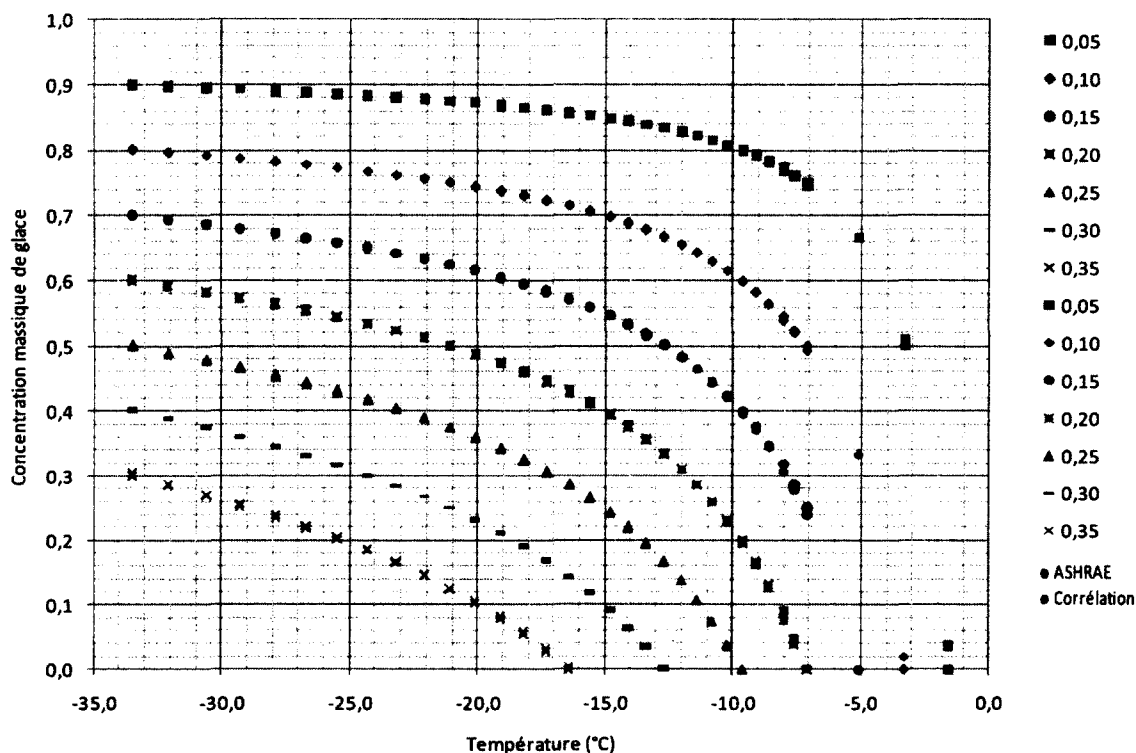


Figure 3.2 Concentration de glace pour la solution de propylène glycol

3.4 Propriétés thermophysiques de la solution monophasique de propylène glycol

Dans cette section, les corrélations permettant de calculer la densité, la conductivité thermique, la viscosité et la chaleur massique du propylène sont présentées. Elles ont été calculées à partir des données de l'ASHRAE Handbook Fundamentals [2005].

3.4.1 Densité

La densité d'une solution aqueuse est fonction de la température et de la concentration d'additif. Les paragraphes suivants expliquent la démarche suivie pour trouver une corrélation qui tient compte de ces deux variables simultanément.

Dans un premier temps, une corrélation est trouvée pour chaque concentration initiale d'additif. Il est à noter que ces tableaux donnent la densité en fonction de la concentration volumique et non la concentration massique. Les corrélations ont été simplifiées autant que possible tout en conservant un R^2 supérieur à 0,99, et ce, pour toutes les propriétés de la solution aqueuse.

La formule globale de la densité en fonction de la concentration d'additif et de la température est définie par l'équation (3.7).

$$\rho(\phi_a, T) = \sum_{i=0}^M T^i \sum_{j=0}^N b_{i,j} \phi_a^j \quad (3.7)$$

Avec M=2 et N=4, l'équation (3.8) est obtenue.

$$\begin{aligned} \rho(\phi_a, T) = & (b_{2,4}\phi_a^4 + b_{2,3}\phi_a^3 + b_{2,2}\phi_a^2 + b_{2,1}\phi_a^1 + b_{2,0}\phi_a^0)T^2 \\ & + (b_{1,4}\phi_a^4 + b_{1,3}\phi_a^3 + b_{1,2}\phi_a^2 + b_{1,1}\phi_a^1 + b_{1,0}\phi_a^0)T^1 \\ & + (b_{0,4}\phi_a^4 + b_{0,3}\phi_a^3 + b_{0,2}\phi_a^2 + b_{0,1}\phi_a^1 + b_{0,0}\phi_a^0)T^0 \end{aligned} \quad (3.8)$$

Pour obtenir les coefficients $b_{i,j}$, une corrélation a été établie pour calculer la densité en fonction de la température pour une concentration spécifique, tel que le montre l'équation (3.9).

$$\rho(T) = \sum_{i=0}^M a_i T^i \quad (3.9)$$

En fait, l'équation (3.9) est une courbe de tendance polynomiale d'ordre 2 et elle est donnée par l'équation (3.10).

$$\rho(T) = a_2 T^2 + a_1 T^1 + a_0 T^0 \quad (3.10)$$

Les coefficients a_i sont fonction de la concentration d'additif. Pour calculer la densité sur une plage continue de concentrations d'additif, une corrélation est établie pour chaque coefficients a_i . L'équation (3.11) donne la formule où N=4 est utilisée.

$$a_i(\phi_a) = \sum_{j=0}^N b_{i,j} \phi_a^j \quad (3.11)$$

L'équation (3.12) est donnée à titre d'exemple pour le coefficient a_2 .

$$a_2(\phi_a) = (b_{2,4}\phi_a^4 + b_{2,3}\phi_a^3 + b_{2,2}\phi_a^2 + b_{2,1}\phi_a^1 + b_{2,0}\phi_a^0) \quad (3.12)$$

Les coefficients $b_{i,j}$ utilisés pour calculer la densité de la solution aqueuse à l'état liquide sont présentés dans le Tableau 3.9. Les coefficients sont valides pour des températures allant de -33,5 °C à 120 °C et des concentrations initiales de 0 % à 50 %.

Tableau 3.9 Coefficients $b_{i,j}$ pour la corrélation de $\rho(\phi_a, T)$ pour le propylène glycol

$b_{i,j}$	j=4	j=3	j=2	j=1	j=0
i=2	-1.755773E-01	2.129319E-01	-8.786057E-02	1.384299E-02	-3.154820E-03
i=1	1.590279E+01	-1.933150E+01	8.214653E+00	-1.929163E+00	-1.084098E-01
i=0	1.841667E+02	-2.044630E+02	3.180556E+00	1.298105E+02	1.001081E+03

Le Tableau 3.10 donne l'erreur relative entre les données de l'ASHRAE et les résultats des calculs précédents. Il n'y a pas plus de 0,5 % d'erreur entre les deux sources de données.

Tableau 3.10 Comparaison entre les valeurs de l'ASHRAE et de la corrélation de $\rho(\phi_a, T)$

Température (°C)	Concentration volumique (%)	ASHRAE (kg/m ³)	Corrélation (kg/m ³)	Erreur relative (%)
0	0	999.80	1001.08	-0.1280%
0	10	1013.85	1013.91	-0.0059%
-5	20	1027.24	1027.24	0.0000%
-5	30	1037.89	1037.92	-0.0029%
-10	40	1048.79	1048.85	-0.0057%
-10	50	1056.86	1056.90	-0.0038%

Le graphique présenté à la Figure 3.3 permet de comparer les valeurs de l'ASHRAE et celles obtenues par l'équation polynomiale (3.8). Ceci permet d'affirmer que les corrélations représentent bien la réalité sur toute la plage de données. L'accord entre les valeurs de l'ASHRAE et les résultats de la corrélation est très bon. En effet, 95,65 % des résultats ont une erreur relative inférieure à 0,05 %. Les erreurs relatives supérieures à 0,05 % sont toutes obtenues pour l'eau pure.

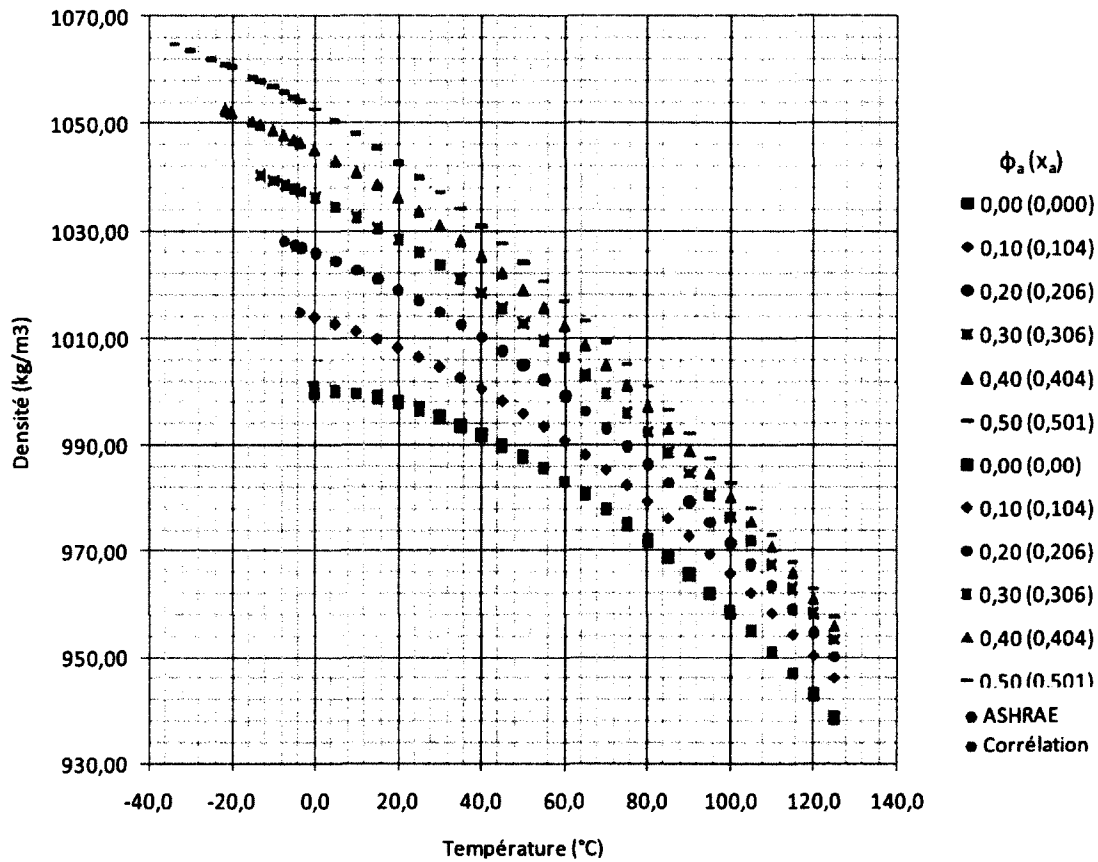


Figure 3.3 Densité de la solution aqueuse de propylène glycol

3.4.2 Conductivité thermique

Tout comme la densité, la conductivité thermique varie avec la température et la concentration volumique d'additif. La formule qui représente cette propriété en fonction de la température et de la concentration volumique d'additif est définie à l'équation (3.13), où $M=2$ et $N=3$.

$$k(\phi_a, T) = \sum_{i=0}^M T^i \sum_{j=0}^N b_{i,j} \phi_a^j \quad (3.13)$$

Les coefficients utilisés pour calculer la conductivité thermique de la solution aqueuse de propylène glycol sont présentés au Tableau 3.11.

Tableau 3.11 Coefficients $b[i,j]$ pour la corrélation de $k(\phi_a, T)$ pour le propylène glycol

$b[i,j]$	$j=3$	$j=2$	$j=1$	$j=0$
$i=2$	-3.679915E-05	3.121479E-05	3.892030E-06	-8.966730E-06
$i=1$	3.312303E-03	-2.081120E-03	-2.557223E-03	2.089448E-03
$i=0$	-1.489306E-01	3.066552E-01	-5.382983E-01	5.606853E-01

Les coefficients sont valides pour des températures allant de $-33,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ à $120\text{ }^{\circ}\text{C}$ et des concentrations initiales de 0% à 50% . Le Tableau 3.10 donne l'erreur relative entre les données de l'ASHRAE et les résultats des calculs. En conservant trois décimales, on obtient peu ou pas d'erreur (valeurs des trois premières décimales identiques).

Tableau 3.12 Comparaison entre les valeurs de l'ASHRAE et de la corrélation de $k(\phi_a, T)$

Température ($^{\circ}\text{C}$)	Concentration volumique (%)	ASHRAE ($\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$)	Corrélation ($\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$)	Erreur relative (%)
0	0	0.561	0.561	0.0000%
0	10	0.510	0.510	0.0000%
-5	20	0.456	0.456	0.0000%
-5	30	0.416	0.417	-0.2404%
-10	40	0.375	0.375	0.0000%
-10	50	0.342	0.342	0.0000%

Le graphique présenté à la Figure 3.4 permet de comparer les valeurs de l'ASHRAE et celles obtenues par l'équation polynomiale.

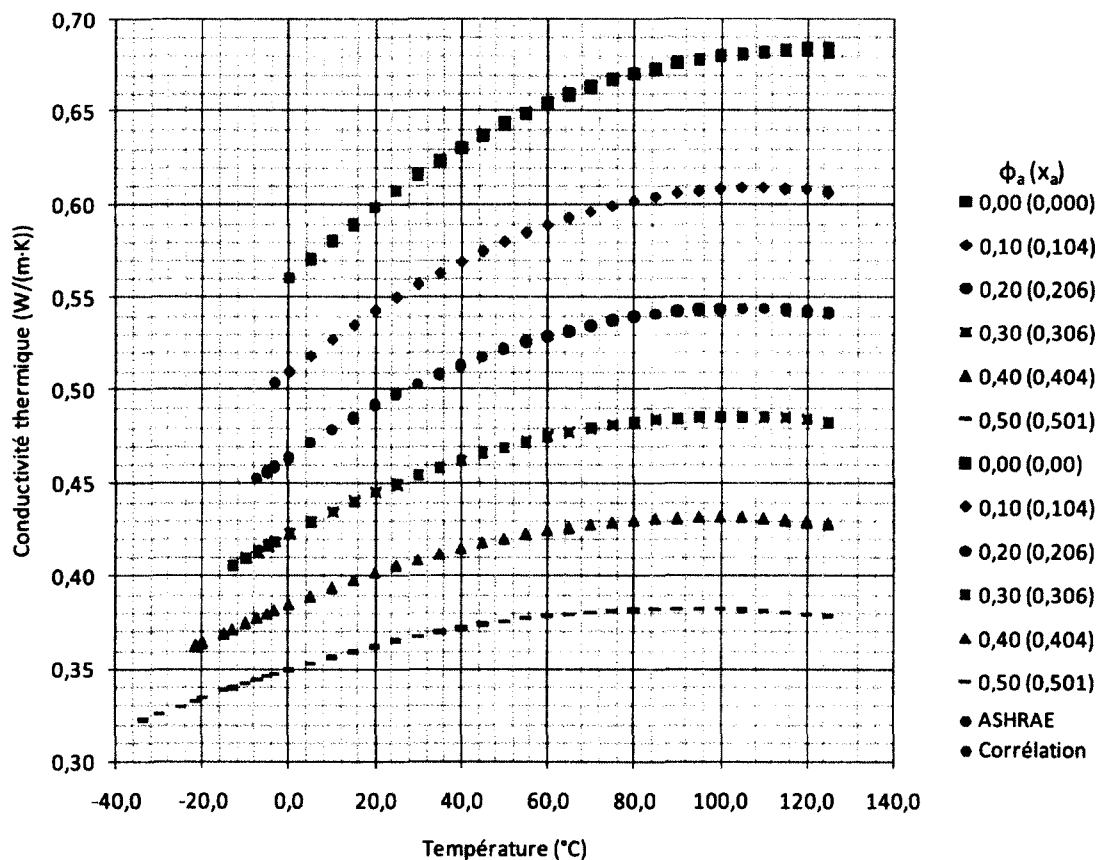


Figure 3.4 Conductivité thermique de la solution aqueuse de propylène glycol

Peu de divergences sont observées dans le graphique de la Figure 3.4. En fait, 94,57 % des résultats obtenus avec la corrélation ont une erreur relative inférieure à 0,15 %. Les erreurs sont observées soit aux basses températures pour les concentrations d'additif élevées, soit aux températures élevées pour les faibles concentrations.

3.4.3 Viscosité dynamique

L'objectif fixé est d'obtenir un coefficient de corrélation supérieur à 0,99. Pour la viscosité, il n'était pas possible de créer des corrélations satisfaisantes avec un ordre inférieur à 5. Ainsi, la relation $\mu(T)$ est d'ordre 6 et $a_i(\phi_a)$ est d'ordre 5. La formule est donnée à l'équation (3.14).

$$\mu(\phi_a, T) = \sum_{i=0}^M T^i \sum_{j=0}^N b_{i,j} \phi_a^j \quad (3.14)$$

Les coefficients utilisés pour calculer la viscosité de la solution aqueuse de propylène glycol sont présentés au Tableau 3.13. Les coefficients sont valides pour des températures allant de -33,5 °C à 40 °C et des concentrations initiales de 0 % à 50 %. Le domaine de températures a été restreint pour améliorer la qualité des corrélations.

Tableau 3.13 Coefficients $b_{[i,j]}$ pour la corrélation de $\mu(\phi_a, T)$ pour le propylène glycol

$b_{[i,j]}$	j=5	j=4	j=3	j=2	j=1	j=0
i=6	2.181403E-05	-2.463313E-05	9.477927E-06	-1.368096E-06	7.083012E-08	4.800390E-11
i=5	-1.675708E-03	1.906364E-03	-7.260184E-04	1.014647E-04	-5.444011E-06	-8.396355E-09
i=4	2.651688E-02	-3.022049E-02	1.086663E-02	-1.281672E-03	8.935700E-05	6.951518E-07
i=3	6.964303E-01	-8.127601E-01	3.290682E-01	-5.408385E-02	1.677758E-03	-3.847007E-05
i=2	-2.524029E+01	2.863556E+01	-1.045798E+01	1.477342E+00	-4.626617E-02	1.682537E-03
i=1	2.996762E+02	-3.080958E+02	9.184927E+01	-1.085977E+01	-4.630972E-03	-6.211641E-02
i=0	-1.383375E+03	1.086214E+03	-9.402492E+01	-3.829792E+00	9.272672E+00	1.791260E+00

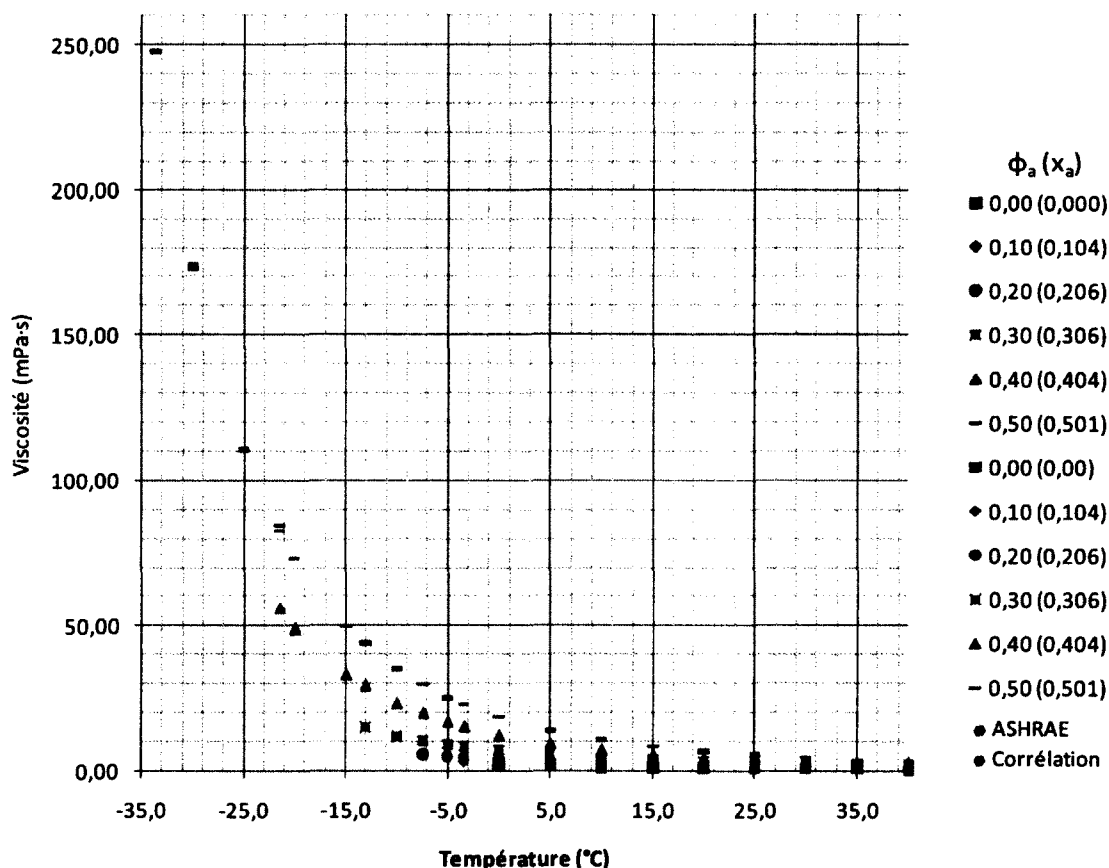
L'erreur relative entre les données originales et les calculs est présentée au Tableau 3.14.

L'erreur relative est de beaucoup plus grande pour une concentration initiale de 50 %.

Tableau 3.14 Comparaison entre les valeurs de l'ASHRAE et de la corrélation de $\mu(\phi, T)$

Température (°C)	Concentration volumique (%)	ASHRAE (mPa·s)	Corrélation (mPa·s)	Erreur relative (%)
0	0	1.791	1.791	-0.0056%
0	10	2.680	2.681	-0.0373%
-5	20	4.980	5.023	-0.8655%
-5	30	9.080	9.063	0.1916%
-10	40	23.270	23.368	-0.4220%
-10	50	37.780	35.435	6.2078%

Le graphique présenté à la Figure 3.5 permet de comparer les valeurs de l'ASHRAE et celles obtenues par l'équation (3.14). Les écarts les plus importants, mais acceptables, sont observés pour une concentration initiale de 50 %. Pour une concentration de 40 %, il y a des différences importantes, mais seulement pour des températures supérieures à 20°C.



3.4.4 Chaleur massique

La corrélation polynomiale de la chaleur massique $c_p(T)$ est d'ordre 1 et d'ordre 4 pour les coefficients $a_i(\phi_a)$. La formule globale est exprimée par l'équation (3.15) où $N=4$ et $M=1$.

$$c_p(\phi_a, T) = \sum_{i=0}^M T^i \sum_{j=0}^N b_{i,j} \phi_a^j \quad (3.15)$$

Les coefficients utilisés dans l'équation (3.15) sont présentés au Tableau 3.15 et ils sont valides pour des températures allant de -35°C à 125°C et des concentrations initiales de 0 % à 50 %.

Tableau 3.15 Coefficients $b_{[i,j]}$ pour la corrélation de $c_p(\phi_a, T)$ pour le propylène glycol

$b_{[i,j]}$	$j=4$	$j=3$	$j=2$	$j=1$	$j=0$
$i=1$	-1,325909E-01	1,629853E-01	-6,968523E-02	1,764626E-02	3,778062E-04
$i=0$	8,896667E+00	-1,095639E+01	3,553575E+00	-1,596163E+00	4,177393E+00

Le Tableau 3.16 donne l'erreur relative entre les données de l'ASHRAE et les résultats des calculs. L'erreur relative maximale est d'un peu plus de 1 % ce qui est très bien.

Tableau 3.16 Comparaison entre les valeurs de l'ASHRAE et de la corrélation de $c_p(\phi_a, T)$

Température °C	Concentration % volumique	ASHRAE (kJ/(kg·K))	Corrélation (kJ/(kg·K))	Erreur relative %
0	0	4,220	4,177	1,0190%
0	10	4,042	4,043	-0,0247%
-5	20	3,918	3,916	0,0510%
-5	30	3,779	3,781	-0,0529%
-10	40	3,603	3,601	0,0555%
-10	50	3,416	3,416	0,0000%

Le graphique présenté à la Figure 3.6 permet de comparer les valeurs de l'ASHRAE et celles obtenues par l'équation (3.15).

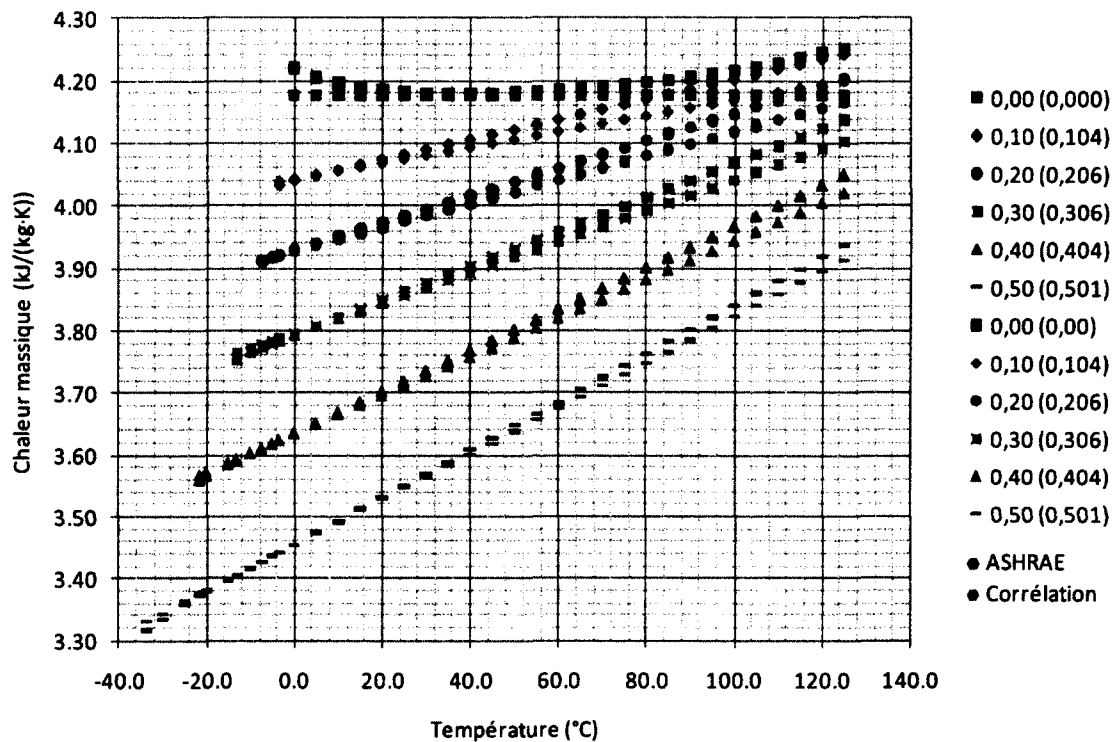


Figure 3.6 Chaleur massique de la solution de propylène glycol

Pour l'ensemble des résultats, 96,20 % des valeurs ont une erreur relative inférieure à 1 %. Les écarts les plus importants sont observés pour les températures supérieures à 35°C et ce, pour toutes les concentrations. La chaleur massique de l'eau pure n'évolue pas de façon linéaire avec la température. Toutefois, il est probable qu'une solution contenant une très faible quantité d'additif ne réagisse pas comme l'eau pure. De plus, l'erreur relative entre les données de l'ASHRAE et celles calculées pour l'eau pure n'est pas très élevée comme le montre le Tableau 3.17. Ainsi, même si on note une différence pour l'eau pure, le choix de l'ordre des polynômes est acceptable.

Tableau 3.17 Erreur relative entre les données de l'ASHRAE et des calculs pour l'eau pure

Température °C	ASHRAE (kJ/(kg·K))	Corrélation (kJ/(kg·K))	Erreur relative %
0	4,2200	4,177	1,01%
10	4,1960	4,181	0,35%
20	4,1840	4,185	-0,02%
30	4,1800	4,189	-0,21%
40	4,1800	4,193	-0,30%
50	4,1820	4,196	-0,34%

3.5 Propriétés thermophysiques de la solution diphasique de propylène glycol

Les relations permettant de calculer les propriétés des coulis de glace nécessitent la connaissance de celles de la solution aqueuse, de celles de la glace et de la quantité de glace. Les relations sont tirées du Handbook on Ice Slurries [2005]. Dans le calcul des propriétés des solutions aqueuses, la concentration d'additif en saturation est utilisée, et non la concentration initiale. On utilise la concentration massique de glace pour le calcul de la densité, de l'enthalpie, ainsi que pour la chaleur massique et la concentration volumique pour le calcul de la conductivité thermique et de la viscosité.

3.5.1 Propriétés de la glace

Les propriétés de la glace sont fonction de la température et celles-ci sont nécessaires pour calculer les propriétés du mélange diphasique. Les relations suivantes s'appliquent pour la glace composée de H₂O uniquement. Elles sont tirées du Handbook on Ice Slurries [2005]. Les propriétés de l'eau liquide k_w et $c_{p,w}$ à 0,01°C proviennent de l'ASHRAE Refrigeration [2005].

La densité de la glace ρ_g est plus faible que celle de l'eau et tend à augmenter avec la diminution de la température. Ceci peut conduire à la stratification des particules solides. La densité de la glace est donnée par l'équation (3.16); elle est exprimée en kg/m³.

$$\rho_g = 917 - 0,13T \quad (3.16)$$

La conductivité thermique k_g de la glace est plus élevée que celle de l'eau liquide (à 0,01°C, $k_w = 0,561$ W/m·K), ce qui est un avantage pour les coulis. La conductivité thermique peut être calculée par l'équation (3.17) et est exprimée en W/m·K.

$$k_g = 2,21 - 0,012T \quad (3.17)$$

La chaleur massique de la glace $c_{p,g}$ est plus faible que celle de l'eau à l'état liquide (à 0,01 °C, $c_{p,w} = 4,220$ kJ/kg·K). La chaleur massique est définie par l'équation (3.18) et est exprimée en kJ/kg·K tandis que T est en °C.

$$c_{p,g} = 2.12 + 0.008T \quad (3.18)$$

L'enthalpie de la glace h_g est l'addition de la chaleur de fusion de la glace à 0 °C (332,4 kJ/kg) et de la chaleur massique de la glace multipliée par la température. L'enthalpie est donnée par l'équation (3.19) et est exprimée en kJ/kg.

$$h_g = -332,4 + (2,12 + 0,008T)T \quad (3.19)$$

3.5.2 Densité du mélange diphasique

L'équation (3.20) sert à calculer la densité du mélange diphasique ρ_d en utilisant la densité de la glace ρ_g et celle de la solution aqueuse ρ_l , ainsi que la concentration massique de glace x_g .

$$\rho_d = \frac{1}{\frac{x_g}{\rho_g} + \frac{(1-x_g)}{\rho_l}} \quad (3.20)$$

La densité de la glace est calculée avec l'équation (3.16), la concentration de glace avec l'équation (3.1) et la densité du liquide avec l'équation (3.7). Dans des deux dernières relations, il faut utiliser la concentration d'additif saturée et non la concentration initiale. En effet, quand le point de congélation est atteint, la glace commence à se former et la concentration d'additif dans le liquide augmente, car la glace est composée d'eau pure seulement. La Figure 3.7 donne la densité du coulis de glace calculée avec la méthode expliquée.

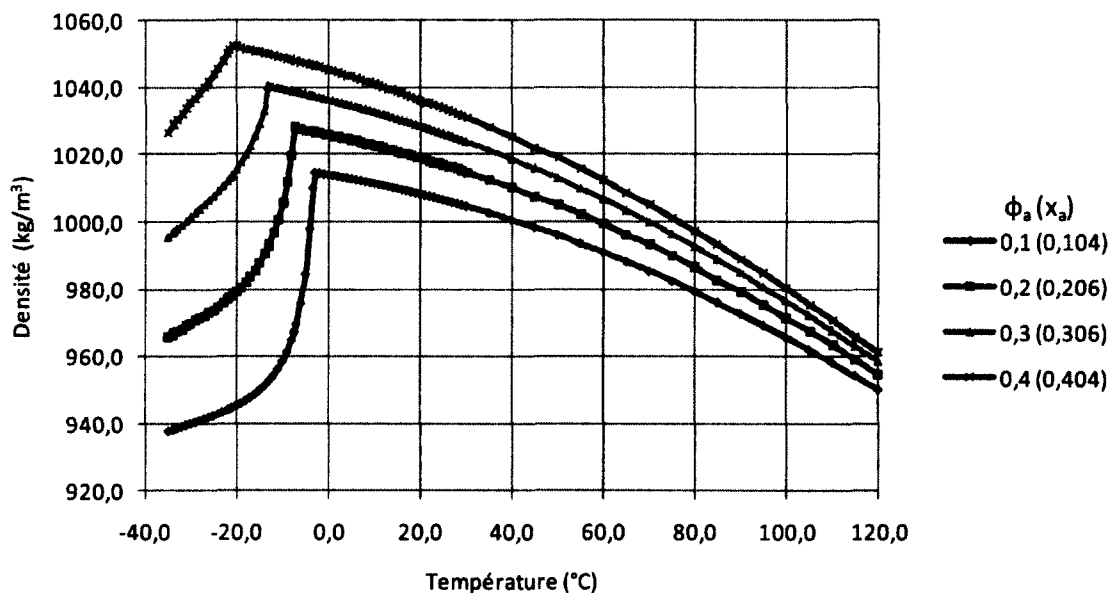


Figure 3.7 Densité du mélange diphasique à base de propylène glycol

3.5.3 Conductivité thermique du mélange diphasique

Pour calculer la conductivité thermique du coulis de glace, on doit connaître la conductivité du liquide k_l et de la glace k_g , ainsi que la concentration volumique de glace ϕ_g . La conductivité thermique peut être calculée par les équations (3.21) à (3.24) [Handbook on Ice slurries, 2005].

$$k_d = k_l(1 + 3\phi_g\beta + 3\phi_g^2\beta^2\gamma) \quad (3.21)$$

Où

$$\gamma = 1 + \frac{\beta}{4} + \frac{3\beta}{16} \left(\frac{\alpha + 2}{2\alpha + 3} \right) \quad (3.22)$$

$$\beta = \frac{\alpha - 1}{\alpha + 2} \quad (3.23)$$

$$\alpha = \frac{k_g}{k_l} \quad (3.24)$$

L'équation (3.21) permet de calculer les courbes isotitres de la conductivité thermique en fonction de la température et elles sont présentées sur la Figure 3.8.

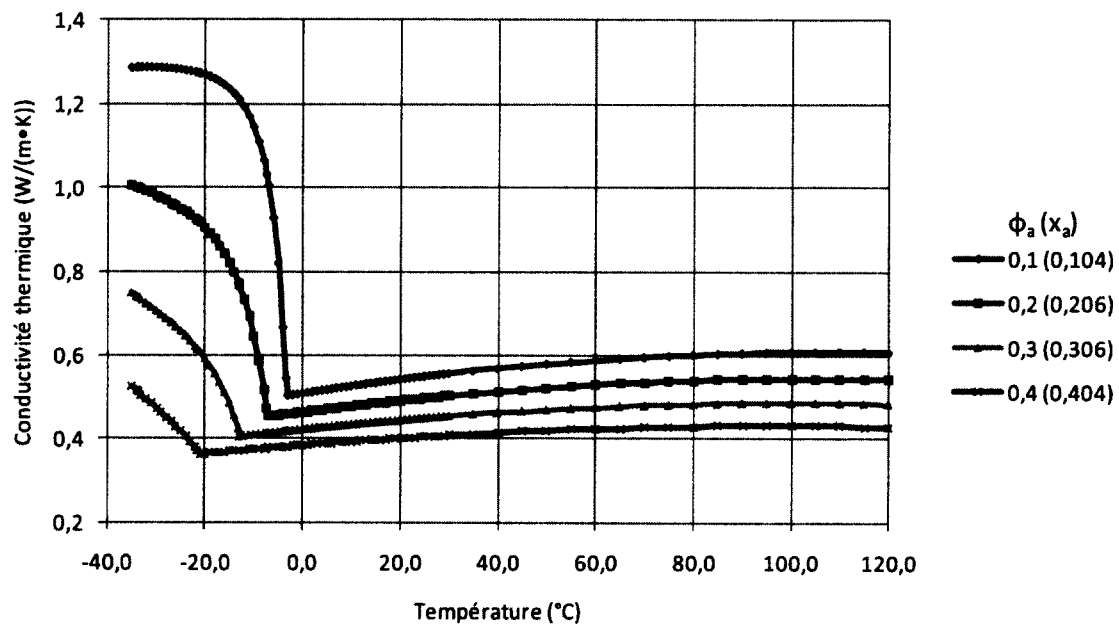


Figure 3.8 Conductivité thermique du mélange diphasique à base de propylène glycol

3.5.4 Viscosité dynamique du mélange diphasique

La viscosité d'un mélange diphasique s'obtient à partir de l'équation (3.25), où μ_l est la viscosité de la solution aqueuse et ϕ_g est la concentration volumique de glace [Handbook on Ice slurries, 2005].

$$\mu_d = \mu_l (1 + 2,5\phi_g + 10,05\phi_g^2 + 0,00273e^{16,6\phi_g}) \quad (3.25)$$

La corrélation de Thomas (équation (3.25)) peut être utilisée pour tout mélange solide-liquide et elle est valide pour une concentration de particules solides inférieure à 62,5 %. Les courbes isotitres de la viscosité du coulis de glace sont présentées à la Figure 3.9.

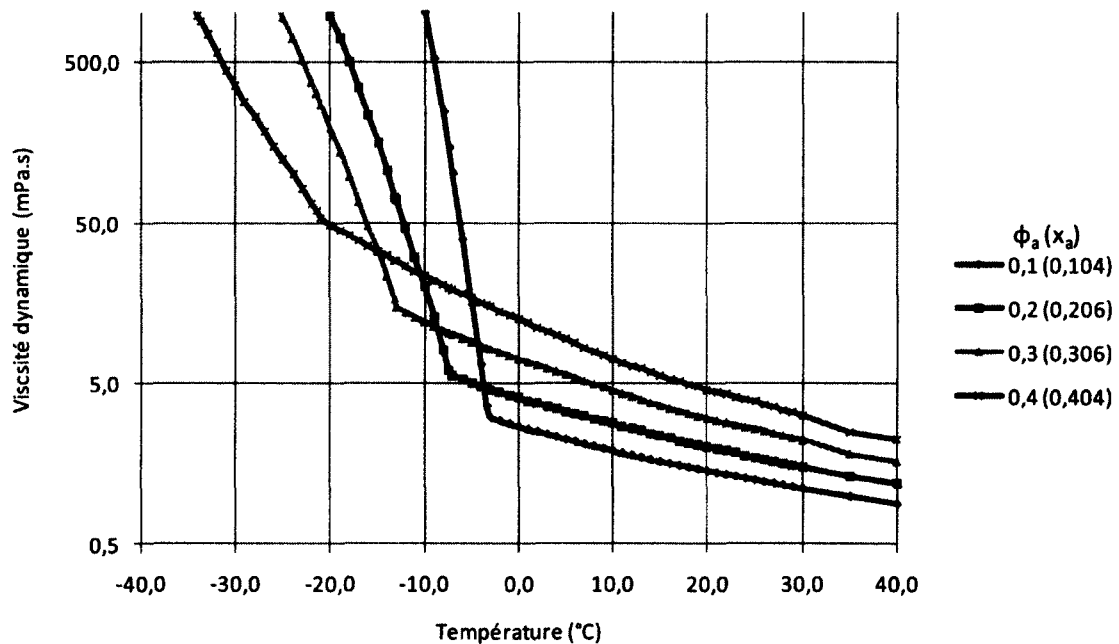


Figure 3.9 Viscosité du mélange diphasique à base de propylène glycol

3.5.5 Enthalpie et chaleur massique du mélange diphasique

L'enthalpie du mélange diphasique est donnée par l'équation (3.26).

$$h_d = x_g h_g + (1 - x_g) h_l \quad (3.26)$$

L'enthalpie de la solution aqueuse est exprimée par l'équation (3.27)

$$h_l = \int_{T_{réf}}^T c_{p,l} dT + \Delta h_{mél}(x_o, T_{réf}) + h_{0,T_{réf}} \quad (3.27)$$

Où $\Delta h_m(x_o, T_{réf})$ est l'enthalpie massique produite lors du mélange de l'eau avec l'additif et $h_{0, T_{réf}}$ est l'enthalpie massique de l'eau à la température de référence. Typiquement, $h_{0, T_{réf}} = 0$ kJ/kg pour $T_{réf} = 0$ °C et $h_{0, T_{réf}} = 104,8$ kJ/kg pour $T_{réf} = 25$ °C. L'équation (3.28) est obtenue en remplaçant h_l et h_g dans l'équation (3.26).

$$h_d = x_g(-332,4 + c_{p,g}T) + (1 - x_g) \left[\int_{T_{réf}}^T c_{p,l} dT + \Delta h_{mél}(x_o, T_{réf}) + h_{0, T_{réf}} \right] \quad (3.28)$$

Lorsque le mélange est à une température supérieure à 0°C, il n'y a aucune glace et $x_g=0$. L'équation (3.28) devient alors l'équation (3.27) et ce qui permet d'isoler la constante de l'enthalpie (équation (3.29)).

$$C_h = \Delta h_{mél}(x_o, T_{réf}) + h_{0, T_{réf}} = h_l - \int_{T_{réf}}^T c_{p,l} dT \quad (3.29)$$

L'équation (3.30) est le résultat de l'intégration de la corrélation de la chaleur massique d'une solution aqueuse, telle que l'équation (3.15).

$$\int_{T_{réf}}^T c_{p,l} dT = \left[\frac{a_1(\phi_a)T^2}{2} + a_o(\phi_a)T \right]_{T_{réf}}^T \quad (3.30)$$

Pour calculer C_h il faut fixer x_o et choisir trois températures supérieures au point de congélation. À partir de ces conditions, trois valeurs d'enthalpie h_l sont repérées dans un diagramme de phase et d'enthalpie (pour le propylène glycol, voir la Figure 3.10).

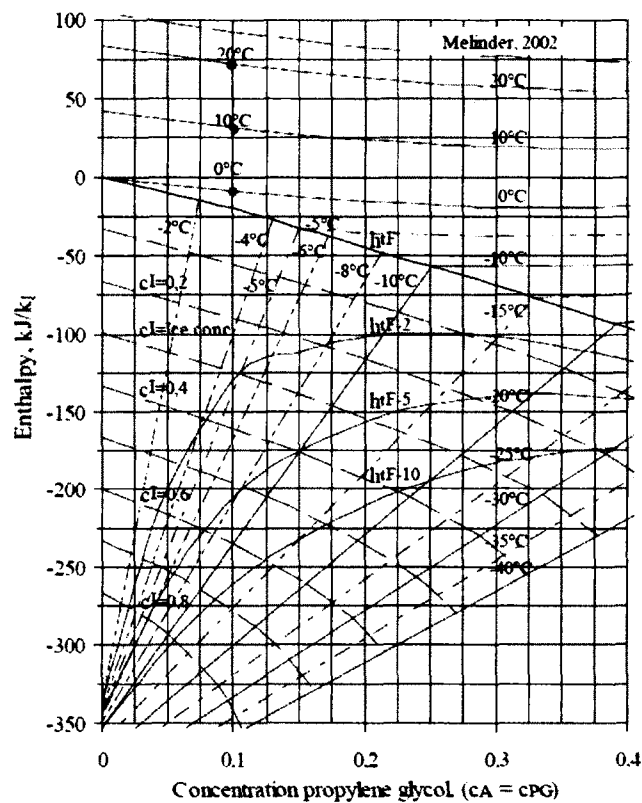


Figure 3.10 Diagramme de phase et d'enthalpie [Handbook on Ice Slurries, 2005]

Cette démarche est refaite pour les concentrations massiques initiales de 5 %, 10 %, 15 %, 20 %, 25 %, 30 %, 35 % et 40 %. La moyenne des C_h est calculée à chaque concentration et une corrélation de C_h en fonction de la concentration d'additif initial est obtenue. Les résultats obtenus pour le propylène glycol sont présentés dans le Tableau 3.18.

Tableau 3.18 Moyenne de la constante d'enthalpie selon la concentration d'additif initial

x_0 kg/kg	C_h kJ/kg
0,0000	0,5931
0,0510	-4,3948
0,1002	-8,7164
0,1503	-12,7987
0,2004	-15,3233
0,2497	-17,5567
0,2998	-18,6861
0,3490	-19,2427
0,4000	-18,1594

La corrélation (3.31), soit C_h en fonction de la température, a été obtenue pour le propylène glycol. La plage de validité de température va de -35°C à 120°C pour une concentration

d'additif saturée de 0 % à 40 %. Le coefficient de détermination est 0,9996, ce qui est excellent.

$$C_h = 101,7253x_a^3 + 105,3662x_a^2 - 105,5517x_a^1 + 0,6267553 \quad (3.31)$$

L'enthalpie diphasique peut maintenant être calculée avec l'équation (3.28). Les courbes isotitres ainsi obtenues sont présentées à la Figure 3.11.

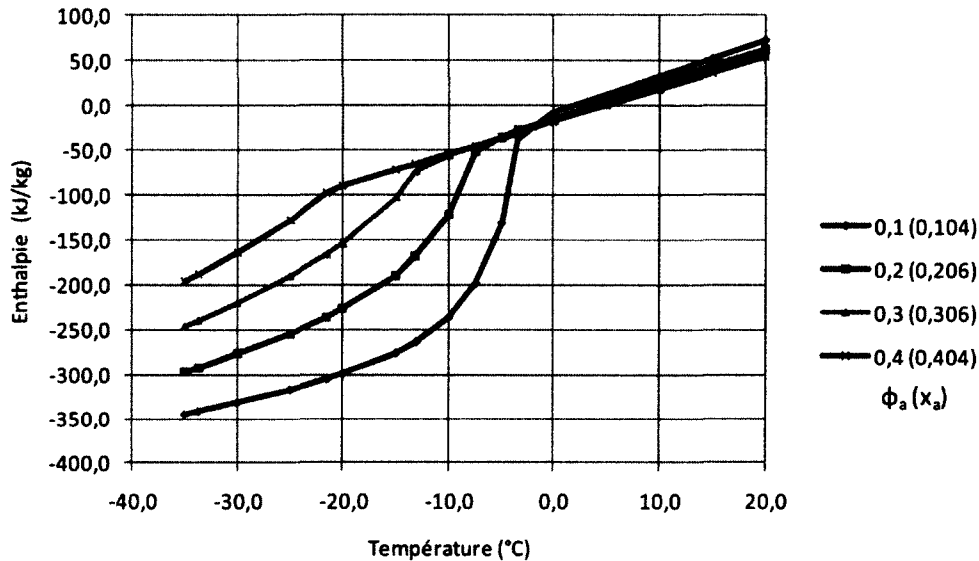


Figure 3.11 Enthalpie du mélange diphasique à base de propylène glycol

En présence de glace, il y a une grande différence entre les enthalpies des diverses solutions. Cependant, lorsqu'il n'y a plus de glace, les écarts se font moins importants. Les courbes de la Figure 3.11 ressemblent qualitativement aux résultats présentés à la figure 5 de l'article de Bel et Lallemand [1999].

3.6 Propriétés thermophysiques de la solution monophasique d'éthylène glycol

Cette section présente les corrélations de la température de congélation, de la concentration d'additif en saturation et des propriétés de la solution aqueuse d'éthylène glycol. Ces corrélations permettent de calculer les propriétés du mélange diphasique avec les relations présentées à la section 3.5. En connaissant les corrélations qui relient la concentration d'additif saturée à la température de congélation, la concentration de glace peut être calculée comme montré à la section 3.3.3.

3.6.1 Concentration massique d'additif saturée

La corrélation de la concentration massique en saturation en fonction de la température de congélation est donnée par l'équation (3.32).

$$x_a(T) = -0,00000001488385T^5 - 0,00000162993T^4 - 0,00007071873T^3 - 0,001713445T^2 - 0,03540664T \quad (3.32)$$

L'équation (3.32) est valide jusqu'à une concentration massique d'additif de 53 %, ce qui correspond à une température de congélation de $-37,9^\circ\text{C}$. Les limites ont été fixées de façon à être suffisamment loin du point eutectique, qui correspond à une concentration massique de 60 % et un point de congélation de $-48,3^\circ\text{C}$. À partir de cette concentration, la température de congélation augmente. La corrélation (3.32) est bâtie à partir de 28 paires de données et a un coefficient de détermination de 0,9999. Au Tableau 3.19, les concentrations calculées et les vraies valeurs sont comparées entre elles. Comme pour le propylène glycol, l'erreur relative est plus importante aux faibles concentrations.

Tableau 3.19 Résultats obtenus avec la corrélation $x_a(T)$ pour l'éthylène glycol

Point de congélation °C	Concentration massique (kg/kg)		Erreur %
	ASHRAE	Corrélation $x_a(T)$	
0,0	0,00	0,0000	0,000%
-1,4	0,05	0,0464	7,202%
-3,2	0,10	0,0979	2,093%
-5,4	0,15	0,1510	-0,700%
-7,8	0,20	0,1999	0,059%
-14,1	0,30	0,3007	-0,232%
-22,3	0,40	0,4007	-0,183%
-33,8	0,50	0,4993	0,147%

L'équation (3.33) sert au calcul de la température de congélation en fonction de la concentration d'additif saturée. Le coefficient de détermination vaut 0,9999.

$$T(x_a) = -192,9943x_a^4 + 94,76485x_a^3 - 84,8999x_a^2 - 24,54785x_a \quad (3.33)$$

La corrélation (3.33) a le même domaine de validité que la corrélation (3.32) et est basée sur des données identiques. La comparaison entre les températures calculées avec les valeurs originales est présentée dans le Tableau 3.20. L'erreur relative varie entre 0 % et 2 % sur toute

la plage de données. L'erreur relative est très élevée pour de faibles concentrations d'additif et tend à se stabiliser aux concentrations supérieures à 0,1 kg/kg.

Tableau 3.20 Résultats obtenus avec la corrélation $T(x_a)$ pour l'éthylène glycol

Concentration massique (kg/kg) ASHRAE	Point de congélation (°C)		Erreur %
	ASHRAE	Corrélation $T(x_a)$	
0,00	0,0	0,0000	0,000%
0,05	-1,4	-1,4290	-2,072%
0,10	-3,2	-3,2283	-0,885%
0,15	-5,4	-5,3703	0,550%
0,20	-7,8	-7,8562	-0,721%
0,30	-14,1	-14,0099	0,639%
0,40	-22,3	-22,2788	0,095%
0,50	-33,8	-33,7154	0,250%

3.6.2 Concentration volumique d'additif saturée

Les corrélations qui servent aux calculs de la concentration volumique d'additif et de la température de congélation sont obtenues à partir de 38 paires de données provenant de l'ASHRAE [2005]. Elles sont valides pour des concentrations volumiques d'additif de 0 % à 50,6 %, ce qui correspond à des températures de congélation allant de 0°C à -37,9°C.

L'équation (3.34) permet de calculer la température de congélation en fonction de la concentration volumique d'additif :

$$\begin{aligned} \phi_a(T) = & -0,00000001203134T^5 - 0,000001318475T^4 \\ & -0,00005726907T^3 - 0,001405745T^2 - 0,03135688T \end{aligned} \quad (3.34)$$

Le coefficient de détermination R^2 est de 0,9999. Les résultats obtenus avec la corrélation (3.34) sont présentés dans le Tableau 3.21. Comme les corrélations présentées à la section 3.6.1, l'erreur relative est plus grande aux plus faibles concentrations d'additif. Toutefois, elle ne dépasse pas 6 %.

Tableau 3.21 Résultats obtenus avec la corrélation $\phi_a(T)$ pour l'éthylène glycol

Point de congélation °C	Concentration volumique (m^3/m^3)		Erreur %
	ASHRAE	Corrélation $\phi_a(T)$	
0,0	0,000	0,0000	0,000%
-1,4	0,044	0,0413	6,144%
-3,2	0,089	0,0877	1,4724%
-5,4	0,136	0,1363	-0,211%
-10,2	0,220	0,2214	-0,644%
-20,3	0,355	0,3539	0,308%
-31,1	0,455	0,4548	0,038%

Pour calculer la température de congélation en fonction de la concentration volumique d'additif, l'équation (3.35) est utilisée. Le coefficient de détermination est de 0,9999.

$$T(\phi_a) = -187,123801\phi_a^4 + 92,360988\phi_a^3 - 90,366852\phi_a^2 - 28,653981\phi_a \quad (3.35)$$

La corrélation (3.35) partage le domaine de validité de la corrélation (3.34) et est basée sur les mêmes paires de données. Le Tableau 3.22 présente les températures calculées ainsi que les valeurs originales. L'erreur relative varie entre 0 % et 2 % en valeur absolue sur toute la plage.

Tableau 3.22 Résultats obtenus avec la corrélation $T(\phi_a)$ pour l'éthylène glycol

Concentration volumique (m^3/m^3)	Point de congélation (°C)		Erreur %
	ASHRAE	Corrélation $T(\phi_a)$	
0,000	0,0	0,0000	0,000%
0,044	-1,4	-1,4286	-2,040%
0,089	-3,2	-3,2126	-0,395%
0,201	-8,9	-8,9658	-0,739%
0,306	-16,2	-16,2240	-0,148%
0,405	-25,3	-25,3261	-0,103%
0,506	-37,9	-37,9371	-0,098%

3.6.3 Densité de la solution aqueuse d'éthylène glycol

La formule globale servant à calculer la densité en fonction de la température et de la concentration volumique d'éthylène glycol est définie par l'équation (3.36), où $M=2$ et $N=4$.

$$\rho(\phi_a, T) = \sum_{i=0}^M T^i \sum_{j=0}^N b_{i,j} \phi_a^j \quad (3.36)$$

Les coefficients utilisés pour calculer la densité de la solution aqueuse d'éthylène glycol à l'état liquide sont présentés au Tableau 3.23.

Tableau 3.23 Coefficients $b_{[i,j]}$ pour la corrélation de $\rho(\phi_a, T)$ pour l'éthylène glycol

$b_{[i,j]}$	$j=4$	$j=3$	$j=2$	$j=1$	$j=0$
$i=2$	-1,508646E-01	1,843124E-01	-7,800110E-02	1,321932E-02	-3,154897E-03
$i=1$	1,784602E+01	-2,179487E+01	9,174496E+00	-1,827717E+00	-1,085019E-01
$i=0$	9,375000E+01	-1,026204E+02	-8,634722E+00	1,782307E+02	1,001088E+03

Les coefficients sont valides pour des températures allant de -35°C à 125°C et des concentrations d'additif de 0 % à 50 %. La concordance entre les valeurs de l'ASHRAE et les résultats de la corrélation est satisfaisante ; 96,17 % des résultats ont une erreur relative inférieure à 0,05 %. Les erreurs relatives sont surtout générées dans le cas de l'eau pure.

3.6.4 Conductivité thermique

L'équation générale de la conductivité thermique en fonction de la température et de la concentration volumique d'additif est définie à l'équation (3.37), où $M=2$ et $N=3$.

$$k(\phi_a, T) = \sum_{i=0}^M T^i \sum_{j=0}^N b_{i,j} \phi_a^j \quad (3.37)$$

Les coefficients utilisés pour calculer la conductivité thermique de la solution aqueuse d'éthylène glycol sont présentés au Tableau 3.24.

Tableau 3.24 Coefficients $b_{[i,j]}$ pour la corrélation de $k(\phi_a, T)$ pour l'éthylène glycol

$b_{[i,j]}$	$j=3$	$j=2$	$j=1$	$j=0$
$i=2$	-3,722350E-05	2,964132E-05	4,737245E-06	-8,969807E-06
$i=1$	3,023296E-03	-1,633190E-03	-2,310732E-03	2,089577E-03
$i=0$	-1,462130E-01	3,360965E-01	-5,253111E-01	5,606113E-01

Les coefficients sont valides pour des températures allant de -35°C à 125°C et des concentrations d'additif de 0 % à 50 %. La corrélation représente très bien les données de l'ASHRAE. En fait, 93,26 % des résultats obtenus avec la corrélation ont une erreur relative inférieure à 0,15 %. Les valeurs calculées sont satisfaisantes.

3.6.5 Viscosité dynamique

La formule globale qui représente le comportement de la viscosité dynamique en fonction de la température et de la concentration d'éthylène glycol est donnée à l'équation (3.38), où $N=5$ et $M=5$.

$$\mu(\phi_a, T) = \sum_{i=0}^M T^i \sum_{j=0}^N b_{i,j} \phi_a^j \quad (3.38)$$

Les coefficients utilisés pour calculer la viscosité de la solution aqueuse d'éthylène glycol sont présentés au Tableau 3.25. Les coefficients sont valides pour des températures allant de -35°C à 40°C et pour des concentrations d'additif de 0 % à 50 %. Le domaine de températures a été restreint pour améliorer la qualité des corrélations. La comparaison entre les valeurs de l'ASHRAE et de la corrélation démontre que 97,62 % des résultats ont une erreur relative inférieure à 5 %. En fait, il n'y a que la solution d'une concentration volumique de 50 % qui génère des erreurs relatives supérieures à 5 %. Les erreurs relatives sont inférieures à 2,5 % pour les solutions qui ont une concentration volumique de 0 % à 40 % d'éthylène glycol.

Tableau 3.25 Coefficients $b[i,j]$ pour la corrélation de $\mu(\phi_a, T)$ pour l'éthylène glycol

$b[i,j]$	$j=5$	$j=4$	$j=3$	$j=2$	$j=1$	$j=0$
$i=5$	-2,526959E-04	3,204206E-04	-1,452982E-04	2,712083E-05	-1,798788E-06	-2,635893E-09
$i=4$	1,979292E-02	-2,576583E-02	1,197782E-02	-2,297945E-03	1,586547E-04	4,360368E-07
$i=3$	-4,090770E-01	5,668161E-01	-2,796934E-01	5,701305E-02	-4,304966E-03	-3,310267E-05
$i=2$	-1,311978E+00	7,452525E-01	1,747934E-01	-1,338755E-01	2,350798E-02	1,632560E-03
$i=1$	9,969246E+01	-1,268873E+02	5,555892E+01	-1,064625E+01	5,244562E-01	-6,195165E-02
$i=0$	-9,529375E+02	1,307950E+03	-6,219763E+02	1,413809E+02	-6,181913E+00	1,791184E+00

3.6.6 Chaleur massique

La formule globale de la chaleur massique selon la température et la concentration d'éthylène glycol est exprimée par l'équation (3.39) où $N=4$ et $M=2$.

$$c_p(\phi_a, T) = \sum_{i=0}^M T^i \sum_{j=0}^N b_{i,j} \phi_a^j \quad (3.39)$$

Les coefficients utilisés pour calculer la chaleur massique de la solution aqueuse d'éthylène glycol sont présentés au Tableau 3.26. Les coefficients sont valides pour des températures allant de -35°C à 125°C et des concentrations initiales de 0 % à 50 %. Pour l'ensemble des

résultats, 98,91 % des données sur la chaleur massique ont une erreur relative inférieure à 0,2 %. Les écarts les plus importants sont observés pour les températures inférieures à 30°C et ce, pour toutes les concentrations.

Tableau 3.26 Coefficients $b_{[i,j]}$ pour la corrélation de $c_p(\phi_a, T)$ pour l'éthylène glycol

$b_{[i,j]}$	$j=4$	$j=3$	$j=2$	$j=1$	$j=0$
$i=2$	2,492983E-03	-3,051606E-03	1,295506E-03	-2,204823E-04	1,205288E-05
$i=1$	-4,781731E-01	5,855410E-01	-2,492617E-01	4,797806E-02	-1,128259E-03
$i=0$	2,340896E+01	-2,851982E+01	1,154903E+01	-3,577596E+00	4,207344E+00

3.7 Propriétés thermophysiques de la solution monophasique de chlorure de calcium

Dans cette section, les corrélations permettant de calculer la température de congélation, la concentration d'additif saturée, la densité, la conductivité thermique, la viscosité dynamique et la chaleur massique de la solution aqueuse de chlorure de calcium sont présentées. À partir de ces résultats, les propriétés du mélange diphasique sont calculées.

3.7.1 Concentration massique d'additif et température de congélation

Les équations (3.40) et (3.41) sont valides pour des concentrations massiques d'additif de 0 % à 25 %, ce qui correspond à des températures de congélation de 0°C à -29,4°C. Les corrélations ont été obtenues avec 22 paires de données.

L'équation (3.40) permet de calculer la concentration massique d'additif saturée en fonction de la température de congélation, soit avant la formation de particules de glace.

$$x_a(T) = -0,00001377922T^3 - 0,0008702504T^2 - 0,02231549T \quad (3.40)$$

Pour cette corrélation, le coefficient de détermination est $R^2=0,9987$. Le Tableau 3.27 présente les résultats obtenus avec l'équation (3.40) ainsi que les vraies valeurs. L'erreur relative est plus grande aux températures près de 0°C, puis elle décroît. Ceci s'explique par le fait que la valeur du terme constant (coefficient de T^0) a été mise égale à zéro afin de correspondre au point de congélation de l'eau pure.

Tableau 3.27 Résultats obtenus avec la corrélation $x_a(T)$ pour le chlorure de calcium

Point de congélation °C	Concentration massique (kg/kg)		Erreur %
	ASHRAE	Corrélation $x_a(T)$	
0,0	0,000	0,000	0,000%
-2,9	0,060	0,058	3,780%
-3,4	0,070	0,066	5,208%
-5,4	0,100	0,097	2,703%
-10,3	0,150	0,153	-1,721%
-16,2	0,190	0,192	-0,897%
-29,4	0,250	0,254	-1,610%

Pour obtenir la température de congélation en fonction de la concentration massique d'additif, l'équation (3.41) est utilisée.

$$T(x_a) = -1353,386x_a^3 + 50,71299x_a^2 - 45,91111x_a \quad (3.41)$$

Le coefficient de détermination R^2 est de 1. Tout comme la corrélation de la concentration massique en fonction de la température, l'erreur relative est plus grande aux basses températures.

Tableau 3.28 Résultats obtenus avec la corrélation $T(x_a)$ pour le chlorure de calcium

Concentration massique (kg/kg) ASHRAE	Point de congélation (°C)		Erreur %
	ASHRAE	Corrélation $T(x_a)$	
0,00	0,0	0,000	0,000%
0,05	-2,4	-2,338	2,586%
0,10	-5,4	-5,437	-0,692%
0,15	-10,3	-10,313	-0,129%
0,20	-18,0	-17,981	0,107%
0,25	-29,4	-29,455	-0,187%

3.7.2 Densité

L'équation (3.42), où $M=1$ et $N=2$, est la formule générale qui permet de calculer la densité de la solution aqueuse de chlorure de calcium. Il est à noter que, contrairement au propylène glycol et à l'éthylène glycol, les propriétés sont fonction de la concentration massique d'additif, et non de la concentration volumique.

$$\rho(x_a, T) = \sum_{i=0}^M T^i \sum_{j=0}^N b_{i,j} x_a^j \quad (3.42)$$

La corrélation est valide pour les températures entre -30°C et 30°C et pour les concentrations massiques variant de 0 % à 25 %. Les coefficients $b_{i,j}$ sont présentés au Tableau 3.29.

Tableau 3.29 Coefficients $b_{i,j}$ pour la corrélation de $\rho(x_a, T)$ du chlorure de calcium

$b_{i,j}$	$j=2$	$j=1$	$j=0$
$i=1$	5,529328E-02	-1,335962E+00	-1,442866E-01
$i=0$	5,496315E+02	8,427944E+02	1,000551E+03

Pour les corrélations de la densité de la solution de chlorure de calcium en fonction de la température, tous les coefficients de détermination R^2 sont supérieurs à 0,99. Cependant, ce n'est pas le cas pour les corrélations exprimant la densité en fonction de la concentration d'additif. En effet, la corrélation de deuxième ordre ($N=2$) associée au coefficient $a_1(x_a)$ a un R^2 égal à 0,9465. Même lorsque l'ordre de la corrélation est augmenté, soit à $N=4$, R^2 ne dépasse pas 0,9581. La faible amélioration du R^2 ne justifie pas la complexité d'une corrélation d'ordre supérieur. Néanmoins, les résultats obtenus sont satisfaisants. En effet, les valeurs des coefficients de $a_1(x_a)$ sont bien inférieures à celles de $a_0(x_a)$, tel que le montre le Tableau 3.30. Ainsi, l'impact de $a_1(x_a)$ est faible par rapport à celui de $a_0(x_a)$.

Tableau 3.30 Valeurs des coefficients $a_n(x_a)$

Concentration massique	Valeur des coefficients	
	$a_1(x_a)$	$a_0(x_a)$
0,00	-1,421848E-01	1,000604E+03
0,12	-3,013151E-01	1,109039E+03
0,15	-3,833212E-01	1,140041E+03
0,18	-3,361061E-01	1,169882E+03
0,22	-4,402271E-01	1,212643E+03
0,25	-4,816866E-01	1,245514E+03

Il est à noter que 95,03 % des valeurs calculées ont une erreur relative inférieure à 0,1 %. Les erreurs relatives supérieures à 0,1 % sont observées pour les températures entre 25°C et 30°C . La corrélation de la densité pour le chlorure de calcium est très satisfaisante.

3.7.3 Conductivité thermique

La formule globale qui représente la conductivité thermique en fonction de la température et de la concentration massique d'additif est définie à l'équation (3.43), où $M=2$ et $N=3$.

$$k(x_a, T) = \sum_{i=0}^M T^i \sum_{j=0}^N b_{i,j} x_a^j \quad (3.43)$$

Les coefficients utilisés pour calculer la conductivité thermique de la solution aqueuse de chlorure de calcium sont présentés au Tableau 3.31.

Tableau 3.31 Coefficients $b[i,j]$ pour la corrélation $k(x_a, T)$ du chlorure de calcium

$b[i,j]$	$j=3$	$j=2$	$j=1$	$j=0$
$i=2$	-3,679915E-05	3,121479E-05	3,892030E-06	-8,966730E-06
$i=1$	3,312303E-03	-2,081120E-03	-2,557223E-03	2,089448E-03
$i=0$	-1,489306E-01	3,066552E-01	-5,382983E-01	5,606853E-01

La corrélation est valide pour les températures entre -30°C et 30°C et pour les concentrations massiques variant de 0 % à 25 %. Peu de divergences sont observées entre les valeurs de l'ASHRAE et les résultats. En fait, 96,85 % des résultats obtenus avec la corrélation ont une erreur relative inférieure à 0,125 %. Les erreurs sont observées pour les concentrations d'additif inférieures ou égales à 10 %.

3.7.4 Viscosité dynamique

L'équation (3.44), où $N=3$ et $M=3$, est la corrélation permettant de calculer la viscosité dynamique en fonction de la température et de la concentration d'additif.

$$\mu(x_a, T) = \sum_{i=0}^M T^i \sum_{j=0}^N b_{i,j} x_a^j \quad (3.44)$$

Les coefficients utilisés pour calculer la viscosité de la solution aqueuse de chlorure de calcium sont présentés au Tableau 3.32. Ceux-ci sont valides pour des températures allant de -30°C à 30°C et des concentrations initiales de 0 % à 26 %.

Tableau 3.32 Coefficients $b[i,j]$ pour la corrélation de $\mu(x_a, T)$

$b[i,j]$	$j=3$	$j=2$	$j=1$	$j=0$
$i=3$	1,225599E-02	-6,179254E-03	4,735528E-04	-1,353566E-05
$i=2$	-5,941191E-01	2,915762E-01	-2,023943E-02	1,312505E-03
$i=1$	2,799228E+00	-2,349601E+00	3,718171E-02	-6,034499E-02
$i=0$	1,573243E+02	-2,396005E+01	5,655438E+00	1,791009E+00

Le coefficient $a_3(x_a)$ a un R^2 égal à 0,9816, ce qui est légèrement au-dessous de l'objectif d'obtenir un R^2 supérieur à 0,99. Toutefois, les valeurs de $a_3(x_a)$ sont de l'ordre de 10^{-5} ,

comparativement à 10^{-3} pour $a_2(x_a)$, 10^{-2} pour $a_1(x_a)$ et 10^1 pour $a_0(x_a)$. Ainsi, l'erreur de $a_3(x_a)$ a un faible impact sur la corrélation globale. La comparaison entre les valeurs de l'ASHRAE et de la corrélation (3.44) démontre que 93,35 % des résultats ont une erreur relative inférieure à 2 %, ce qui est raisonnable. Les erreurs importantes sont observées principalement aux températures supérieures à 15°C.

3.7.5 Chaleur massique

La formule globale de la chaleur massique est exprimée par l'équation (3.45) où $M=2$ et $N=3$.

$$c_p(x_a, T) = \sum_{i=0}^M T^i \sum_{j=0}^N b_{i,j} x_a^j \quad (3.45)$$

Les coefficients utilisés pour calculer la chaleur massique de la solution aqueuse de chlorure de calcium sont présentés au Tableau 3.33. Les coefficients sont valides pour des températures allant de -30°C à 30°C et des concentrations initiales de 0 % à 25 %.

Tableau 3.33 Coefficients $b[i,j]$ pour la corrélation de $c_p(x_a, T)$

$b[i,j]$	$j=3$	$j=2$	$j=1$	$j=0$
$i=2$	5,308155E-03	-7,185814E-04	-3,798324E-04	4,943851E-05
$i=1$	3,353219E-01	-2,603103E-01	6,674472E-02	-2,751842E-03
$i=0$	5,568762E-01	6,973738E+00	-7,160158E+00	4,218935E+00

Dans l'ensemble, 93,56 % des valeurs ont une erreur relative inférieure à 0,125 %. Les écarts les plus importants sont observés pour des températures entre -5°C et -10°C pour une concentration de 15 % d'additif, entre -5°C et -15°C pour 18 % d'additif et entre -25°C et -30°C pour 25 % d'additif. Dans ces plages de températures, l'erreur relative varie entre 0,10 % et 0,226 %, ce qui est acceptable.

3.8 Propriétés thermophysiques de la solution monophasique de chlorure de sodium

Les corrélations servant au calcul de la concentration d'additif saturée, de la température de congélation et des propriétés thermophysiques sont exposées. La densité, la conductivité thermique, la viscosité dynamique et la chaleur massique de la solution diphasique à base de chlorure de sodium sont tracés en fonction de la température et de la concentration d'additif

saturée. Les données sur les propriétés de la solution aqueuse proviennent des graphiques de l'ASHRAE Handbook Fundamentals [2005].

3.8.1 Concentration massique d'additif et température de congélation

Les corrélations (3.46) et (3.47) sont valides de 0°C à -16,5°C, soit pour une concentration massique de 0 % à 20 %. Ces corrélations sont formées à partir de 22 paires de données provenant d'une table de l'ASHRAE Handbook Fundamentals [2005]. La corrélation (3.46) relie la concentration massique d'additif saturée à la température de congélation.

$$x_a(T) = -8,801635E-06T^3 - 5,208093E-04T^2 - 1,833657E-02T \quad (3.46)$$

Pour cette corrélation, le coefficient de détermination R^2 est de 0,9998. Le Tableau 3.34 présente les résultats obtenus avec la corrélation (3.46) ainsi que les valeurs initiales. L'erreur relative ne dépasse pas 2 % et ce, sur toute la plage de température.

Tableau 3.34 Résultats obtenus avec la corrélation $x_a(T)$ pour le chlorure de sodium

Point de congélation °C	Concentration massique (kg/kg)		Erreur %
	ASHRAE	Corrélation $x_a(T)$	
0,0	0,00	0,000	0,000%
-2,9	0,05	0,049	1,979%
-3,6	0,06	0,060	0,546%
-5,0	0,08	0,080	0,296%
-8,2	0,12	0,120	-0,161%
-10,1	0,14	0,141	-0,814%
-16,5	0,20	0,200	-0,151%

Pour obtenir la température de congélation en fonction de la concentration massique d'additif, l'équation (3.47) est utilisée.

$$T(x_a) = -304,993025x_a^3 - 78,652516x_a^2 - 54,430592x_a \quad (3.47)$$

Le coefficient de détermination R^2 est de 0,9999. Comme la corrélation (3.46), l'erreur relative est inférieure à 2 % pour toutes les températures.

Tableau 3.35 Résultats obtenus avec la corrélation $T(x_a)$ pour le chlorure de sodium

Concentration massique (kg/kg)	Point de congélation (°C)		Erreur %
	ASHRAE	Corrélation $T(x_a)$	
0,00	0,00	0,000	-
0,05	-2,90	-2,956	-1,941%
0,06	-3,60	-3,615	-0,413%
0,07	-4,30	-4,300	-0,004%
0,10	-6,60	-6,535	0,991%
0,15	-10,90	-10,964	-0,584%
0,20	-16,50	-16,472	0,169%

3.8.2 Densité

Toutes les propriétés du chlorure de sodium sont fonction de la concentration massique d'additif, et non de la concentration volumique. L'équation (3.48), où $M=2$ et $N=4$, est la formule générale qui sert au calcul de la densité de la solution aqueuse de chlorure de sodium.

$$\rho(x_a, T) = \sum_{i=0}^M T^i \sum_{j=0}^N b_{i,j} x_a^j \quad (3.48)$$

La corrélation est valide pour les températures entre -16°C et 30°C et pour les concentrations massiques variant de 0 % à 24 %. Les coefficients $b_{i,j}$ sont présentés au Tableau 3.36. Sur l'ensemble des données, 94,48 % des valeurs calculées ont une erreur relative inférieure à 0,1 %. La corrélation de la densité pour le chlorure de sodium est très satisfaisante.

Tableau 3.36 Coefficients $b_{i,j}$ pour la corrélation de $\rho(x_a, T)$ du chlorure de sodium

$b_{i,j}$	j=4	j=3	j=2	j=1	j=0
i=2	-1,142080E+01	6,944482E+00	-1,504818E+00	1,371551E-01	-6,230756E-03
i=1	6,965693E+02	-4,125975E+02	8,573563E+01	-8,354770E+00	4,509184E-02
i=0	-1,554618E+04	8,787637E+03	-1,424129E+03	8,426438E+02	9,998225E+02

3.8.3 Conductivité thermique

L'équation (3.49), pour laquelle $M=1$ et $N=3$, est la formule globale de la conductivité thermique en fonction de la température et de la concentration massique d'additif.

$$k(x_a, T) = \sum_{i=0}^M T^i \sum_{j=0}^N b_{i,j} x_a^j \quad (3.49)$$

Les coefficients $b_{i,j}$ sont présentés au Tableau 3.37.

Tableau 3.37 Coefficients $b_{[i,j]}$ pour la corrélation $k(x_a, T)$ du chlorure de sodium

$b_{[i,j]}$	$j=3$	$j=2$	$j=1$	$j=0$
$i=1$	8,354985E-02	-3,565980E-02	4,326293E-03	1,480692E-03
$i=0$	-7,134444E+00	3,234860E+00	-9,547906E-01	5,725754E-01

La corrélation est valide pour les températures entre -16°C et 50°C et pour les concentrations massiques variant de 0 % à 25 %. Des différences entre les valeurs de l'ASHRAE et les résultats de la corrélation (3.49) sont observables pour la concentration massique de 15 % et de 20 %. Ceci s'explique par l'écart entre la corrélation a_1 (qui correspond aux termes $b_{1,j}$) à ces concentrations. Néanmoins, l'erreur entre ces données et la courbe de tendance varie entre 0,15 % et 0,5 %, ce qui est comparable aux erreurs relatives notées pour les autres concentrations. En effet, 93,14 % des résultats obtenus avec la corrélation ont une erreur relative inférieure à 0,45 %.

3.8.4 Viscosité dynamique

L'équation (3.50), où $M=3$ et $N=2$, est la corrélation permettant de calculer la viscosité dynamique en fonction de la température et de la concentration massique d'additif.

$$\mu(x_a, T) = \sum_{i=0}^M T^i \sum_{j=0}^N b_{i,j} x_a^j \quad (3.50)$$

Les coefficients utilisés de la corrélation (3.50) sont présentés dans le Tableau 3.38. Ils sont valides pour des températures allant de -20°C à 30°C et des concentrations de 0 % à 24 %.

Tableau 3.38 Coefficients $b_{[i,j]}$ pour la corrélation de $\mu(x_a, T)$

$b_{[i,j]}$	$j=2$	$j=1$	$j=0$
$i=3$	4,166733E-04	-2,376607E-04	-8,466798E-06
$i=2$	8,818738E-03	7,644634E-03	9,432096E-04
$i=1$	-1,032821E+00	-3,642551E-02	-5,186373E-02
$i=0$	2,381383E+01	4,280714E-01	1,755216E+00

Le corrélation $a_3(x_a)$ a un coefficient de détermination égal à 0,8717 (ceux de $a_2(x_a)$, $a_1(x_a)$ et $a_0(x_a)$ sont respectivement de 0,9490, de 0,9728 et de 0,9986). Cependant, les valeurs des coefficients $a_3(x_a)$ sont de l'ordre de 10^{-4} , comparativement à 10^{-3} pour $a_2(x_a)$, 10^{-2} pour $a_1(x_a)$ et 10^1 pour $a_0(x_a)$. Ainsi, l'erreur de $a_3(x_a)$ a un faible impact sur la corrélation globale en comparaison à $a_2(x_a)$, $a_1(x_a)$ et $a_0(x_a)$. Malgré cela, les courbes obtenues avec la corrélation

(3.50) suivent de façon acceptable les données originales de l'ASHRAE. En effet, 92,83 % des résultats ont une erreur relative inférieure à 2 %, ce qui est raisonnable. Les erreurs notables sont observées principalement aux températures près du point de congélation.

3.8.5 Chaleur massique

La formule globale de la chaleur massique est exprimée par l'équation (3.51) où $M=2$ et $N=4$.

$$c_p(x_a, T) = \sum_{i=0}^M T^i \sum_{j=0}^N b_{i,j} x_a^j \quad (3.51)$$

Les coefficients utilisés pour calculer la chaleur massique de la solution aqueuse de chlorure de calcium sont présentés au Tableau 3.39. Les coefficients sont valides pour des températures allant de -16°C à 30°C et des concentrations initiales de 0 % à 25 %.

Tableau 3.39 Coefficients $b[i,j]$ pour la corrélation de $c_p(x_a, T)$

$b[i,j]$	$j=4$	$j=3$	$j=2$	$j=1$	$j=0$
$i=2$	1,089714E-01	-7,341912E-02	1,795038E-02	-1,837797E-03	4,947189E-05
$i=1$	-6,483343E+00	4,411332E+00	-1,134378E+00	1,249282E-01	-2,752336E-03
$i=0$	7,184667E+01	-5,910259E+01	2,398091E+01	-7,191005E+00	4,218951E+00

Pour l'ensemble des résultats, 95,65 % des valeurs ont une erreur relative inférieure à 0,03 %, ce qui est très bien. Les écarts les plus importants sont notés pour les concentrations de 15 % et 20 % pour lesquelles l'erreur relative maximale est de 0,048 % et 0,042 %.

3.9 Conclusion

Dans ce chapitre, les relations qui lient la concentration massique et volumique de glace à la température sont présentées. Pour mettre ces dernières équations en œuvre, les propriétés de la solution aqueuse doivent être connues. C'est pour cette raison qu'un travail a été entrepris pour établir les corrélations qui permettent de calculer les propriétés des solutions aqueuses en fonction de la température et de la concentration d'additif. La connaissance des propriétés des coulis de glace est essentielle pour l'analyse numérique d'un échangeur de chaleur ou pour la modélisation de bâtiment. En imposant la température du coulis et la concentration initiale d'additif, les propriétés thermophysiques peuvent être déduites. Ainsi, on peut caractériser l'écoulement et évaluer le transfert de chaleur pour différentes applications.

CHAPITRE 4

EXPERIMENTAL STUDY OF HYDRAULIC AND THERMAL BEHAVIOR OF AN ICE SLURRY IN A SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER

Auteurs et affiliation:

S. RENAUD-BOIVIN: étudiante à la maîtrise, Université de Sherbrooke, Faculté de génie, Département de génie mécanique.

M. POIRIER: chercheur scientifique, Ressources Naturelles Canada, CanmetÉNERGIE, Varennes, (Québec).

N. GALANIS: professeur, Université de Sherbrooke, Faculté de génie, Département de génie mécanique.

Date de soumission: 14 mai 2011

État de l'acceptation: version finale publiée

Revue: Experimental Thermal and Fluid Science

Titre français: Étude expérimentale du comportement thermique et hydraulique du coulis de glace dans un échangeur de chaleur tubes et calandre

Contribution : Des expériences ont été réalisées sur le banc d'essai du CanmetÉnergie à Varennes afin de mieux comprendre le comportement des coulis de glace. L'objectif est de comparer la perte de pression et le coefficient de transfert thermique mesurés et calculés avec des relations tirées de la littérature scientifique. Les résultats expérimentaux permettent de déterminer les conditions optimales pour l'utilisation d'un coulis de glace.

RÉSUMÉ

Des expériences ont été réalisées en régime transitoire afin de connaître les caractéristiques des coulis de glace, telles que la perte de pression et le transfert de chaleur. Le banc expérimental comprend un échangeur tubes et calandre, où le coulis circule du côté tubes et l'eau chaude circule du côté calandre. La perte de pression dans les tubes, ainsi que la température à l'entrée et à la sortie et le débit massique de chaque fluide ont été mesurés. Les débits du coulis et de l'eau sont contrôlés, de même que la température de l'eau chaude à l'entrée de l'échangeur. Le coulis de glace est composé d'une solution aqueuse d'éthylène glycol et de glace dont la concentration varie de façon continue de 0 à 25 %. L'analyse des résultats d'un test réalisé avec un débit de coulis de 10 kg/min et d'eau de 5 kg/min révèle que lorsque la concentration de glace augmente de 0 à 25 kg/kg, le coefficient de transfert thermique augmente de 33 % et l'efficacité thermique augmente de 18 %. La perte de pression augmente alors d'un facteur 2,3, passant de 2,70 à 6,28 kPa. Le taux d'augmentation du coefficient de transfert de chaleur en fonction du débit massique est plus grand pour un fluide monophasique que pour un coulis de glace. La concentration de glace a un impact plus important sur le coefficient de transfert de chaleur lorsque le débit de coulis est faible. Le coefficient de transfert thermique théorique évalué en utilisant 2 méthodes et 21 différentes corrélations ont été comparés aux valeurs expérimentales obtenues à partir d'un bilan énergétique. Pour les écoulements turbulents, les valeurs théoriques se rapprochent le plus des résultats expérimentaux lorsque la méthode de Bell-Delaware est utilisée avec les corrélations de Colburn ou de Gnielinski. Pour les écoulements laminaires, la combinaison de la méthode de Kern et de la corrélation de Shah donne les meilleures prédictions du coefficient de transfert thermique. Le taux d'augmentation de la perte de pression avec la concentration de glace est faible entre 0 et 0,15 kg/kg, mais devient important pour les concentrations de glace élevées. Les pertes de pression calculées avec plusieurs corrélations ont été comparées aux valeurs mesurées. Les corrélations plus précises sont celles de Filonenko, Drew-Koo-McAdams et Blasius. Les mesures indiquent que, à la sortie de l'échangeur de chaleur, les phases solide et liquide ne sont pas en équilibre thermodynamique. Donc, la glace est présente même lorsque la température de la phase liquide est supérieure à la température de fusion.

Mots clés: coulis de glace, échangeur tubes et calandre, perte de pression, transfert de chaleur, laminaire, écoulement turbulent

ABSTRACT

Experiments were conducted in a shell and tube heat exchanger with an ethylene glycol ice slurry flowing in the tubes and hot water in the shell. Pressure loss in the tubes, inlet and outlet density for the ice slurry, in addition to inlet temperature, outlet temperature and mass flowrate for both fluids were measured.

A transient study with a slurry flowrate of 10 kg/min and water flowrate of 5 kg/min revealed that, when the ice concentration increases from 0 to 0.25 kg/kg, the heat transfer coefficient increases by 33% and the effectiveness increases by 18 %. However, the pressure loss also increases by a factor of 2.3. The rate of increase of the heat transfer coefficient with mass flowrate is greater for a single phase fluid than for the ice slurry. The ice concentration has a greater impact on the heat transfer coefficient when the flowrate of the ice slurry is low. Overall heat transfer coefficients evaluated using two methods and twenty-one different correlations for the ice slurry were compared to values obtained from an energy balance. The most accurate results for turbulent flow were obtained using the Bell-Delaware method and the Colburn or Gnielinski correlations. For laminar flow the combination of Kern's method with the correlation by Shah gave the best predictions of the overall heat transfer coefficient.

The rate of increase of the pressure loss with ice concentration is small for concentrations between 0 and 0.15 kg/kg but increases for higher ice concentrations. Pressure losses calculated with several ice slurry correlations were compared to measured values. The more accurate correlations were those of Filonenko, Drew-Koo-McAdams and Blasius. The measured values indicate that at the outlet of the heat exchanger the solid and liquid phases are not in thermodynamic equilibrium; in fact ice exists for liquid temperatures higher than the melting temperature.

Keywords: ethylene glycol ice slurry; heat transfer coefficient; pressure loss; laminar flow; turbulent flow

Nomenclature

A	area, m^2
c_p	specific heat, $kJ / kg \cdot K$
D	diameter, m
f	friction factor
h	specific enthalpy, kJ / kg
J	correction factor for Bell-Delaware's method
ji	Colburn factor
k	thermal conductivity, $W / m^2 K$
L	length, m
\dot{m}	mass flowrate, kg/min
Nu	Nusselt number
Pt	Tube perimeter, m
p	pressure, kPa
Pr	Prandtl number
Q	heat transfer rate, kW
R	hydraulic resistance coefficient
Re	Reynolds number
t	time, min
T	temperature, $^{\circ}C$
U	overall heat transfer coefficient, W/m^2K
V	velocity, m/s
x	mass concentration, kg/kg

Greek letters

Δ	difference
ϵ	effectiveness, %
λ	convection heat transfer coefficient, $W/m^2 K$
μ	dynamic viscosity, $mPa.s$
ρ	density, kg / m^3
ϕ	volumetric ice concentration, m^3/m^3

Indices

a	additive
c	cold
h	hot
i	in
id	ideal
l	liquid
lm	logarithmic mean
mes	measure
mix	mixing
o	out
s	solid particle (ice)
t	tube
w	wall
0	initial

4.1 Introduction

The refrigeration technologies face considerable environmental challenges. Indeed, several refrigerants have been identified as a cause of the depletion of the ozone layer. In this context, many researchers have focused on two-phase secondary refrigerants such as ice slurries. This fluid is a liquid mixture of water and an additive (which lowers the freezing temperature) containing small (typically 0.1 to 1 mm in diameter) ice particles. Their thermodynamic and heat transfer properties have been reviewed by Egolf et al. [2005].

Several studies have analyzed the flow of ice slurries in a heated horizontal pipe. Bédécarrats et al. [2009] investigated the heat transfer coefficient and pressure drop for an ethanol-water ice slurry with ice mass fractions ranging from 0 to 30% and with flow velocities between 0.3 and 1.9 m/s. Critical ice fractions corresponding to transition from laminar to turbulent motion were determined based on the evolution of the friction factor.

Knodel et al. [2000] obtained experimental correlations for the heat transfer and pressure drop for ice-water slurries under conditions applicable to district cooling systems. They observed a reduction in frictional pressure drop as the ice fraction increased which they attributed to flow relaminarization.

Won Lee Dong et al. [2006] measured the heat transfer rate during the melting process of a 6.5% ethylene glycol-water ice slurry for mass flux and ice fraction from 800 to 3500 kg/m²s and 0 to 25% respectively. They reported that the measured heat transfer rate increases with the mass flowrate and ice fraction; however, they noted that the effect of ice fraction is not significant at high mass flowrate. For low mass flowrates they observed a sharp increase of the heat transfer coefficient when the ice fraction was more than 10%.

Grozdek et al. [2009] measured the pressure drop of an ethanol-water ice slurry for laminar and turbulent conditions with ice mass fraction from 0 to 30% and observed that the friction losses are larger for high velocities and high ice concentrations. However, for ice concentrations above 15 % and for certain speeds, the losses are less than, or equal to, those of the single phase solution. This occurs when the slurry is laminar, while the single-phase solution is turbulent. They also found that for laminar flow and low buoyancy numbers the

Buckingham–Reiner analytical method gives good agreement with experimental results while for turbulent flow the best fit is provided by the Dodge–Metzner and Tomita methods.

Niezgoda-Zelasko [2008] found that the effect of ice concentration on the coefficient of heat transfer is smaller for turbulent flows than for laminar flows. Indeed, in the latter case the ice particles add an effect of microconvection which increases the heat transfer, while for turbulent flow the influence of turbulence is more important than microconvection.

The flow of ice slurries in different types of heat exchanger has also been investigated. Bellas et al. [2002] used a plate heat exchanger and an aqueous solution containing 5% propylene glycol. They reported that the pressure drop increases by 15 % to 20 % when the ice fraction increases from zero to 0.20 kg/kg for a flowrate between 1.5 m³/h and 3.0 m³/h. The corresponding heat transfer capacity increases by 30%. Their results also show that the ice concentration has a smaller effect on the overall heat transfer coefficient than the flowrate.

Shire et al. [2009] studied the pressure drop in a plate heat exchanger and a concentric tubular heat exchanger for a 5 % sodium chloride aqueous solution containing between 0.15 and 0.60 m³/m³ of ice. They reported that measured pressure losses were greater than those with water and rose with increasing ice fraction and flowrate. Blocking of the flow channels was observed at high ice fractions or when large crystal masses were present in the ice slurry.

Fernandez-Seara et al. [2010] used a standard terminal fan-coil unit with a 0.10 kg/kg ethylene glycol aqueous solution. The experimentally determined friction factor indicates that the transition from laminar to turbulent flow occurs for Reynolds number between 2100 and 2200. Four models were used to approximate the friction factor; the Pethukov equation and Blasius correlation proved to be in good agreement with the experimental results. The heat transfer rate for the ice slurry was 3.7 to 4.6 times higher than the one for the single phase mixture. Their results also demonstrate that the air-side thermal resistance limits the heat transfer process because it represents 80% to 88% of the overall thermal resistance.

The present paper presents a detailed analysis of the operation of a tube and shell heat exchanger supplied with streams of constant flowrate, constant temperature hot water and ice slurry. The variation with time of density, ice concentration, pressure loss, heat transfer rate

and overall heat transfer coefficient due to the transient operation of the slurry generator are presented and discussed. The experimentally determined overall heat transfer coefficient and measured pressure loss for different combinations of water and slurry flowrates with six different values of the inlet ice concentration are used to evaluate the precision of many published correlations for the convection coefficient and friction coefficient of ice slurries. The calculation and presentation methodologies use an engineering-oriented approach by evaluating the Reynolds number from its Newtonian expression over the entire range of ice concentration under consideration.

4.2 Experimental equipment

4.2.1 Description of the test bench

The test bench includes a shell and tube heat exchanger (the slurry flows through the tubes and hot water circulates on the shell side), an ice slurry generator, a chiller using R-507, a storage tank of 800 liters for the ice slurry and a water heater (see Figure 4.1). The ice slurry tank is equipped with a rotary mixer to ensure uniform distribution of ice particles. The tube side of the heat exchanger contains four passes of seven unsealed tubes so the ice slurry from the seven tubes is mixed at each end of the four passes. The ice slurry is made from an aqueous solution containing 5.1% by mass of ethylene glycol.

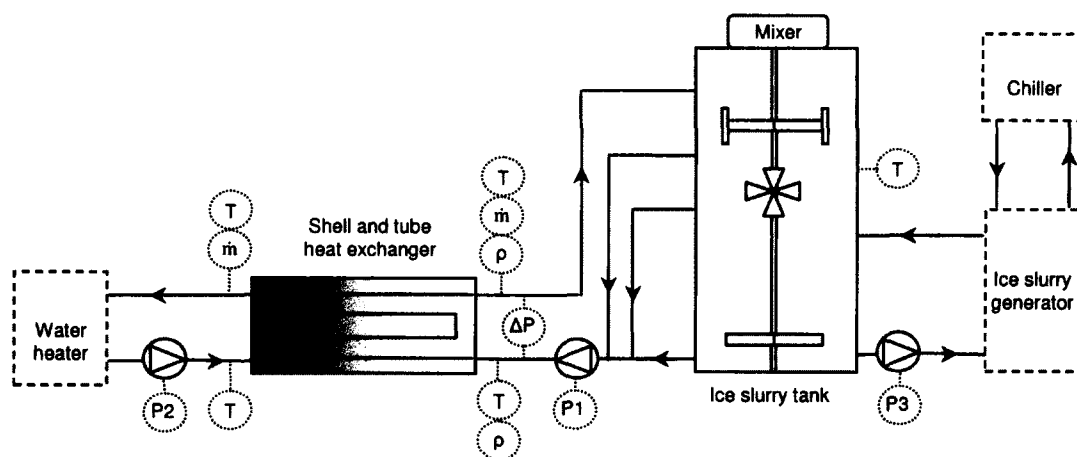


Figure 4.1 Schematic diagram of the test bench

4.2.2 Data acquisition

Figure 4.1 also shows the position of the instruments used to measure pressure losses, temperatures and mass flowrates. A transducer measures the pressure difference on the tube side of the heat exchanger. Resistance temperature detectors (RTDs) are installed at the inlet and outlet of the heat exchanger and in the ice slurry tank. The mass flowrate and the density of the ice slurry are measured before and after the heat exchanger with a Coriolis flow and density meter. The range and precision of the measurements are given in Table 4.1.

Table 4.1 Range and accuracy of measurements

Variable	Range	Precision
ΔP	0 – 150 kPa	± 0.04 kPa
T_c	-20 – 20 °C	± 0.05 °C
T_h	0 – 40 °C	± 0.05 °C
\dot{m}_c	0 – 41 kg/min	± 0.1 % of reading
\dot{m}_h	0 – 16 kg/min	± 0.1 % of reading
ρ_c	975 – 1030 kg/m ³	0.2 to 0.5 kg/m ³

4.2.3 Experimental methodology

Data acquisition starts before the test bench is activated. Initially there is no ice in the slurry circuit. The flow in the slurry circuit is adjusted to the proper value and the corresponding pump (P1) is started. Then the temperature of the water heater is adjusted to approximately 20 °C and the pump of the hot water circuit (P2) is activated. The water flow is adjusted manually. The solution circulates until the measured density at the inlet and outlet of the heat exchanger stabilizes (approximately 10 to 20 minutes), then the ice slurry generator is turned on. The ice concentration increases gradually in the tank and the slurry circuit. When the ice concentration reaches the maximum value of 25% at the inlet of the heat exchanger the ice slurry generator is turned off. From then on, ice concentration decreases gradually since the slurry continues to be heated in the heat exchanger. The slurry and hot water pumps are turned off when all the ice has melted and the slurry has warmed by a few degrees.

The experiments are divided into three series of tests which are defined in Table 4.2. In all cases, the initial mass concentration of ethylene glycol is $x_0 = 0.051$ kg/kg.

Table 4.2 Description of tests

Series	\dot{m}_c (kg/min)	\dot{m}_h (kg/min)	T_h (°C)
1	5; 10; 15; 20; 25; 30; 35; 40	5	20
2	5; 10; 20; 40	10	20
3	5; 10; 20; 40	15	20

4.3 Data reduction

We consider that there is no fouling in the heat exchanger, that the thermal resistance and thermal capacitance of the tube walls are negligible and that the heat exchanger does not lose heat to the environment since the warm water in the shell is essentially at ambient temperature (see Table 4.2). Therefore, heat balance is given by Equation (4.1).

$$\dot{m}_h c_{p,h} (T_{hi} - T_{ho}) = \dot{m}_c (h_{co} - h_{ci}) \quad (4.1)$$

For the conditions of the tests some of the ice particles melt as the ice slurry flows through the heat exchanger. Therefore, its heat capacity is higher than that of the water and the heat exchanger effectiveness is given by Equation (4.2).

$$\varepsilon = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{T_{hi} - T_{ci}} \quad (4.2)$$

For calculations, the slurry flow in the heat exchanger is considered to be developed. When analyzing the results, the two-phase mixture is considered homogeneous regardless of the speed of the slurry and the concentration of ice. This also means that the ice concentration is identical in the tank, the heat exchanger and the connecting pipes.

4.3.1 Evaluation of the overall heat transfer coefficient

The overall heat transfer coefficient is obtained from the measured variables and the geometrical characteristics of the heat exchanger using the Equation (4.3).

$$U = \frac{c_{ph} \dot{m}_h (T_{hi} - T_{ho})}{A \Delta T_{lm}} \quad (4.3)$$

It can also be evaluated from the convection coefficients on the hot (water) and cold (ice slurry) sides (see Equation (4.4)).

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\lambda_c A_c} + \frac{1}{\lambda_h A_h} \quad (4.4)$$

The two convection heat transfer coefficients are related to the corresponding Nusselt numbers with Equation (4.5).

$$\lambda = \frac{k}{D} Nu \quad (4.5)$$

The heat transfer coefficient of the hot side is calculated either by Bell-Delaware's method [Bergles et al., 1980] or Kern's method [Kakaç et Liu, 2002]. With the first method, the ideal heat transfer coefficient is calculated with Equation (4.6), where j_i is the Colburn factor which depends on the Reynolds number. The ratio μ/μ_w is considered to be equal to 1.

$$\lambda_{id} = j_i Re Pr^{\frac{2}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (4.6)$$

Five correction factors which depend on the geometry of the heat exchanger [Bergles et al., 1980] are then applied to get the real convective coefficient.

Kern's method is based on the calculation of the equivalent diameter of the shell evaluated by Equation (4.7) [Kakaç et Liu, 2002]. The Reynolds number, flow velocity and convective coefficient are calculated with the equivalent diameter of the shell which depends on the pitch between the tubes and the outside diameter of the tubes.

$$D_{shell} = \frac{4 \left(\frac{P_t^2 \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi D_t^2}{8} \right)}{\pi D_t / 2} \quad (4.7)$$

The Nusselt number of the hot fluid is calculated with McAdams correlation (Equation (4.8)) which is valid for $2 \times 10^3 < Re < 10^6$.

$$Nu_h = 0.36 Re^{0.55} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (4.8)$$

The convection heat transfer coefficient on the cold side can also be calculated using Equation (4.4) and different correlations for the Nusselt number. Overall 21 different correlations have been tested.

For single phase laminar flow, six correlations are used: Hausen (two correlations from this author), Sieder-Tate, Shah, Stephan and Test [Bergles et al., 1980 and Kakaç et Liu, 2002]. For the single phase turbulent flow, nine correlations are used: Gnielinski (three correlations from this author), Colburn, Dittus-Boelter, Sieder-Tate, Pethukov, Kays-Crawford and Sleicher-Rouse [Bergles et al., 1980 and Kakaç et Liu, 2002]. Six correlations developed specifically for ice slurries, cited in Kauffeld et al. [2005], are also used: Guilpart, Stamatou-Kawaji (two correlations from these authors), Knodel, Snoek-Bellamy and Christensen-Kauffeld.

When the two convection coefficients have been calculated the value of the overall heat transfer coefficient can be obtained from Equation (4.4) since the geometry of the heat exchanger is known. A comparison of this value of U with the experimental value obtained from Equation (4.3) provides a test for the validity of the calculation method and the correlations under consideration.

4.3.2 Prediction of pressure losses from published correlations

The measured pressure loss for the ice slurry is compared with corresponding values calculated from the Darcy-Weissbach relation. Regular loss is obtained from Equation (4.9).

$$\Delta P_{regular} = \left(f \frac{L}{D_i} \right) \left(\frac{\rho V_i^2}{2} \right) \quad (4.9)$$

For the singular pressure losses (see Equation (4.10)), we take into account three bends at 180°, four entrances and four exits at the extremities of each pass.

$$\Delta P_{singular} = \left(\sum R_i + \sum R_o \right) \frac{\rho V_i^2}{2} + \sum R_{elbow} \frac{\rho V_{elbow}^2}{2} \quad (4.10)$$

Hydraulic resistance coefficients suggested by Kakaç and Liu [2002] are chosen; so $R_i=0.4067$, $R_o=1.0$ and $R_{elbow}=1.7$. R_i is found by interpolation according to the ratio between

the diameter at the entrance of the heat exchanger and the sum of the diameters of the seven tubes. The friction factor in Equation (4.9) was evaluated with six correlations: Poiseuille, Blasius, Drew-Koo-McAdams, Karman-Nikuradse, Filonenko and Haaland [Bergles et al., 1980, Kakaç and Liu, 2002]. Two additional methods, quoted in the Handbook on Ice Slurries [2005], have also been used for the determination of the friction factor. The first one (Equation (4.11)) where f is the friction factor calculated with the Blasius relationship) is attributed to Snoek-Bellamy:

$$f_{Snoek} = f \left(1 + 0,1119\phi_s^{2,151} Re^{0,2422} + 0,02415\phi_s^{0,3996} D^{-0,2845} \right)^2 \quad (4.11)$$

The second one by Reghem uses a modified Reynolds number (Equation (4.12)) in the Blasius correlation:

$$Re_{Reghem} = Re \left(1 + \frac{9,75x_s}{V} \right)^{-1} \quad (4.12)$$

4.3.3 Calculation of ice slurry properties

The saturation temperature of a water-additive mixture depends on the initial mass concentration, x_0 , of the additive (Figure 4.2). Below this temperature the formation of ice particles increases the concentration of the additive in the liquid to x_a .

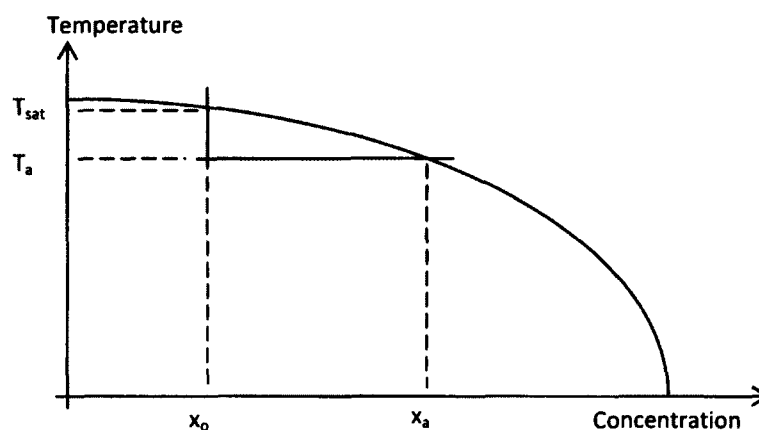


Figure 4.2 Saturation temperature of a water-additive mixture

The corresponding mass concentration of the ice is calculated with Equation (4.13).

$$x_s = 1 - \frac{x_0}{x_a} \quad (4.13)$$

The expression used to calculate the saturation concentration of additive by mass, x_a , was developed from tabulated data [ASHRAE, 2005] and has the form of Equation (4.14)

$$x_a = \sum_{i=0}^M a_i T^i \quad (4.14)$$

The coefficients for this correlation are given in Table 4.3. A similar expression is used to calculate the saturation concentration of additive by volume, ϕ_a . The corresponding coefficients are presented in Table 4.4. In both cases the temperature is in degrees Celsius.

Table 4.3 Coefficients of Equation (4.14) (saturation concentration by mass) for ethylene glycol solution

	i = 5	i = 4	i = 3	i = 2	i = 1
a(i)	-1.488385×10^{-8}	-1.629930×10^{-6}	-7.071873×10^{-5}	-1.713445×10^{-3}	-3.540664×10^{-2}

Table 4.4 Coefficients of Equation (4.14) (saturation concentration by volume) for ethylene glycol solution

	i = 5	i = 4	i = 3	i = 2	i = 1
a(i)	-1.203134×10^{-8}	-1.318475×10^{-6}	-5.726907×10^{-5}	-1.405745×10^{-3}	-3.135688×10^{-2}

The thermophysical properties of the ice slurry are obtained from the relations given in the Handbook on Ice Slurries [2005] which are reproduced in Table 4.5. They involve the corresponding properties of ice (which are also calculated from relations in [Kauffeld et al., 2005] reproduced in Table 4.5), its concentration and the properties of the liquid mixture. The latter depend on the temperature and the saturated additive concentration. They are calculated from correlations developed for the present project from tabulated data [ASHRAE, 2005].

Table 4.5 Properties of ice slurry and pure ice

Properties	Ice slurry	Pure ice
Density	$\rho_d = \left(\frac{x_s}{\rho_s} + \frac{(1-x_s)}{\rho_l} \right)^{-1}$	$\rho_s = 917 - 0.13T$
Thermal conductivity	$k_d = k_l(1 + 3\phi_s\beta + 3\phi_s^2\beta^2\gamma)$ $\gamma = 1 + \frac{\beta}{4} + \frac{3\beta}{16} \left(\frac{\alpha + 2}{2\alpha + 3} \right)$ $\beta = \frac{\alpha - 1}{\alpha + 2}$ $\alpha = \frac{k_s}{k_l}$	$k_s = 2.21 - 0.012T$
Dynamic viscosity	$\mu_d = \mu_l\eta$ $\eta = 1 + 2.5\phi_s + 10.05\phi_s^2 + 0.00273e^{16.6\phi_s}$	—
Enthalpy	$h_d = x_s h_g + (1 - x_s) h_l$ $h_l = \int_{T_{ref}}^T c_{p,l} dT + h_{mix}$	$h_s = -332.4 + c_{p,s}T$ $c_{p,s} = 2.12 + 0.008T$

The general expression for any one of the necessary properties (ρ , μ , k , c_p) has the form of Equation (4.15).

$$P_i(x_a, T) = \sum_{i=0}^M T^i \sum_{j=0}^N b_{i,j} x_a^j \quad (4.15)$$

The coefficients $b_{i,j}$ are given in Table 4.6, Table 4.7, Table 4.8 and Table 4.9. The value of h_{mix} in the last line of Table 4.5 is calculated from the following Equation (4.16). The coefficients of this correlation were obtained from tabulated data [Kauffeld et al., 2005] and are Table 4.10.

$$h_{mix} = \sum_{i=0}^M b_i T^i \quad (4.16)$$

In the Equations (4.15) and (4.16), the temperature is in degrees Celsius. Correlations are valid for additive concentrations from 0 % to 50 % and temperatures ranging from -35 °C to 125 °C,

except for viscosity for which the maximum temperature is 40 °C. The coefficient of determination R^2 for all these correlations is 0.999 or better.

Table 4.6 Coefficients for density of aqueous solutions of ethylene glycol

b(i,j)	j = 4	j = 3	j = 2	j = 1	j = 0
i = 2	-1.508646×10^{-1}	1.843124×10^{-1}	-7.800100×10^{-2}	1.321932×10^{-2}	-3.154897×10^{-3}
i = 1	$1.784602 \times 10^{+1}$	$-2.179487 \times 10^{+1}$	$9.174496 \times 10^{+0}$	$-1.827717 \times 10^{+0}$	-1.085019×10^{-1}
i = 0	$9.375000 \times 10^{+1}$	$-1.026204 \times 10^{+2}$	$-8.634722 \times 10^{+0}$	$1.782307 \times 10^{+2}$	1.001088×10^{-3}

Table 4.7 Coefficients for dynamic viscosity of aqueous solutions of ethylene glycol

b(i,j)	j = 5	j = 4	j = 3	j = 2	j = 1	j = 0
i = 5	-2.526959×10^{-4}	3.204206×10^{-4}	-1.452980×10^{-4}	2.712083×10^{-5}	-1.798788×10^{-6}	-2.635893×10^{-9}
i = 4	1.979290×10^{-2}	-2.576583×10^{-2}	1.197782×10^{-2}	-2.297945×10^{-3}	1.586547×10^{-4}	4.360368×10^{-7}
i = 3	-4.090770×10^{-1}	5.668161×10^{-1}	-2.796934×10^{-1}	5.701350×10^{-2}	-4.304966×10^{-3}	-3.310267×10^{-5}
i = 2	$-1.311978 \times 10^{+0}$	7.452525×10^{-1}	1.747934×10^{-1}	-1.338755×10^{-1}	2.350798×10^{-2}	1.632560×10^{-3}
i = 1	$9.969246 \times 10^{+1}$	$-1.268873 \times 10^{+2}$	$5.555892 \times 10^{+1}$	$-1.064625 \times 10^{+1}$	5.244562×10^{-1}	-6.195165×10^{-2}
i = 0	$-9.529375 \times 10^{+2}$	$1.307950 \times 10^{+3}$	$-6.219763 \times 10^{+2}$	$1.413809 \times 10^{+2}$	$-6.181913 \times 10^{+0}$	$1.791184 \times 10^{+0}$

Table 4.8 Coefficients for specific heat of aqueous solutions of ethylene glycol

b(i,j)	j = 4	j = 3	j = 2	j = 1	j = 0
i = 2	2.492983×10^{-3}	-3.051606×10^{-3}	1.295506×10^{-3}	-2.204823×10^{-4}	1.205288×10^{-5}
i = 1	-4.781731×10^{-1}	5.855410×10^{-1}	-2.492617×10^{-1}	4.797806×10^{-2}	-1.128259×10^{-3}
i = 0	$2.340896 \times 10^{+1}$	$-2.851982 \times 10^{+1}$	$1.154903 \times 10^{+1}$	$-3.577596 \times 10^{+0}$	$4.207344 \times 10^{+0}$

Table 4.9 Coefficients for thermal conductivity correlation of aqueous solutions of ethylene glycol

b(i,j)	j = 3	j = 2	j = 1	j = 0
i = 2	-3.722350×10^{-5}	2.964132×10^{-5}	4.732450×10^{-6}	-8.969807×10^{-6}
i = 1	3.023296×10^{-3}	-1.633190×10^{-3}	-2.310732×10^{-3}	2.089577×10^{-3}
i = 0	-1.462130×10^{-1}	3.360965×10^{-1}	-5.253111×10^{-1}	5.606113×10^{-1}

Table 4.10 Coefficients for Equation (4.16)

	i = 4	i = 3	i = 2	i = 1	i = 0
a(i)	1.714824E+03	-1.071731E+03	3.544754E+02	-8.726993E+01	4.926570E-01

The agreement between the values of ASHRAE [2005] and the results of the density correlation is satisfactory: 96.17 % of the theoretical calculations have a relative error less than 0.05 %. The errors are mainly generated in the case of pure water. The correlation for

thermal conductivity also recreates very well the data from ASHRAE. Indeed, 93.26 % of the results obtained with the correlation have a relative error smaller than 0.15 %. For the dynamic viscosity, the comparison between the values of ASHRAE and the correlation shows that 97.62% of the results have a relative error less than 5%. In fact, only solutions with 0.50 m³/m³ of ethylene glycol produce relative errors greater than 5 %. The errors are all below 2.5 % for solutions that have an additive concentration less than 0.40 m³/m³ of ethylene glycol. For the comparison of specific heat, 98.91 % of theoretical calculations have a relative error less than 0.2 %. The largest differences are observed for temperatures below 30 °C and that is for all additive concentrations.

It should be noted that the correlations used to calculate the Nusselt number (section 4.3.1) and the friction factor (section 4.3.2) for the ice slurry involve the corresponding Reynolds number whose expression is different for Newtonian and non-Newtonian fluids (in the latter case it even depends on the adopted rheological model). Many published studies indicate that for low ice concentrations ice slurries behave like Newtonian fluids. Thus, Ayel et al. [2003] compiled results of several previous studies which indicate that the “ice mass fraction limit separating Newtonian and non-Newtonian behaviors is between 6 and 15 %”. The Handbook on Ice Slurries [2005, p. 40] states that “many viscosity measurements [...] have shown that ice slurry behaves like a Newtonian fluid for ice concentrations lower than 20 % vol.”. Grodzek et al. [2009] state that “many researchers [...] agree that ice slurry shows non-Newtonian behaviour for ice content higher than 10 %”. Therefore, for low ice concentrations it is correct to use the Newtonian definition of the Reynolds number with the density and the viscosity taking into consideration the additive and ice concentrations as well as the temperature. On the other hand, for high ice concentrations a rheological model must be chosen and values for properties such as the consistency and flow index for power-law fluids or the yield shear stress and plastic viscosity for Bingham fluids must be specified. However these values are not readily available. Furthermore, for a study such as the present one which covers a wide range of ice concentrations (from 0 to 25%) the use of two different expressions for the Reynolds number would be confusing and ambiguous since the concentration separating Newtonian and non-Newtonian behaviors is not unequivocally defined. Thus, for simplicity and in order to facilitate the application of the results in engineering calculations we have opted to calculate the Reynolds number of the ice slurry using the Newtonian expression

for the entire range of ice concentrations under consideration. It should be noted that the Newtonian expression of the Reynolds number was also used in another recent article [Kumano et al., 2010] which investigated experimentally the heat transfer characteristics of ice slurry.

4.4 Experimental results and analysis

4.4.1 Time dependant results

In this section, the term "first part of the test" refers to the time interval that begins when the ice slurry generator is started ($t = 0$) and ends when the maximum ice concentration is reached. The term "second part of the test" refers to the time interval that begins when the chiller is turned off and ends when all the ice is melted.

All the results presented in this subsection are for an experiment with an ice slurry flow of 10 kg/min and a hot water flow of 5 kg/min. Similar results were obtained for other flowrates. The evolution with time of the temperature, density and ice concentration of the ice slurry at the inlet and outlet of the heat exchanger is presented in Figure 4.3, Figure 4.4 and Figure 4.5.

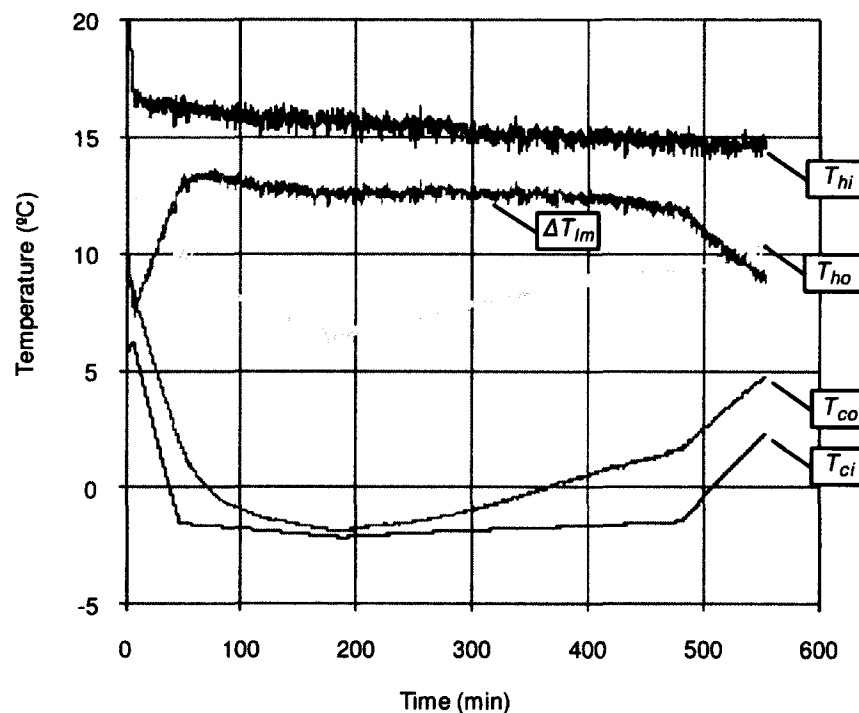


Figure 4.3 Temperature variation with time

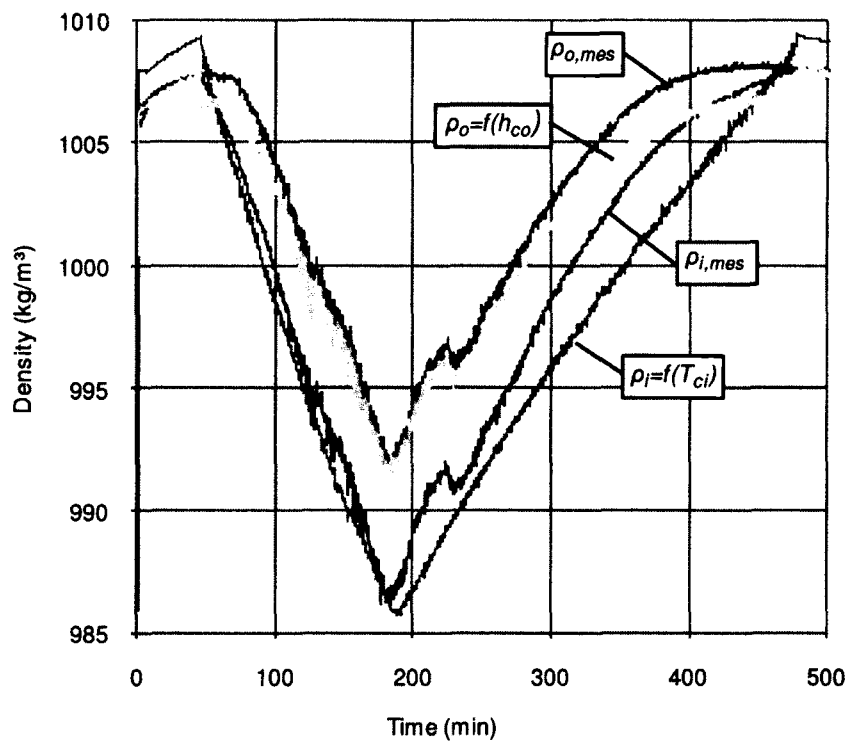


Figure 4.4 Variation of slurry density with time

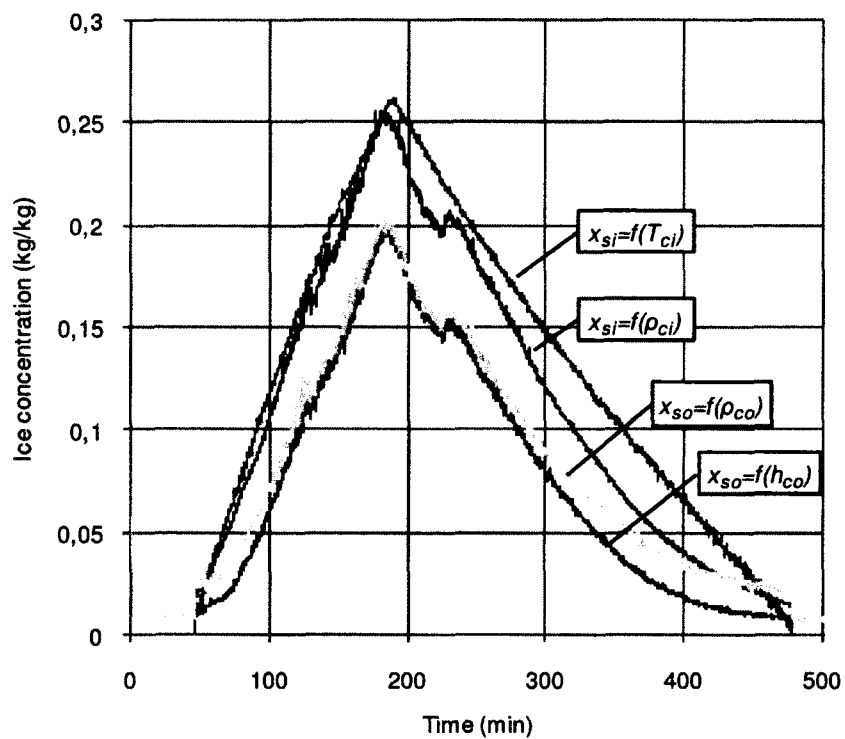


Figure 4.5 Variation of ice concentration with time

In Figure 4.3, at $t = 0$ minutes, the ice slurry and hot water pumps are activated. At $t = 10$ minutes, the densitometers are stabilized and the ice slurry generator is turned on. At that moment the temperature difference between inlet and outlet of the heat exchanger is $2.30\text{ }^{\circ}\text{C}$ on the tube side and $4.29\text{ }^{\circ}\text{C}$ on the shell side.

The first slope discontinuity in the curve of T_{ci} at $t = 50$ minutes occurs when the ice begins to circulate in the slurry circuit. This is the beginning of the first part of the test. The temperature of the slurry is then equal to $-1.46\text{ }^{\circ}\text{C}$ at the heat exchanger inlet and $-1.55\text{ }^{\circ}\text{C}$ in the tank. The corresponding temperature difference between the inlet and outlet of the heat exchanger is $3.40\text{ }^{\circ}\text{C}$ on the tube side and $6.04\text{ }^{\circ}\text{C}$ on the shell side.

At $t = 185$ minutes, the chiller is stopped because the maximum ice concentration of 0.25 kg/kg is reached (see Figure 4.5). The corresponding density is minimum (see Figure 4.4). This is the end of the first part of the test and the beginning of the second part. At that instant the temperature difference between the inlet and outlet of the heat exchanger is $0.29\text{ }^{\circ}\text{C}$ on the tube side and $9.36\text{ }^{\circ}\text{C}$ on the shell side. Thus, during the first part of the test (i.e. when density decreases, see Figure 4.4, and ice concentration increases, see Figure 4.5) the temperature difference between the inlet and outlet of the tube side decreases while the temperature difference between the inlet and outlet of the shell side increases. These values show that the heat removed from the hot fluid increases as the ice concentration increases with time; they also indicate that the heat absorbed by the slurry is increasingly in the form of latent heat.

The second slope discontinuity in the curve of T_{ci} at $t = 480$ minutes marks the point where there is no more ice in the slurry circuit. This is the end of the second part of the test. The temperature of the slurry is then $-1.43\text{ }^{\circ}\text{C}$ at the heat exchanger inlet and $-1.54\text{ }^{\circ}\text{C}$ in the tank. The corresponding temperature difference between the inlet and outlet of the heat exchanger is $3.08\text{ }^{\circ}\text{C}$ on the tube side and $5.47\text{ }^{\circ}\text{C}$ on the shell side. Thus, during the second part of the test (i.e. when density increases, see Figure 4.4, and ice concentration decreases, see Figure 4.5) the temperature difference between the inlet and outlet of the tube side increases while the temperature difference between the inlet and outlet of the shell side decreases. Therefore, during this part the heat removed from the hot fluid decreases as the ice concentration decreases and the heat absorbed by the slurry is increasingly in the form of sensible heat.

At the end of the test ($t = 550$ minutes) the temperature difference between inlet and outlet is $2.40\text{ }^{\circ}\text{C}$ in the tubes and $4.53\text{ }^{\circ}\text{C}$ for the shell. These values are very close to those measured at the beginning of the first part of the test ($t = 10$ minutes).

The results of Figure 4.3 show that during the period when ice particles are present in the heat exchanger (between approximately 50 and 480 minutes) the temperature of the ice slurry at the heat exchanger inlet is essentially constant ($-1.46\text{ }^{\circ}\text{C}$ at $t = 50$ minutes, $-1.43\text{ }^{\circ}\text{C}$ at $t = 480$ minutes). They also indicate that the logarithmic mean temperature varies by only $1.50\text{ }^{\circ}\text{C}$, specifically from 14.50 to $13.00\text{ }^{\circ}\text{C}$.

It is important to note that during a considerable period of the second part of the test (from approximately 250 to 400 minutes) the measured slurry density at the outlet of the heat exchanger is lower than the density of the saturated liquid even though the measured temperature T_{co} is higher than the saturation temperature corresponding to $x_a = 0.051$. According to Equation (4.14) this saturation temperature is $-1.549\text{ }^{\circ}\text{C}$, i.e. essentially identical to the measured temperature in the tank at $t = 50$ minutes, and the corresponding density measured at the inlet is 1008 kg/m^3 . Thus, at $t = 250$ minutes the measured outlet temperature is $T_{co} = -1.44\text{ }^{\circ}\text{C}$ and since this value is higher than the saturation temperature the fluid should not contain any ice. However, the measured outlet density is 998.03 kg/m^3 and since this value is lower than the corresponding saturation density ice must be present in the fluid. This apparent contradiction is due to the lack of thermodynamic equilibrium between the liquid and solid phases. This phenomenon which has been observed before [Kitanovski et al., 2005, Pronk et al., 2008] is due to the fact that heat from the warm wall is first transferred to the liquid and then from the liquid to the ice particles. Therefore the temperature of the wall is higher than that of the liquid which in turn exceeds that of the ice. Previous experimental results [Pronk et al., 2008] indicate that the temperature difference between the liquid and ice is influenced by the ice slurry velocity, the heat flux, the additive and ice concentrations as well as by the size of the ice crystals. This lack of thermodynamic equilibrium creates a difficulty when calculating ice and slurry properties at the heat exchanger outlet from the relations in Table 4.5. The results presented in the following paragraphs have therefore been evaluated by assuming that the ice temperature is equal to the measured value T_{co} when the latter is below $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ and equal to $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ when T_{co} is higher.

The evolution of density with time is illustrated in Figure 4.4. This property is measured at the inlet and outlet of the heat exchanger and is compared to the inlet density calculated from the corresponding measured temperature T_{ci} and to the outlet density calculated from the corresponding enthalpy h_{co} which is evaluated from the energy balance (Equation (4.1)). During the first 10 minutes, the measured densities increase. This is the time taken by the system to settle. At approximately $t = 50$ minutes, the inlet density decreases abruptly due to the arrival of the ice. The corresponding decrease at the outlet is less abrupt and occurs later (at approximately 70 minutes). This delay of approximately 20 minutes is due to the fact that the small quantity of ice contained in the mixture during this 20 minute interval (c.f. x_{ci} in Figure 4.5) melts before the mixture reaches the heat exchanger outlet. Beyond $t = 70$ minutes the inlet ice concentration is higher and therefore some of the ice particles reach the heat exchanger outlet. When there is no ice, i.e. for the periods from 0 to 50 minutes and from 480 to 550 minutes, the calculated density is always greater than the measured density by approximately 1 kg/m^3 . This systematic difference of approximately 0.1% can be explained by the fact that the solution of ethylene glycol used during the tests contains additives which might not be present in the ASHRAE mixtures [ASHRAE, 2005]. The observed fluctuations of all the curves in Figure 4.4 are attributed to the Coriolis devices which are sensitive to random variations of mass rate and of density caused by the irregularity of the flow. For example, during the period from 220 to 230 minutes, the measured densities at the inlet and outlet show a sudden decrease which indicates an increase of the ice concentration.

In the first part of the test the calculated and measured inlet densities are almost identical (the difference between the two curves varies from 0 to 1 kg/m^3 , i.e. by less than 0.1%) and their variation with time is almost linear. In the second part of the test, the variation of the calculated density is linear while that of the measured value is not. The difference between corresponding values is somewhat greater (from 1 to 3 kg/m^3) than in the first part of the test but remains small (less than 0.3%).

The measured and calculated values of the outlet density are almost identical from $t = 100$ minutes to $t = 270$ minutes. Maximum differences between corresponding values occur at $t = 50$ minutes and $t = 400$ minutes but remain quite small (less than 0.5%).

Figure 4.5 shows the evolution with time of the ice concentration at the inlet and outlet of the heat exchanger. Three different methods were used to evaluate this concentration. The first one uses Equation (4.14) to calculate x_{ai} from the measured temperature T_{ci} and Equation (4.13) to determine $x_{si} = f(T_{ci})$. The second uses the expression of the ice slurry density in Table 4.5 and the measured values of the density at the inlet ρ_{ci} and outlet ρ_{co} to determine $x_{si} = f(\rho_{ci})$ and $x_{so} = f(\rho_{co})$; the corresponding densities of the ice and liquid mixture are obtained from the expression in Table 4.5 and Equation (4.15) (with the coefficients of Table 4.6) respectively. The third method used to evaluate the concentration at the outlet of the heat exchanger is based on the expression of the enthalpy h_d in Table 4.5 which can be determined from the energy balance (Equation (4.1)) and the measured values of \dot{m}_c , \dot{m}_h , T_{hi} , T_{ci} and h_{ci} (determined from T_{ci} according to the relations in Table 4.5 and Equation (4.16) with the coefficients of Table 4.10).

Figure 4.5 also shows that during the first part of the test the ice concentration at the heat exchanger inlet increases almost linearly from $t = 50$ minutes when the ice first reaches the inlet. The results calculated with T_{ci} and ρ_{ci} are almost identical. The corresponding ice concentration at the outlet also increases almost linearly starting at $t = 70$ minutes due to the delay mentioned earlier. The results calculated with ρ_{co} and h_{co} are almost identical during the first part of the test except at $t = 70$ minutes where the discontinuity in the value calculated from ρ_{co} is due to the calculation procedure. The difference between the ice concentration at the inlet and the outlet increases slightly with time.

During the second part of the test only the concentration calculated from T_{ci} varies linearly with time. The other three curves show a more rapid decrease of the ice concentration reflecting the analogous variation of the density (see Figure 4.4). During the period from 220 to 230 minutes, the inlet ice concentration increases from 0.19 to 0.21 kg/kg, then resumes its decrease.

Figure 4.6 shows the time evolution of the pressure loss and illustrates its relation to the ice concentration. The pressure loss increases by a factor of 2.3 between the beginning and the end of the first part of the test. When there is no ice in the heat exchanger, the pressure loss is 2.69 kPa and it increases to 6.31 kPa for an ice concentration of 0.25 kg/kg at the inlet.

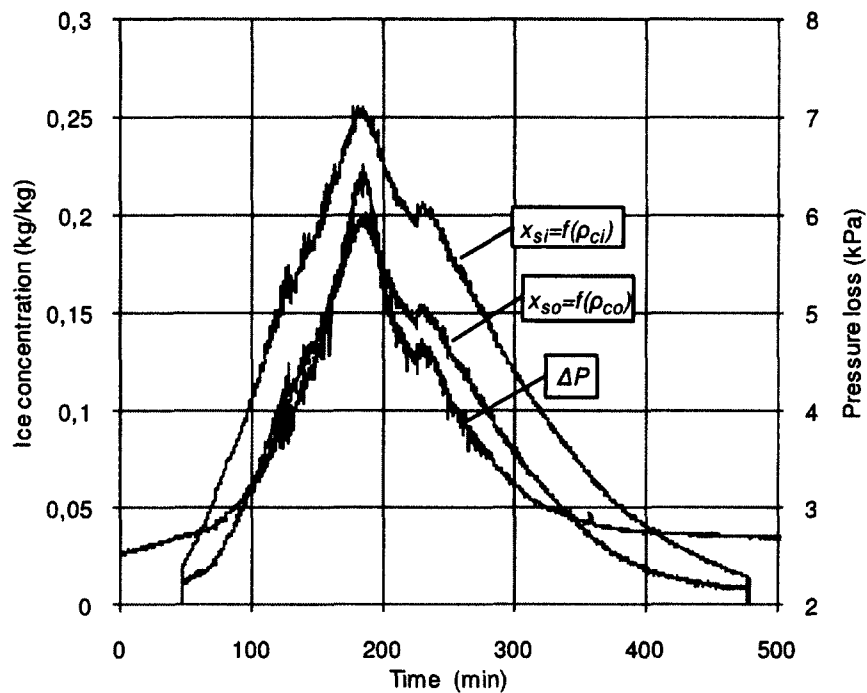


Figure 4.6 Variation of pressure loss and ice concentration with time

Table 4.11 shows that for a given ice concentration the pressure loss measured during the first and second parts of the test is essentially the same, especially if we take into account the precision of the transducer which is 0.04 kPa.

Table 4.11 Pressure loss in the tubes

x_s (kg/kg)	ΔP (kPa)	
	1 st part	2 nd part
0.00	2.69	2.70
0.05	2.80	2.78
0.10	3.17	3.04
0.15	3.77	3.62
0.20	4.76	4.59
0.25	6.31	6.24

Figure 4.7 shows that in the first part of the test, the overall heat transfer coefficient increases rapidly as the ice concentration increases. In the second part of the test, the overall heat transfer coefficient decreases until it stabilizes after approximately 400 minutes. At this point, the ice concentration is 0.04 kg/kg at the inlet of the heat exchanger while at the exit it is less than, or equal to, 0.02 kg/kg. Due to the uncertainty of the concentration values it is possible that after 400 minutes the ice is completely melted in the heat exchanger ($x_{so} \approx 0$); this would be consistent with the observed almost constant value of U for $t > 400$ minutes.

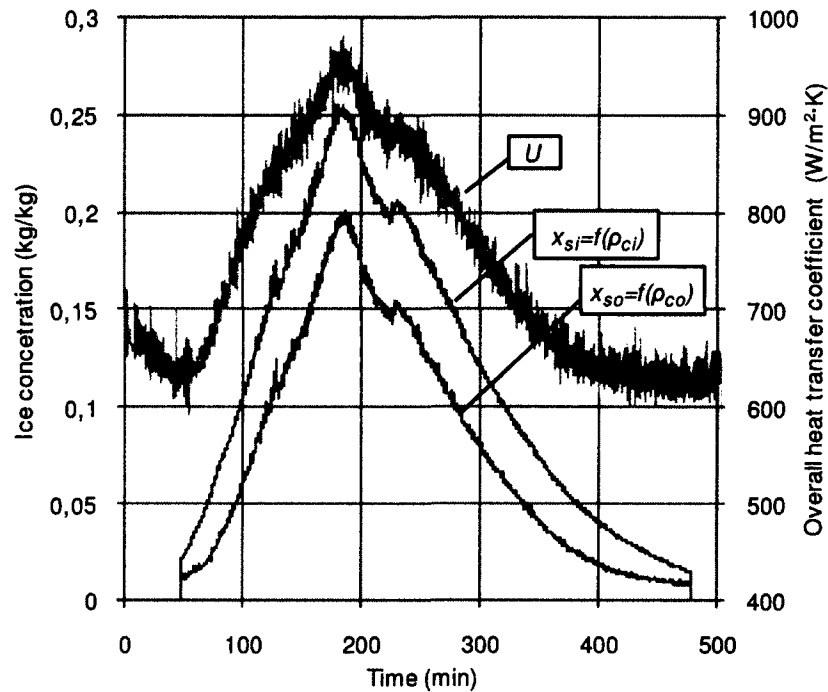


Figure 4.7 Variation of overall heat transfer coefficient and ice concentration with time

Mean values of overall heat transfer coefficient for the first and the second parts of the test are presented in Table 4.12. Taking into account the uncertainty associated with the measuring instruments, we see that the overall heat transfer coefficient is essentially the same for a given ice concentration.

Table 4.12 Overall heat transfer coefficient

x_s (kg/kg)	1 st part	2 nd part
	U (W/m ² .K)	U (W/m ² .K)
0.00	635.74 ± 2.37	630.29 ± 2.30
0.05	662.89 ± 7.67	650.45 ± 5.89
0.10	759.78 ± 16.35	724.78 ± 12.72
0.15	828.34 ± 23.55	811.26 ± 21.03
0.20	892.44 ± 31.08	879.26 ± 29.15
0.25	950.43 ± 38.61	946.42 ± 38.04

The heat transfer rate, illustrated in Figure 4.8, is calculated using the measured variables for the hot water in the shell (left side of Equation (4.1)). The sensible heat of the slurry is calculated with its specific heat and the measured values of \dot{m}_c , T_{ci} and T_{co} . When there is no ice in the heat exchanger tubes ($t < 50$ and $t > 480$) these two values are essentially identical. However, as the ice concentration increases the difference between the heat transfer rate on

the hot side and the sensible heat on the cold side increases. At $t = 185$ minutes when the ice concentration is maximum the heat transfer rate is maximum while the sensible heat received by the ice slurry is minimum; at that instant practically all the heat transferred from the hot water serves to melt the ice particles. The effectiveness of the heat exchanger, calculated with Equation (4.2), varies monotonically with the ice concentration: it increases from 34 % to 52 % during the first part of the test and decreases during the second part.

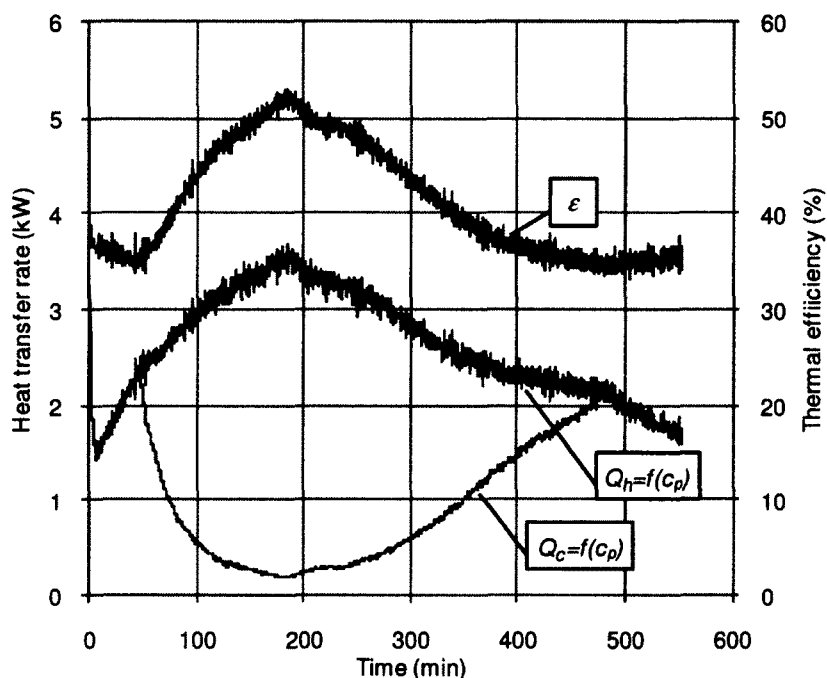


Figure 4.8 Heat transfer rate and effectiveness

4.4.2 Analysis of the overall heat transfer coefficient

This subsection presents the experimentally derived overall heat transfer coefficient for the test conditions indicated in Table 4.2.

Figure 4.9 shows, as expected, that the heat transfer coefficient increases with both m_c and m_h . The effect of the slurry flowrate increases as the ice concentration decreases. Thus, for the test with 5 kg/min of hot water and with 0 kg/kg of ice the heat transfer coefficient is 480 W/(m²·K) for 5 kg/min of slurry and 1040 W/(m²·K) for 40 kg/min of slurry. That is to say there is an increase of 560 W/(m²·K) or 117%. While if there is 0.25 kg/kg of ice, the heat transfer coefficient is 820 W/(m²·K) for 5 kg/min of slurry and 1080 W/(m²·K) for 40 kg/min of slurry, which is an increase of 260 W/(m²·K) or 32%. For the tests with 10 kg/min of hot

water, increasing the flowrate of the ice slurry from 5 to 40 kg/min increases the heat transfer coefficient by 782 W/(m²·K), or 144 %, for an ice concentration of zero and by 386 W/(m²·K), or 40 %, for 0.25 kg/kg of ice. A similar conclusion can be drawn from the test run with 15 kg/min of hot water.

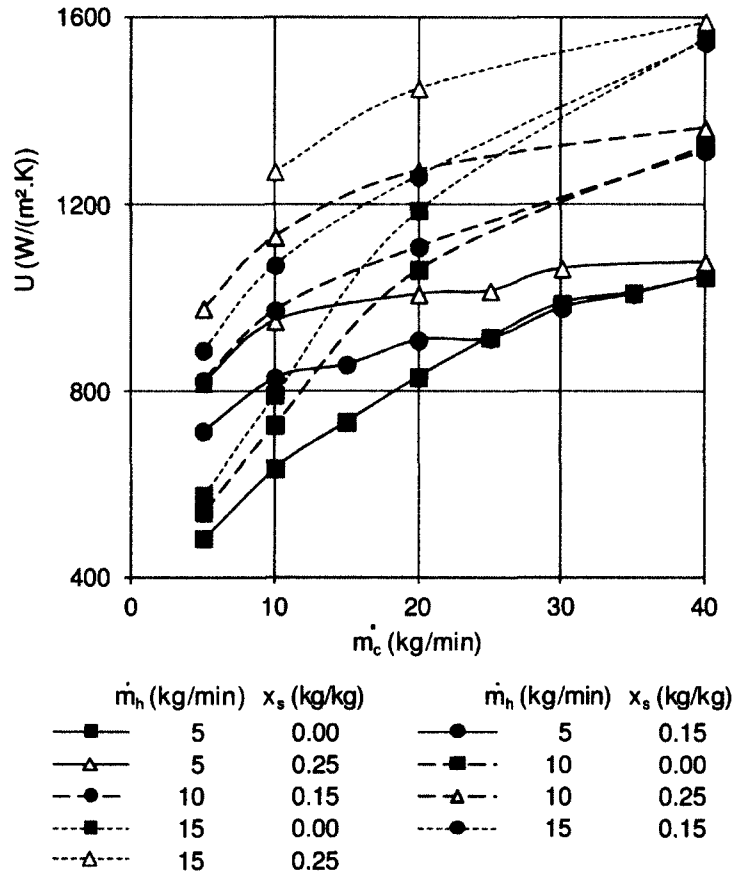


Figure 4.9 Overall heat transfer coefficient versus ice slurry flow

Figure 4.9 also shows that the ice concentration has a greater impact on the heat transfer coefficient when the flowrate of the ice slurry is low. In the tests with 5 kg/min of water and 5 kg/min of slurry, the heat transfer coefficient is 480 W/(m²·K) for $x_s = 0$ kg/kg and 820 W/(m²·K) for $x_s = 0.25$ kg/kg. For the tests with 5 kg/min of water and 40 kg/min of slurry the heat transfer coefficient is approximately 1050 W/(m²·K) for all the ice concentrations.

The heat transfer coefficient as a function of the slurry Reynolds number is shown in Figure 4.10. As expected, U increases monotonically with the Reynolds number. For a given Reynolds number, U increases with the ice concentration and with the mass flowrate of the

warm water. It should be noted that the values of Re , and their range, decrease as the ice concentration increases. This is due to the increase of the slurry viscosity and the decrease of slurry density with ice concentration. Thus, the increase of \dot{m}_c from 5 to 40 kg/min for $\dot{m}_h = 5$ kg/min corresponds to an increase of the Reynolds number from 429 to 2985 when $x_s = 0.25$ kg/kg and from 948 to 7013 when $x_s = 0.05$ kg/kg. As a result, a flow which may be laminar at the inlet of the heat exchanger where the ice concentration is high can become turbulent further downstream as the ice melts.

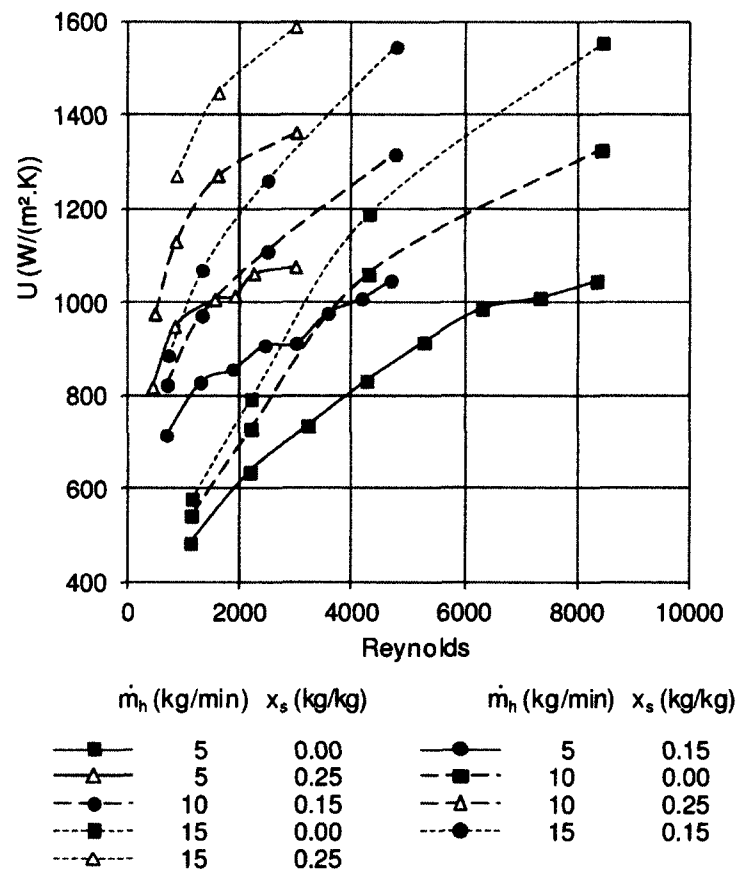


Figure 4.10 Overall heat transfer coefficient versus the Reynolds number

Figure 4.11 shows the overall heat transfer coefficient as a function of ice concentration. For $\dot{m}_c = 5$ kg/min the value of U increases monotonically with x_s for all values of \dot{m}_h since for these conditions the flow of the ice slurry is laminar and consequently h_c increases considerably with the ice concentration as pointed out by Niezgodna-Zelasko [2008]. Therefore, according to Equation (4.4), the value of U also increases considerably with the ice concentration. When \dot{m}_c increases (see $\dot{m}_c = 20$ kg/min for example) the value of U stays

constant up to a critical value of x_s (which increases with \dot{m}_h) since for these conditions the flow of the ice slurry is turbulent and consequently h_c varies only slightly with the ice concentration [Niezgoda-Zelasko, 2008]; beyond this critical value of x_s , the flow becomes laminar and therefore h_c and U increase considerably with x_s . For $\dot{m}_c = 40$ kg/min the value of U stays constant for all values of x_s and \dot{m}_h since the flow of the ice slurry is turbulent for all the values of x_s under consideration. According to Niezgoda-Zelasko [2008] this important difference in the effect of ice concentration on the ice slurry heat transfer coefficient is due to microconvection which plays an important role in laminar flows but is small when turbulence is present.

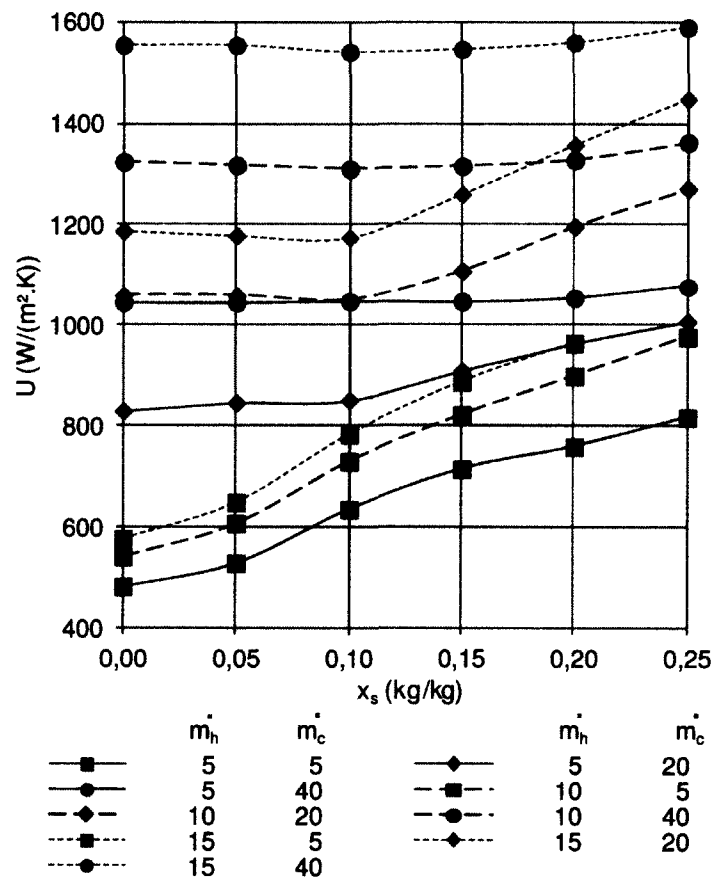


Figure 4.11 Heat transfer coefficient versus ice concentration

As mentioned in section 4.3.1 the evaluation of the convective heat transfer coefficients used two methods for the hot side (water in the shell) and 21 correlations for the cold side (ice slurry in the tubes). Among the 42 resulting combinations, the predictions by the Bell-Delaware method with the Colburn (see Table 4.13, Equation (4.17)) or Gnielinski (see Table

4.13, Equation (4.18)) correlations proved to be the best way to calculate the overall heat transfer coefficient for turbulent flow of ice slurry. For experimental conditions for which the Reynolds number was above 2300 all their predictions had an absolute relative error under 15%.

Table 4.13 Correlations for Nusselt number

Author	Correlation	Eq.
Colburn	$Nu = 0,023 Re^{4/5} Pr^{1/3}$	(4.17)
Gnielinski	$Nu = 0,0214 (Re^{0,8} - 100) Pr^{0,4}$	(4.18)
Sleicher-Rouse	$Nu = 5 + 0,015 Re^m Pr^n$ $m = 0,88 - 0,24 / (4 + Pr)$ $n = 1/3 + 0,5e^{-0,6Pr}$	(4.19)
Shah	$Nu = 1,953 (Pe D_i / L)^{1/3}$	(4.20)
Guilpart	$Nu_d = 38,5 \left(Pe \frac{D_i}{L} \right)^{0,15} x_g^{0,52}$	(4.21)
Snoeck-Bellamy	$Nu_d = \Theta Nu_{Dinus-Boelter}$ $\Theta = 0,924 + 0,076e^{x_g} - 0,0000643x_g^{0,562} Re^{0,827}$	(4.22)

Figure 4.12 compares the experimental values with the results obtained by combining the Colburn correlation and the Bell-Delaware method. Points outside the lines traced for $\pm 15\%$ relative error correspond to laminar slurry flow. The results obtained by combining the Gnielinski correlation and the Bell-Delaware method are very similar and are therefore not shown. Kern's method tends to overestimate the overall heat transfer coefficient. The best results for this method were obtained with the correlation by Sleicher-Rouse (see Table 4.13, Equation (4.19)) for which 53% of the predictions have an absolute relative error under 15%.

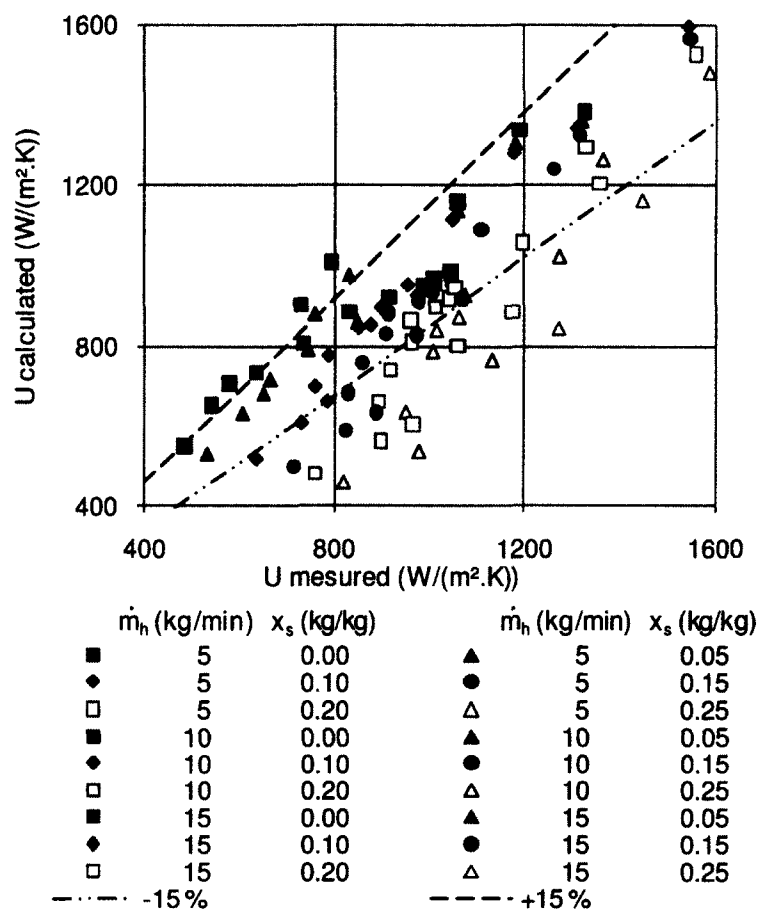


Figure 4.12 Comparison of experimentally determined overall heat transfer coefficient with corresponding calculated values (Bell-Delaware method with Colburn relation)

Kern's method is better than Bell-Delaware's method for the prediction of the overall heat transfer coefficient when the ice slurry flow is laminar. The combination of Kern's method with the correlation by Shah predicted 93% of the experimental data with an absolute relative error under 25%. Bell-Delaware's method underestimates the experimental data. Its combination with the correlation by Shah (see Table 4.13, Equation (4.20)) gave an absolute relative error under 25% in only 57% of the cases. The overall heat transfer coefficient seems to be more predictable for turbulent flow with single phase correlations, even when the ice concentration is significant.

The predicted overall heat transfer coefficient for laminar flow approximated 95% of the data with an absolute relative error under 25% when the Guilpart correlation (see Table 4.13, Equation (4.21)) was used with the Bell-Delaware method and only 50% of the data when used with the Kern method. For turbulent flow, 97% of the predictions by the Snoek-Bellamy

(see Table 4.13, Equation (4.22)) correlation had an absolute relative error under 15% when coupled with the Bell-Delaware's method; when coupled with the Kern's method the corresponding result was 78%.

4.4.3 Pressure loss

The measured overall pressure drop in the pipe coil between the inlet and outlet of the heat exchanger is plotted in Figure 4.13 versus the Reynolds number of the ice slurry. As noted earlier, for a fixed slurry flowrate the Reynolds number decreases as the ice concentration increases. Therefore the slurry flow is laminar for $x_s = 0.25$ kg/kg and changes from laminar to turbulent as \dot{m}_c increases for $x_s \leq 0.15$ kg/kg. ΔP increases exponentially with Re . For a fixed Reynolds number it increases with the ice concentration. The effect of the hot fluid flowrate is very small and is due to the decrease of the ice concentration at the heat exchanger outlet as \dot{m}_h increases.

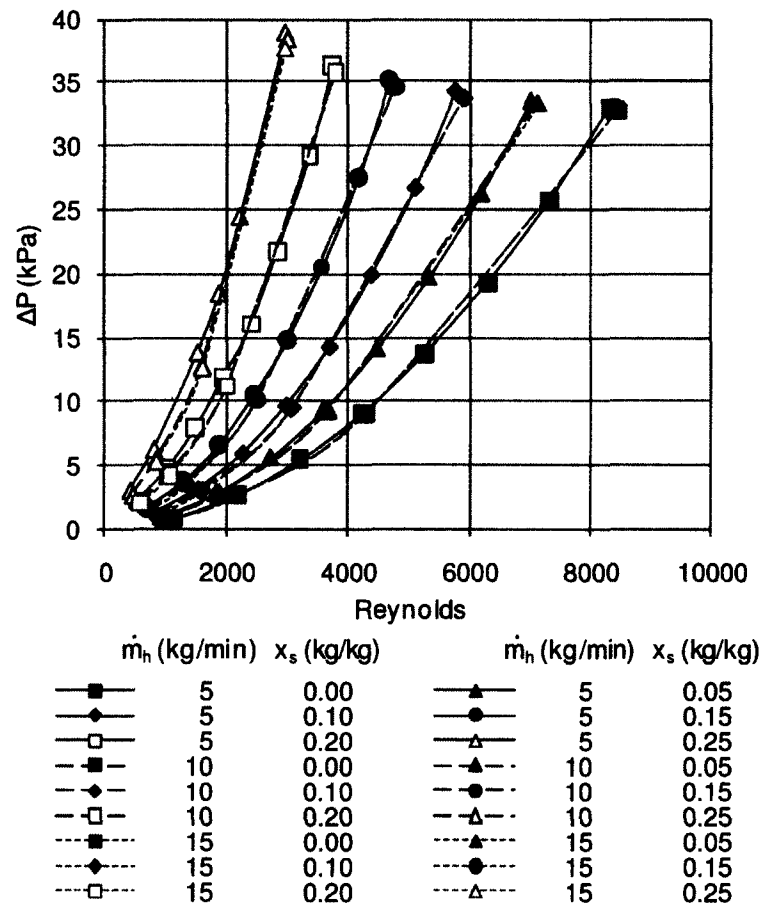


Figure 4.13 Pressure loss versus Reynolds number

In Figure 4.14 the pressure loss for different flowrates of water and slurry is plotted as a function of the ice concentration. It is seen that the rate of augmentation of ΔP with x_s increases as x_s increases. For example, for the test with 5 kg/min of hot water and 5 kg/min of slurry the pressure loss increases by 0.90 kPa when the ice concentration varies from 0 to 0.15 kg/kg and by 1.41 kPa when the ice concentration goes from 0.15 to 0.25 kg/kg. For the test with 5 kg/min of hot water and 40 kg/min of slurry the pressure loss increases by 2.19 kPa when the ice concentration goes from 0 to 0.15 kg/kg and by 3.72 kPa when the ice concentration goes from 0.15 to 0.25 kg/kg. This is consistent with the findings of Shire et al. [2009] who suggested that ΔP varies exponentially with ice concentration. The small effect of the hot water flowrate at high inlet ice concentrations ($x_s = 0.25$ kg/kg) is visible in this Figure 4.14.

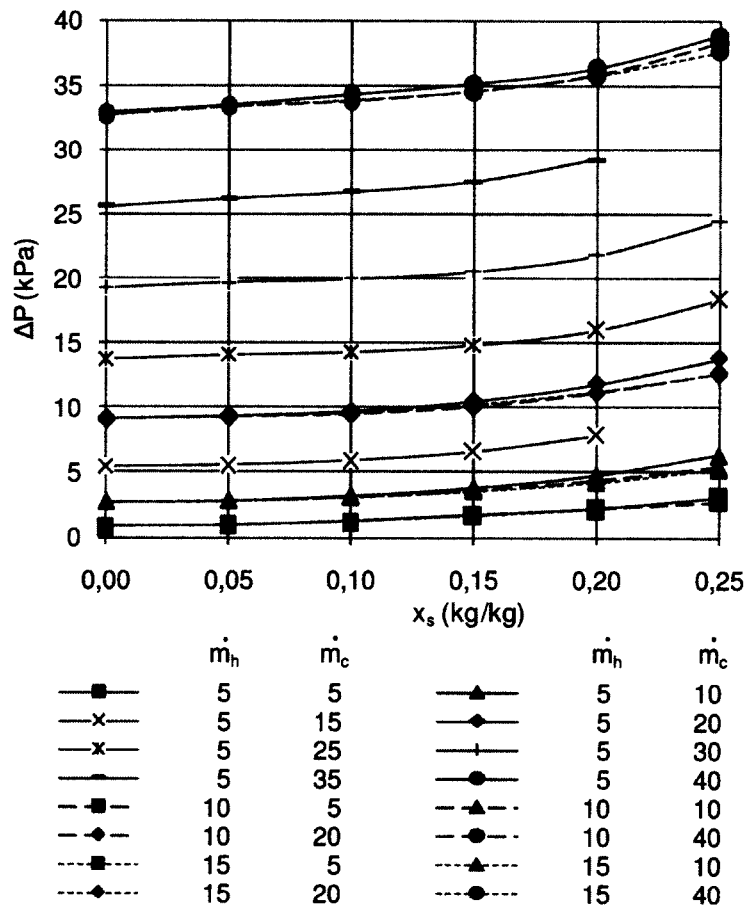


Figure 4.14 Pressure loss versus ice concentration

Figure 4.14 clearly shows that the mass flowrate has a greater impact than the ice concentration on the pressure loss. Indeed, when x_s increases from 0.05 to 0.25 kg/kg the increase of ΔP is less than 5 kPa while an analogous increase of \dot{m}_c (from 5 to 25 kg/min) increases the pressure loss by more than 12 kPa.

As for the overall heat transfer coefficient, the pressure loss for laminar flow of the ice slurry is ineffectively predicted by single phase correlations. Thus, when using Equations (4.9) and (4.10) with the Poiseuille equation for the friction factor only 68% of the calculated values had an absolute relative error under 40%. One reason for the observed differences may be the imprecision of the pressure gauge for low values of the pressure loss. Another may be the non-Newtonian nature of the ice slurry. For turbulent flow of the ice slurry, the measured pressure loss is in good agreement with predictions using the correlations of Filonenko (94% of predictions have a relative error under 6%), Drew-Koo-McAdams (87% of predictions have a relative error under 6%) and Blasius (85% of predictions have a relative error under 6%). These correlations of the friction coefficient are presented in Table 4.14.

Table 4.14 Correlations of the friction factor

Author	Correlation	Eq.
Blasius	$f = 0,316 Re^{-0,25}$	(4.23)
Drew-Koo-McAdams	$f = 0,0056 + 0,5 Re^{-0,32}$	(4.24)
Filonenko	$f = (0,790 \ln(Re) - 1,64)^{-2}$	(4.25)

Figure 4.15 compares the measured values of ΔP with those calculated using the Filonenko correlation. All the predictions for $\Delta P > 15$ kPa are within $\pm 15\%$ of the measured values. Comparisons for the Drew-Koo-McAdams and Blasius correlations are very similar so they are not shown in this paper. Using correlations developed for ice slurries with Equations (4.11) and (4.12) also gave good results: 95% of values predicted with the Snoek-Bellamy correlation and 90% of those calculated with the Reghem correlation have a relative error under 6%. The regular pressure loss represents only 30% of the total for the conditions under study. Therefore it is important to correctly evaluate the hydraulic resistance coefficients appearing in Equation (4.10).

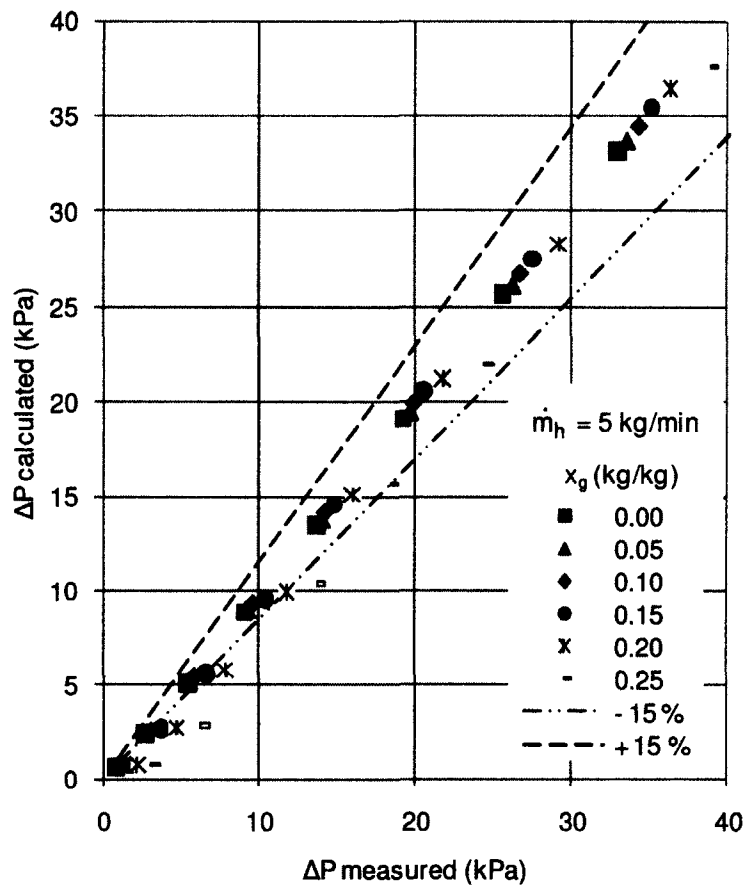


Figure 4.15 Comparison of measured pressure loss with calculated values using the Filonenko correlation

4.5 Conclusion

A first objective of this experimental study was to analyze the performance of a tube and shell heat exchanger supplied with streams of constant flowrate, constant temperature hot water and ice slurry under variable inlet ice concentration. The measurements show that the pressure loss, the overall heat transfer coefficient and the effectiveness are maximum when the ice concentration is maximum. The pressure loss varies from 2.7 kPa for 0 kg/kg of ice to 6.28 kPa for 0.25 kg/kg of ice for test with 5 kg/min of hot water and 10 kg/min of ice slurry. The corresponding overall heat transfer coefficient increases from $633 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ to $948 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ (or 50 %) while the effectiveness of the heat exchanger goes from 34 to 52%. The density correlation evaluates adequately the measured values and can be used to estimate ice concentration. Ice concentration has a greater impact on heat transfer when the mass flowrate is low. The mass flowrate has a greater impact than the ice concentration on the pressure loss. These results agree qualitatively with those previously published.

A second objective was to determine the accuracy of different published correlations for the prediction of heat transfer and friction losses of ice slurries. For reasons of simplicity, uniformity and easy application in engineering calculations the ice slurry was treated as a Newtonian fluid over the entire range of parameters under consideration. It was thus established that the Colburn and Gnielinski correlations used with the Bell-Delaware method give good predictions of the overall heat transfer coefficient for turbulent flow of the ice slurry. For laminar flow, Kern's method combined with the Shah correlation is the best way to evaluate the overall heat transfer coefficient. The more accurate correlations for the prediction of pressure loss for turbulent flow are those by Filonenko, Drew-Koo-McAdams and Blasius. The Poiseuille relation for the friction factor gives poor predictions of the pressure loss for laminar flow.

Acknowledgement

This project is part of the R&D program of the NSERC Chair in Industrial Energy Efficiency established in 2006 at Université de Sherbrooke. The authors acknowledge the support of the Natural Sciences & Engineering Research Council of Canada, Hydro Québec, Rio Tinto Alcan and Canmet-Energy Research Center. The authors also wish to thank M. Nicolas Jaouen for his assistance.

CHAPITRE 5

PERFORMANCE OF ICE SLURRY AS COOLING FLUID FOR AN INDOOR ICE RINK

Auteurs et affiliation:

S. RENAUD-BOIVIN: étudiante à la maîtrise, Université de Sherbrooke, Faculté de génie, Département de génie mécanique.

N. GALANIS: professeur, Université de Sherbrooke, Faculté de génie, Département de génie mécanique.

Date de soumission: 29 août 2011

État de l'acceptation: article soumis révisé

Revue: International Journal of Refrigeration

Titre français: Performance du coulis de glace en tant que réfrigérant secondaire dans un aréna

Contribution : Le modèle numérique d'aréna développé par Seghouani et al. [2009] permet de connaître l'impact sur la qualité de la glace et l'économie d'énergie découlant du remplacement de la saumure par un coulis de glace.

RÉSUMÉ

Une version légèrement modifiée d'un modèle publié précédemment pour calculer le transfert de chaleur sous la glace d'une patinoire intérieure en régime transitoire est utilisée pour évaluer la performance de deux fluides de refroidissement, soit une saumure de chlorure de calcium à 20% (cas de base) et un coulis de glace fait de chlorure de calcium. Les simulations sont réalisées pour une année météorologique typique pour Montréal, Canada, et prennent en compte la chaleur entrant dans la glace, soit la chaleur au-dessus de la patinoire ainsi que les opérations de surfaçage, et le chauffage électrique sous la patinoire utilisé pour éviter le gel de la dalle de béton. Les résultats montrent que, pour le même débit (28,5 L/s) et la même température d'entrée (-9 °C) du fluide de refroidissement, le coulis donne une meilleure qualité de la glace (la température de la surface est plus uniforme et moins variable dans le temps), mais nécessite une plus grande puissance de pompage. Les résultats paramétriques, obtenus en diminuant le débit ou en augmentant la température d'entrée du coulis, indiquent qu'il est possible de choisir un de ces paramètres de fonctionnement afin que la qualité de la glace qui en résulte soit meilleure et que la puissance de pompage soit plus faible que pour le cas de base.

Mots clés: coulis de glace, saumure, réfrigérant secondaire, température de la glace, puissance de pompage

ABSTRACT

A slightly modified version of a previously published model calculating transient heat transfer under the ice of an indoor ice rink is used to evaluate the performance of two cooling fluids, a brine with 20% calcium chloride (base case) and a calcium chloride ice slurry. Simulations are conducted for a typical meteorological year for Montreal, Canada and take into account heat entering the ice from above as well as surfacing operations and electrical underground heating used to avoid freezing which can damage the concrete slab. The results show that, for the same flowrate (28.5 L/s) and inlet temperature (-9 °C) of the cooling fluid, the ice slurry generates better ice quality (ice-surface temperature is more uniform spacewise and less variable with time) but requires more pumping power. Parametric results obtained by decreasing the flowrate or by increasing the inlet temperature of the ice slurry indicate that it is possible to choose either of these operating parameters so that the resulting ice quality is better and the pumping power is lower than for the base case.

Keywords: ice slurry, brine, secondary coolant, ice temperature, pumping power.

Nomenclature

C	hydraulic resistance coefficient	U	average conductance for lateral heat transfer at node n ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)
c_p	specific heat, $\text{kJ} / \text{kg} \cdot \text{K}$	V	velocity, m/s
D	diameter, m	x	mass concentration, kg/kg
f	friction factor	Greek letters	
h	specific enthalpy, kJ / kg	ρ	density, kg / m^3
L	length, m	ϕ	volumetric ice concentration, m^3/m^3
M	mass, kg	Subscript and superscripts	
N_p	number of passes	C	concrete
N_t	number of tubes	cf	cooling fluid
\dot{m}	mass flowrate, kg/s	gr	ground
P	pumping power, W	H	electrical heater
ΔP	pressure drop, kPa	in	inlet of a zone
Q	heat transfer rate, kW	ice	ice surface
R	thermal resistance, K/kW	ins	insulation
Re	Reynolds number	p	present time step
S	surface, m^2	$p+1$	next time step
T	temperature, $^{\circ}\text{C}$	out	outlet of a zone
t	time, s	s	solid particle

5.1 Introduction

Indoor ice rinks are recreational buildings that require large amounts of energy to cool the ice, heat the stands and ensure good air quality. Hence, many efforts are made to improve the energy efficiency of these facilities. For this purpose, Daoud et al. [2008] developed a 3D zonal airflow model of an indoor ice rink that computes heat fluxes, temperature and absolute humidity distributions for transient conditions during a typical meteorological year. The model takes into account ventilation, radiant heaters as well as heat and humidity gains from the spectators. It also calculates the heat fluxes into the ice sheet by convection, radiation and condensation. This model was validated with experimental results by Ouzzane et al. [2006] and CFD calculations by Bellache et al. [2005]; it was then used to analyze the effect of the ceiling emissivity and the temperature set point in the spectator stands on heat transfer towards the ice. Seghouani et al. [2009] elaborated a model of the transient heat transfer between the ground under and around the foundations of an indoor ice rink and the brine circulating in the concrete slab under the ice. This model was coupled with the one developed by Daoud et al. [2008] and used to evaluate the refrigeration load and the energy consumed by the radiant heaters above the stands, the ventilation system, the lights, the brine pump and the underground electric heater over a typical year.

The models developed by Daoud et al. [2008] and Seghouani et al. [2009] as well as some of their results are used in the present study to investigate the effects of replacing the brine used as the cooling fluid in indoor ice rinks by an ice slurry. Ice slurries are mixtures of water, a liquid additive which lowers the freezing point and small ice particles [Handbook on Ice Slurries, 2005]. They have been successfully employed in applications such as air conditioning and food processing. In the first case, the slurry provides thermal storage and results in electrical load shifting to off-peak periods. In the second case, the slurry permits to cool the food products faster than other technologies [Bellas &Tassou, 2005]. Grozdek et al. [2009] measured the pressure drop of ethanol-water ice slurries circulating in horizontal tubes with ice mass fractions from 0 to 30%. In most cases, the friction losses increase with increasing velocities and ice concentration. However, for ice concentrations above 15 % and for certain speeds, losses are equal or inferior to those of a single phase fluid. To reduce the tube diameter the authors say that the flow velocity should be high, but kept in the laminar regime. To

diminish pumping power they suggest lowering the flow velocity as much as possible while meeting the cooling requirements and avoiding blockage. El Abbassi and al. [2010] developed a model to assist the design of efficient ice slurry systems from an energy point of view. The model, which estimates pressure drop and pumping power in heat exchangers, was validated with experimental data. Considering different flowrates, temperatures and ice concentrations, a minimum consumed power was identified in all cases. This minimum was always obtained when the secondary coolant consists of two phases. Thus, the use of an ice slurry allows lowering the flowrate and the pumping power for any given refrigeration load.

Despite such evidence, no study has considered the substitution of a single phase cooling fluid by a slurry in the case of ice rinks. The present paper investigates this problem. It uses a slightly modified version of the model developed by Seghouani et al. [2009] to calculate transient heat transfer towards the cooling fluid for a typical meteorological year. The model evaluates the spatial and time variation of the ice-surface temperature (an important parameter for competitive activities such as professional hockey and figure skating) as well as the required pumping power for a base case with a standard cooling fluid (brine with 20% calcium chloride) and a water- calcium chloride ice slurry. The paper also presents a parametric study showing that it is possible to determine a slurry flowrate, and/or inlet temperature, which require less pumping power and give better ice-surface temperature uniformity than the currently used brine.

5.2 Description and model

The ice rink under consideration is located in Montreal, Canada and has served as the basis of previous experimental and numerical studies [Ouzzane et al., 2006, Seghouani et al., 2009].

5.2.1 Ice rink description

The dimensions of the ice rink are shown in Figure 5.1. The ice surface is 61 m long and 25.9 m wide; it is surrounded by a narrow corridor. The building is 64.2 m long and 41.5 m wide. Ice surfacing takes place 8 times per day during the week and 12 times per day during the week-end. This operation lasts 12 minutes and is modeled as a heat flux of 300 W/m^2 or 29.6 kW.

The ground structure is composed of horizontal layers of ice (25 mm), concrete (150 mm), thermal insulation (100 mm), sand (200 mm) and soil (3 525 mm) for a total depth of 4 m. An electrical heater of 8 kW is installed in the sand layer to prevent freezing of the underground structure, which can damage the concrete slab. It is activated when the ground temperature at a depth of 4 m is below 4 °C.

Calcium chloride brine is normally used as the cooling fluid to keep the ice at the proper temperature. It circulates with a flowrate of 28.5 L/s in 74 four-pass polyethylene tubes installed in the concrete slab at a depth of 57.5 mm under the ice surface. Their inside diameter is 25 mm and the center-to-center spacing is 87.5 mm. Cold brine from the chillers enters the rink from the west side and warm brine returns through the collector flowing from east to west.

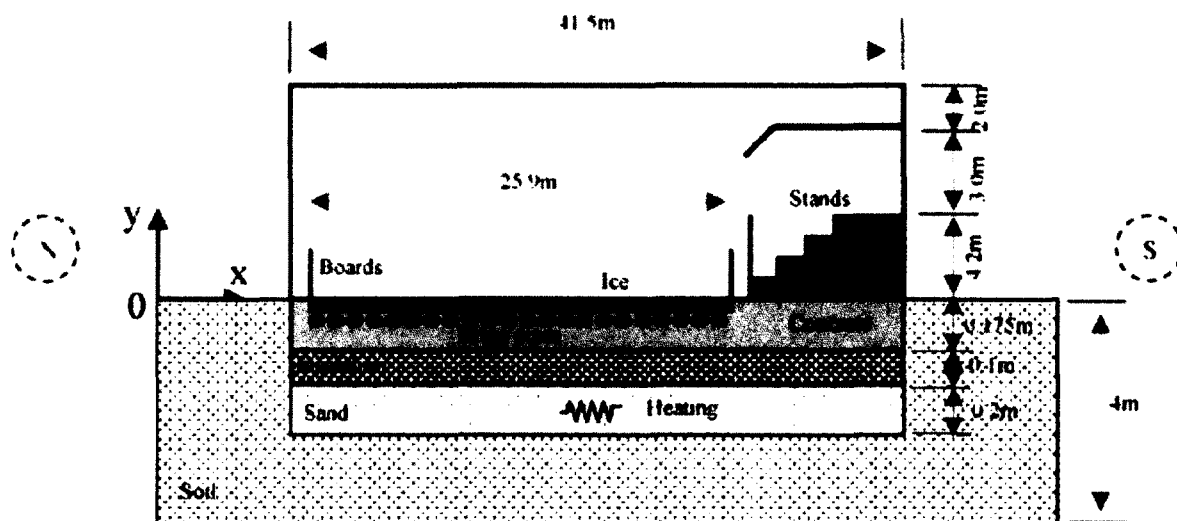


Figure 5.1 Schematic diagram of the ice rink and underground structure [Seghouani et al., 2009]

5.2.2 Below ice model (BIM)

This thermal model follows closely the one developed by Seghouani et al. [2009] but includes some improvements notably in the expression of the energy balance for the cooling fluid flowing through the polyethylene tubes.

The ice rink is divided into 8 sections and each of these is subdivided in two parts (see Figure 5.2) resulting in a total of 16 zones. The 74 four-pass tubes are represented by 2 two-pass

tubes. The cooling fluid enters at 1A or 2A and returns at 1B or 2B. Inlet temperatures are constant (equal to $-9\text{ }^{\circ}\text{C}$) in the present study and outlet temperatures vary with time. The south side outlet temperature is slightly higher than the north side outlet temperature due to the influence of the heated spectator stands.

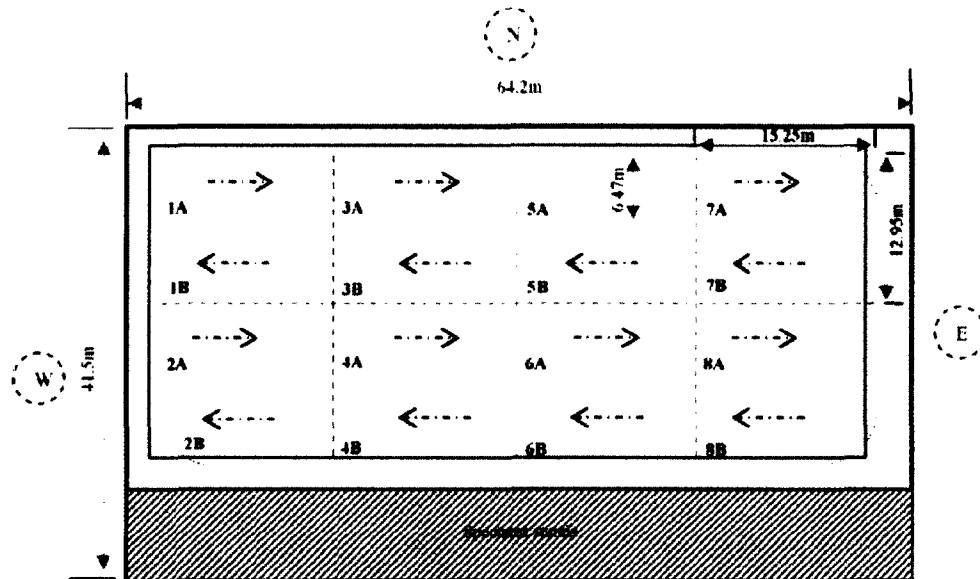


Figure 5.2 Top view of the ice rink showing the 8 sections and 16 zones [Seghouani et al., 2009]

With brine as the cooling fluid the temperature increases by less than $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ between the inlet and the outlet [Ouzzane et al., 2006]. If it is replaced by an ice slurry this temperature difference will be even smaller since part of the heat received by this cooling fluid will be used to decrease the ice concentration (latent heat). Thus, for both fluids, horizontal heat exchanges among ice rink divisions can be neglected. This justifies the hypothesis of one dimensional vertical heat transfer between the horizontal layers of the ground structure. The equivalent electrical circuit under each subdivision of the ice is shown in Figure 5.3.

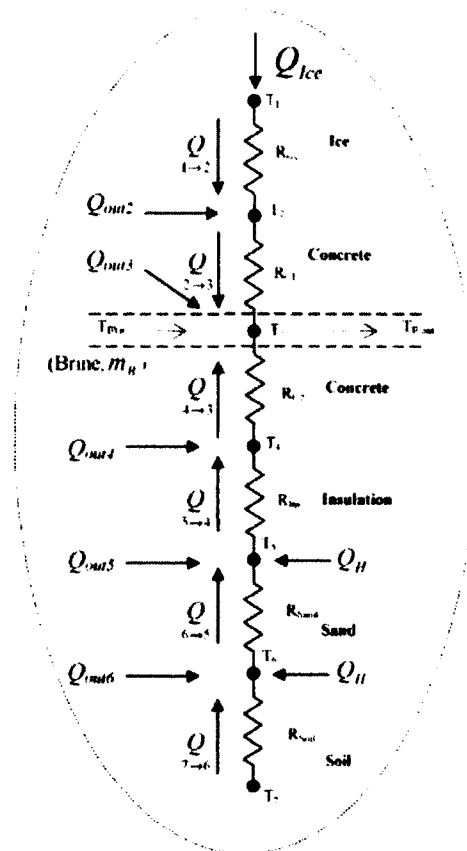


Figure 5.3 Equivalent thermal circuit for heat transfer below the ice [Seghouani et al., 2009]

Heat transfer towards the ice from above is due to radiation, convection and vapor condensation. These heat gains which vary from one season to another are introduced at node 1 (Q_{ice} in Figure 5.3). The corresponding inputs, shown in Table 5.1, are the mean monthly values reported by Daoud et al. [2008]. For the present simulations, the heat gains are evaluated at each time step by a spline interpolation of the values in Table 5.1.

Table 5.1 also specifies the ground temperature at depths of 0.5 m and 4 m for Montréal (N 45° 30', W 73° 37') from EnergyPlus. This reference gives the mean temperature for each month which has been attributed to the middle of the months for the present purposes. It can be seen that the maximum and minimum ground temperatures at a depth of 4 m deep occur a month later than at 0.5 m due to the thermal inertia.

Table 5.1 Heat entering the ice from above and ground temperatures

Date	Heat entering ice		Ground temperature (°C)	
	(W/m ²)	(kW/zone)	Depth=0.5 m	Depth=4.0 m
January 16 th	70	6.91	-7.0	1.5
February 14 th	70	6.91	-8.2	-0.8
March 16 th	75	7.41	-6.0	-1.3
April 15 th	83	8.20	-2.5	-0.6
May 16 th	90	8.89	6.7	2.9
June 15 th	97	9.58	13.7	6.6
July 16 th	100	9.87	18.5	10.0
August 16 th	100	9.87	19.9	12.4
September 15 th	97	9.58	17.5	13.0
October 16 th	90	8.89	12.0	11.6
November 15 th	83	8.20	4.7	8.6
December 16 th	75	7.41	-2.1	5.0

Heat exchanges between the horizontal layers and the ground surface bordering the ice rink are added at nodes 2 to 6 ($Q_{out,n}$ in Figure 5.3). The corresponding heat transfer rates are calculated using a method described by ASHRAE [2005] and applied by Seghouani et al. [2009].

Electrical heating in the sand layer is added to nodes 5 and 6 (Q_H in Figure 5.3) when the temperature of node 7 is less than 4 °C. The electrical heating of 8 kW is shared between the 16 zones of Figure 5.2, so they each receive 0.5 kW. Half of this heat flux is attributed to node 5 (insulation-sand interface) and the other half to node 6 (sand-soil interface). The temperature of node 7 corresponds to the soil temperature at a depth of 4 m (see Table 5.1 and Figure 5.4, this temperature is also evaluated at each timestep by a spline interpolation).

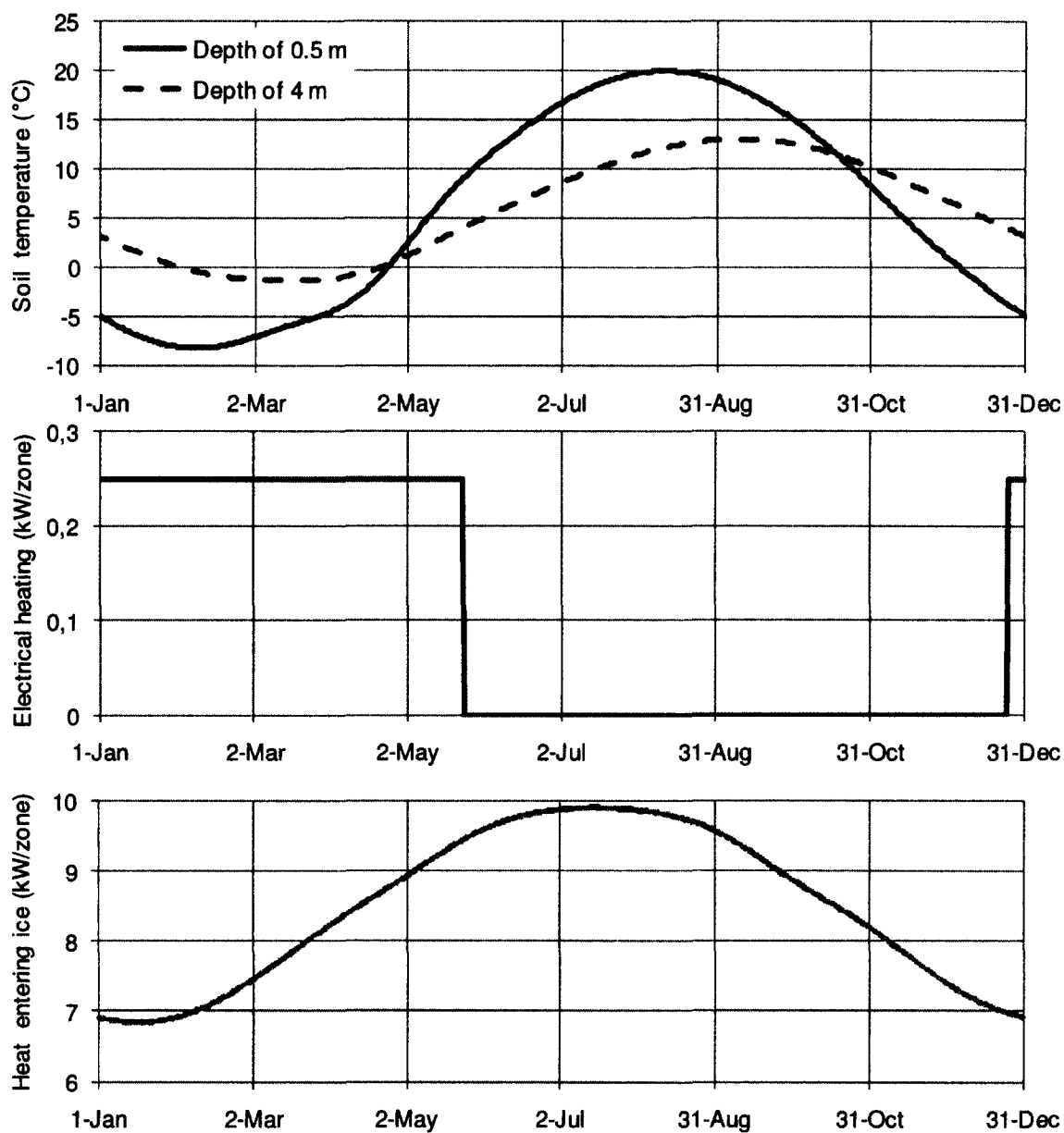


Figure 5.4 Input values of ground temperature, electrical heating of sand layer

At each timestep the heat input Q_{ice} and the temperatures T_o , T_7 are therefore known. The implicit discretization of the energy balance for the nodes under each subdivision of Figure 5.2 provides a system of seven linear algebraic equations which has the following form:

$$AT = B \quad (5.1)$$

Vector T includes the unknown temperatures of nodes 1 to 6 and of the cooling fluid at the outlet of each subdivision:

$$T = (T_1^{p+1} \quad T_2^{p+1} \quad T_3^{p+1} \quad T_4^{p+1} \quad T_5^{p+1} \quad T_6^{p+1} \quad T_{out}^{p+1}) \quad (5.2)$$

The temperature at node 3 is the average between the cooling fluid temperatures at the inlet and the outlet of the subdivision. Then

$$T_{out} = 2T_3 - T_{in} \quad (5.3)$$

Vector B and matrix A are given by Equations (5.4) and (5.5) respectively.

$$B = \begin{pmatrix} Q_{ice}^{p+1} + \frac{(Mc_p)_{eq1} T_1^p}{\Delta t} \\ -\frac{1}{2} U_2 S_2 T_o^{p+1} - \frac{(Mc_p)_{eq2} T_2^p}{\Delta t} \\ -\dot{m}_{cf} c_{p,cf} T_{in}^{p+1} - \frac{1}{2} U_3 S_3 T_o^{p+1} - \frac{(Mc_p)_{eq3} T_3^p}{\Delta t} \\ -\frac{1}{2} U_4 S_4 T_o^{p+1} - \frac{(Mc_p)_{eq4} T_4^p}{\Delta t} \\ -Q_H^{p+1} - \frac{1}{2} U_5 S_5 T_o^{p+1} - \frac{(Mc_p)_{eq5} T_5^p}{\Delta t} \\ -Q_H^{p+1} - \frac{1}{2} U_6 S_6 T_o^{p+1} - \frac{(Mc_p)_{eq6} T_6^p}{\Delta t} - \frac{1}{R_{soil}} T_7^{p+1} \\ T_{in}^{p+1} \end{pmatrix} \quad (5.4)$$

$$A = \begin{pmatrix} A(1,1) & -1/R_{ice} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1/R_{ice} & A(2,2) & -1/R_{C1} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1/R_{C1} & A(3,3) & -1/R_{C2} & 0 & 0 & -\dot{m}_{cf} c_{p,cf} \\ 0 & 0 & 1/R_{C2} & A(4,4) & -1/R_{ins} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1/R_{ins} & A(5,5) & -1/R_{sand} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1/R_{sand} & A(6,6) & 0 \\ 0 & 0 & 2 & 0 & 0 & 0 & -1 \end{pmatrix} \quad (5.5)$$

The expressions for the coefficients in Equation (5.5) are provided in the appendix.

It should be noted that the equations for nodes 1, 2, 4, 5, 6 as well as the assumption expressed by Equation (5.3) are identical to the corresponding relations used by Seghouani et al. [2009]. On the other hand the equation for node 3 contains extra terms in the expression of the thermal capacity of node 3 (Equation (A.9) in the appendix) corresponding to the thermal mass of the concrete slab surrounding the polyurethane tubes. These terms, which were not previously included, will influence the response of the brine outlet temperature to the variations of the inputs.

Simulations were performed for a typical Montreal meteorological year (EnergyPlus) over a period of 18 months generated by duplicating the data of the first six months. To eliminate the effects of arbitrary initial values for the unknowns, the results for the first 6 months were disregarded. This procedure ensures the periodicity of the results so that values at the beginning of the first day are identical to those at the beginning of the 366th day. Since surfacing operations last 12 minutes, the timestep must not exceed that time interval. A very small timestep is desirable to capture the transient behavior but increases the CPU time. As a compromise between these constraints, the timestep for the present study was set equal to 0.1 hours or 6 minutes as in the study by Seghouani et al. [2009]. The calculation procedure at a given timestep starts with zones 1A and 2A for which the incoming fluid temperature is known; the solution of Equation (5.1) by inversion of matrix A provides the corresponding temperatures of nodes 1 through 6 as well as the temperature of the cooling fluid leaving these zones. This fluid temperature is then used to solve Equation (5.3) for zones 3A and 4A. This procedure is repeated for all subsequent zones giving the entire temperature field under the ice and the fluid temperature evolution in the flow direction for the considered timestep. Time is then incremented and the procedure is repeated using the updated inputs and field temperatures from the previous timestep.

The relevant properties of the different materials are specified in Table 5.2. The brine is a mixture of water with 20% calcium chloride; its properties were obtained from the ASHRAE tables [2005]. In the case of the ice slurry (water with 11% calcium chloride entering at -9 °C; the ice concentration for these conditions is 21.7% by mass) the quoted value of the specific

heat corresponds to the ratio $\Delta h/\Delta T$ calculated by assuming that the outlet temperature is -8.78 °C (the corresponding ice concentration is 20.4%). It thus takes into account the total energy received by the slurry in the form of sensible and latent heat. The value of the “specific heat” in Table 5.2 is used as an initial guess to solve Equation (5.1) for a particular timestep and is updated once the corresponding outlet temperature for that timestep has been obtained. Equation (5.1) is then solved a second time for the same timestep using the new value of the “specific heat” and this iterative procedure is repeated if necessary until change of the outlet temperature between successive iterations is less than 0.003 °C.

Table 5.2 Thermophysical properties of the materials

Material	Density (kg/m ³)	Specific heat (kJ/kg·K)	Thermal conductivity (kW/m·K)
Brine at -8.25 °C	1195	3.05	-
Slurry at -8.89 °C	1078	20.64	-
Ice	918	2.08	2.28E-03
Concrete	2400	1.00	2.15E-03
Insulation	48	1.21	2.90E-05
Sand	1515	0.80	2.15E-03
Soil	1000	1.14	1.40E-03

5.2.3 Pumping power

The power required to pump the cooling fluid through the tubes under the ice is:

$$\dot{P} = N_t \frac{8\dot{m}^3}{\pi^2 \rho^2 D^4} \left(C_{in} + C_{out} + N_p C_{elbow} + f \frac{2L}{D} \right) \quad (5.6)$$

The hydraulic resistance coefficients, C_{in} , C_{out} and C_{elbow} are equal to 1, 1 and 0.2 respectively [Moran, 2003]. The friction factor was evaluated with six correlations (see Table 5.3). The first one is for laminar flow (i.e. for Reynolds numbers less than 2300) while the other five are for turbulent flow (Reynolds > 2300).

Table 5.3 Correlations for the friction factor

Name	Correlation	Reference
Poiseuille	$f = 64Re^{-1}$	White [2003]
Blasius	$f = 0,316Re^{-0,25}$	White [2003]
Drew-Koo-McAdams	$f = 0,0056 + 0,5Re^{-0,32}$	Kakaç [2002]
Filonenko	$f = (0,790 \ln(Re) - 1,64)^{-2}$	Kakaç [2002]
Haaland	$f = \left(-1,8 \log \left(\frac{6,9}{Re} \right) + \left(\frac{0,002}{3,7D} \right)^{1,11} \right)^{-2}$	White [2003]

Two additional methods, quoted in the Handbook of Ice Slurries [2005], have also been used for the friction factor. The first one, attributed to Snoek-Bellamy, modifies the Blasius friction coefficient as follows:

$$f_{Snoek} = f \left(1 + 0,1119\phi_s^{2,151} Re^{0,2422} + 0,02415\phi_s^{0,3996} D^{-0,2845} \right)^2 \quad (5.7)$$

The second one, developed by Reghem, uses the following modified Reynolds number in the Poiseuille or Blasius correlations.

$$Re_{Reghem} = Re \left(1 + \frac{9,75x_s}{V} \right)^{-1} \quad (5.8)$$

These correlations which involve the Reynolds number are applied to the two secondary coolants under consideration. In the case of the brine, which is always treated as a Newtonian fluid, its value is therefore calculated from the classical expression given in fluid mechanics textbooks. On the other hand, the rheological behavior of ice slurries is very complex and still not fully understood. Many published studies indicate that for low ice concentrations they behave like Newtonian fluids. Thus, Ayel et al. [2003] compiled results of several previous studies which indicate that the “ice mass fraction limit separating Newtonian and non-Newtonian behaviours is between 6 and 15%”. The Handbook on Ice Slurries [Kauffeld et al. 2005, p. 40] states that “many viscosity measurements [...] have shown that ice slurry behaves like a Newtonian fluid for ice concentrations lower than 20% vol.”. Grodzek et al. [2009] state that “many researchers [...] agree that ice slurry shows non-Newtonian behaviour for ice content higher than 10%”. Therefore, for low ice concentrations it is correct to use the

Newtonian definition of the Reynolds number with the density and the viscosity taking into consideration the additive and ice concentrations as well as the temperature. On the other hand, for high ice concentrations a different rheological model must be chosen. Monteiro and Bansal [2010] who compared the pressure loss predictions of four rheological models (Bingham, Casson, power-law and Herschel-Bulkley) with experimental values state that “the Reynolds number depends on the rheological model”. Furthermore, its evaluation requires properties (such as the consistency and flow index for power-law fluids or the yield shear stress and plastic viscosity for Bingham fluids) which are not readily available. For a study such as the present one which considers two fluids (one of which is definitely Newtonian) and covers an important range of ice concentrations the use of two different expressions for the Reynolds number of the ice slurry would be confusing. It would also require a difficult decision regarding the concentration separating the Newtonian and non-Newtonian behaviors of the ice slurry. Thus, for simplicity and in order to facilitate the application of the results in engineering calculations we have opted to calculate the Reynolds number of the ice slurry using the Newtonian expression for the entire range of variables under consideration. It should be noted that the Newtonian expression of the Reynolds number was also used in another recent article [Kumano et al., 2010] which investigated experimentally the heat transfer characteristics of ice slurry. The fluid velocity is in all cases calculated using the real layout of the polyethylene tubes (i.e. the volumetric flowrate is divided by $N_t = 74$ and by the cross section of the tubes); for the conditions under consideration in the present study its maximum value corresponds to a flowrate of 28.5 L/s and is equal to 0.785 m/s.

5.2.4 Preliminary remarks and comparisons with published data

As noted before, the present model differs slightly from the original one presented by Seghouani et al. [2009] since it includes in Equation (A.9) the thermal capacity of the concrete surrounding the polyethylene tubes. This is consistent with the approach used to evaluate the thermal capacity of all the other nodes (cf. Equations (A.7), (A.8) and (A.10) to (A.12)). The effect of this difference has been evaluated by comparing results calculated by the two versions of the model using brine as the cooling fluid and identical inputs. Thus, for example, Figure 5.5 shows some temperature predictions for February 14.

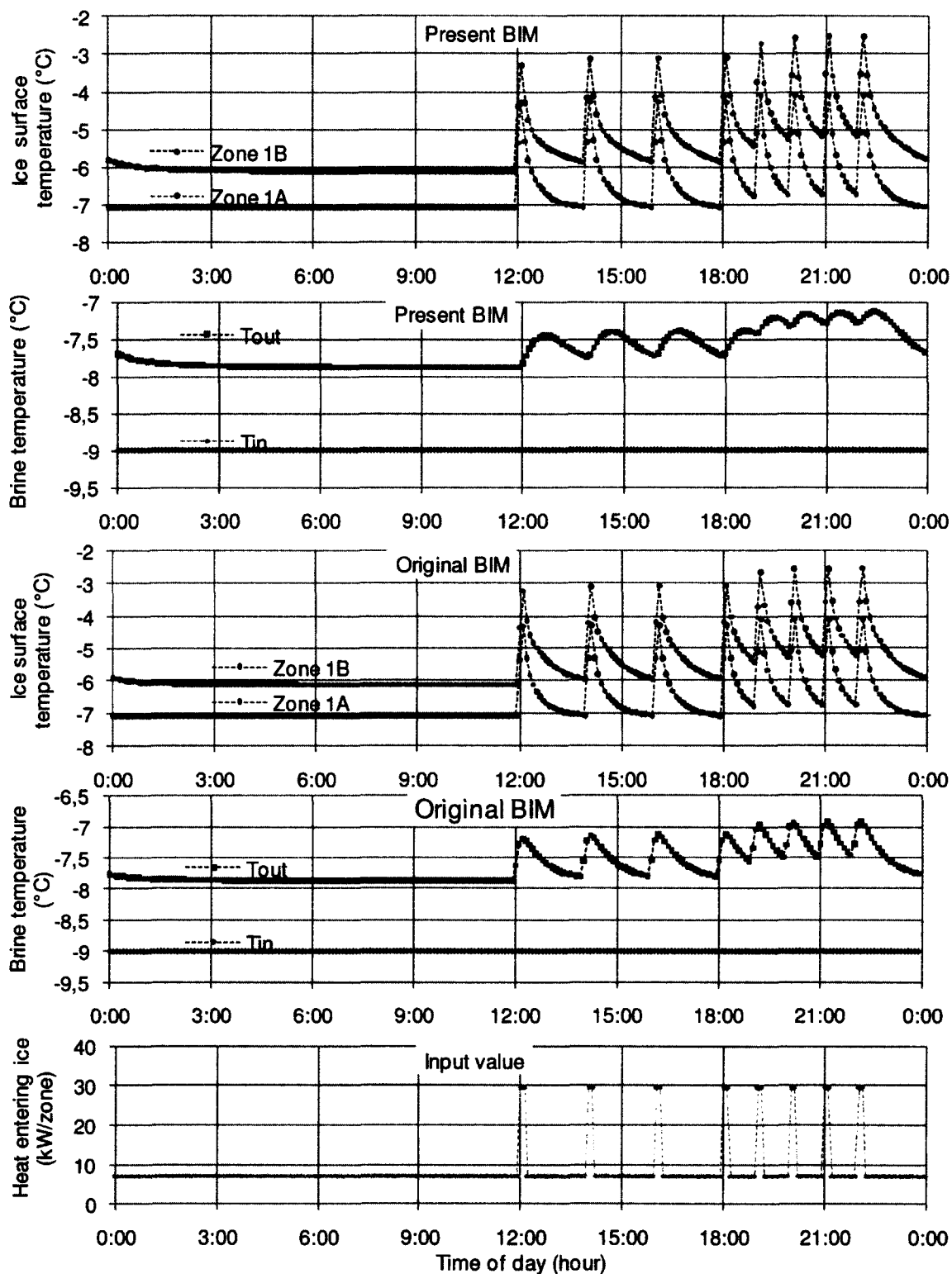


Figure 5.5 Temperature predictions by the two BIM models and heat entering the ice for the north side of the rink on February 14th

The ice-surface (node 1) temperature predictions are essentially identical; its maximum and minimum values corresponding to the surfacing operations indicated in the bottom graph of Figure 5.5 and the essentially constant values during the period without surfacing operations differ by less than 0.1 °C between the two models. Furthermore, the predicted instants when the maximum values occur are also the same. Similarly, the two predictions of the brine outlet temperature during the period without surfacing operations are also essentially the same. On the other hand, during surfacing operations, the outlet temperature of the brine increases more quickly and reaches slightly higher maximum values (0.2 to 0.3 °C) when the original model is used. These differences are evidently due to the lower heat capacity attributed to node 3 in the original version of the BIM. They are not deemed significant since they do not affect the quality of the ice (the differences in T_3 are attenuated as the distance from this node increases) and have no residual effect on the brine temperature the following day since the heat entering the ice is essentially constant between midnight and noon. Therefore, for the purpose of the present study which aims to determine the effect of different cooling fluids on ice-surface temperature (and therefore on ice-surface quality) the two versions of the model are equivalent.

The predicted ice-surface (node 1) and outlet brine temperatures for the north and south sides of the ice rink (see Figure 5.2) differ by less than 0.1 °C at any given instant during the year. Thus, only the results for the north side are presented in the rest of this article.

Measurements of several parameters were conducted in the modeled Montreal ice rink during February 2005 [Ouzzane et al., 2006]. Comparisons of measured temperatures with corresponding results predicted by the present model show a fairly good agreement. Thus, on February 24 the ice-surface temperature between midnight and 10:00 varied between -7.5 °C and -5.5 °C. The sensor was positioned at the blue line on the south-west side of the rink which corresponds to the middle between zones 4A and 4B. The corresponding values calculated with the present model decrease slightly during this period from -6.91 to -6.96 °C for zone 4A and from -6 to -6.25 °C for zone 4B, i.e. within the range of measured values. The reason for the different dependence on time is due to the inlet brine temperature which is constant in the case of the model but varies between -9 °C and -6.5 °C in the actual ice rink. During the rest of that day when surfacing operations take place the maximum measured ice-

surface temperature is approximately $-1\text{ }^{\circ}\text{C}$ and occurs during one of the surfacing operations. The corresponding predicted values are $-3.9\text{ }^{\circ}\text{C}$ for zone 4A and -2.7 for zone 4B. Since the inputs for the simulation (ground temperatures, inlet brine temperature, heat entering the ice and number of surfacing operations) are not exactly the same as those experienced by the ice rink during the measurements the above differences are not significant. Therefore we conclude that the model described in the previous sections can be used for the present comparative study.

5.3 Results

The annual and daily variations of the temperature of the ice-surface (node 1), the concrete-insulation interface (node 4), the insulation-sand interface (node 5) and of the brine outlet for the two cooling fluids under consideration (brine and ice slurry) are presented in sections 5.3.1 and 5.3.2 respectively. These results are compared in section 5.4 which also shows the effect of the ice slurry flowrate on these temperatures.

5.3.1 Brine (base case)

Calculated values of the ice-surface temperature in the center of subdivisions 1A and 1B and brine temperature at the outlet of zone 1B are presented in Figure 5.6 for the typical year. Values are taken at 10:00 so they are not affected by surfacing operations. Maximum temperatures of the ice surface and the brine outlet coincide with the extreme values of the heat entering the ice (see Figure 5.4). Highest values of ice or brine temperatures and heat flux are observed around August 1st and lowest values around February 1st. Values on February 14th and on August 16th will be analyzed in detail because we know the values of the heat entering the ice and of the soil temperatures for these dates (see Table 5.1). Data between mid-months are obtained by interpolation and may not represent the real variations of the climate. Moreover, the chosen dates, February 14th and August 16th, are close to the dates of extreme conditions in Table 5.1. The amplitude of the ice-surface temperature during the typical year is $0.81\text{ }^{\circ}\text{C}$ for zone 1A and is $1.22\text{ }^{\circ}\text{C}$ for zone 1B. The amplitude is higher for zone 1B because the brine at the inlet of zone 1A is always equal to $-9\text{ }^{\circ}\text{C}$. The amplitude of the brine temperature at the outlet of zone 1B for the year is $0.46\text{ }^{\circ}\text{C}$.

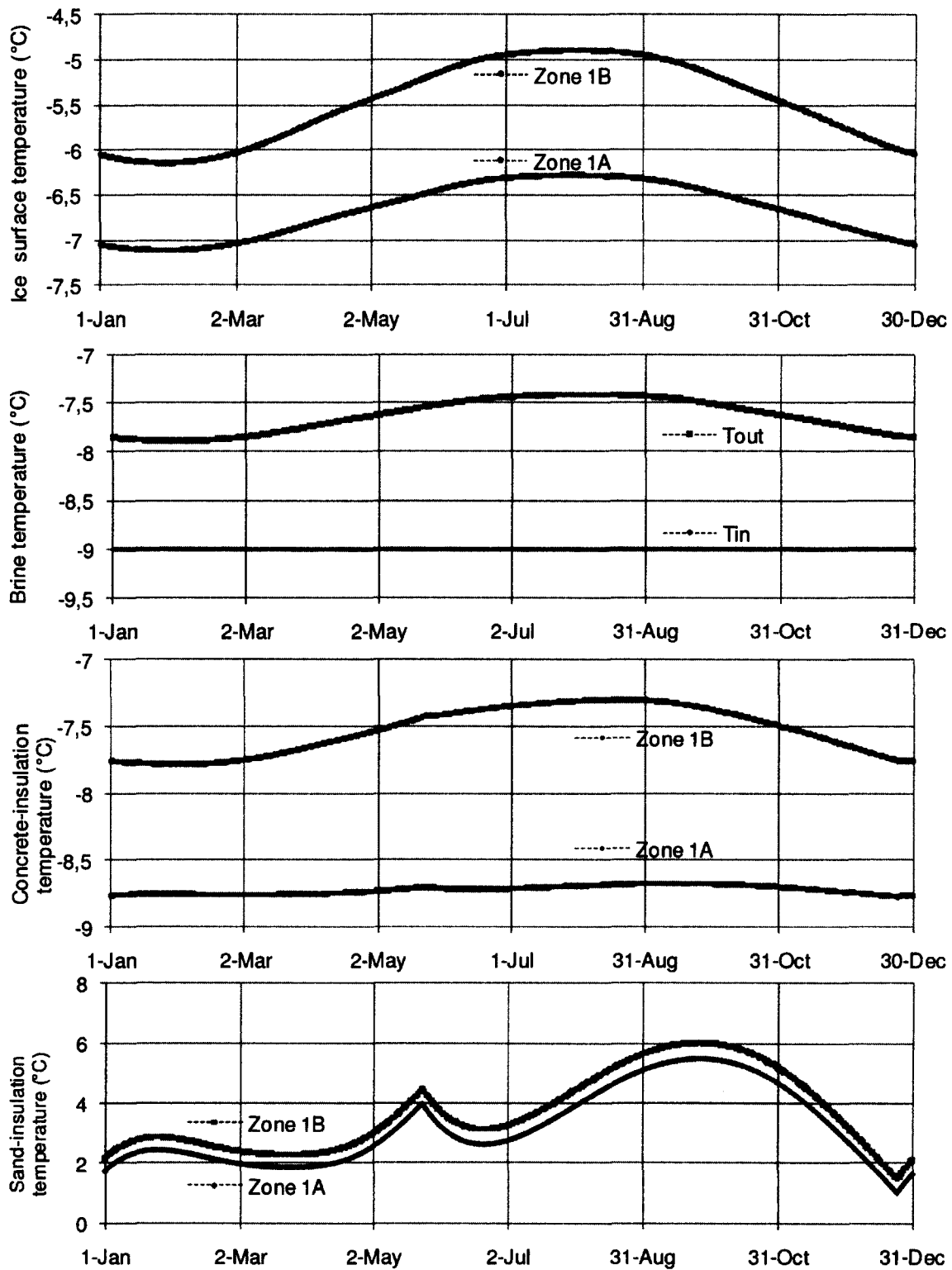


Figure 5.6 Annual variation of the ice-surface, brine and underground temperatures

The temperature of the concrete-insulation (node 4) and sand-insulation (node 5) interfaces are also displayed in Figure 5.6. The temperature at node 5 is greatly influenced by the electrical heating (cf. Figure 5.4). When the electrical heater is turned on (December 25th) and turned off (May 24th) important discontinuities in the time variation of T_5 are observed. On the other hand, the influence of the underground electrical heating on T_4 is considerably weaker. The difference in the response of these two temperatures to the same input is due to the differences in the thermal capacity of nodes 4 and 5; the former is quite high due to the adjoining concrete slab while the latter is low due to the adjoining sand layer.

Figure 5.7 shows the calculated ice temperature at the center of zones 1A and 1B, the inlet and outlet brine temperatures and the heat flux entering the ice on August 16th with surfacing schedule corresponding to a weekday (8 operations). During surfacing the heat entering the ice increases to 29.62 kW (or 300 W/m²) during twelve minutes. The temperature of node 1 (ice sheets), node 2 (interface ice-concrete) and the outlet temperature of zone 1A and 1B before and after the first such operation, beginning at 12:00, are shown in Table 5.4. During this period, the highest ice temperature for zones 1A to 1B is attained six minutes later at 12:06. The highest outlet brine temperature for zone 1A is reached at 12:12 and at 12:42, thirty minutes later, for zone 1B. These delays are due to the thermal inertia of the concrete slab and the increase of the brine temperature as it moves from the inlet 1A towards the outlet 1B. Figure 5.6 shows that the maximum ice temperature is reached at 22:06, following the eighth surfacing operation, for both zones. The brine temperature at the exit of zone 1A reaches its maximum at 22:12 while the maximum brine temperature at the outlet of zone 1B is attained at 22:24, eighteen minutes later. The delay between these brine temperature maxima is less important at the end of the day because the temperature of the ice and the concrete has increased. This causes the brine temperature to increase more rapidly as it moves downstream. The maximum ice temperature, which occurs at 22:06, is -3.66 °C for zone 1A and -1.77 °C for zone 1B while the maximum value of the outlet brine temperature is -6.77 °C. The influence of surfacing on the temperature of nodes 1 to 4 totally disappears at 3:00, five hours after the last surfacing operation.

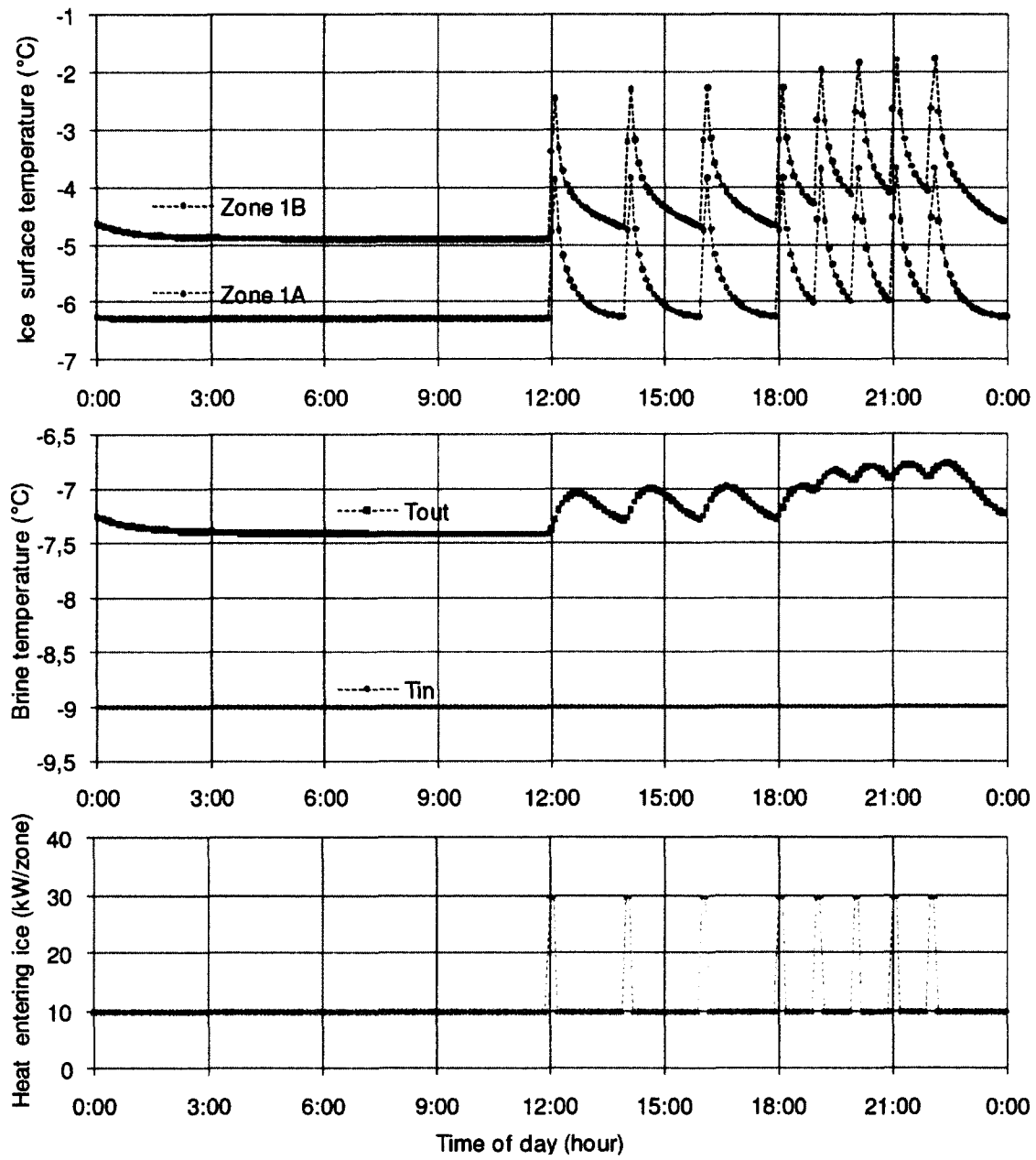


Figure 5.7 Ice temperature, brine temperature and heat entering ice on August 16th (weekday)

Table 5.4 Evolution of temperatures with brine during surfacing (August 16th)

Hour (hh:mm)	Q_{ice} (kW)	Zone 1A				Zone 1B		
		T_{in} (°C)	T_1 (°C)	T_2 (°C)	T_{out} (°C)	T_1 (°C)	T_2 (°C)	T_{out} (°C)
11:54	9.87	-9.00	-6.29	-7.39	-8.80	-4.90	-6.00	-7.42
12:00	29.62	-9.00	-4.78	-6.97	-8.77	-3.39	-5.58	-7.37
12:06	29.62	-9.00	-3.86	-6.49	-8.72	-2.46	-5.08	-7.28
12:12	9.87	-9.00	-4.74	-6.48	-8.70	-3.32	-5.04	-7.20
12:18	9.87	-9.00	-5.18	-6.60	-8.71	-3.72	-5.12	-7.14
12:24	9.87	-9.00	-5.44	-6.73	-8.72	-3.95	-5.21	-7.09
12:30	9.87	-9.00	-5.62	-6.85	-8.73	-4.09	-5.29	-7.06
12:36	9.87	-9.00	-5.76	-6.96	-8.74	-4.19	-5.36	-7.05
12:42	9.87	-9.00	-5.86	-7.04	-8.76	-4.26	-5.42	-7.04
12:48	9.87	-9.00	-5.95	-7.11	-8.76	-4.32	-5.46	-7.05
12:54	9.87	-9.00	-6.01	-7.16	-8.77	-4.37	-5.51	-7.07

Analogous results for a weekend, during which the number of surfacing operations is increased to 11, in mid-August are shown in Figure 5.8. Ice-surface and outlet brine temperatures are maximum after the eleventh surfacing scheduled at 21:00. Just before, at 20:54, the ice temperature is -5.98 °C and -4.07 °C in zones 1A and 1B respectively. At 21:06, the ice temperature reaches its maximum value which is -3.66 °C for zone 1A and -1.77 °C for zone 1B. It is important to notice that those are the same values as after the last surfacing of a weekday (see Figure 5.7). The maximum value of the brine temperature at the outlet of zone 1B occurs at 20:24 and is equal to -6.77 °C.

The spacewise variation of the ice-surface temperature on the north side of the ice rink for the months of February and August during normal conditions and during surfacing operations is presented in

Figure 5.9a. Values at 10:00 are taken for the normal conditions. Values at 12:06, which is when ice temperature is highest following the first surfacing operation of the day, are taken to represent the effects of surfacing. It can be seen that the augmentation of ice temperature is linear for a given month and condition. For a given month surfacing increases the ice temperature due to the addition of hot water on the ice surface. Temperatures in February are lower than those in August. This is due to augmentation of the heat entering the ice and of the ground temperature during summer. The slope of the four lines is higher in August than in

February and increases when surfacing takes place. In February its value is $0.018\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{m}$ and $0.019\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{m}$ for normal conditions and during surfacing operations respectively. In August the slope is essentially the same, $0.026\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{m}$, for both cases.

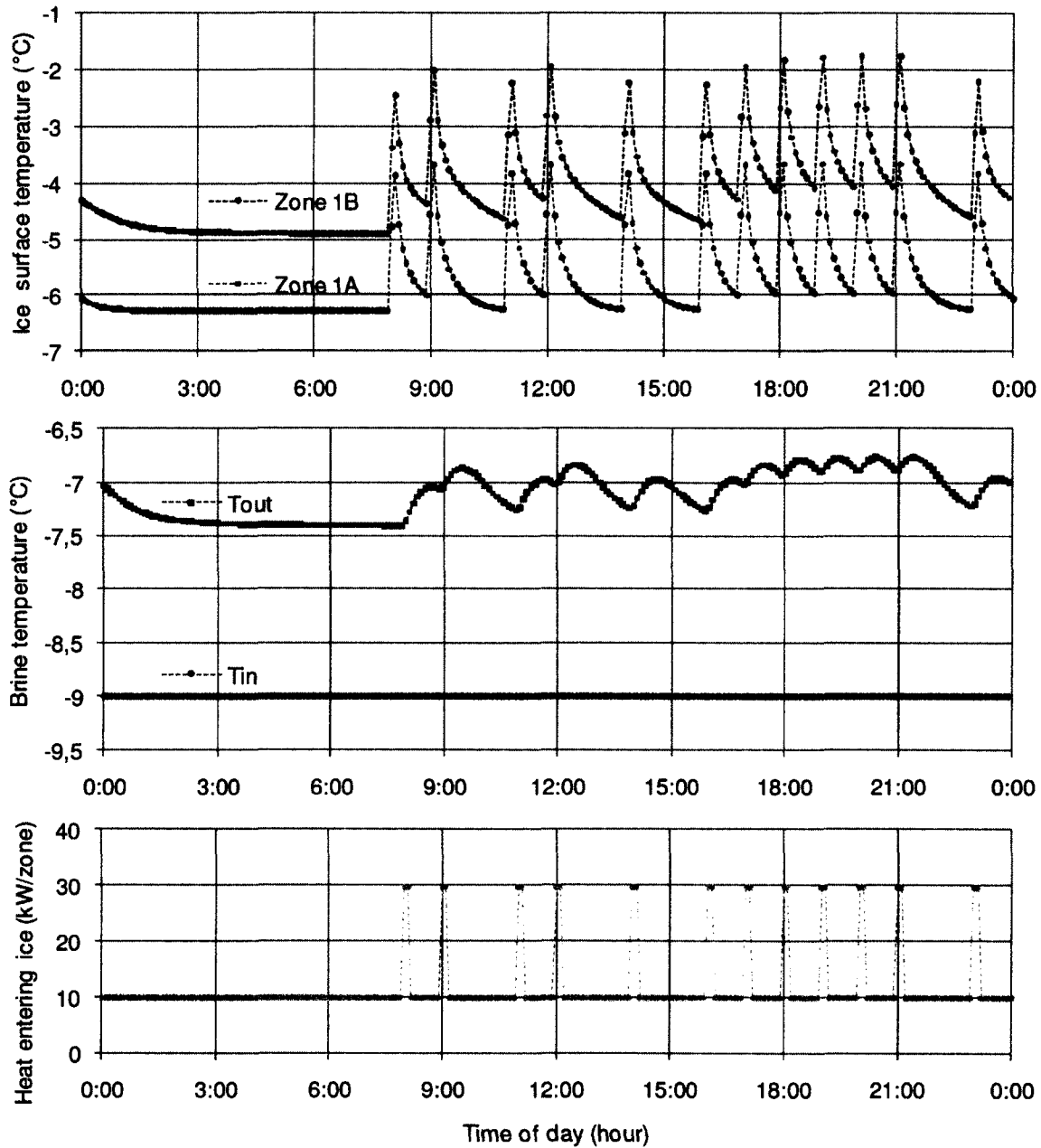


Figure 5.8 Ice-surface temperature, brine temperature and heat entering ice on a week-end in August

Figure 5.9b shows the corresponding variations of the brine temperature at the exit of each zone. Values at 10:00 are taken for normal conditions and values at 12:42, when the brine temperature is highest, are chosen to represent the effects of surfacing. As for the ice-surface, these temperatures increase linearly in the direction of flow. The temperatures in February are lower than those in August and the surfacing operation increases the brine temperature. The slope representing the augmentation of temperature per meter increases during summer and surfacing operation. Its values are 0.018, 0.025 °C/m in February and 0.026, 0.032 °C/m in August.

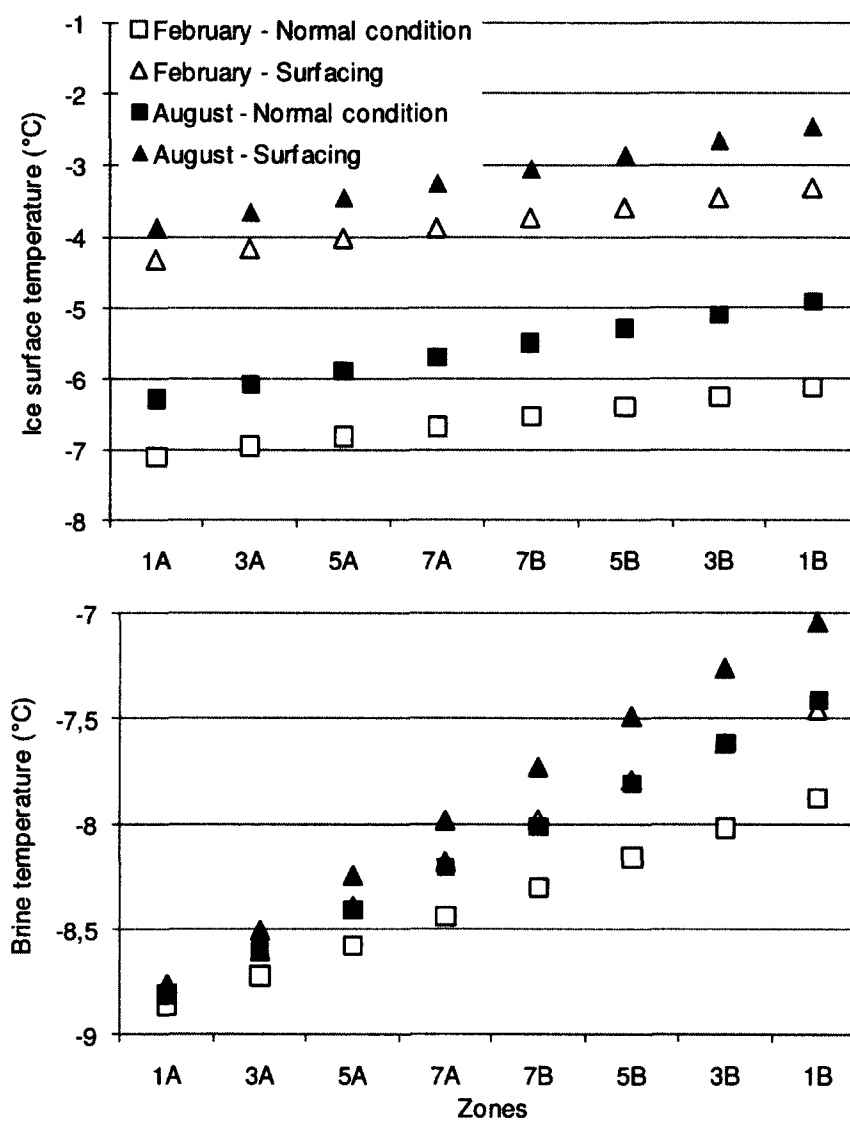


Figure 5.9 Spacewise variations of temperature; (a) : ice; (b) : brine

5.3.2 Ice slurry

Figure 5.10 shows the annual variation of the ice-surface temperature, the ice slurry temperature as well as that of nodes 4 (concrete-insulation interface) and 5 (insulation-sand interface) for the typical year. These results must be compared with those in Figure 5.6 obtained with brine as the cooling fluid and identical inputs. In particular it must be noted that the mass flowrate and inlet temperature of the two cooling fluids are identical.

The first important result in Figure 5.10 concerns the outlet temperature of the ice slurry which is throughout the year significantly lower and more uniform than the corresponding value for the brine. This is of course due to the fact that in the case of the ice slurry a significant part of the heat is absorbed as latent heat and does not entirely influence the temperature as in the case of the brine. Thus the temperature increase between the outlet and inlet exceeds $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ in the case of the brine while it is less than $0.25\text{ }^{\circ}\text{C}$ for the ice slurry. This result influences all the other temperatures plotted in Figure 5.10. Thus the ice-surface temperature varies between a minimum of $-7.18\text{ }^{\circ}\text{C}$ for zone 1A on January 30th and a maximum of $-6.14\text{ }^{\circ}\text{C}$ for zone 1B on August 6th; the corresponding temperatures in the case of the brine are $-7.11\text{ }^{\circ}\text{C}$ and $-4.89\text{ }^{\circ}\text{C}$. These particular results indicate that the quality of the ice is more uniform when the ice slurry is used and suggest that it is possible to increase the inlet temperature of the ice slurry, or reduce its flowrate, while maintaining the same ice-surface temperatures as with brine.

By comparing the results for the temperature of node 4 (concrete-insulation interface) in Figure 5.6 and Figure 5.10 we conclude that it is independent of the cooling fluid in the case of zone 1A. This is due to the fact that in this zone T_4 is controlled by the fluid inlet temperature which is the same for both fluids. On the other hand, in zone 1B the temperature of this interface is strongly influenced by the nature of the cooling fluid. With brine T_4 is higher by almost $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ and considerably more variable through the year. This behavior reflects the corresponding results for the outlet temperature of the two cooling fluids under consideration.

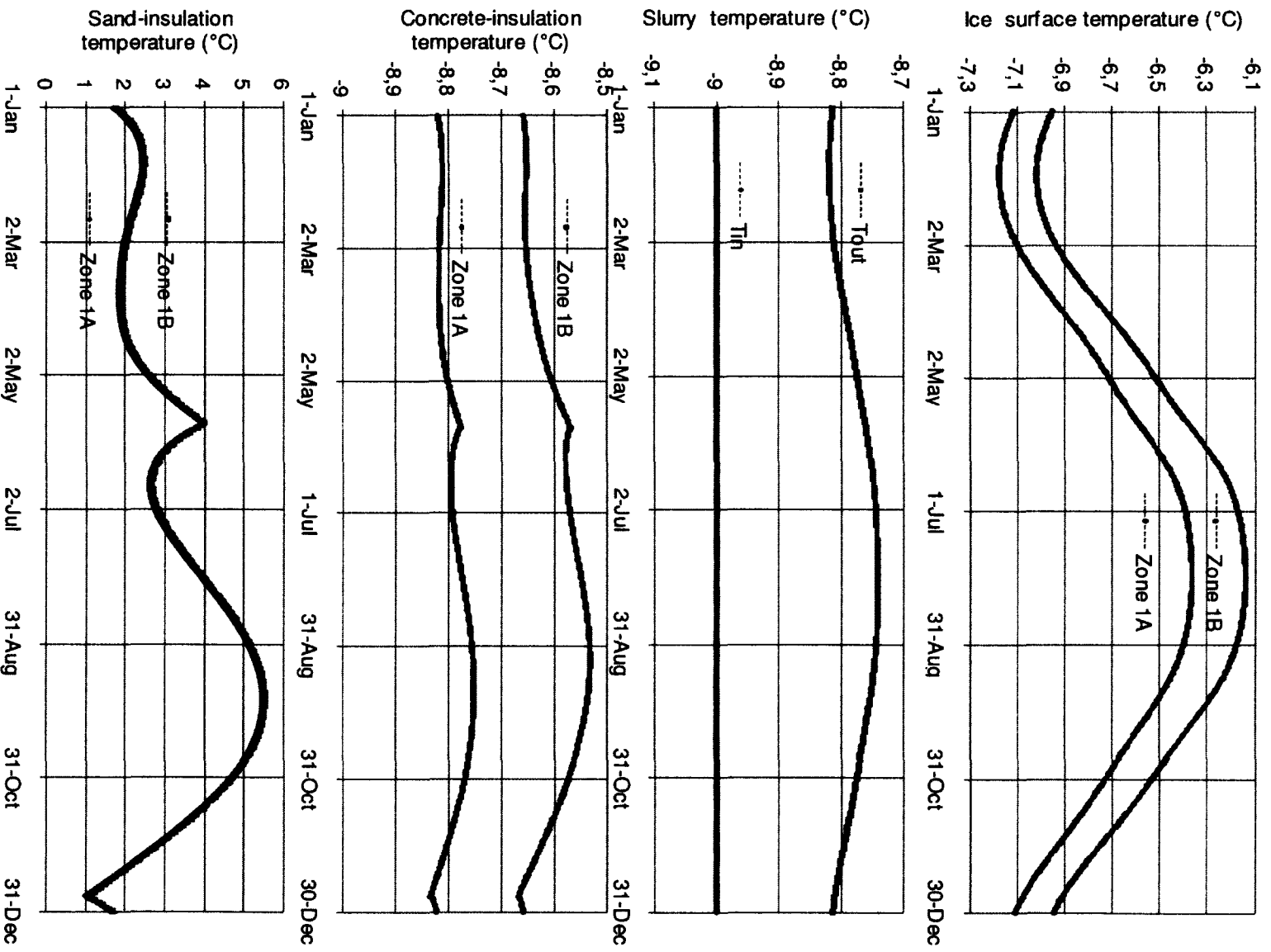


Figure 5.10 Annual variation of ice-surface, slurry and underground temperatures

The predicted temperature of node 5 (sand-insulation interface) for the slurry is very close to the corresponding results for the brine (Figure 5.6) but the difference between the values for zones 1A and 1B is negligible in the case of the slurry while it is almost $0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ in the case of the brine.

Figure 5.11 shows the ice surface temperature, the ice slurry temperature and the heat entering the ice for a weekday in August.

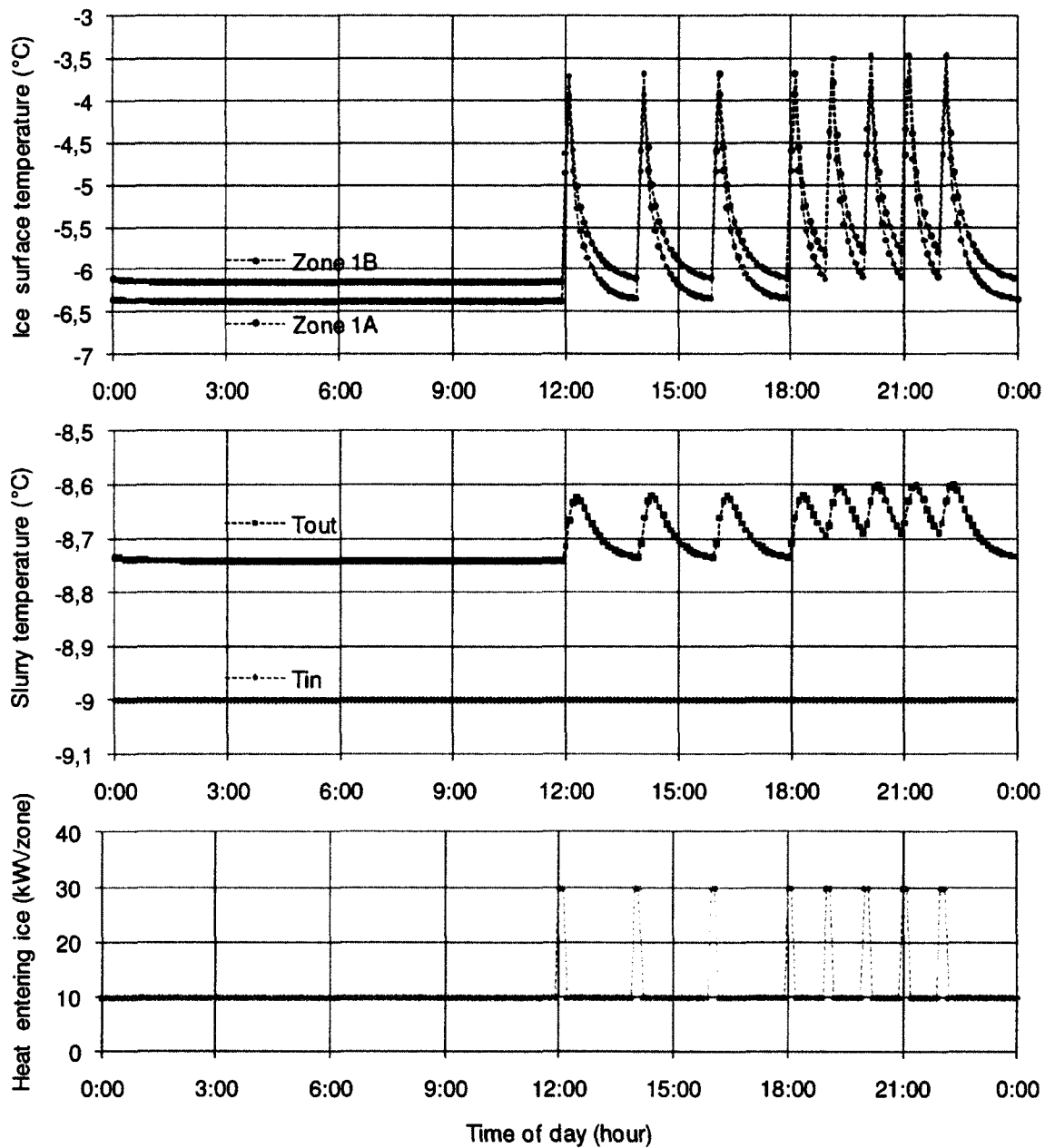


Figure 5.11 Ice-surface temperature, slurry temperature and heat entering ice on August 16th (weekday)

Figure 5.11 is analogous to Figure 5.7 for the brine. The results in these two figures are qualitatively similar since the forcing function (heat entering the ice) and the model are identical for the two cases. However, the quantitative response is different since the thermophysical characteristics of the cooling fluid are not the same. Specifically, the outlet temperature of the cooling fluid and the difference of the ice-surface temperature between zones 1A and 1B are significantly lower throughout the day in the case of the ice slurry. Furthermore, the maximum ice-surface temperature is approximately -3.5 and -1.9 °C for the ice slurry and brine respectively. These results thus confirm the observation that the ice slurry results in a much more uniform ice temperature (and therefore a more uniform ice quality).

The results in Table 5.5 (analogous to Table 5.4 for the brine) show the detailed evolution of these temperatures as well as the corresponding values of Q_{ice} and of the ice concentration immediately before, during and after the first surfacing operation. Compared to the corresponding results for the brine (cf. Table 5.4) we notice that the maximum values of T_1 , T_2 in zones 1A and 1B occur at the same instant for both cooling fluids. On the other hand the maximum outlet temperature of the cooling fluid occurs with a delay of 18 and 42 minutes for the ice slurry and brine respectively since the increase of temperature is considerably smaller in the former case. The maximum temperature of the cooling fluid during this period is strongly dependent on the nature of the cooling fluid: it is -8.62 °C for the slurry and -7.04 °C for the brine. The results of Table 5.5 also show that the maximum temperature increase ($T_{out} - T_{in}$) and the maximum ice-concentration decrease ($x_{s,in} - x_{s,out}$) occur almost at the same time; this observation indicates that maximum latent and sensible heat absorbed by the slurry occur almost simultaneously.

Table 5.5 Evolution of conditions with ice slurry during surfacing (August 16th)

Hour (hh:mm)	Q_{ice} (kW)	T_{in} (°C)	$x_{s,in}$ (kg/kg)	Zone 1A				Zone 1B			
				T_1 (°C)	T_2 (°C)	T_{out} (°C)	$x_{s,out}$ (kg/kg)	T_1 (°C)	T_2 (°C)	T_{out} (°C)	$x_{s,out}$ (kg/kg)
11:54	9.87	-9.00	0.217	-6.37	-7.47	-8.97	0.215	-6.15	-7.25	-8.74	0.202
12:00	29.62	-9.00	0.217	-4.86	-7.06	-8.96	0.214	-4.63	-6.82	-8.72	0.200
12:06	29.62	-9.00	0.217	-3.95	-6.59	-8.95	0.214	-3.71	-6.34	-8.67	0.197
12:12	9.87	-9.00	0.217	-4.84	-6.58	-8.95	0.214	-4.59	-6.32	-8.63	0.195
12:18	9.87	-9.00	0.217	-5.28	-6.70	-8.95	0.214	-5.02	-6.43	-8.62	0.195
12:24	9.87	-9.00	0.217	-5.55	-6.84	-8.95	0.214	-5.27	-6.55	-8.63	0.195
12:30	9.87	-9.00	0.217	-5.73	-6.96	-8.96	0.214	-5.44	-6.67	-8.64	0.196
12:36	9.87	-9.00	0.217	-5.87	-7.06	-8.96	0.214	-5.58	-6.77	-8.66	0.197
12:42	9.87	-9.00	0.217	-5.97	-7.15	-8.96	0.214	-5.68	-6.86	-8.67	0.198
12:48	9.87	-9.00	0.217	-6.05	-7.21	-8.96	0.214	-5.77	-6.93	-8.69	0.198
12:54	9.87	-9.00	0.217	-6.12	-7.26	-8.96	0.214	-5.83	-6.98	-8.70	0.199

Results for a weekend in August analogous to those in Figure 5.11 confirm the superiority of the ice slurry over the brine when compared with the results of Figure 5.8. Specifically the maximum ice-surface temperature is approximately -3.5 and -1.9 °C for the ice slurry and brine respectively. These values represent an increase over the early morning constant temperature of approximately 2.6 and 3.1 °C for the ice slurry and brine respectively. It is also important to note that it takes 3 hours after the last surfacing operation to attain the time independent ice-surface temperature with the ice slurry while the corresponding delay for the brine is 5 hours. The maximum value of the cooling fluid at the outlet of zone 1B occurs at 21:18 and is -8.6 °C for the ice slurry while the corresponding values for the brine are 21:24 and -6.76 °C.

Figure 5.12 shows typical spacewise variations of the ice-surface temperature and of the slurry temperature for the north side of the rink for the months of February and August during normal conditions (at 10:00) and following the first surfacing operation (at 12:06). As in

Figure 5.9 for the brine, all temperatures in Figure 5.12 increase linearly in the direction of flow. The slope of the four lines in Figure 5.12a is higher in August than in February and increases when surfacing takes place. Therefore the highest temperatures occur in August during surfacing and the lowest in February during normal conditions. The slopes vary from a minimum of 0.003 °C/m to a maximum of 0.006 °C/m and are in all cases considerably lower

than the corresponding values for the brine. These results confirm that the ice-surface temperature is more uniform at any fixed time when the ice slurry is used as the cooling fluid. Similar observations apply to the slope of the four lines in Figure 5.12b. As a result the maximum outlet cooling fluid temperature for the slurry ($T_{IB} \approx -8.6^\circ\text{C}$ in August with surfacing) is lower than the minimum outlet cooling fluid temperature for the brine ($T_{IB} \approx -7.9^\circ\text{C}$ in February with normal conditions).

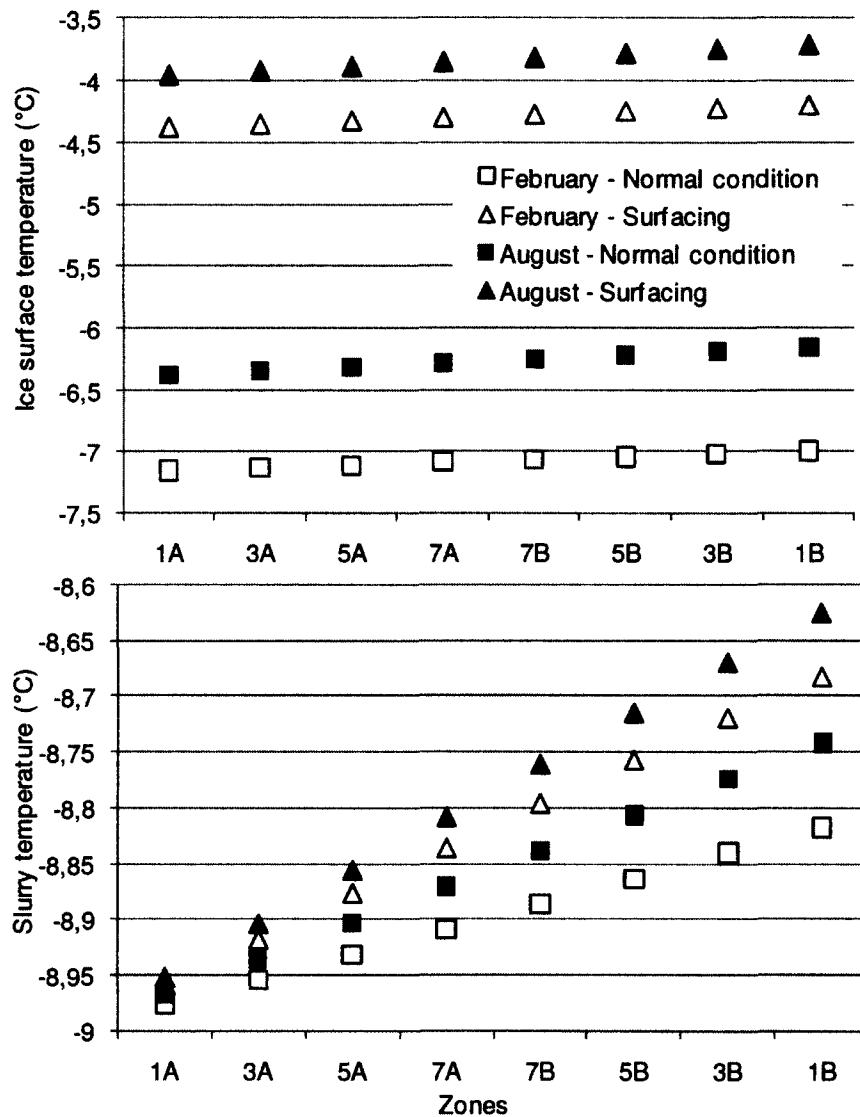


Figure 5.12 Spacewise variation of temperature; (a): ice; (b): slurry

Ice concentration at the inlet of zone 1A and at the outlet of zone 1B are presented in Table 5.6. It can be seen that the quantity of ice which melts is less than 1.5% during normal

conditions and less than 2.2% during surfacing operations. This observation suggests that it is possible to reduce the inlet ice concentration by increasing the content of the calcium chloride with little effect on the thermal performance; such a change would reduce the viscosity of the ice slurry and, therefore, the resulting pressure losses and the required pumping power.

Table 5.6 Inlet and outlet ice concentration

Month	Condition	$x_{s,in}$ (kg/kg)	$x_{s,out}$ (kg/kg)	Δx_s (kg/kg)
February	Normal	0.217	0.206	-0.011
	Surfacing	0.217	0.198	-0.019
August	Normal	0.217	0.202	-0.015
	Surfacing	0.217	0.195	-0.022

5.4 Effects of slurry flowrate and inlet temperature

All the previously presented results were calculated with a cooling fluid flowrate of 28.5 L/s and inlet temperature of -9 C. It was however suggested in the discussion of Figure 5.10 that lowering the flowrate of the slurry, or increasing its inlet temperature, may be interesting options. In this section we present ice and cooling fluid temperatures as well as the required pumping power for different values of these operating parameters. First we illustrate the effect of halving the flowrate of the slurry by comparing ice-surface temperatures and pumping power for the brine and slurry with the original flowrate with corresponding values for the slurry with a flowrate of 14.25 L/s.

Table 5.7 shows that reducing the flowrate of the slurry by half has a very small effect on the ice temperature. Although the ice temperature with this flowrate is slightly higher and less uniform than for the slurry with 28.5 L/s it is still lower and more uniform than with the brine. This is true throughout the year under normal conditions and during surfacing operations. The most demanding operation occurs in August during surfacing when the highest ice-surface temperature occurs in zone 1B: the corresponding values are -2.46 C for the brine, -3.71 °C for the slurry with 28.5 L/s and -3.48 °C for the slurry with 14.25 L/s. The least uniformity of the ice-surface temperature is also obtained in August during surfacing: the difference between the ice surface temperature in zones 1A and 1B is 1.40 °C for the brine, 0.24 °C for the slurry with 28.5 L/s and 0.46 L/s for the slurry with 14.25 L/s.

Table 5.7 Effect of cooling fluid and ice slurry flowrate on ice-surface temperature

Month	Condition	Temp (°C)	Brine (28.5 L/s)	Slurry (28.5 L/s)	Slurry (14.25 L/s)
February	Normal	$T_{ice,1A}$	-7,10	-7,16	-7,15
		$T_{ice,1B}$	-6,12	-7,00	-6,84
		ΔT	0,98	0,16	0,31
February	Surfacing	$T_{ice,1A}$	-4,31	-4,38	-4,36
		$T_{ice,1B}$	-3,31	-4,20	-4,04
		ΔT	1,00	0,17	0,33
August	Normal	$T_{ice,1A}$	-6,29	-6,37	-6,36
		$T_{ice,1B}$	-4,90	-6,15	-5,91
		ΔT	1,39	0,23	0,44
August	Surfacing	$T_{ice,1A}$	-3,86	-3,95	-3,94
		$T_{ice,1B}$	-2,46	-3,71	-3,48
		ΔT	1,40	0,24	0,46

Table 5.8 shows the corresponding pumping power calculated with Equation (5.6). The friction factors have been evaluated using the different correlations presented in section 5.2.3. For the brine, the five correlations for turbulent flow of a single phase fluid give similar results varying between 1926 and 1978 W. For the slurry with 28.5 L/s (turbulent flow), the pumping power evaluated with the friction coefficients in Table 5.3 vary between 2093 and 2273 W; the corresponding values obtained with the friction coefficient from Equations (5.7) and (5.8) are somehow higher. The important point however is that for the same flowrate the brine requires less pumping power. On the other hand for the slurry with 14.25 L/s (laminar flow) the pumping power according to the Poiseuille correlation is significantly lower than that required by either cooling fluid with 28.5 L/s. The corresponding result obtained with the Reghem expression for the friction coefficient is much higher but is not considered valid in the present circumstances for two reasons: first, it was obtained for ethylene glycol and not for calcium chloride; second, it was obtained by considering that the flow is not homogeneous which is not always the case for laminar flow. Therefore, for the following parametric studies the Poiseuille and Blasius correlations were used for laminar and turbulent flows respectively. We consider that these correlations are valid for the slurry as long as its viscosity and density take into account the presence of the ice particles.

Table 5.8 Pumping power evaluated with different friction factor correlations (August 16th)

Refrigerant	Brine Slurry Slurry		
Flow (L/s)	28.5	28.5	14.25
Reynolds	5162	2456	1274
Method	Pumping power (W)		
Poiseuille	-	-	293
Blasius	1929	2093	-
Filonenko	1978	2273	-
Drew-Koo-McAdams	1967	2177	-
Haaland	1926	2199	-
Snoek	-	2420	-
Reghem	-	2877	1841

Table 5.9 shows the effects of the ice slurry flowrate on the ice-surface temperature, the cooling fluid outlet conditions and the pumping power and compares them with the corresponding conditions for the base case with brine. As noted before, for the same flowrate (28.5 L/s) the ice-surface temperature is lower and more uniform with the slurry but the pumping power is higher. For these results the friction coefficient is calculated with the Blasius correlation for turbulent flow (Reynolds higher than 2300) and with the Poiseuille correlation for laminar flow (Reynolds lower than 2300). However it should be noted that for the ice slurry with 28.5 and 25 L/s the flow may actually be in the transition zone; therefore the pumping power for these two flowrates may be somewhat closer than indicated by the values in Table 5.9. As the slurry flowrate is reduced the pumping power decreases significantly since the flow regime becomes laminar and the uniformity of the ice-surface temperature deteriorates but remains better than that obtained with the slurry. Even if the slurry flowrate is reduced to 5 L/s, the ice-surface temperature is more uniform and lower than with the brine. However, at such a low flowrate stratification of the ice particles may occur resulting in a higher ice concentration near the top of the pipes. This may have a positive effect on the ice-surface temperature but can also cause an obstruction in the pipes. Therefore we recommend the use of a 20 L/s flowrate for the ice slurry which results in a 70% reduction of the pumping power and a significant improvement of the ice-surface temperature uniformity with respect to the base case.

As a final alternative which takes advantage of the slurry properties we consider a case with 28.5 L/s and an inlet temperature such that the outlet temperature of the slurry during normal

operation in August is the same as that of the base case (-7.42 °C). Such a combination would result in a lower load for the chillers while conserving the quality of the ice. Using a trial and error approach we determined that this outlet temperature can be achieved with an inlet slurry temperature of -7.60 °C ($x_{s,in} = 0.115$ kg/kg). The corresponding ice-surface temperature is -4.98 °C for zone 1A and -4.82 °C for zone 1B while for the base system this temperature is -6.29 °C for zone 1A and -4.90 °C for zone 1B. During surfacing, with an inlet slurry temperature of -7.60 °C, the ice-surface temperature is -2.56 °C for zone 1A and -2.39 °C for zone 1B while for the base system it is -3.86 °C for zone 1A and -2.46 °C for zone 1B. Thus, with this higher entry temperature for the slurry the ice-surface temperature is much more uniform than with the colder brine and closer to that of the warmer end of the ice cooled by brine. On the other hand, the pumping power for this warmer slurry is approximately 1.84 kW which is lower than the corresponding value for the brine (≈ 1.95 kW according to Table 5.8) and lower than the one for the slurry entering with a temperature of -9 °C brine (see Table 5.8). The pumping power for the ice slurry for these two cases with the same flowrate (28.5 L/s) is not the same due to the slurry properties which change with the ice concentration (0.217 kg/kg when $T_{in} = -9$ °C, 0.115 kg/kg when $T_{in} = -7.60$ °C).

Table 5.9 Effects of ice slurry flowrate on operating conditions (August 16th)

Cooling fluid	Brine	Slurry					
Flowrate (L/s)	28.5	28.5	25	20	15	10	5
$x_{s,in}$ (kg/kg)	-	0.217	0.217	0.217	0.217	0.217	0.217
$x_{s,out}$ (kg/kg)	-	0.202	0.200	0.188	0.189	0.175	0.133
Δx_s (kg/kg)	-	-0.015	-0.017	-0.029	-0.028	-0.042	-0.083
$T_{ice,1A}$ (°C)	-6.29	-6.37	-6.37	-6.36	-6.36	-6.35	-6.31
$T_{ice,1B}$ (°C)	-4.90	-6.15	-6.11	-5.93	-5.95	-5.74	-5.20
ΔT_{ice} (°C)	1.39	0.23	0.26	0.42	0.41	0.60	1.11
T_{in} (°C)	-9.00	-9.00	-9.00	-9.00	-9.00	-9.00	-9.00
T_{out} (°C)	-7.42	-8.74	-8.71	-8.51	-8.53	-8.31	-7.73
ΔT_{cf} (°C)	1.58	0.26	0.29	0.49	0.47	0.69	1.27
Re	5162	2456	2177	1764	1375	953	530
Pumping power (W)	1929	2093	940	586	317	135	30

5.5 Conclusion

A transient model of the heat transfer processes taking place below the ice of an indoor ice rink was used to investigate the performance of two cooling fluids: a brine with 20% calcium chloride and an ice slurry with 11% calcium chloride. The results for a typical ice rink in Montreal, Canada show that:

- for the flowrate and cooling fluid inlet temperature currently used (28.5 L/s and -9 °C respectively) the ice slurry maintains the ice at a more uniform and less time-dependent temperature but requires more pumping power than the brine;
- a reduction of the slurry flowrate to 20 L/s with the same inlet temperature (-9 °C) gives better ice temperature uniformity and lower variability than the base case with brine; for these operating conditions the pumping power for the slurry is approximately 30% of that required by the brine;
- a small increase of the slurry inlet temperature to approximately -7.5 °C with the same flowrate (28.5 L/s) also results in a significant pumping power reduction compared to the base case while maintaining better ice quality than the brine.

These results show that ice slurries offer important advantages over brines as cooling fluids for indoor ice rinks.

Appendix

The coefficients in Equation (5.5) are given by the following expressions:

$$A(1,1) = \frac{(Mc_p)_1}{\Delta t} + \frac{1}{R_{ice}} \quad (\text{A.1})$$

$$A(2,2) = - \left(\frac{(Mc_p)_2}{\Delta t} + \frac{1}{2} U_2 S_2 + \frac{1}{R_{ice}} + \frac{1}{R_{C1}} \right) \quad (\text{A.2})$$

$$A(3,3) = - \left(\frac{(Mc_p)_3}{\Delta t} + \frac{1}{2} U_3 S_3 + \frac{1}{R_{C1}} + \frac{1}{R_{C2}} \right) \quad (\text{A.3})$$

$$A(4,4) = - \left(\frac{(Mc_p)_4}{\Delta t} + \frac{1}{2} U_4 S_4 + \frac{1}{R_{C2}} + \frac{1}{R_{ins}} \right) \quad (A.4)$$

$$A(5,5) = - \left(\frac{(Mc_p)_5}{\Delta t} + \frac{1}{2} U_5 S_5 + \frac{1}{R_{ins}} + \frac{1}{R_{sand}} \right) \quad (A.5)$$

$$A(6,6) = - \left(\frac{(Mc_p)_6}{\Delta t} + \frac{1}{2} U_5 S_5 + \frac{1}{R_{sand}} + \frac{1}{R_{soil}} \right) \quad (A.6)$$

Equivalent thermal capacities within Equations (A.1) to (A.6) are given by

$$(Mc_p)_1 = \frac{1}{2} M_{ice} c_{p,ice} \quad (A.7)$$

$$(Mc_p)_2 = \frac{1}{2} M_{ice} c_{p,ice} + \frac{1}{2} M_{C1} c_{p,C1} \quad (A.8)$$

$$(Mc_p)_3 = \frac{1}{2} M_{C1} c_{p,C1} + M_{cf} c_{p,cf} + \frac{1}{2} M_{C2} c_{p,C2} \quad (A.9)$$

$$(Mc_p)_4 = \frac{1}{2} M_{C2} c_{p,C2} + \frac{1}{2} M_{ins} c_{p,ins} \quad (A.10)$$

$$(Mc_p)_5 = \frac{1}{2} M_{ins} c_{p,ins} + \frac{1}{2} M_{sand} c_{p,sand} \quad (A.11)$$

$$(Mc_p)_6 = \frac{1}{2} M_{sand} c_{p,sand} + \frac{1}{2} M_{soil} c_{p,soil} \quad (A.12)$$

CHAPITRE 6

CONCLUSION

Le coulis de glace est un fluide composé d'une phase solide, la glace, et une phase liquide, une solution aqueuse. La chaleur latente rend l'utilisation du coulis avantageuse puisqu'il transporte une plus grande quantité d'énergie par kilogramme qu'un fluide monophasique.

La littérature fournit les relations permettant de calculer les propriétés des coulis. Les corrélations permettant de calculer les propriétés thermophysiques des solutions aqueuses ont été élaborées pour quatre additifs. En plus des propriétés, ces relations impliquent le calcul des concentrations de glace volumique et massique.

L'étude expérimentale a été menée sur un échangeur de chaleur industriel qui n'est pas couvert dans la littérature, soit le type tubes et calandre. Les mesures ont démontré que la concentration de glace a un impact plus grand sur le transfert de chaleur quand le débit de coulis est faible. De plus, le débit de coulis a un impact plus grand sur les pertes de pression que la concentration de glace.

Le modèle d'aréna a permis d'évaluer l'effet du remplacement de la saumure par du coulis sur la température de la surface de glace. Grâce à la chaleur latente, le coulis retire une plus grande quantité de chaleur de la glace que la saumure. Ainsi, la température de la glace est plus uniforme. L'étude paramétrique a démontré que le débit de coulis peut être diminué ou sa température peut être augmentée sans déprécier la qualité de la glace.

Le remplacement de la saumure par un coulis de glace amène la problématique de l'équipement spécialisé à intégrer dans le système de réfrigération. Le nouveau système de réfrigération devrait inclure un générateur de coulis de glace et un système réservoir-mélangeur si un stockage de coulis de glace est désiré. Pour justifier ces coûts supplémentaires, le débit, la concentration de glace et la température du coulis devraient être bien choisis afin de minimiser la puissance de pompage et la consommation d'énergie.

LISTE DES RÉFÉRENCES

- ASHRAE (2005). *Handbook : Fundamentals*, SI édition. American Society of Heating, Refrigeration, and Air-Conditioning, Atlanta,
- ASHRAE (2006). *Handbook : Refrigeration*, SI édition. American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Atlanta,
- Ayel, V., Lottin, O. et Peerhossaini, H. (2003). Rheology, Flow behavior and heat transfer of ice slurries: a review of the state of the art. *International Journal of Refrigeration*, volume 26, numéro 1, p. 95-107.
- Bedecarrats, J., Strub, F. et Peuvrel, C. (2009). Thermal and hydrodynamic considerations of ice slurry in heat exchangers. *International Journal of Refrigeration*, volume 32, numéro 7, p. 1791-1800.
- Bellache, O., Ouzzane, M., Giguère, D. et Galanis, N. (2007). *Effects of multi-pass brine system on the ice temperature of skating rinks*, Université de Sherbrooke, Sherbrooke.
- Bellas, J., Chaer, I. et Tassou, S. A. (2002). Heat transfer and pressure drop of ice slurries in plate heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, volume 22, numéro 7, p. 721-732.
- Bellas, I. et Tassou, S. A. (2005). Present and future applications of ice slurries. *International Journal of Refrigeration*, volume 28, numéro 1, p. 115-121.
- Daoud, A., Galanis, N. et Bellache, O. (2008). Calculation of refrigeration loads by convection, radiation and condensation in ice rinks using a transient 3D zonal model. *Applied Thermal Engineering*, volume 28, numéro 14-15, p. 1782-1790.
- Dong, W. L., Eung, S. Y., Moon, C. J. et Sharma, A. (2006). Heat transfer characteristics of the ice slurry at melting process in a tube flow. *International Journal of Refrigeration*, volume 29, numéro 3, p. 451-455.
- Egolf, P. W., Kitanovski, A., Ata-Caesar, D., Stamatiou, E., Kawaji, M., Bedecarrats, J. et Strub, F. (2005). Thermodynamics and heat transfer of ice slurries. *International Journal of Refrigeration*, volume 28, numéro 1, p. 51-59.
- El Abbassi, I., Castaing-Lasvignottes, J., Bedecarrats, J.-P., Dumas, J.-P., et Mimet, A. (2010). Energetic performances of a refrigerating loop using ice slurry. *Applied Thermal Engineering*, volume 30, numéro 8-9, p. 962-969.
- El Abbassi, I., Castaing-Lasvignottes, J., Bedecarrats, J.-P., Dumas, J.P. et Minet, A. (2007). Étude comparative de l'emploi des fluides frigoporteurs monophasiques et diphasiques.

- Dans El Abbassi, I., *13^{èmes} Journées Internationales de Thermiques (JITH)*. JITH 2007, Albi, p. 1-5.
- El Abbassi, I., Castaing-Lavignottes, J., Bedecarrats, J.-P., Dumas, J.-P. et Minet, A. (2008). Étude énergétique expérimentale d'une boucle de coulis de glace. Dans El Abbassi, I., *Colloque francophone en énergie, environnement, économie et thermodynamique 2008 (COFRET '08)*. COREFET '08, Nantes, p. 1-6.
- El Abbassi, I., Castaing-Lavignottes, J., Bedecarrats, J.-P., Dumas, J.-P. et Minet, A. (2009a). Modélisation et simulation numérique en régime variable d'un échangeur de chaleur coaxial utilisant le coulis de glace. Dans El Abbassi, I., *14^{èmes} Journées Internationales de Thermique*. JITH 2009, Djerba, p. 1-6.
- El Abbassi, I., Castaing-Lavignottes, J., Bedecarrats, J.-P., Dumas, J.-P. et Minet, A. (2009b). Étude d'une installation de production, de transport et d'utilisation du froid à coulis de glace par l'analyse entropique et exergetique. Dans El Abbassi, I., *14^{èmes} Journées Internationales de Thermique*. JITH 2009, Djerba, p. 1-6.
- EnergyPlus, *Energy Simulation Software*. <http://www.eere.energy.gov/buildings/energyplus/> (page consultée le August 2011).
- Fernandez-Seara, J., Diz, R., Uhia, F. J. et Dopazo, J. A. (2010). Experimental analysis on pressure drop and heat transfer of a terminal fan-coil unit with ice slurry as cooling medium. *International Journal of Refrigeration*, volume 33, numéro 6, p. 1095-1104.
- Grozdek, M., Khodabandeh, R. et Lundqvist, P. (2009). Experimental investigation of ice slurry flow pressure drop in horizontal tubes. *Experimental Thermal and Fluid Science*, volume 33, numéro 2, p. 357-370.
- Grozdek, M., Khodabandeh, R., Lundqvist, P., Palm, B. et Melinder, A. (2009). Experimental investigation of ice slurry heat transfer in horizontal tube. *International Journal of Refrigeration*, volume 32, numéro 6, p. 1310-1322.
- Kakaç, S. et Liu, H. (2002). *Heat exchangers : selection, rating, and thermal design*, 2 édition. CRC Press, Boca Raton, Floride, États-Unis, 501 p.
- Kauffeld, M., Kawaji, M. et Egolf, P. W. (2005). *Handbook on ice slurries*. International Institute of Refrigeration, Paris, 363 p.
- Kitanovski, A. et Poredos, A. (2002). Concentration distribution and viscosity of ice-slurry in heterogeneous flow. *International Journal of Refrigeration*, volume 25, numéro 6, p. 827-35.
- Kitanovski, A., Vuarnoz, D., Ata-Caesar, D., Egolf, P.W., Hansen, T., et Doetsch, C. (2005). The fluid dynamics of ice slurry. *International Journal of Refrigeration*, volume 28, numéro 1, p. 37-50.

- Knodel, B. D., France, D. M., Choi, U. S. et Wambsganss, M. W. (2000). Heat transfer and pressure drop in ice-water slurries. *Applied Thermal Engineering*, volume 20, numéro 7, p. 671-685.
- Kumano, H., Hirata, T., Shouji, R. et Shirakawa, M. (2010). Experimental study on heat transfer characteristics of ice slurry. *International Journal of Refrigeration*, volume 33, numéro 8, p. 1540-1549.
- Lottin, O., Ayel, V. et Peerhossaini, H. (2004). Ice slurries phase transition thermodynamics: Relations for determining concentration-temperature domains of application. *International Journal of Refrigeration*, volume 27, numéro 5, p. 520-528.
- Lottin, O. et Epiard, C. (2001). Dependence of the thermodynamic properties of ice slurries on the characteristics of marketed antifreezes. *International Journal of Refrigeration*, volume 24, numéro 6, p. 455-467.
- Meewisse, J. W. et Ferreira, C. A. I. (2001). Freezing Point Depression of Various Ice Slurries. *Institut International du Froid - International Institute of Refrigeration*, p. 9.
- Melinder, Å. (2007). *Thermophysical Properties of Aqueous Solutions Used as Secondary Working Fluids*. Energiteknik, Stockholm, 239 p.
- Monteiro, A.C.S. et Bansal, P.K., 2010. Pressure drop characteristics and rheological modeling of ice slurry flow in pipes. *International Journal of Refrigeration*, volume 33, numéro 8, p. 1523-1532.
- Moran, M. J., Shapiro, H. N., Munson, B. R. et DeWitt, D. P. (2003). *Introduction to thermal systems engineering : thermodynamics, fluid mechanics, and heat transfer*, John Wiley & Sons, New York, 562 p.
- Niezgoda-Żelasko, B. et Zalewski, W. (2006). Momentum transfer of ice slurry flows in tubes, experimental investigations. *International Journal of Refrigeration*, volume 29, numéro 3, p. 418-428.
- Niezgoda-Żelasko, B. et Żelasko, J. (2008). Melting of ice slurry under forced convection conditions in tubes. *Experimental Thermal and Fluid Science*, volume 32, numéro 8, p. 1597-1608.
- Ouzzane, M., Sunye, R., Zmeureanu, R., Giguere, D., Scott, J. et Bellache, O. (2006). Cooling load and environmental measurements in a Canadian indoor ice rink. Dans *2006 Annual Meeting of the American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, ASHRAE, June 24, 2005 - June 28*, volume 112 PART 2. Amer. Soc. Heating, Ref. Air-Conditioning Eng. Inc, Quebec City, QC, Canada, p. 538-545.

- Piche, O. et Galanis, N. (2010). Thermal and economic evaluation of heat recovery measures for indoor ice rinks. *Applied Thermal Engineering*, volume 30, numéro 14-15, p. 2103-2108.
- Pronk, P., Infante Ferreira, C. A. et Witkamp, G. J. (2008). Superheating of ice slurry in melting heat exchangers. *International Journal of Refrigeration*, volume 31, numéro 5, p. 911-920.
- Seghouani, L., Daoud, A. et Galanis, N. (2009). Prediction of yearly energy requirements of indoor ice rinks. *Energy and Buildings*, volume 41, numéro 5, p. 500-511.
- Shire, G. S. F., Quarini, G. L. et Evans, T. S. (2009). Pressure drop of flowing ice slurries in industrial heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, volume 29, numéro 8-9, p. 1500-1506.
- Pronk, P., Infante Ferreira, C. A. et Witkamp, G. J. (2008). Superheating of ice slurry in melting heat exchangers. *International Journal of Refrigeration*, volume 31, numéro 5, p. 911-920.
- Seghouani, L., Daoud, A. et Galanis, N. (2009). Prediction of yearly energy requirements of indoor ice rinks. *Energy and Buildings*, volume 41, numéro 5, p. 500-511.
- Shire, G. S. F., Quarini, G. L. et Evans, T. S. (2009). Pressure drop of flowing ice slurries in industrial heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, volume 29, numéro 8-9, p. 1500-1506.
- White, F. M. (2003). *Fluid mechanics*, 5th ed. édition. McGraw-Hill, Boston, 866 p.

