



Luis Carlos Castillo Martinez

**Determinação Experimental dos Coeficientes
de Transporte da Pasta de Gelo em Trocadores
de Calor de Placas**

Dissertação de Mestrado

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da PUC-Rio como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Sergio Leal Braga

Rio de Janeiro, março de 2005

Livros Grátis

<http://www.livrosgratis.com.br>

Milhares de livros grátis para download.



Luis Carlos Castillo Martinez

**Determinação Experimental dos Coeficientes
de Transporte da Pasta de Gelo em Trocadores
de Calor de Placas**

Dissertação apresentada como requisito parcial para obtenção de grau de Mestre pelo Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica do Departamento de Engenharia Mecânica da PUC-Rio.

Prof. Sergio Leal Braga

Orientador

Departamento de Engenharia Mecânica – PUC-Rio.

Prof. José Alberto dos Reis Parise

Departamento de Engenharia Mecânica – PUC-Rio.

Prof. Paulo Roberto de Sousa Mendes

Departamento de Engenharia Mecânica – PUC-Rio.

Prof. Carlos Valois Maciel Braga

Departamento de Engenharia Mecânica – PUC-Rio.

Prof. José Eugenio Leal

Coordenador Setorial do Centro

Técnico Científico – PUC-Rio.

Rio de Janeiro, 04 de março de 2005

Todos os direitos reservados. É proibida a reprodução total ou parcial do trabalho sem autorização da universidade, do autor e do orientador.

Luis Carlos Castillo Martinez

Graduou-se em Engenharia Naval no Depto. de Engenharia Mecânica da UNI (Universidad Nacional de Ingenieria, Lima-Perú) em 2002, participando na equipe de estudos sobre Simulação Numérica em Fluidos e Transferência de Calor. Atualmente tem continuado com a linha de pesquisa na área de Termociências, com o estudo de Troca de Calor em Sistemas com Pasta de Gelo, no Laboratório de Refrigeração e Aquecimento LRA.

Ficha Catalográfica

Castillo Martinez, Luis Carlos

Determinação experimental dos coeficientes de transporte da pasta de gelo em trocadores de calor de placas / Luis Carlos Castillo Martinez; orientador: Sergio Leal Braga. – Rio de Janeiro : PUC, Departamento de Engenharia Mecânica, 2005.

108 f. ; 30 cm

Dissertação (mestrado) – Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Departamento de Engenharia Mecânica.

Inclui referências bibliográficas.

1. Engenharia mecânica – Teses. 2. Coeficiente de troca de calor. 3. Perda de carga. 4. Pasta de gelo. 5. Mudança de fase. 6. Refrigerantes secundários. 7. Trocador de calor a placas. I. Braga, Sergio Leal. II. Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro. Departamento de Engenharia Mecânica. III. Título.

À Nosso senhor
À minha mãe Natalia e meus irmãos
pela confiança e fé, porque são o motor de tudo.

Agradecimentos

A Sergio Leal Braga meu orientador. Obrigado por sua incrível dedicação. Por seu apoio, compreensão, as forças e a amizade.

A minha mãe Natalia Martinez pela confiança. Aos meus irmãos nos quais vi uma motivação pessoal para seguir avançando. A ela, minha bendita razão e na distancia agora, por seu carinho e respeito.

Aos meus amigos, à gente que me fez sentir bem e me ajudaram a manter os pés no solo.

A toda a gente do LRA pelo apoio e a tranquilidade durante este processo. Por seus conselhos para levar adiante este trabalho, obrigado. Em especial aos companheiros Hugo, Jose, Epifanio e Frank.

À comunidade da PUC-Rio, aos professores e funcionários do Depto. de Engenharia Mecânica, por sua hospitalidade e seu grande trabalho. Por sua disponibilidade a Rosely e Lourenço.

A todos os companheiros de profissão a os que he tido o prazer de conhecer.

À YORK do Brasil, pela cessão do gerador de pasta de gelo, sem o qual este trabalho não seria possível.

Ao Prof. José Alberto dos Reis Parise pela ajuda na revisão deste texto.

À FAPERJ, ao CNPq e à PUC-Rio pelo apoio financeiro através das bolsas de estudo.

Resumo

A pasta de gelo é uma mistura de água e um aditivo, com finas partículas de gelo, apresentando uma alta densidade de energia térmica. O principal motivo de sua utilização deve-se à combinação do aproveitamento do calor latente na mudança de fase com capacidade de ser bombeado. O presente trabalho trata do estudo experimental sobre a transferência de calor e queda de pressão, com mudança de fase, utilizando uma mistura de propileno glicol– água com 13,8% de concentração em peso, num trocador de calor de placas com arranjo em U para 16 placas. Realizaram-se testes de troca de calor com escoamento em paralelo e contra-corrente, para duas condições de fração mássica de gelo e números de Reynolds para a pasta de gelo entre 150 e 425, com diferentes condições de carga térmica. Dos testes foram observados aumentos de até 25% no coeficiente global de troca calor, ao se incrementar a vazão e, conseqüentemente, o número de Reynolds da pasta de gelo. Com o aumento da fração de gelo melhora-se a capacidade de resfriamento, diminuindo o número de Nusselt da pasta de gelo. O coeficiente global de troca, porém, começa a diminuir. Na literatura esta relação ainda não está bem definida. Alguns autores relatam ganhos, perdas ou indiferença no coeficiente global. Resultados do coeficiente global e do número de Nusselt, nos modos paralelo e contra-corrente, não apresentaram grande diferença. A capacidade de resfriamento em contra-corrente foi maior, apresentando valores de efetividade cerca 10% acima dos resultados observados no modo paralelo. Os fatores de atrito encontrados variaram entre 0,030 a 0,085, o que concorda com os resultados apresentados por outros pesquisadores. Como era de se esperar, o fator de atrito diminui com o aumento da vazão mássica e de maneira inversa com o aumento da fração de gelo.

Palavras-chave

Coeficiente de troca de calor, perda de carga, pasta de gelo, mudança de fase, refrigerantes secundários, trocador de calor a placas.

Abstract

Ice slurry is an aqueous solution from which ice crystals are formed. These crystals possess high energy density, in the form of latent heat. Furthermore, the fact of being a slurry makes it an excellent energy carrier, for it can be easily pumped. The present work presents an experimental procedure to assess the heat transfer and the pressure loss, with phase change, using a mixture of propylene-glycol and water, 13.8% weight, in a U-plate heat exchanger with 16 plates. Tests were carried out for both parallel and counter-flow configurations of the heat exchanger, for two different mass fractions of ice and with Reynolds numbers between 150 and 425 for the slurry. Different thermal loads were considered. The experiments showed increases of up to 25% in the overall heat transfer coefficient when the slurry flow is increased, with consequent increase in the Reynolds number. By increasing the ice fraction the cooling capacity is improved, reducing the Nusselt number. In the literature, this relationship is not clearly defined, as some authors show gains in the heat exchange coefficient, losses, and some others did not observe any influence on this parameter. Regarding the heat exchange configuration, i.e., parallel or counter-flow, neither the heat exchange coefficient, nor the Nusselt number suffered major influence. The effectiveness is up to 10% higher for the counter-flow configuration in comparison with the parallel configuration. The figures found for the friction coefficient, between 0,030 and 0,085, are in good agreement with the literature. As expected, the friction coefficient decreases when the mass flow is increased, and increases when the ice fraction is increased.

Keywords

Heat Exchange coefficient, pressure loss, ice slurry, phase change, secondary refrigerants, plate heat exchanger.

Sumário

1 . Introdução	16
1.1. Motivação	16
1.2. Pesquisa Bibliográfica	18
1.3. Estrutura do Trabalho	21
2 . Conceitos Gerais	23
2.1. Termoacumulação	23
2.1.1. Classificação dos sistemas de termoacumulação	23
2.1.2. Modos de armazenamentos	24
2.1.3. Vantagens da Termoacumulação	26
2.2. A Pasta de Gelo	27
2.2.1. Tipos de Geração de Pasta de Gelo	29
2.2.2. Vantagens da pasta de gelo	31
2.2.3. Propriedades Termofísicas da Pasta de Gelo	32
2.3. Método do Calorímetro	36
2.4. Trocadores de calor de placas	40
2.4.1. Conceitos gerais	40
2.4.2. Configuração do Trocador	43
2.4.3. Vantagens	45
2.4.4. Desvantagens	46
3. Abordagem Experimental	47
3.1. Parâmetros estudados	47
3.2. Modelo Experimental	48
3.2.1. Seção de testes	50
3.2.2. Sistema para a pasta de gelo	53
3.2.3. Sistema de carga térmica	56
3.2.4. Sistema de Aquisição de dados	57
3.3. Procedimento experimental	58
4. Redução de dados – Modelo matemático	60
4.1. Coeficiente global de Troca de calor	60
4.2. Calor Trocado	62
4.2.1. Carga Térmica – Calor cedido	62
4.2.2. Capacidade de Resfriamento da Pasta de Gelo – Calor recebido	62
4.3. Correlações adimensionais	63
4.3.1. Escoamentos sem mudança de fase	63
4.3.2. Testes com Pasta de Gelo	66
5 . Análise dos Resultados	68
5.1. Capacidade de Resfriamento	68
5.2. Coeficiente global de troca de calor	71
5.3. Equivalente da vazão mássica no lugar de pasta de gelo	76
5.4. Efeito da Resistência térmica da placa no número de Nusselt	77
5.4.1. Testes Água–Solução sem cristais	78
5.4.2. Testes Água – Pasta de Gelo	79

5.5. Queda de Pressão e Fator de Atrito	82
5.6. Coeficiente de troca de calor, obtido pelo método da efetividade	84
5.7. Validação e Comparação de resultados	85
5.7.1. Para transferência de calor sem mudança de fase em trocadores de calor	85
5.7.2. Para trocadores de calor de placas utilizando pasta de gelo	87
6 . Conclusões e sugestões	90
Referencia Bibliográfica	94
Apêndice A. Propriedades da Água.	97
Apêndice B. Propriedades das Misturas com Propileno Glicol	98
Apêndice C. Equivalente em Água do Calorímetro.	100
Apêndice D. Cálculo da Fração de gelo	102
Apêndice E. Método da Efetividade.	104
Apêndice F. Mínimos Quadrados.	106
Apêndice G. Coeficiente de correlação R-Quadrado.	107

Lista de figuras

Figura 1 – Tanques de armazenamento térmico por estratificação	24
Figura 2 - Armazenamento térmico utilizando PCMs	25
Figura 3 – Sistema de termo acumulação com pasta de gelo	28
Figura 4 – Tipos de Geração de pasta de gelo	30
Figura 5 – Curvas típicas para uma mostra no calorímetro	37
Figura 6 – Tipos de trocadores de calor de placas	40
Figura 7 – Trocador de calor de placas	41
Figura 8 – Padrões comuns de corrugação de placas	41
Figura 9 – Uma configuração para um trocador com nove placas	43
Figura 10 – Possíveis arranjos num trocador de placas	44
Figura 11 – Esquema da bancada experimental	48
Figura 12 – Bancada de testes no laboratório	49
Figura 13 – Trocador de calor a placas da Alfa Laval	50
Figura 14 – Arranjo em Paralelo, tipo U	50
Figura 15 – Termopares nas entradas, e canais do trocador	51
Figura 16 – Transdutor de pressão diferencial	51
Figura 17 – Esquema do calorímetro e suas partes	52
Figura 18 – Conjunto agitador, resistência, e termopar	52
Figura 19 – Sistema de geração de Pasta de Gelo, da York	53
Figura 20 – Esquema do circuito de geração da pasta de gelo	54
Figura 21 – Tanque de armazenamento primário	55
Figura 22 - Inversor de frequência, e Bomba da pasta de gelo	55
Figura 23 – Potenciômetro, e Banho de temperatura da NESLAB	56
Figura 24 - Sistema de aquisição de dados, e Calorímetro	57
Figura 29 – Coeficiente global, para $m_{ag}=0,215\text{kg/s}$ e $X_g=0,11$	71
Figura 30 – Coeficiente global, para $m_{ag}=0,215\text{kg/s}$ e $X_g=0,14$	71
Figura 31 - Coeficiente global, para $m_{ag}=0,128\text{kg/s}$ e $X_g=0,14$	72
Figura 32 - Coeficiente global, para $Ti_{ag}=32,5^\circ\text{C}$ e $X_g=0,11$	72
Figura 33 - Coeficiente global de troca de calor, para $Ti_{ag}=25,0^\circ\text{C}$ e $X_g=0,11$	73
Figura 34 - Coeficiente global, para $Ti_{ag}=25,0^\circ\text{C}$ e $X_g=0,14$	73
Figura 35 - Cargas térmicas em paralelo versus contra-corrente	74
Figura 36 - Coeficiente global em função da carga térmica, para $Ti_{ag}=32,5^\circ\text{C}$	75
Figura 37 - Coeficiente global em função da carga térmica, para $Ti_{ag}=27,5^\circ\text{C}$	75
Figura 38 – Vazão mássica equivalente para $X_g=0,11$, e $Ti_{ag}=32,5^\circ\text{C}$	76
Figura 39 – Vazão mássica equivalente para $X_g=0,14$, e $Ti_{ag}=32,5^\circ\text{C}$	76
Figura 40 - Efeito no número de Nu se tivesse sido depreciada a resistência térmica da placa, para a solução sem cristais.	77
Figura 41 – Nu vs Re, para a solução.	78
Figura 42 – Nu/Pr ^c vs Re, para a solução.	78
Figura 43 - Nu vs Re da pasta de gelo, para uma vazão de água de $m_{ag}=0,215\text{kg/s}$ e $Ti_{ag}=32,5^\circ\text{C}$.	79
Figura 44 - Nu vs Re, para a pasta de gelo.	79
Figura 45 - Nu/Pr ^c versus Re para a pasta de gelo.	80
Figura 46 - Nu versus Re da pasta de gelo para $X_g=0,11$	81
Figura 48 – Queda de pressão com a vazão mássica da pasta de gelo	82
Figura 49 - Fator de atrito com a vazão mássica da pasta de gelo	82
Figura 50 - Fator de atrito versus Re, para a pasta de gelo com a fração de gelo	83

Figura 51 – Coeficiente global de troca pelo método da LMTD versus o método da efetividade	84
Figura 52 – Comparação de Nu vs Re , para escoamento sem mudança de fase	85
Figura 53 – Comparação de Nu / Pr^c vs Re , para escoamento sem mudança de fase	86
Figura 54 – (a) Capacidade de resfriamento em função do fluxo mássico; (b) Coeficiente global de troca de calor segundo a fração de gelo	87
Figura 55 – Queda de pressão em função do número de Reynolds	88
Figura 56 – (a) Capacidade de resfriamento em função da vazão mássica; (b) Coeficiente global de calor em função da vazão mássica	88
Figura 57 – Coeficiente global de troca de calor e queda de pressão em função da vazão mássica	89

Lista de símbolos

A	Área, [m ²].
b	Espessura do canal do trocador, [m].
C	Capacidade calorífica da vazão mássica, [W / °C].
C _p	Calor específico, [J / kg.K].
C _v	Concentração em volume, [-].
%C	Concentração do propileno em peso, [-].
D	Diâmetro, [m].
D _H	Diâmetro hidráulico, [m].
D _P	Diâmetro de passo de entrada nas placas, [m].
e	Espessura das placas no trocador, [m].
F	Fator de correção da temperatura meia logarítmica, [-].
g	Aceleração da gravidade, [m / s ²].
G _C	Velocidade do fluido num canal do trocador, [m / s].
G _P	Velocidade do fluido na entrada do coletor do trocador, [m / s].
h	Coeficiente de troca de calor por convecção, [W / m ² . °C].
I _m	Intensidade de corrente elétrica meia, [A].
k	Condutividade térmica, [W / m. °C].
L	Calor latente de formação do gelo, [J / kg].
L _H	Comprimento vertical de um passo no trocador de calor, [m].
m	Massa, [kg]
\dot{m}	Vazão mássica, [kg / s].
N	Número de canais por passo, [-].
N _p	Número de passos no trocador de calor, [-].
Nu	Número de Nusselt; Nu = h.D _H / k, [-].
NTU	Número de unidades de transferência de calor, [-].
P	Potência, [W].
Pr	Número de Prandtl; (Pr = μ.C _p / k), [-].
?P	Queda de pressão, [Pa].
Q	Calor trocado, [J].
\dot{Q}	Potência trocada, [W].

\dot{Q}_{gl}	Capacidade de resfriamento da pasta de gelo, [W].
R	Razão de capacidades caloríficas dos fluidos, [-].
Re	Número de Reynolds; $Re = \rho.v.D_H / \mu$, [-].
R_F	Resistência térmica por depósitos, $[W / m^2. ^\circ C]$.
t	Tempo, [s].
T	Temperatura, [$^\circ C$] ou [K].
ΔT	Diferença de temperaturas, [$^\circ C$].
ΔT_{LM}	Temperatura media logarítmica, [$^\circ C$].
u	Velocidade, [m / s].
U	Coeficiente global de troca de calor, $[W / m^2. ^\circ C]$.
v	Velocidade [m/s].
V	Volume, $[m^3]$.
V_m	Voltagem média, [V].
\dot{V}	Vazão volumétrica, $[m^3 / s]$.
w	Largura efetiva da placa para o trocador de calor, [m].
W	Vazão volumétrica do fluido, $[m^3 / s]$.
X_g	Fração de gelo, [-].

Símbolos Gregos

ε	Efetividade, [-]
f	Fator de atrito, [-]
ϕ	Fator de correção de área - área de troca de calor/área projetada da placa, [-]
ρ	Massa específica $[kg / m^3]$
μ	Viscosidade dinâmica $[Pa . s]$

Subscritos

ag	Água
fp	Fluido portador
g	Gelo
pg	Pasta de Gelo
sol	Solução aquosa de propileno glicol
eq	Equivalente
m	Meio
el	Elétrico
sen	Sensível
lat	Latente
i	Inicial
f	Final
e	Entrada
s	Saída
0	Inicial
1	Fluido 1 (Água)
2	Fluido 2
re	Recipiente do calorímetro.
ca	Conjunto agitador e resistência elétrica.
xx	Demais elementos no calorímetro.
plac	Placa.
c	Canal do trocador de calor.
tr	Trocador.
tc	Troca em contra-corrente
tp	Troca em paralelo.

*Descubrir es ver lo que todo el mundo ha visto
y pensar de ello lo que nadie ha pensado.*

Albert Szent-Gyorgyi.

1. Introdução

1.1. Motivação

O gelo é considerado um material de armazenamento de energia térmica efetivo, para temperaturas ao redor de 0°C, conseguindo reduzir os volumes de “armazenamento de frio” num fator de 2 a 10 vezes, segundo as condições de operação e temperaturas envolvidas. O motivo para a alta densidade de energia térmica é o calor latente na mudança de fase.

Se um material sólido é finamente disperso num fluido portador, este continua podendo ser facilmente bombeado através de sistemas complexos, com trocadores de calor, válvulas, reduções, etc. Quando finos cristais de gelo são introduzidos como material de mudança de fase (phase change material) em uma solução aquosa, surge uma mistura conhecida como pasta de gelo, que pode ser facilmente bombeada e receber grandes quantidades de calor, através da mudança de fase do sólido em suspensão. Tal “fluido” é usado para reduzir o requerimento da vazão mássica, propiciando assim instalações e equipamentos reduzidos, com ganho de espaço e, eventualmente, de custos de capital e operação.

A pasta de gelo se apresenta como uma mistura interessante nas instalações como refrigerante secundário, ou para uso direto em trocadores ou sobre produtos a resfriar. Isto se deve ao seu potencial de rápido resfriamento, razão pela qual vários estudos são orientados a determinar seu comportamento em tubulações, bombas e trocadores de calor, sendo este um tema relativamente novo.

Dados do coeficiente de troca de calor para a pasta de gelo são necessários para especificações ótimas de trocadores de calor. Os dados publicados por fabricantes não são otimizados para misturas com mudança de fase e variação de energia sensível. O uso da pasta de gelo traz grandes vantagens, pois ocasiona um impacto nas razões de transferência de calor, tendo como resultando sistemas mais compactos.

Resultados obtidos por diferentes pesquisadores indicam que o comportamento da pasta de gelo depende de um grande número de parâmetros, onde se incluem a composição da mistura, a vazão mássica, a fração de gelo, os tamanhos dos cristais e outros. Porém a influência destes parâmetros não está totalmente caracterizada, razões pela qual não são amplamente aceitam estas relações para o cálculo de transferência de calor e queda de pressão em trocadores de calor.

O presente trabalho pretende ajudar a explicar os efeitos de alguns parâmetros que influem no comportamento do coeficiente de troca e queda de pressão para a pasta de gelo em trocadores de placas, com presença de mudança de fase na mistura.

1.2. Pesquisa Bibliográfica

As primeiras pesquisas sobre pasta de gelo foram realizadas com escoamentos no interior de tubos, estudando-se as perdas de energia por troca de calor e o fator de atrito.

Metz (1987) e Choi e Knodel (1992) realizaram estudos sobre o potencial da pasta de gelo em tubulações, comparando-a com sistemas de água gelada convencionais. Potencialmente poder-se-ia reduzir a vazão mássica necessária em 35%. Por conseguinte, tem-se uma diminuição na potência requerida pelas bombas para uma mesma carga de resfriamento. Pode-se incrementar ainda a capacidade de resfriamento em até seis vezes para uma mesma potência de bombeamento. Este potencial era baseado na habilidade de criar pasta de gelo com um elevado valor relativo da fração de gelo, da ordem de 30%.

Choi (1992), em seus estudos sobre a capacidade de resfriamento em tubulações, mencionou a possibilidade de se incrementar, por um fator de dois, a referida capacidade para similares potências de bombeamento, com frações de gelo da ordem de 5%.

Knodel (2000) estudou a transferência de calor e queda de pressão, experimentalmente com pasta de gelo numa tubulação de 24,0mm de diâmetro interno de aço inoxidável, com velocidades de 2,8 a 5,0m/s, onde encontrou que o coeficiente global de troca de calor diminui para frações de gelo elevadas.

Devido ao potencial encontrado ao utilizar estas misturas relativamente simples, começou-se a fazer estudos sobre a possibilidade de utilizar a pasta de gelo nos demais componentes de um sistema de refrigeração, como é o caso dos trocadores de calor.

Grupta e Fraser (1990) conduziram estudos experimentais sobre a queda de pressão e transferência de calor para uma mistura de etileno glicol – água a 6%, com frações de gelo de 0 a 20%, e vazões volumétricas entre 0,18 e 2,16 m³/h, num trocador de calor de placas. Reportaram um aumento no coeficiente global de transferência de calor com a vazão mássica, porém uma diminuição do mesmo à medida que a fração de gelo aumentava. Foram observadas quedas de pressão quase constantes para frações de gelo até 20%.

Norgard (2001) estudou uma mistura de propileno glicol – água com uma concentração de 16% em peso, para frações de gelo entre 0 e 30%, e vazões entre 0,05 e 0,3 m³/h, num trocador de placas com diâmetro hidráulico de 4mm. Para baixas vazões volumétricas (0,05 m³/h) os resultados indicaram um incremento no coeficiente de troca de calor, e uma queda na pressão na medida que a fração de gelo aumenta. Foi observado que quando a vazão mássica aumentara, o efeito da fração de gelo sobre o coeficiente global de calor se reduzia.

Stamatiou (2001) utilizou um modelo pouco convencional de trocador de calor de placas, com um diâmetro hidráulico de 47 mm, para vazões de pasta de gelo entre 1,7 e 3,6 m³/h com números de Reynolds variando entre 1600 e 3500. Reportaram-se resultados para frações de gelo de 0% a 8%, onde o número de Nusselt aumenta com o número de Reynolds.

Bellas et al (2002) reportam resultados para misturas de propileno – água a 5%, para frações de gelo entre 0 e 25%, e vazões de 1,0 até 3,7m³/h. num trocador a placas. Observaram um aumento de 30% na capacidade de resfriamento, comparando com água gelada. Foi observado que o coeficiente de troca de calor aumenta com a vazão mássica da pasta de gelo, tendo a queda de pressão um aumento exponencial. Para uma variação da fração de gelo de 0 a 20%, a queda de pressão aumentou em 15%.

Jiménez (2003) realizou testes utilizando uma mistura de etileno glicol – água a 12% num trocador de placas, observando um aumento em até três vezes da capacidade de resfriamento do trocador de calor, e dos coeficientes globais de troca de calor utilizando pasta de gelo, comparando-se com a água líquida. Para uma mesma vazão, a pasta de gelo apresenta um menor número de Reynolds quando comparado com a água. Isto é devido ao fato de que a pasta de gelo apresenta maior viscosidade, apresentando valores menores do número de Nusselt da pasta de gelo comparando com a água.

Frei e Boyman (2003) realizaram experiências num trocador de calor de placas, com pasta de gelo, onde obtiveram coeficientes globais de troca de calor e quedas de pressão em função da vazão mássica, para frações de gelo até 30%. Observou-se que o coeficiente de troca de calor diminui ao aumentar a fração de gelo.

Tentando contribuir com a literatura, sobre este tema, se estudou a influência que tem a temperatura de entrada e o sentido de escoamento dos fluidos, assim como a carga térmica, sobre o comportamento do coeficiente global de troca de calor, a capacidade de resfriamento e a perda de carga no escoamento da pasta de gelo, conseguindo assim correlações para o número de Nusselt e o fator de atrito, como funções do número de Reynolds. O cálculo, para a fração de gelo, é feito a partir de uma análise diferencial das amostras analisadas, para levar em conta o efeito da variação da concentração da solução com a fração de gelo.

1.3. Estrutura do Trabalho

Neste trabalho são apresentados os resultados mais relevantes do estudo conduzido no Laboratório de Refrigeração e Aquecimento da PUC-RIO, sobre os comportamentos do coeficiente global de troca de calor e da perda de carga em trocadores de placa. São apresentadas correlações para o número de Nusselt da pasta de gelo, assim como para o fator de atrito, como função do número de Reynolds. Em todos os casos, o fluido portador é composto por propileno glicol e água.

No capítulo 2, são apresentados, sucintamente, alguns conceitos sobre sistemas com termoacumulação, a classificação destes sistemas, alternativas de como armazenar a energia térmica. Introduce-se o conceito de pasta de gelo e dos aditivos que podem ser utilizados para conseguir os cristais de gelo. Faz-se ainda uma breve explicação sobre os modos de produção da pasta de gelo. Finalmente, um pequeno resumo sobre algumas vantagens da pasta de gelo é incluído.

Para determinar as propriedades termofísicas da pasta de gelo, são introduzidas algumas correlações, para levar em conta, além da temperatura, a fração de gelo presente na mistura devido à sua natureza bifásica.

No cálculo da fração de gelo considerou-se a variação das propriedades termofísicas com a temperatura e com a concentração do aditivo no fluido remanescente. A concentração aumenta na medida em que aparecem os cristais de gelo.

Na seção 2.4. apresenta-se uma breve introdução aos trocadores de calor de placas, suas variantes, sua configuração, além de alguns detalhes sobre os padrões de corrugação que suas placas apresentam.

Apresenta-se uma breve explicação sobre como classificar uma configuração de trocador de calor de placas e as possíveis variantes que se tem na hora de fazer os arranjos dos mesmos. Ao final, algumas das vantagens e desvantagens do uso de este tipo de trocadores são mostradas.

No capítulo 3, descreve-se a abordagem experimental feita para o presente estudo. Descrevem-se os parâmetros a serem estudados, assim como os detalhes da bancada de testes, onde se fizeram as experiências. O procedimento experimental seguido nos testes é descrito em detalhe.

O modelo matemático, do sistema em estudo, é apresentado no capítulo 4. Descrevem-se o cálculo da carga térmica e da capacidade de resfriamento, assim como as expressões adimensionais utilizadas nos estudos de transferência de calor e queda de pressão no trocador.

No capítulo 5 é apresentado um resumo dos resultados relevantes obtidos, incluindo a variação da capacidade de resfriamento da pasta de gelo, segundo as vazões mássicas, a fração de gelo e algumas condições para a carga térmica.

Para o coeficiente global de troca de calor, apresentam-se os resultados encontrados, como função dos diferentes parâmetros considerados nos testes. São feitas algumas comparações para uma mesma condição de carga térmica e a possibilidade de redução da vazão mássica no trocador ao utilizar a pasta de gelo em comparação com a água.

Finalmente, são apresentadas as correlações adimensionais para o número de Nusselt e fator de atrito versus o número de Reynolds, tanto para os testes com a solução aquosa sem cristais, quanto para aqueles com pasta de gelo.

2. Conceitos Gerais

2.1. Termoacumulação

Os sistemas de termoacumulação armazenam energia térmica quando esta não é necessária (para aproveitar a energia disponível, ou para aproveitar o menor custo de produzi-la nesse momento) em tempos discretos, para que esteja disponível quando se precise a mesma energia, ou produzindo uma maior potência em um tempo reduzido a partir da energia acumulada (Braga, 2003).

2.1.1. Classificação dos sistemas de termoacumulação

Segundo o aproveitamento da energia armazenada classificam-se em sistemas de calor sensível ou sistemas de calor latente. O primeiro deles é realizado através do fornecimento de calor sensível a um meio, que pode ser líquido ou sólido. Os elementos comumente utilizados em sistemas de conforto térmico são a água ou as soluções salinas.

Em sistemas de calor latente, aproveita-se o ponto de congelamento de alguma substância, como é o caso da água nos sistemas de gelo sobre tubos, sistemas com parafina, ou utilizando materiais com mudança de fase ou pasta de gelo a partir de soluções binárias compostas de água e algum aditivo, entre outras.

2.1.2. Modos de armazenamentos

Apresentam -se os métodos mais conhecidos para armazenamento de energia térmica:

- Armazenamento por Água resfriada (Chilled water)
- Armazenamento por Gelo sobre tubo (Ice on Pipe)
- Armazenamento com Geradoras de gelo (Ice Harvesters)
- Armazenamento por Glicol (Glycol Systems)
- Armazenamento por Encapsulamento e Mudança de fase.

Num sistema de armazenamento térmico de água resfriada, aproveita-se o calor sensível para armazenar energia, podendo-se utilizar algumas variantes para seu modo de armazenamento, como o caso por estratificação, que é baseado na formação de camadas estanques separadas graças à diferença de densidade da água com a temperatura, a qual varia em função do tempo e a descarga.

No modo de membranas ou diafragmas, utiliza-se, como seu nome indica, uma membrana para manter separadas as zonas de água fria e a de retorno.

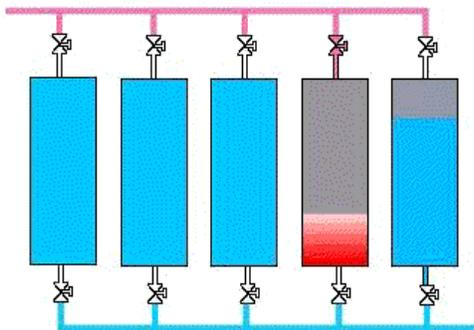


Figura 1 – Tanques de armazenamento térmico por estratificação.

Outro método para conseguir armazenamento de energia é utilizando labirintos e aletas, em diferentes compartimentos. Para recuperar o calor inverte-se o fluxo do fluido neste sistema (Braga, 2003).

Num sistema de armazenamento térmico de gelo sobre tubo, aproveita-se o calor latente para armazenar energia. Estes sistemas também são conhecidos como sistemas “ice-builder”. Durante o processo de carga, forma-se gelo no redor das muitas tubulações que ingressam ao tanque de armazenamento, e durante a descarga passa-se um fluido pelo seu interior, a uma maior temperatura, para inverter o sentido de transferência de calor e recuperar o frio (energia).

Um sistema de armazenamento térmico por Geradoras de Gelo, ou “Ice Harvester”, consiste de um painel onde é formado o gelo, para ser removido de tempos em tempos armazenando-se, por gravidade, num reservatório (ASHRAE, 1999).

Outros modos de armazenamento de energia utilizam um fluido secundário, geralmente etileno glicol, em um sistema fechado para carga e descarga de energia térmica.

Podem-se aproveitar materiais com mudança de fase como elementos acumuladores de energia latente. Estes materiais são misturas químicas de líquido com sais, os quais apresentam uma temperatura específica de mudança de fase de líquido para sólido.

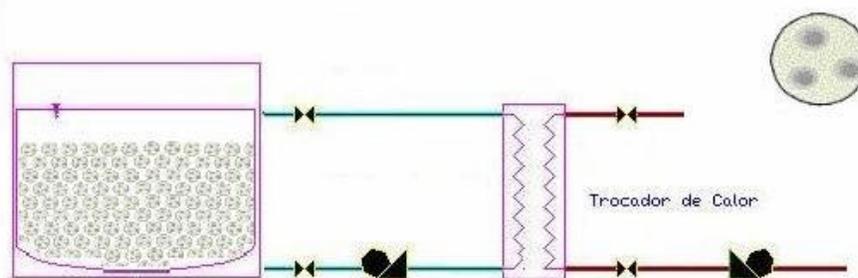


Figura 2 - Armazenamento térmico utilizando PCMs.

2.1.3. Vantagens da Termoacumulação

Quando, em sistemas de água gelada, se utiliza sistema de termoacumulação, os equipamentos trabalham mais próximos às suas máximas eficiências de operação, podendo ainda aproveitar-se das tarifas diferenciadas de energia horo-sazonais.

Os volumes dos tanques de armazenamento térmico podem ser reduzidos, diminuindo assim os custos iniciais, facilitando o manejo dos mesmos.

2.2. A Pasta de Gelo

Uma das novas tecnologias no setor de refrigeração é a aplicação da pasta de gelo ou “ice slurry” (também chamado flo ice, gelo dinâmico, etc), indicado para a indústria de alimentos (frutas, pescados, empacotamento de alimentos, cervejarias, entre outros processos), e outras áreas em pesquisa, devido, entre outros, ao potencial de rápido resfriamento que apresenta.

A pasta de gelo consiste de uma solução aquosa com finos cristais de gelo em suspensão, a qual pode ser obtida de misturas de água mais algum aditivo. Sua produção ou utilização pode se dar em diferentes concentrações, tendo como vantagem principal a “forma líquida” para ser bombeada. Pode ser utilizada como um refrigerante secundário, diretamente sobre produtos a resfriar ou como elemento para armazenar frio. Experiências mostram que, para percentuais relativamente altos, da ordem de até 20% na fração de gelo, a pasta de gelo é bombeável, o que simplifica seu transporte. Pode ser armazenada em concentrações de até 50 ou 60% de fração de gelo, ASHRAE (1999).

Um sistema típico de geração para pasta de gelo consiste de uma unidade condensadora, uma unidade de geração de pasta de gelo (na qual geralmente escoa pelo interior do trocador a solução aquosa super-resfriada e utilizando uma haste mecânica para raspar o gelo que se forma na superfície fria do trocador), uma bomba e um tanque de armazenamento (ASHRAE, 1999).

O uso da pasta de gelo pode se dar de maneira direta ou indireta. A técnica geralmente aplicada é o método direto.

Em aplicações diretas, devido ao contato intenso dos cristais de gelo com o produto, o resfriamento é imediato, o que pode ser muito interessante segundo as aplicações.

Para o uso indireto da pasta de gelo, como fluido refrigerante secundário, precisa-se de uma bomba adicional, e a uma unidade de aplicação (ventilador, trocador, etc). Na figura 3 pode-se apreciar um sistema para uso indireto com pasta de gelo.

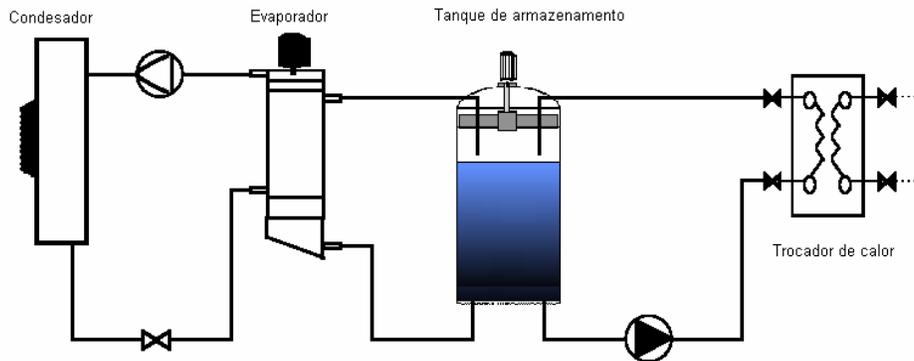


Figura 3 – Sistema de termo acumulação com pasta de gelo.

Refrigerantes secundários são utilizados em sistemas de refrigeração e bombas de calor de uso indireto para manter um ambiente seguro dos refrigerantes primários (Melinder,1997).

Uma das principais razões de se usar refrigerantes secundários com mudança de fase, como é o caso da pasta de gelo ou CO₂, é aproveitar a vantagem da diferença de entalpia de evaporação ou fusão. Nos casos de CO₂ com mudança de fase, o sistema deve ser altamente pressurizado, o que limita suas aplicações.

Têm-se muitas possibilidades de aditivos para obter a solução da qual se gera a pasta de gelo, como o etileno glicol (perigoso para a saúde, e com impacto ambiental negativo), o propileno glicol (altamente viscoso em baixas temperaturas, com alguns riscos na poluição ambiental), o álcool etílico (inflamável, com baixo ponto de ebulição, podendo causar intoxicação se for consumido), o álcool metílico, (perigoso para a saúde, pode causar cegueira se for consumido), o glicerol (alta viscosidade para baixas temperaturas), o cloreto de cálcio (altamente corrosivo na presença de oxigênio), e outros similares, segundo Melinder (1997). Utilizou-se, no presente trabalho, uma solução de água e propileno glicol.

2.2.1. Tipos de Geração de Pasta de Gelo

Apresentam-se a seguir algumas das maneiras de geração de pasta de gelo, muitas delas baseadas em métodos de super-resfriamento com alguma perturbação mecânica.

Ao resfriar lentamente a água, pode-se conseguir baixar sua temperatura além do ponto de congelamento da solução, sem a formação de gelo (super-resfriamento) sobre as paredes do evaporador. Logo, pode-se gerar cristais de gelo aplicando um distúrbio físico sobre o fluxo de água super-resfriada. A fração de gelo depende do grau de super-resfriamento do líquido, entre outras características (ASHRAE, 1999).

Na geração de pasta de gelo por raspador, o gelo é formado na parede do evaporador e removido periodicamente por um sistema mecânico interno. O ponto de congelamento e a mecânica do raspador evitam a acumulação de gelo na parede do evaporador. Pode-se controlar a fração de gelo da pasta gerada variando-se a vazão mássica da mesma.

Na geração por sistema de injeção, o fluido passa através de um sistema de injeção na entrada do evaporador o qual eleva a pressão do fluido. A função do injetor é criar suficiente turbulência para a geração e desprendimento dos cristais de gelo.

A geração da pasta de gelo pode se realizar por vácuo, aproveitando o ponto triplo da água (0,0061Bar e 0,01°C). A evaporação e congelamento são produzidos pela troca de calor latente. Este fenômeno é conhecido como “evaporação flash”, o qual requer a remoção de vapor por compressão mecânica, formando assim a pasta de gelo.

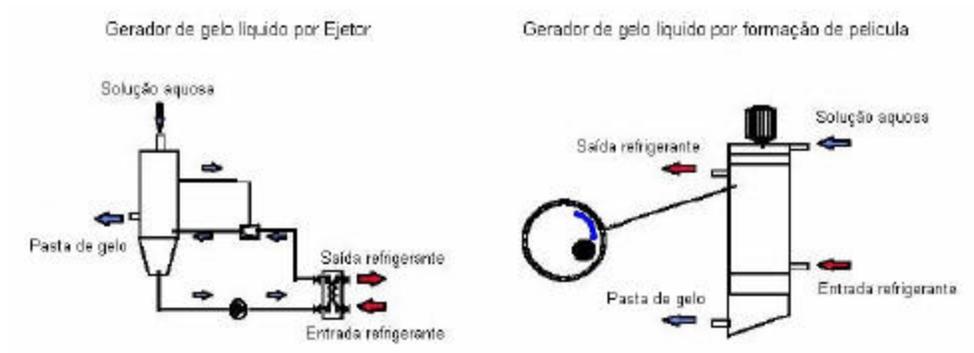


Figura 4 – Tipos de Geração de pasta de gelo.

A geração de pasta gelo por filme, ou película, na parede, troca-se calor em um evaporador de tubo duplo vertical. Normalmente o refrigerante sobe pelo espaço anular, enquanto um filme da solução escoava pelo tubo interno. Cria-se nesta solução um distúrbio, mediante a passagem periódica de uma haste giratória.

2.2.2. Vantagens da pasta de gelo

Dentre os critérios para a seleção de um refrigerante secundário, além das variáveis características de transmissão de calor e a viscosidade, incluem-se a toxicidade, a inflamabilidade e o custo. Neste sentido o uso da pasta de gelo é segura, se comparada ao amoníaco e outras substâncias (Melinder, 1997).

Outra grande vantagem é a possibilidade de se armazenar energia, sob a forma de calor latente, em um elemento que possa ser facilmente bombeado dentro de um sistema. Como consequência chega-se ao aumento na capacidade de resfriamento ao se comparar com sistemas tradicionais de armazenamento via calor sensível de água gelada.

A quantidade de fluido refrigerante no circuito se reduz muito para um dado tamanho da planta. Para os casos onde se necessita temperaturas abaixo de zero graus Celsius, é comum o uso das soluções salinas (salmouras), misturas de água-glicol ou álcool-água, entre outras substâncias aquosas.

A elevada transmissão de calor conduz a trocadores de calor menores. O contato direto com a pasta de gelo, ou imersão direta do produto é um novo conceito que elimina virtualmente perdas durante o resfriamento. Por serem muito finas, as partículas de gelo não apresentam praticamente risco de dano mecânico às superfícies dos produtos ou de abrasão nas bombas e tubulações (Grupta e Fraser, 1990).

Ao trocar sistemas de água gelada por sistemas utilizando pasta de gelo, tem-se a possibilidade de um resfriamento muito mais rápido e de uma redução no tamanho das instalações, nos serviços de manutenção, controle e manejo do mesmo (ASHRAE, 1999).

2.2.3. Propriedades Termofísicas da Pasta de Gelo

Para a determinação das propriedades, pode-se supor que as partículas de gelo consistem de água pura, onde o líquido remanescente consiste de água e aditivos, onde a concentração do aditivo se incrementa na fase líquida à medida que se formam os cristais de gelo.

As propriedades de cada fluido foram determinadas, respectivamente, pelas correlações de Melinder (1997), para a solução aquosa, e de Azevedo (1985), para a água.

Fração de Gelo

É a relação entre a massa de gelo e a massa total da pasta de gelo.

Fluido Portador

É o fluido remanescente que contém o gelo. É uma mistura de água mais um aditivo.

Pasta de Gelo

A pasta de gelo é a soma do fluido portador mais a massa de cristais de gelo.

Concentração

A concentração do aditivo no fluido portador depende da concentração inicial do aditivo (para a solução sem gelo) e da fração de gelo instantânea.

$$C_{fp} = \frac{C_0}{1 - X_g} \quad (1)$$

Onde:

C_{fp} : Concentração do aditivo no fluido portador, [-].

C_0 : Concentração inicial de aditivo, [-].

X_g : Fração de gelo, [-].

Fração volumétrica

A fração em volume de gelo relaciona-se à fração em massa pela seguinte relação:

$$Cv_g = \frac{X_g}{X_g + (1 - X_g) \cdot \frac{\rho_g}{\rho_{fp}}} \quad (2)$$

Onde:

Cv_g : Fração volumétrica do gelo, [-].

X_g : Fração de gelo, [-].

ρ_g : Massa específica de gelo, [kg / m³].

ρ_{fp} : Massa específica do fluido portador, [kg / m³].

Massa Específica

A massa específica da pasta de gelo pode ser calculada por ponderação linear das propriedades das duas fases.

$$\rho_{pg} = \frac{1}{\frac{X_g}{\rho_g} + \frac{(1 - X_g)}{\rho_{fp}}} \quad (3)$$

Onde:

ρ_{pg} : Massa específica da pasta de gelo, [kg / m³].

X_g : Fração de gelo, [-].

ρ_g : Massa específica do gelo, [kg / m³].

ρ_{fp} : Massa específica do fluido portador, [kg / m³].

Entalpia Específica

Para a entalpia se faz um cálculo ponderado das propriedades.

$$h_{pg} = h_g \cdot X_g + h_{fp} \cdot (1 - X_g) \quad (4)$$

Onde:

h_{pg} : Entalpia da pasta de gelo, [J / kg].

h_g : Entalpia do gelo, [J / kg].

h_{fp} : Entalpia do fluido portador, [J / kg].

Calor Específico à pressão constante

Relacionando de maneira linear as propriedades das fases obtêm-se o calor específico o da pasta de gelo.

$$Cp_{pg} = Cp_g \cdot X_g + Cp_{fp} \cdot (1 - X_g) \quad (5)$$

Onde:

Cp_{pg} : Calor específico da pasta de gelo, [J / kg.K].

Cp_{fp} : Calor específico do fluido portador, [J / kg.K].

Cp_g : Calor específico do gelo, [J / kg.K].

Condutividade Térmica

A condutividade térmica pode ser expressa pela formulação de Eucken, à qual se faz referência no trabalho de Kauffeld (1999).

$$k_{pg} = k_{fp} \cdot \left[\frac{1 + 2 \cdot Cv_g \cdot y}{1 - Cv_g \cdot y} \right] \quad (6)$$

$$y = \frac{1 - \frac{k_{fp}}{k_g}}{1 + 2 \cdot \frac{k_{fp}}{k_g}} \quad (7)$$

Onde:

k_{pg} : Condutividade térmica da pasta de gelo, [W / m. °C].

k_{fp} : Condutividade térmica do fluido portador, [W / m. °C].

k_g : Condutividade térmica do gelo, [W / m. °C].

Cv_g : Fração volumétrica, [-].

Viscosidade Dinâmica

A viscosidade da pasta de gelo é uma importante propriedade de transporte. Pode determinar-se pela correlação muito conhecida, em suspensões newtonianas homogêneas, de Christensen e Kauffeld (1997) a qual é válida para números de Reynolds entre 3 e 2000, e com frações de gelo entre 0 e 35%. Esta correlação é baseada num fator de correção para a viscosidade do fluido portador, dito fator depende primariamente da concentração em volume do gelo.

$$\mathbf{m}_{pg} = \mathbf{m}_{fp} \cdot (1 + 2,5 \cdot C_{v_g} + 10,05 \cdot C_{v_g}^2 + 0,00273 \cdot e^{16,6 \cdot C_{v_g}}) \quad (8)$$

Onde:

μ_{pg} : Viscosidade dinâmica da pasta de gelo, [Pa . s].

μ_{fp} : Viscosidade dinâmica do fluido portador, [Pa . s].

2.3. Método do Calorímetro

Para o cálculo da fração de gelo presente na pasta de gelo, se utilizou o método do calorímetro. Este método é baseado no fornecimento de calor, por meio de uma resistência elétrica, a uma amostra de pasta de gelo, de massa definida, num calorímetro. Aplica-se uma potência elétrica à resistência durante um tempo determinado. Parte do calor gerado é absorvida pela pasta de gelo.

O calor gerado corresponde à integral da potência fornecida ao longo do tempo.

$$\int Q dt = \int P dt = \int V I dt = m \cdot (h_{T_{pg-i}} - h_{T_{pg-f}}) \quad (9)$$

Onde:

- Q : Energia elétrica, [J].
- P : Potência elétrica, [W].
- V : Voltagem no calorímetro, [V].
- I : Corrente elétrica no calorímetro, [A].
- m : Massa da pasta de gelo no calorímetro, [kg].
- $h_{T_{pg-i}}$: Entalpia inicial da pasta de gelo, [J / kg].
- $h_{T_{pg-f}}$: Entalpia final da pasta de gelo, [J / kg].

A energia absorvida pela pasta de gelo pode ser dividida em duas parcelas: uma de calor sensível, responsável pela variação da temperatura do fluido portador, e outra, de calor latente usada na fusão do gelo.

$$\int P dt = Q_{el} = (Q_{sen} + Q_{lat}) \quad (10)$$

Onde:

- Q_d : Calor elétrico subministrado á mostra, [J].
- Q_{sen} : Calor sensível na mostra da pasta de gelo, [J].
- Q_{lat} : Calor latente na mostra da pasta de gelo, [J].

Energia Absorvida pelo Calorímetro

A energia transferida para as mostras de pasta de gelo se obtém de:

$$Q_{el} = P_{el} \cdot t \tag{11}$$

Onde:

- Q_{el} : Energia elétrica, [J].
- P_{el} : Potência elétrica média, [W].
- t : Tempo de funcionamento do calorímetro, [s].

Onde a potência média elétrica do calorímetro calcula-se com os valores médios de voltagem e corrente elétrica.

$$P_{el} = V_m \cdot I_m \tag{12}$$

Onde:

- P_{el} : Potência elétrica média, [W].
- V_m : Voltagem média no calorímetro, [V].
- I_m : Corrente elétrica média no calorímetro, [A].

Na figura 5, podem-se observar os sinais de temperatura, amperagem e voltagem aqusitados pelo computador, durante uma análise da fração de gelo para uma mostra depositada no calorímetro.

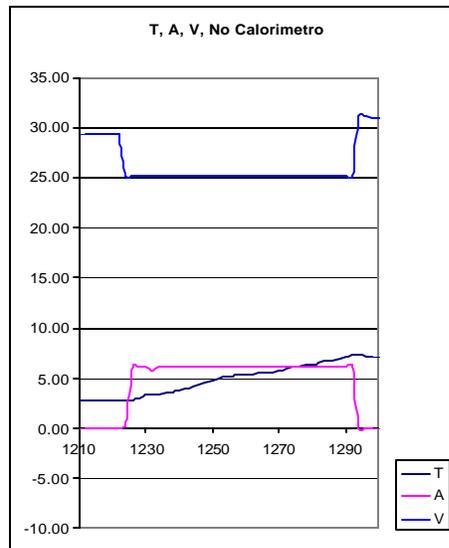


Figura 5 – Curvas típicas para uma mostra no calorímetro.

Calor Sensível da pasta de gelo

A variação de calor sensível no calorímetro tem os seguintes termos.

$$Q_{sen} = (m_{pg} \cdot Cp_{fp} + m_{re} \cdot Cp_{re} + m_{ca} \cdot Cp_{ca} + m_{xx} \cdot Cp_{xx}) \cdot (T_{f-pg} - T_{i-pg}) \quad (13)$$

Onde:

- Q_{sen} : Calor sensível da pasta de gelo, [J].
- m_{pg} : Massa da pasta de gelo no calorímetro, [kg].
- Cp_{fp} : Calor específico do fluido portador, [J / kg.°C].
- m_{re} : Massa do recipiente do calorímetro, [kg].
- Cp_{re} : Calor específico do recipiente do calorímetro, [J / kg.°C].
- m_{ca} : Massa do conjunto agitador e resistência elétrica, [kg].
- Cp_{ca} : Calor específico conjunto agitador e resistência elétrica, [J/kg.°C].
- m_{xx} : Massa dos demais elementos no calorímetro, [kg].
- Cp_{xx} : Calor específico dos demais elementos no calorímetro, [J / kg.°C].
- T_{i-pg} : Temperatura inicial da pasta de gelo no teste, [°C].
- T_{f-pg} : Temperatura final da pasta de gelo no teste, [°C].

Fazendo um equivalente em água dos elementos do calorímetro (Apêndice C), tem-se:

$$Q_{sen} = (m_{pg} \cdot Cp_{fp} + m_{eq-ag} \cdot Cp_{ag}) \cdot (T_{f-pg} - T_{i-pg}) \quad (14)$$

Onde:

- m_{eq-ag} : Massa equivalente do calorímetro em água, [kg].

Calor latente da pasta de gelo

A energia por mudança de fase para a amostra de pasta de gelo é dada por:

$$Q_{lat} = m_{pg} X_g L \quad (15)$$

Onde:

- Q_{lat} : Calor latente da pasta de gelo, [J].
- X_g : Fração de gelo, [J / kg.°C].
- L : Calor latente de formação do gelo, [J / kg].

Cálculo da Fração de gelo considerando a variação da concentração do aditivo e do efeito da temperatura

A partir do balanço de energia no calorímetro.

$$Q_{el} = Q_{sen} + Q_{lat} \quad (16)$$

No presente trabalho considera-se uma análise diferencial para o cálculo da fração de gelo, para levar em conta a variação das propriedades da pasta de gelo com a temperatura, e com a concentração do aditivo no fluido portador, durante o processo de aquecimento da amostra no calorímetro, (Apêndice D).

$$\int_{t_1}^{t_2} \dot{Q}_{el} . dt = \int_{T_1}^{T_2} m_{pg} \cdot \left(\frac{\%C_0}{\%C_m} \right) . Cp_{f \neq T, \phi, X_m} . dT + \int_{T_1}^{T_2} m_{eq-ag} . Cp_{ag(T)} . dT + m_{pg} . L . (X_2 - X_1) \quad (17)$$

A primeira parcela do lado direito da equação representa o calor sensível do fluido portador. A segunda parcela é o calor sensível dos componentes do calorímetro e a última é o calor latente responsável pela variação da fração de gelo.

Considerando o instante de tempo i , a fração de gelo sofre uma variação diferencial ao longo de um intervalo diferencial de tempo. Pode-se assumir como constante, para o referido intervalo diferencial de tempo, o valor do calor específico do fluido portador ($C_{p_{m-fp}}$).

$$X_{i+1-t} = X_i + \frac{1}{L} \cdot \left[\frac{\dot{Q} \cdot (t_{i+1} - t_i)}{m_{pg}} - \frac{\%C_0}{\%C_{i+1}} \cdot Cp_{m-fp} \cdot (T_i - T_{i+1}) - m_{eq-ag} \cdot Cp_{m-ag} \cdot (T_i - T_{i+1}) \right] \quad (18)$$

Integrando ao longo de todo o intervalo de tempo obtém-se a fração de gelo da amostra de pasta de gelo. Os resultados obtidos por este método de análise diferencial apresentam, em média, um valor 8% maior para a fração de gelo do que os resultados obtidos ao se desprezar os efeitos da temperatura e da variação da concentração do aditivo.

2.4. Trocadores de calor de placas

2.4.1. Conceitos gerais

O tipo de trocador de calor de placas mais comum é o “trocador de calor de placas com gaxetas” (*gasketed plate heat exchanger* ou *plate and frame heat exchanger*), simplesmente denominado “trocador de placas” (*plate heat exchanger*, PHE). Existem porém outros tipos menos comuns de trocadores de placas, como o trocador de espiral ou o de lamela, (ver figura 6). Em todos estes tipos de trocadores de calor, os fluidos escoam por estreitos canais, trocando calor através de finas chapas metálicas.



Figura 6 – Tipos de trocadores de calor de placas.

Os PHEs foram introduzidos comercialmente na década do 30 para atender às exigências de higiene e limpeza das indústrias alimentícias e farmacêuticas, devido à sua facilidade para desmontagem, limpeza e inspeção. Com o tempo, contínuos aperfeiçoamentos tecnológicos tornaram o PHE um forte concorrente quando comparado aos tradicionais trocadores tubo-carcaça ou duplo-tubo, em várias aplicações industriais. Atualmente os PHEs são empregados em diversos processos de troca térmica entre líquidos, com pressões e temperaturas moderadas (até 1,5 MPa e 150°C) com uma alta efetividade térmica (Gut e Pinto, 2001).

Um PHE é formado basicamente por um pacote de finas placas metálicas prensadas num pedestal, o qual possui uma placa fixa, uma placa de aperto móvel, barramentos inferior e superior assim como parafusos de aperto. As placas fixa e de aperto possuem bocais para a conexão das tubulações de alimentação e de coleta dos fluidos.

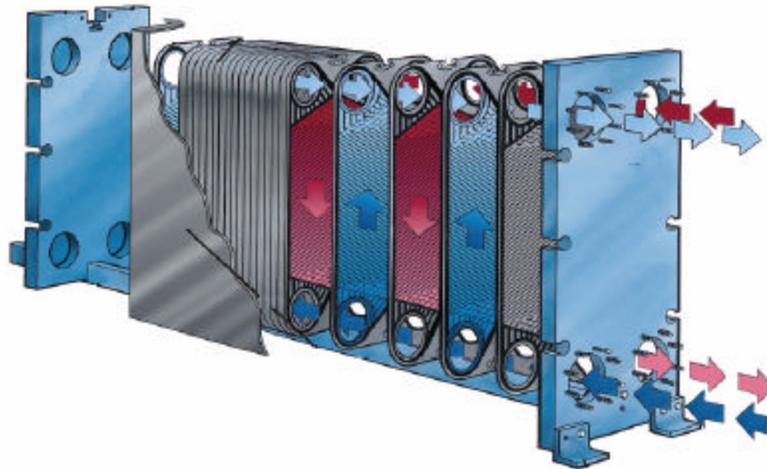


Figura 7 – Trocador de calor de placas.

As placas do PHE possuem orifícios nos cantos para a passagem dos fluidos, sendo seladas no redor por gaxetas, de material elastomérico. As placas prensadas se alinham no pedestal e forma-se uma série de canais paralelos de escoamento entre elas. A zona central das placas apresenta uma corrugação especial, o qual aumenta a turbulência de escoamento nos canais além de aumentar a resistência mecânica do trocador de calor.



Corrugação washboard



Corrugações chevron



Figura 8 – Padrões comuns de corrugação de placas.

A área de troca de calor por placa vai de 0,03 a 3,6m², com placas com espessura da ordem de 1 mm. Os padrões mais comuns de corrugação são o padrão chevron (ou “espinha de peixe”) e washboard (ou “tábua de lavar”), os quais se apresentam na figura 8. O ângulo de inclinação das ranhuras no padrão chevron é um parâmetro importante no dimensionamento de um PHE, já que tem influi sobre o coeficiente de troca de calor assim como nas quedas de pressão através do trocador. Os ângulos comerciais mais comuns no padrão chevron são os H-Plates (com angulo de 70° aprox) e os S-Plates (com angulo de 30° aprox) ou soft que apresentam uma baixa resistência ao fluxo (Gut e Pinto, 2001).

O pedestal é composto normalmente de aço carbono. As placas são geralmente de algum metal dúctil, que apresente fácil laminado e prensado, resistente à corrosão. Na maioria das aplicações usa-se o aço inoxidável AISI-316, sendo também utilizados titânio ou ligas de cobre e níquel, segundo sua aplicação. As gaxetas são fabricadas com elastômeros (em especial de borrachas butílicas e nitrílicas). Para aplicações onde as temperaturas são maiores a 150°C as gaxetas são fabricadas de amianto.

2.4.2. Configuração do Trocador

O espaço compreendido entre duas placas é um canal de escoamento, o qual geralmente tem uma espessura de 1,5 a 5mm. Os fluxos através do trocador de calor estão definidos pelo desenho das gaxetas, pelos orifícios, abertos e fechados, das placas e pela localização das conexões de entrada e saída dos fluidos. Ao se definir de uma maneira as trajetórias dos fluxos, está se definindo uma configuração para o trocador de calor. Pode se ter uma variedade de configurações para um mesmo trocador de calor.

Uma distribuição de fluxo é feita na forma de “passes”, e cada passe pode estar composto por um número de “passagens”. Quando o fluxo muda de sentido, está mudando de passe. Na figura 9 se pode observar uma configuração com nove placas com oito canais de escoamento, o fluido quente apresenta dois passes de duas passagens e o fluido frio, quatro passes de uma passagem.

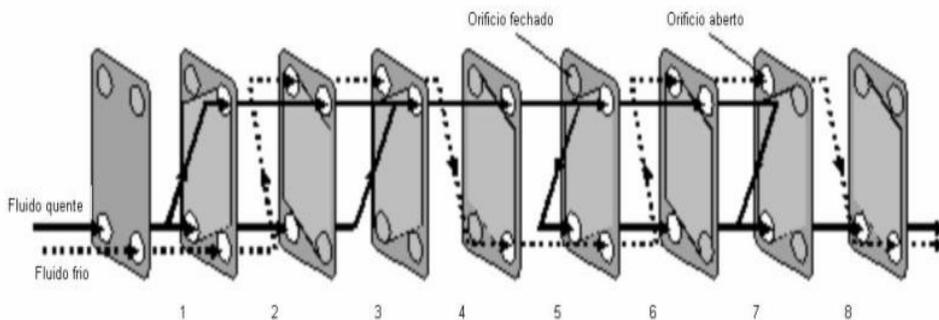


Figura 9 – Uma configuração para um trocador com nove placas.

O número de passes e passagens definem o “arranjo de passes”. Para o caso da figura 9 tem-se 2/4 (dois passes por quatro passes) ou 2x2/4x1 (dois passes de duas passagens por quatro passes de uma passagem). Os tipos de arranjos mais comuns são em paralelo, onde cada fluido faz só um passe de varias passagens (arranjo 1xn/1xm), e o arranjo em série onde os fluxos não sofrem divisões, ou seja, cada passe tem apenas uma passagem (arranjo nx1/mx1). Quando se utiliza outro tipo de arranjo sempre se procura configurar o fluxo entre os canais vizinhos de maneira que fiquem em contra-corrente, para maximizar a troca de calor.

Os arranjos em paralelo de tipo em U são muito utilizados, tendo uma das placas com todas as conexões de tubulação, ficando a outra placa de aperto livre para facilitar a desmontagem. Neste tipo de arranjo todos os canais ficam com escoamento em contra-corrente com relação aos canais vizinhos. Num arranjo multipasse assimétrico predomina o escoamento paralelo entre canais vizinhos. De um modo geral, este outro tipo de arranjo é utilizado quando existe uma grande diferença entre as capacidades térmicas dos fluidos (Gut e Pinto, 2001).

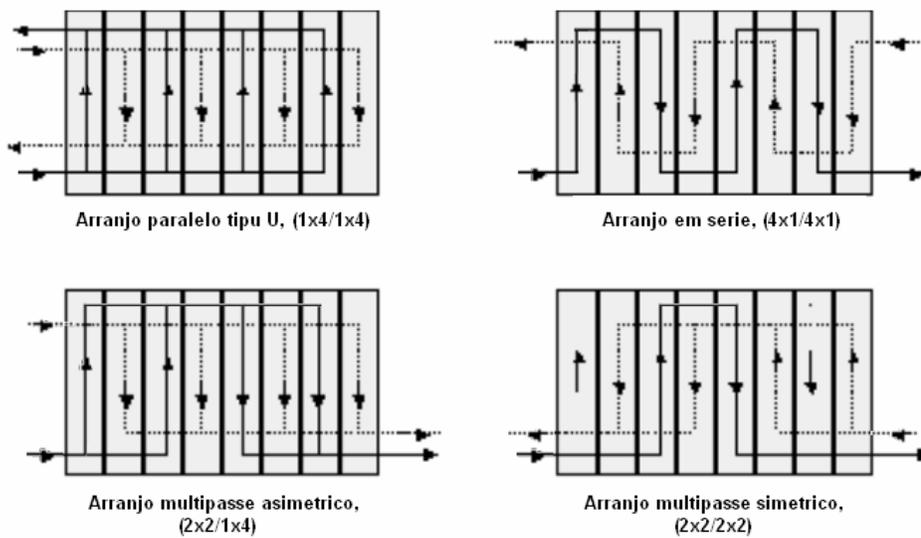


Figura 10 – Possíveis arranjos num trocador de placas.

2.4.3. Vantagens

Podem-se citar as seguintes vantagens para a utilização do trocador de placas:

- 1) Facilidade para desmontar, inspecionar e limpar todas as partes em contato com os fluidos.
- 2) Flexibilidade para adicionar ou remover placas, o qual facilita o redimensionamento para novas condições de uso.
- 3) Ao ser compacto o trocador, as placas podem ser fabricadas de materiais mais nobres (o que não acontece num trocador de casco e tubos) com espaços de instalação reduzidos. Com ajuda de placas especiais chamadas “grades conectoras”, podem-se acomodar mais de uma seção de troca térmica (como nos processos de pasteurização onde o fluido de processo é aquecido e depois resfriado no mesmo trocador).
- 4) Uma alta eficiência térmica sendo possível obter diferenças de temperaturas de até 1°C entre os fluidos.
- 5) A corrugação das placas aumenta a turbulência do escoamento dentro dos canais. Desta forma, é possível obter o regime turbulento de escoamento com valores de número de Reynolds da ordem de 20 a 400 dependendo do tipo de placa (vale lembrar que o número de Re turbulento em tubos lisos é 2300). Esta turbulência reduz a formação de incrustações, pois mantém os sólidos em suspensão. Os fatores de incrustação (fouling factors) para os PHEs são aproximadamente dez vezes menores daqueles adotados para os trocadores casco-e-tubos (Gut e Pinto, 2001).
- 6) As gaxetas possuem respiros que impedem que os fluidos se misturem no caso de alguma falha, o que também facilita a localização de vazamentos.

2.4.4. Desvantagens

Por outro lado, são as seguintes as desvantagens dos PHE:

- 1) Pressões superiores a 1,5MPa não são toleradas, pois ocasionam vazamentos nas gaxetas. Existe a possibilidade de soldar as placas umas às outras para operar sob altas pressões, como nos trocadores a placas brazados, mas o PHE perde a sua flexibilidade e não pode mais ser limpo internamente.
- 2) Para temperaturas acima de 150°C é necessário utilizar gaxetas especiais, pois as de material elastomérico não suportam tal condição.
- 3) Devido às placas corrugadas e ao pequeno espaço de escoamento entre elas, a perda de carga por atrito é alta, o que eleva os custos de bombeamento. Para diminuir a perda de carga pode-se aumentar o número de passagens por passe para que o fluxo seja dividido em um número maior de canais. Desta forma a velocidade de escoamento dentro dos canais será menor, reduzindo a queda de pressão, porém isto também reduzirá o coeficiente convectivo de troca térmica e a eficiência do trocador (A Laval, 2002).

3. Abordagem Experimental

Neste capítulo são descritos os parâmetros a serem estudados, apresenta-se a bancada de testes e descreve-se, em detalhes, o procedimento experimental.

3.1. Parâmetros estudados

Realizaram-se experiências com o trocador de calor de placas, com um número fixo de 16 placas, com 8 passos para a pasta de gelo, para uma solução de propileno glicol – água com concentração inicial de entrada de 13,8% em massa. O segundo fluido foi sempre água, em temperaturas superiores às da pasta de gelo. Para o calor absorvido pela pasta de gelo adota-se o termo “capacidade de resfriamento”, que é dependente das condições específicas de cada teste. Do outro lado, denomina-se por “carga térmica” o calor cedido pela água.

Trabalhou-se com frações de gelo de 0,11 e 0,14 na entrada do trocador, com vazões de pasta de gelo na faixa de 0,10 a 0,23 kg/s. No que diz respeito à carga térmica foi variada a temperatura inicial de entrada, com os seguintes valores: 25,0, 27,5 e 32,5°C, bem como as vazões mássicas da água, entre 0,128 e 0,215kg/s. Condições de troca de calor em paralelo e contra-corrente foram empregadas para todos os casos mencionados.

Com as entalpias e vazões dos fluidos determina-se o calor trocado em ambos os lados do trocador. A carga térmica é então comparada à capacidade de resfriamento da pasta de gelo, que depende, entre outros, da fração inicial de gelo. Com o calor trocado, as temperaturas e os dados da geometria do trocador de calor, obtêm-se o coeficiente global de troca de calor.

Da diferença de pressões obtidas na entrada e saída do trocador pode-se obter o fator de atrito para cada condição de vazão e fração de gelo na entrada.

Finalmente encontram-se correlações adimensionais relacionando os números de Reynolds, Prandtl, Nusselt e o fator de atrito, para representar o comportamento da pasta de gelo, no que tange à troca de calor e perda de carga.

3.2. Modelo Experimental

A bancada experimental de teste, para o presente estudo do coeficiente global de troca de calor e queda de pressão, foi montada no Laboratório de Refrigeração e Aquecimento da PUC-Rio e consta, basicamente, das seguintes partes: uma seção de teste, um sistema para a pasta de gelo, um sistema de carga térmica e um sistema de aquisição de dados.

Na figura 11 pode-se apreciar uma visão esquemática da bancada de testes. Na parte superior esquerda observa-se o sistema de carga térmica. A seção de testes é composta pelo trocador de calor em si. Na zona direita encontra-se o sistema para a pasta de gelo.

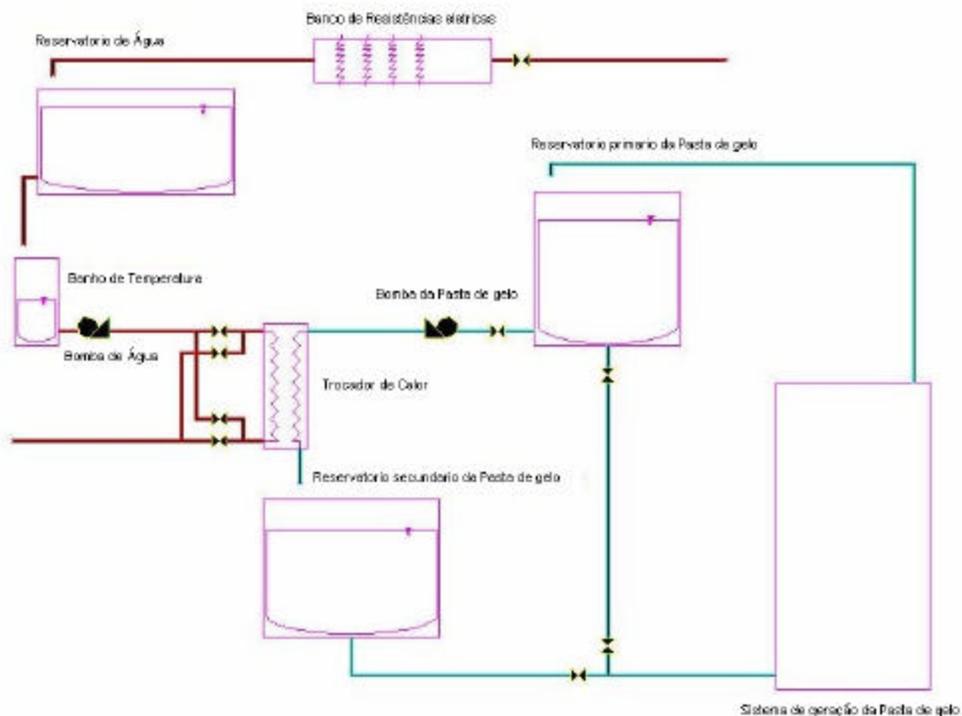


Figura 11 – Esquema da bancada experimental.

A seção de testes é, na prática, o trocador de calor de placas, onde se coletam os dados fundamentais para a presente pesquisa.

O sistema para a pasta de gelo é composto por um sistema de geração de pasta de gelo da York Brasil, tipo FI-200TVLL-3, um reservatório primário, uma bomba, a linha de escamento até o trocador de calor e seu retorno e um tanque de armazenamento secundário que armazena a pasta de gelo após de sua passagem pelo trocador de calor.

O sistema de carga térmica é composto por um banco de resistências elétricas, um reservatório de água, um banho de temperatura constante e uma bomba.

Finalmente, o sistema de aquisição de dados é formado por um chassi Agilent, que coleta e trata os sinais dos transdutores, conectado a um computador, que armazena as informações para posterior análise. Como parte deste sistema destaca-se o calorímetro responsável pela análise das frações de gelo de cada amostra de pasta de gelo que se analisa durante as experiências.

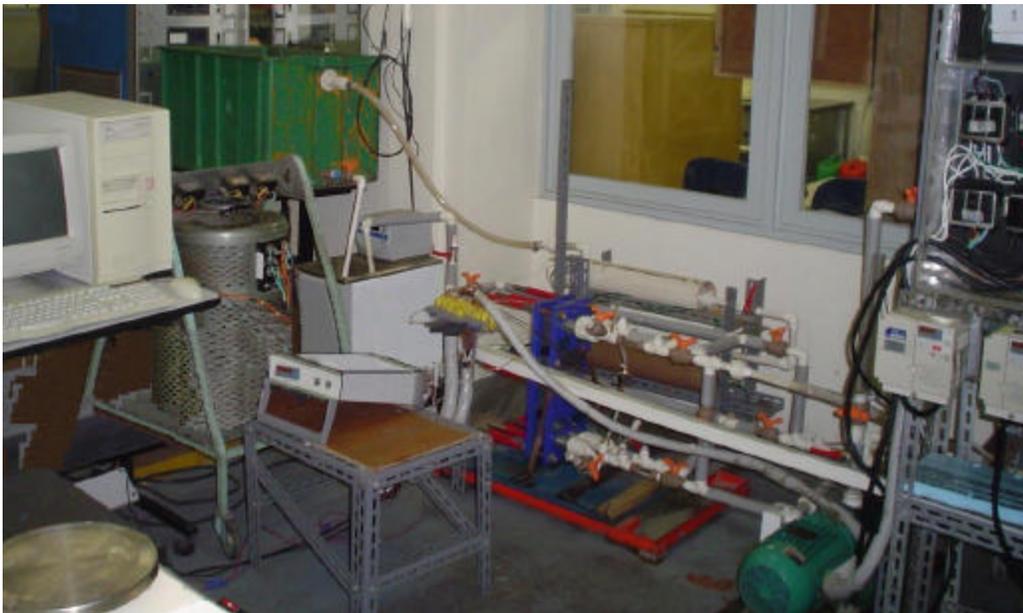


Figura 12 – Bancada de testes no laboratório.

3.2.1. Seção de testes

As características do trocador de calor de placas, e o arranjo do mesmo, utilizado para a presente experiência, são os seguintes:

- Modelo : Placas
- Marca : Alfa Laval
- Número de placas : 16
- Material das placas : AISI 316
- Arranjo de placas : Paralelo tipo U,
(1x7/1x8)
- Placas : Formato chevron,
do tipo H.



Figura 13 – Trocador de calor a placas da Alfa laval.

Para os testes dispôs-se de um arranjo de placas no qual se divide o fluxo para múltiplas passagens únicas de cada fluido no trocador, segundo se pode observar na figura 14.

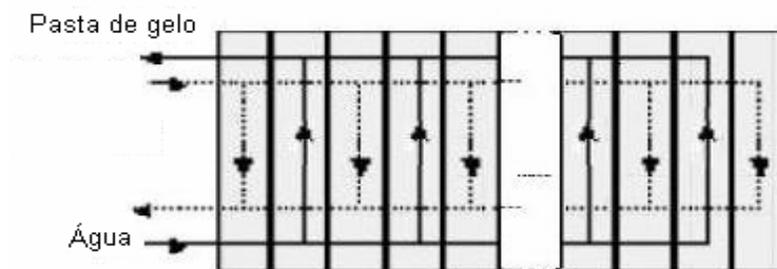


Figura 14 – Arranjo em Paralelo, tipo U.

Dispôs-se de termopares do tipo K, nas entradas e saídas para cada linha de fluxo no trocador de calor, para poder fazer os cálculos da carga térmica e a capacidade de resfriamento. De maneira similar foram colocados termopares nos canais formados entre placa e placa.

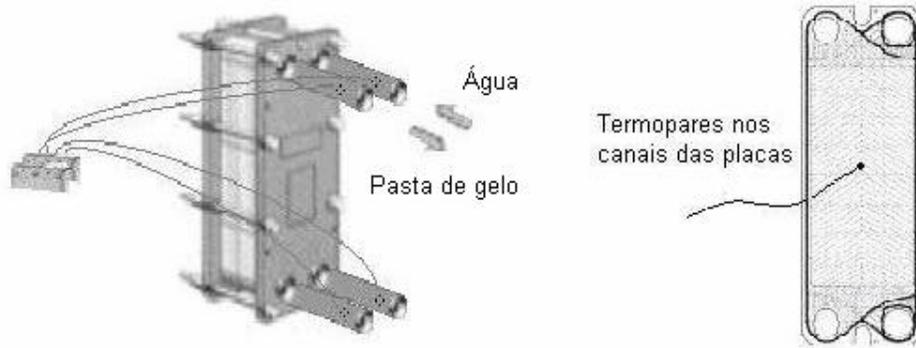


Figura 15 – Termopares nas entradas, e canais do trocador.

Para a determinação da queda de pressão, mede-se diretamente a diferença entre as pressões na entrada e saída do trocador com o auxílio de um transdutor de pressão diferencial. Este precisa de uma alimentação em alta frequência proveniente de um demodulador. O sinal é adquirido através do sistema de aquisição, controlado pelo computador.

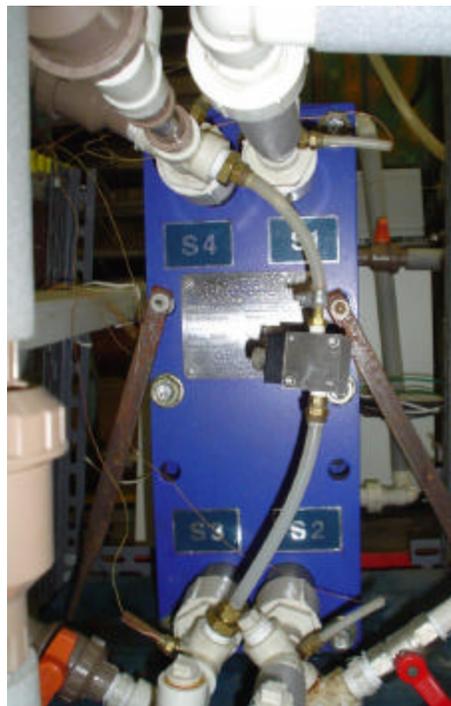


Figura 16 – Transdutor de pressão diferencial.

Para a determinação da capacidade de resfriamento da pasta de gelo necessita-se, entre outros dados, da fração de gelo. A fração de gelo é determinada na entrada e saída das linhas da pasta de gelo, para cada experiência.

Pelo método do calorímetro, a cada amostra de pasta de gelo se fornece uma determinada potência por um determinado intervalo de tempo. Monitoram-se a potência e a temperatura durante o processo, como já descrito anteriormente.

O calorímetro é basicamente um reservatório termicamente isolado. Possui uma resistência elétrica de 150W, um agitador acionado por um pequeno motor elétrico e um termopar.

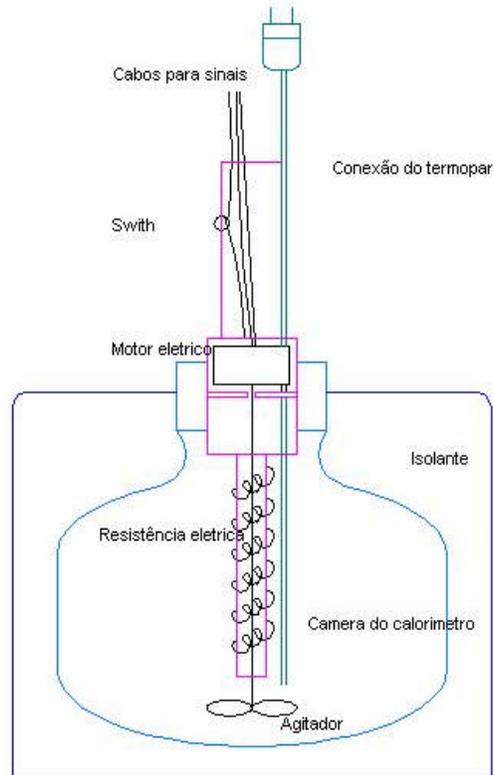


Figura 17 – Esquema do calorímetro e suas partes.

Os sinais de amperagem, voltagem e temperatura são adquiridos durante todo o tempo de fornecimento de energia, para cada amostra de pasta de gelo.

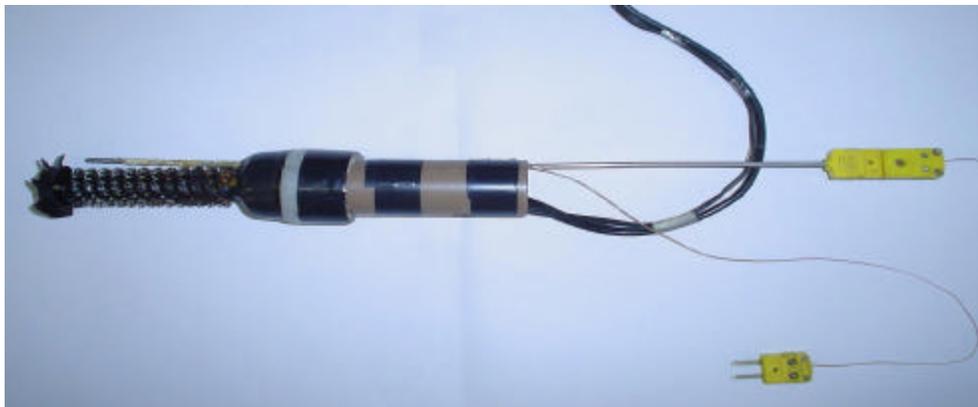


Figura 18 – Conjunto agitador, resistência, e termopar.

3.2.2. Sistema para a pasta de gelo

O sistema de geração de pasta de gelo (da York Brasil) é baseado num evaporador tipo tubo-carcaça, com raspador helicoidal para a geração da pasta de gelo, sistema este que faz parte de um ciclo de refrigeração. O sistema de refrigeração trabalha com R-22.

Na figura 19, pode-se observar o equipamento de refrigeração da York Brasil, tipo FI-200TVLL-3, que funcionou como sistema primário de refrigeração.



Figura 19 – Sistema de geração de Pasta de Gelo, da York.

Tem-se um reservatório primário com uma capacidade de 220L onde fica armazenada a pasta de gelo. Tem-se instalado na parte superior do reservatório um motor elétrico que aciona um agitador mecânico dentro do tanque, com o objetivo de manter sempre homogênea a concentração da pasta de gelo. No interior do tanque foi instalada uma seqüência vertical de termopares próximos à parede, para

o monitoramento do campo de temperaturas durante o processo de geração da pasta de gelo.

A geração da pasta de gelo é dinâmica. Transfere-se toda a pasta de gelo do reservatório secundário, com capacidade de 300 litros, por meio da bomba do mesmo sistema de geração, ao tanque primário. Inunda-se o interior do evaporador com a solução aquosa, para logo se acionar o sistema de frio.

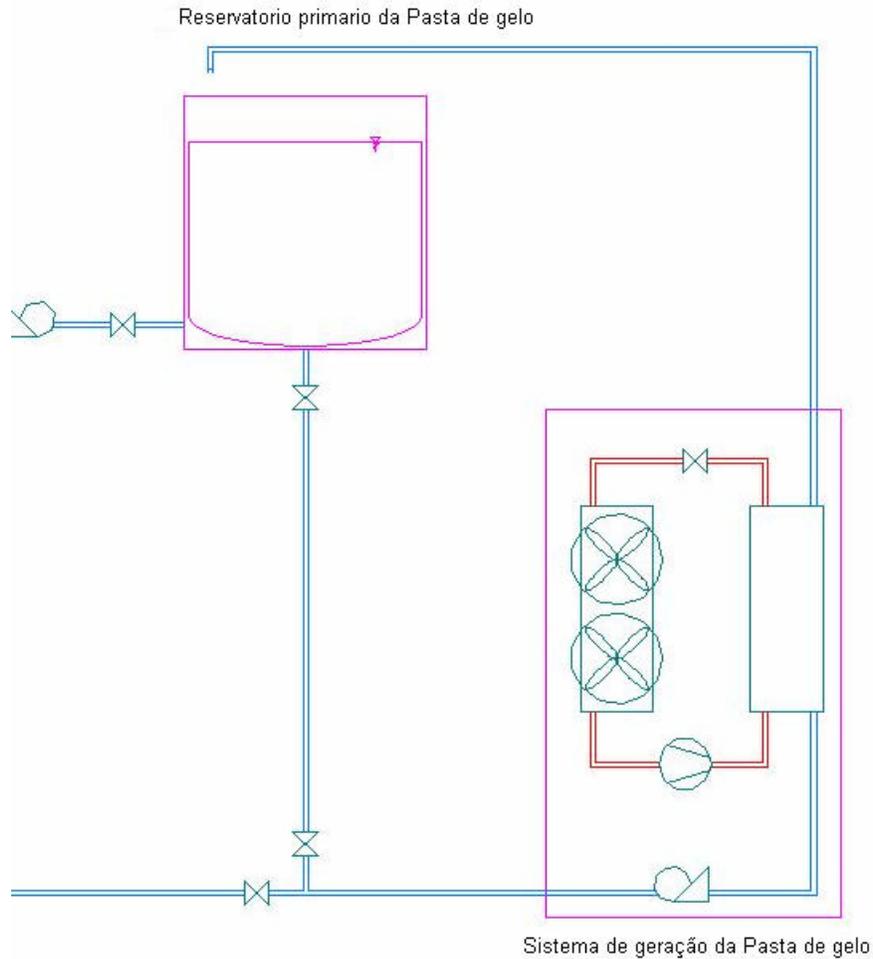


Figura 20 – Esquema do circuito de geração da pasta de gelo.

Após a geração, nas condições pré-estabelecidas, a pasta de gelo gerada fica armazenada no tanque primário, sob agitação, visando manter a homogeneidade e aglomeração de cristais. A bomba instalada na linha leva, então, a mistura ao trocador de calor, e é, em seguida, direcionada ao tanque de armazenamento secundário.

Na figura 21, é apresentado o tanque primário que armazena a pasta de gelo gerada. Na parte superior pode-se observar o motor elétrico que aciona o agitador no interior do tanque para manter homogênea a solução. Já na parte dianteira se encontra o painel elétrico de controle para as bombas e os bancos de resistências.



Figura 21 – Tanque de armazenamento primário.

A vazão da pasta de gelo dependerá das revoluções do eixo da bomba da mesma. Por meio de um inversor de frequência, figura 22, pode-se impor diferentes vazões para os diferentes testes.



Figura 22 - Inversor de frequência, e Bomba da pasta de gelo.

3.2.3. Sistema de carga térmica

A condição inicial de temperatura de entrada para a água é obtida com a ajuda do sistema de carga térmica, composto, entre outros, por um banco de resistências elétricas, com uma potência instalada de 10kW. Um potenciômetro de 220/220VAC regula a variação de voltagem, que controla uma das resistências elétricas, para assim poder garantir uma temperatura inicial para a água armazenada no reservatório.

O reservatório intermediário de água, com uma capacidade de 160 litros, serve como acumulador, evitando a variação brusca da temperatura de entrada na linha de água. Ao sair do reservatório a água passa através de um banho de temperatura controlada, NESLAB modelo RTE 17, com uma potência de refrigeração de 700W a 0°C (com controle PID e uma precisão de 0,05°C), regulando, assim, a temperatura de entrada na linha da água ao trocador de calor.



Figura 23 – Potenciômetro, e Banho de temperatura da NESLAB.

Na linha de entrada ao trocador tem-se o “manifold” que permite situações de troca de calor em paralelo e em contra-corrente mudando a direção da água. Na linha de saída da água do trocador tem-se uma válvula de agulha como restrição, para controlar e permitir diferentes vazões da água.

3.2.4. Sistema de Aquisição de dados

Finalmente, um sistema de aquisição de dados da marca Agilent, modelo 34970A, envia os sinais dos termopares e do transdutor de pressão para o computador. Um programa no computador armazena os dados para o cálculo da carga térmica e a potência de resfriamento, assim como da perda de carga. Os sinais provenientes do calorímetro, durante as análises das amostras de pasta de gelo, também são armazenados pelo sistema de aquisição de dados, para os cálculos das frações de gelo.



Figura 24 - Sistema de aquisição de dados, e Calorímetro.

3.3. Procedimento experimental

O sistema de aquisição de dados funciona continuamente, seja como elemento de controle até atingir as condições desejadas, ou para a aquisição de dados como temperaturas, diferencial de pressões e sinais de voltagem e amperagem, para posterior análise.

Numa primeira etapa, para a geração da pasta de gelo, inicialmente inunda-se o evaporador do sistema de geração com a mistura de propileno glicol – água do reservatório secundário, com ajuda da bomba do sistema de refrigeração. Aciona-se, então, o sistema de refrigeração, gerando pasta de gelo de forma contínua no reservatório primário, controlando as temperaturas no tanque até atingir uma condição adequada para garantir certa fração de gelo no reservatório. Nos testes estabeleceram-se temperaturas de $-4,7$ e $-5,2^{\circ}\text{C}$ para atingir a fração de gelo desejada. Esta primeira etapa leva um pouco mais de uma hora, em média. A pasta de gelo é constantemente homogeneizada pelo agitador mecânico interno dentro do tanque, acionado por um motor elétrico de revoluções controladas pelo inversor de frequência no painel de controle.

Antes de encerrar a primeira etapa, começa-se a condicionar a carga térmica para uma vazão constante de água. Com ajuda dos bancos de resistências elétricas e o potenciômetro, fixa-se uma temperatura no tanque de água. Liga-se a bomba e fixa-se uma vazão de água com ajuda da válvula de agulha que se encontra na linha de descarga. O banho térmico de temperatura constante dará o ajuste final à temperatura de entrada da água. Aguarda-se o regime permanente para iniciar a aquisição de dados dos testes.

Após conseguir condições estáveis nas duas primeiras etapas, põe-se em marcha a bomba para a pasta de gelo, fixa-se uma vazão de pasta de gelo com o inversor de frequência e espera-se, em média, uns 15 minutos até que se atinja o regime permanente.

Atingido o regime permanente, as medidas de temperatura e queda de pressão são registradas pelo computador. Paralelamente, são coletadas as amostras de pasta de gelo na entrada e na saída da linha, levando-se as mesmas ao calorímetro que se encontra ligado ao sistema de aquisição de dados.

Com ajuda do misturador agita-se a amostra no interior do calorímetro, liga-se a fonte de energia, fornecendo calor à amostra até alcançar, em média, uma temperatura de 8°C. Desliga-se a fonte e deixa-se homogeneizar, para se estabelecer uma temperatura final. Os sinais de temperatura, voltagem, corrente, no tempo, são adquiridos pelo sistema para posterior análise.

Repete-se a experiência mudando as condições de vazão da pasta de gelo no painel de controle com o inversor de frequências. Nos testes, a vazão da pasta de gelo variou de 0,10 a 0,23 kg/s.

Uma vez realizada a última experiência da série, desliga-se a bomba da pasta de gelo, fecha-se a válvula do reservatório primário da pasta de gelo, desligam-se os bancos de resistências elétricas, fecha-se o registro de água, deixando drenar a água ao esgoto, para logo depois desligar a bomba de água. Por fim, fecham-se as válvulas no trocador.

Nas experiências seguintes, se consideram todos os passos anteriores, considerando agora condições diferentes de temperatura de entrada da água e variando sua vazão mássica de 0,128 a 0,215 kg/s.

4. Redução de dados – Modelo matemático

4.1. Coeficiente global de Troca de calor

Do balanço de resistências térmicas para um elemento no trocador, tem-se.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_1} + \frac{1}{R_{F-1}} + \frac{e_{plac}}{k_{plac}} + \frac{1}{R_{F-2}} + \frac{1}{h_2} \quad (19)$$

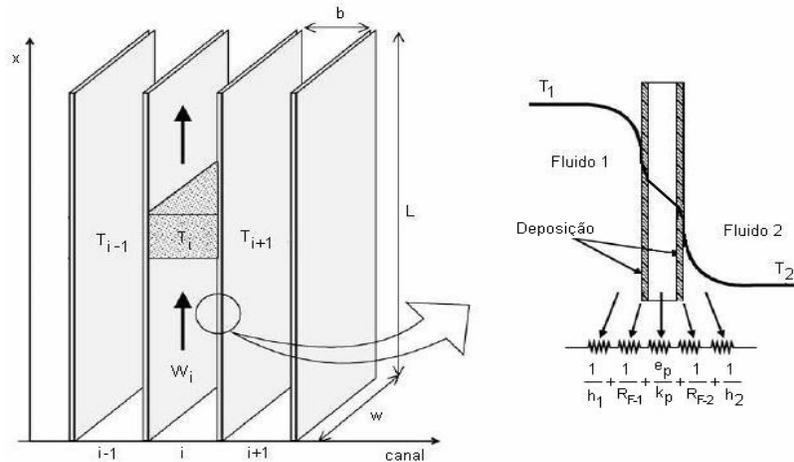


Figura 25 - Resistências térmicas num elemento do trocador de calor.

Logo, do modelo, pode-se obter o coeficiente global de troca de calor.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{1}{R_{F-1}} + \frac{e_{plac}}{k_{plac}} + \frac{1}{R_{F-2}} + \frac{1}{h_2}} \quad (20)$$

Onde:

- U : Coeficiente global de troca de calor, [W / m².°C].
- h_i : Coeficiente convectivo de transf. de calor do lado i, [W / m².°C].
- R_{F-i} : Fator por efeito de deposição no lado i, [W / m².°C].
- e_{plac} : Espessura da placa, [m].
- k_{plac} : Condutividade térmica da placa, [W / m. °C].

Com os dados experimentais obtidos no laboratório, utilizando a definição da diferença média logarítmica de temperatura, o mesmo coeficiente global de troca de calor pode ser obtido com o auxílio das seguintes expressões:

$$U = \frac{\dot{Q}_{ag}}{A.F.\Delta T_{LM}} \quad (21)$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{(\Delta T_{e-tr} - \Delta T_{s-tr})}{Ln \left[\frac{\Delta T_{e-tr}}{\Delta T_{s-tr}} \right]} \quad (22)$$

Onde:

- U : Coeficiente global de transferência de calor, [W / m².°C].
- \dot{Q}_{ag} : Capacidade de resfriamento da água, [W].
- A : Área de troca de calor, [m²].
- F : Fator de correção da temperatura média logarítmica, [-].
- ? T_{LM} : Temperatura média logarítmica, [°C].
- ? T_{e-tr} : Diferença de temperaturas nas entradas do trocador, [°C].
- ? T_{s-tr} : Diferença de temperaturas nas saídas do trocador, [°C].

4.2. Calor Trocado

4.2.1. Carga Térmica – Calor cedido

Dos dados experimentais, a partir das de temperatura e vazão da água, pode-se calcular o valor da carga térmica para cada teste.

$$\dot{Q}_{ag} = \dot{m}_{ag} \cdot C_{p_{m-ag}} \cdot \Delta T_{ag} \quad (23)$$

Onde:

\dot{Q}_{ag} : Carga térmica, [W].

\dot{m}_{ag} : Vazão mássica de água, [kg / s].

$C_{p_{m-ag}}$: Calor específico médio da água a pressão constante, [J / kg.°K].

ΔT_{ag} : Variação de temperatura na água, [°C].

4.2.2. Capacidade de Resfriamento da Pasta de Gelo – Calor recebido

A taxa de capacidade de resfriamento térmico, que representa a energia recebida pela pasta de gelo nas condições de cada teste, pode ser dividida em duas parcelas, sendo uma relativa ao calor latente, fortemente dependente da fração de gelo, e outra, associada ao calor sensível do fluido portador.

$$\dot{Q}_{pg} = \dot{m}_{pg} \cdot [C_{p_{m-fp}} (T_{fp-e} - T_{fp-s}) + L \cdot (X_{g-e} - X_{g-s})] \quad (24)$$

\dot{Q}_{pg} : Taxa de capacidade de resfriamento da pasta de gelo, [W].

\dot{m}_{pg} : Vazão mássica da pasta de gelo, [kg/s].

$C_{p_{m-fp}}$: Calor específico médio do fluido portador, [J / kg.°C].

T_{fp-e} : Temperatura do fluido portador na entrada do trocador, [°C].

T_{fp-s} : Temperatura do fluido portador na saída do trocador, [°C].

L : Calor latente de formação do gelo, [kJ / kg].

X_{g-e} : Fração de gelo na entrada do trocador, [°C].

X_{g-s} : Fração de gelo na saída do trocador, [°C].

4.3. Correlações adimensionais

4.3.1. Escoamentos sem mudança de fase

Testes iniciais foram realizados com o escoamento da solução aquosa, sem a presença de cristais de gelo, e água. Como neste caso não existe mudança de fase, o balanço de energia só contempla calor sensível e fica:

$$\dot{m}_{ag} \cdot C_{p_{m-ag}} \cdot \Delta T_{ag} = \dot{m}_{sol} \cdot C_{p_{m-sol}} \cdot \Delta T_{sol} \quad (25)$$

Da expressão para o coeficiente global de troca de calor, tem-se:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_1} + \frac{1}{R_{F-1}} + \frac{e_{plac}}{k_{plac}} + \frac{1}{R_{F-2}} + \frac{1}{h_2} \quad (26)$$

Da definição do número de Nusselt

$$Nu = \frac{h \cdot D_H}{k} \quad (27)$$

Tem-se:

$$h = \frac{Nu \cdot k}{D_H} \quad (28)$$

Escoamentos deste tipo são freqüentemente correlacionados por expressões de Nusselt do tipo:

$$Nu = a \cdot Re^b \cdot Pr^c \quad (29)$$

Tradicionalmente, também, utilizam-se 0,3 e 0,4 para o expoente c do número de Prandtl, para fluidos sendo resfriados ou aquecidos, respectivamente. Logo, para cada lado do trocador, no caso em estudo, tem-se:

$$h_{ag} = \frac{a \cdot \text{Re}_{ag}^b \cdot \text{Pr}_{ag}^{0,3} \cdot k_{ag}}{D_H} \quad (30)$$

$$h_{sol} = \frac{a \cdot \text{Re}_{sol}^b \cdot \text{Pr}_{sol}^{0,4} \cdot k_{sol}}{D_H} \quad (31)$$

A avaliação das propriedades se faz a partir de uma temperatura média.

Substituindo (30) e (31) na expressão inicial (26), chega-se a:

$$\frac{1}{U} = \frac{D_{H-1}}{a \cdot \text{Re}_{ag}^b \cdot \text{Pr}_{ag}^{0,3} \cdot k_{ag}} + \frac{1}{R_{F-ag}} + \frac{e_{plac}}{k_{plac}} + \frac{1}{R_{F-sol}} + \frac{D_{H-2}}{a \cdot \text{Re}_{sol}^b \cdot \text{Pr}_{sol}^{0,4} \cdot k_{sol}} \quad (32)$$

Como os testes foram realizados em um trocador novo e sob condições adequadas de limpeza, desprezaram-se os efeitos de deposição.

Como já mencionado, as propriedades dos fluidos são consideradas médias, avaliadas à temperatura média do escoamento. Com isto, definem-se os seguintes parâmetros:

$$p = \frac{D_H}{\text{Pr}_{ag}^{0,3} \cdot k_{ag}} \quad (33)$$

$$q = \frac{D_H}{\text{Pr}_{sol}^{0,4} \cdot k_{sol}} \quad (34)$$

Com isto, chega-se a:

$$\frac{1}{U} - \frac{e_{plac}}{k_{plac}} = \frac{p}{a \cdot \text{Re}_{ag}^b} + \frac{q}{a \cdot \text{Re}_{sol}^b} \quad (35)$$

Onde:

- p, q : Constantes adimensionais para cada fluido, [-].
 a, b : Constantes obtidas por mínimos quadrados, [-].

O número de Reynolds é calculado pela seguinte expressão:

$$\text{Re} = \frac{\rho u_c \cdot D_H}{\mu} = \frac{\rho u_c \cdot 4A_c}{\mu 2(b + w \cdot f)} = \frac{2 \cdot \dot{m}_c}{\mu (b + w \cdot f)} \quad (36)$$

Onde:

- Re : Número de Reynolds, [-].
 ρ : Massa específica, [kg / m³].
 u_c : Velocidade média do fluido no canal, [m / s].
 D_H : Diâmetro hidráulico, [m].
 μ : Viscosidade dinâmica (ou absoluta), [Pa - s].
 b : Espessura do canal, [m].
 w : Largura efetiva da placa para o trocador de calor, [m].
 ϕ : Fator de correção de área da placa, [-].
 A_c : Área do canal da vazão, [m²].
 \dot{m}_c : Vazão mássica por canal, [kg / s].

Os valores para as constantes **a** e **b**, da expressão (35), a determinar são obtidos pela aplicação do método de mínimos quadrados sobre uma massa de dados experimentais [Anexo F]. Obtém-se assim a expressão para os coeficientes de troca de calor, com escoamento sem mudança de fase, válida para ambos lados do trocador.

4.3.2. Testes com Pasta de Gelo

Dos resultados obtidos nos testes da seção anterior, com a solução aquosa sem cristais, obtêm-se os valores das constantes a_1 e b_1 , para a correlação proposta para o número de Nusselt para o lado da água. Na fase posterior, os testes são realizados com água e pasta de gelo. A partir dos dados experimentais desta nova fase, encontra-se o novo coeficiente global de troca de calor. Sendo conhecido o coeficiente de troca de calor do lado da água, determina-se o coeficiente de troca de calor para o lado da pasta de gelo. Da equação abaixo,

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{ag}} + \frac{1}{R_{F-ag}} + \frac{e_{plac}}{k_{plac}} + \frac{1}{R_{F-pg}} + \frac{1}{h_{pg}} \quad (37)$$

Desprezando-se a resistência relativa a depósitos, e rearrumando os termos obtém-se:

$$h_{pg} = \frac{1}{\frac{1}{U} - \frac{e_{plac}}{k_{plac}} - \frac{1}{h_{ag}}} \quad (38)$$

Em seguida calculam-se os números de Nusselt para cada condição de escoamento.

$$Nu_{pg} = \frac{h_{pg} \cdot D_H}{k_{pg}} \quad (39)$$

O número de Reynolds é calculado pela mesma expressão do caso anterior, equação 36.

Finalmente, também pelo método dos mínimos quadrados, encontra-se o número de Nusselt para a pasta de gelo.

$$Nu_{pg} = a_2 \cdot Re^{b_2} \cdot Pr^{c_2} \quad (40)$$

Fator de Atrito

A queda de pressão no trocador de placas, tanto no lado quente como no lado frio, pode ser calculada com a relação utilizada por Gut e Pinto (2003), a qual se baseia num tratado sobre desenho e seleção de trocadores de calor, Kakaç (2002).

$$\Delta p = \left[\frac{2 \cdot f \cdot L_H \cdot N_p \cdot G_C^2}{r_m \cdot D_H} \right] + 1.4 \left[N_p \frac{G_P^2}{2 \cdot r_m} \right] + r_m \cdot g \cdot L_H \quad (41)$$

Na equação acima, o primeiro termo no lado direito avalia as perdas de pressão por atrito no interior dos canais, onde f é o fator de atrito. O segundo termo representa a queda de pressão do fluxo na tubulação de entrada e o último, a variação da pressão devido ao cambio de elevação por efeito da aceleração da gravidade.

$$G_C = \frac{W}{N \cdot b \cdot w} \quad (42)$$

$$G_P = \frac{4W}{p \cdot D_p^2} \quad (43)$$

$$D_H = \frac{4 \cdot b \cdot w}{2 \cdot (b + w \cdot f)} \quad (44)$$

Onde:

- Δp : Queda de pressão no trocador, [Pa].
- f : Fator de atrito, [-].
- L_H : Comprimento de um passo no trocador, [m].
- D_P : Diâmetro do passo de entrada nas placas, [m].
- N_P : Número de passos no trocador, [-].
- G_C : Velocidade do fluido num canal do trocador, [m / s].
- ρ_m : Peso específico médio do fluido, [kg / m³].
- D_H : Diâmetro hidráulico, [m].
- G_P : Velocidade do fluido na entrada do coletor do trocador, [m / s].
- g : Aceleração da gravidade, [m / s²].
- W : Vazão mássica do fluido, [m³ / s].
- N : Número de canais por passo, [-].
- b : Espessura do canal, [m].
- w : Largura efetiva da placa para o trocador de calor, [m].
- ϕ : Fator de correção de área da placa, [-].

5. Análise dos Resultados

5.1. Capacidade de Resfriamento

Como já mencionado, o calor trocado foi medido nos dois fluidos. À medida feita do lado da pasta de gelo denominou-se capacidade de resfriamento. O mesmo parâmetro, pelo lado da água, é chamado de carga térmica. Os pontos experimentais apresentados na figura 26 relacionam a carga térmica com a capacidade de resfriamento para os testes realizados com pasta de gelo. Comparando-se estes com pontos da função identidade encontra-se um fator de correlação $R^2 = 0,949$. Na média, a capacidade resfriamento experimental é 1,0% maior do que a carga térmica, resultado considerado bastante satisfatório. Pode-se considerar, por tanto, o trocador de calor como sendo adiabático, isto é, nenhum dos dois fluidos troca, significativamente, calor com o meio ambiente.

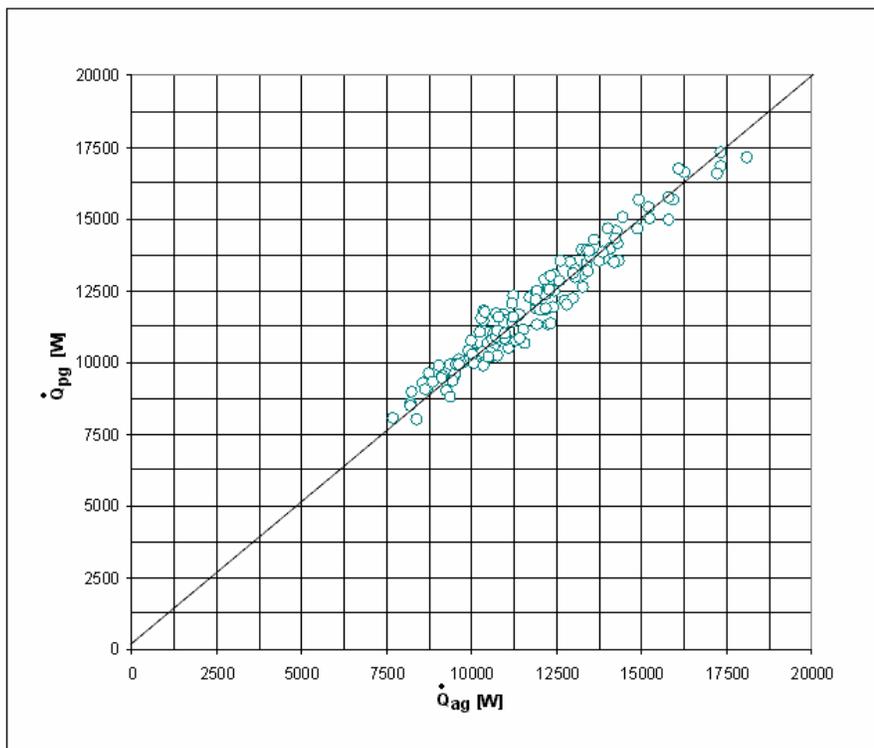


Figura 26 - Capacidade de resfriamento vs. Carga térmica, para a pasta de gelo.

Procedendo-se a mesma comparação para as experiências com a solução aquosa sem cristais de gelo, obtém-se uma correlação com $R^2 = 0,994$.

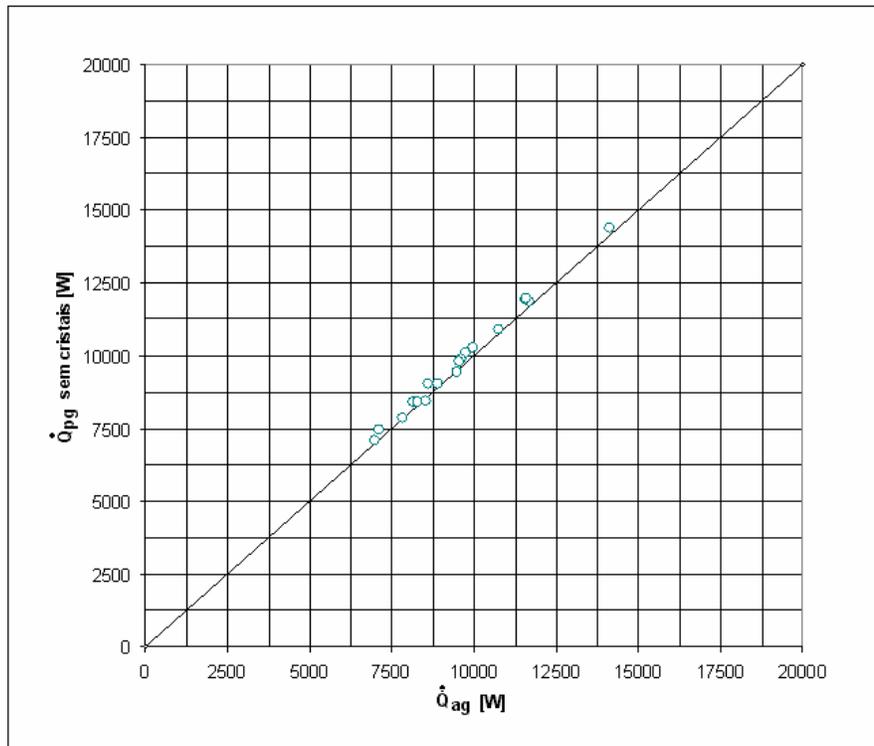


Figura 27 - Capacidade de resfriamento vs. Carga térmica, para a solução.

Para condições similares de entrada dos fluidos no trocador de calor, a capacidade de resfriamento da pasta de gelo aumenta com o aumento de sua vazão mássica. Por exemplo, para condições fixas de vazão mássica; 0,215 kg/s, e temperatura de entrada da água, 32,5°C; com troca de calor em contra-corrente, a capacidade de resfriamento apresenta um aumento na ordem de 21% para uma fração de gelo de 0,11; e de 32% para 0,14.

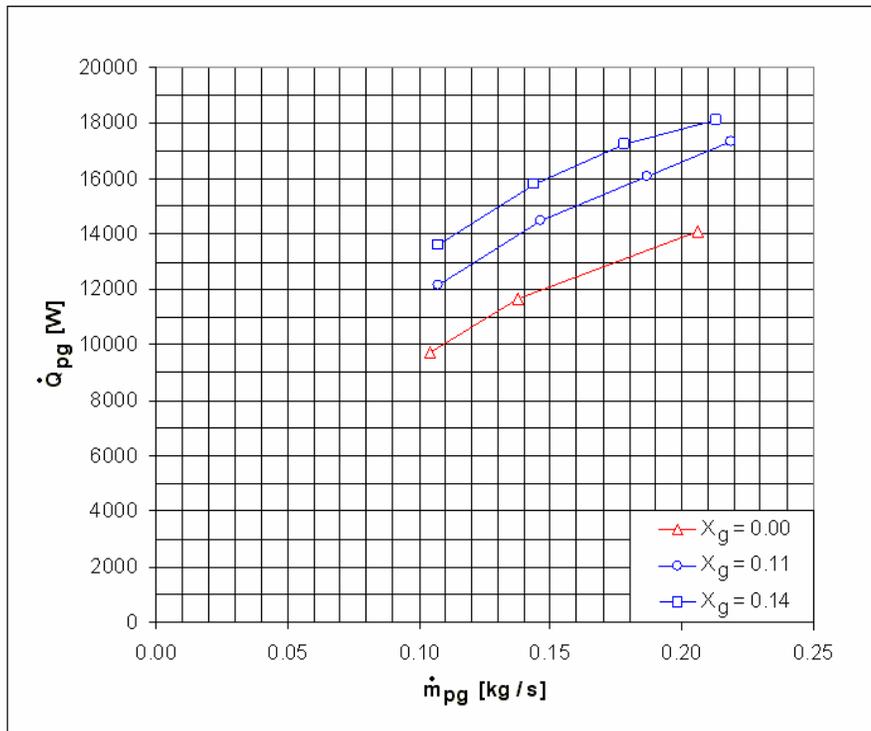


Figura 28 - Capacidade de resfriamento vs. Vazão mássica da pasta de gelo.

Na figura 28, se observa claramente como variam as faixas da capacidade de resfriamento da pasta de gelo à medida que aumenta a fração de gelo presente no fluido portador. Isto porque é possível armazenar maior quantidade de energia na forma de calor latente na pasta de gelo.

5.2. Coeficiente global de troca de calor

Dos resultados sob diferentes condições de troca de calor, apresenta-se um resumo de alguns dos parâmetros que têm efeito sobre o coeficiente global de troca de calor.

Para a mesma vazão mássica de água, de 0,215kg/s, e uma fração de gelo fixa na entrada, o coeficiente global aumenta com a vazão mássica da pasta de gelo. Isto é apresentado na figura 29, onde também se constata o aumento do coeficiente global, com o aumento da temperatura de entrada da água, mantidas fixas a vazão e fração de gelo da pasta.

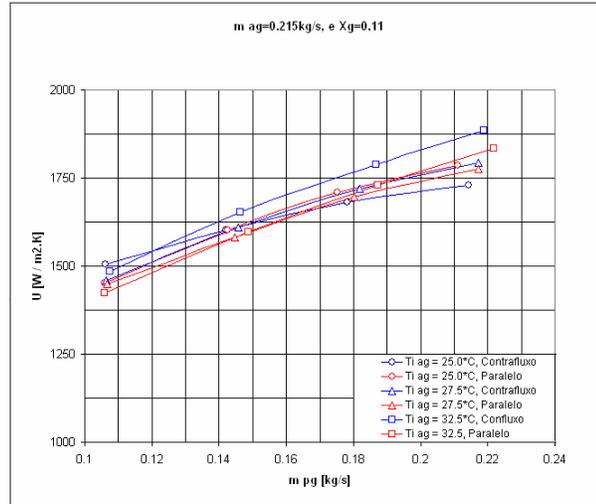


Figura 29 – Coeficiente global, para m_{ag}=0,215kg/s e X_g=0,11.

Comparando as mesmas condições, porém com frações de gelo maiores (fig.29 e fig. 30), o coeficiente global diminui; sendo numa ordem não tão considerável para as condições acima mencionadas, de uma fração de gelo de 0,11 a 0,14.

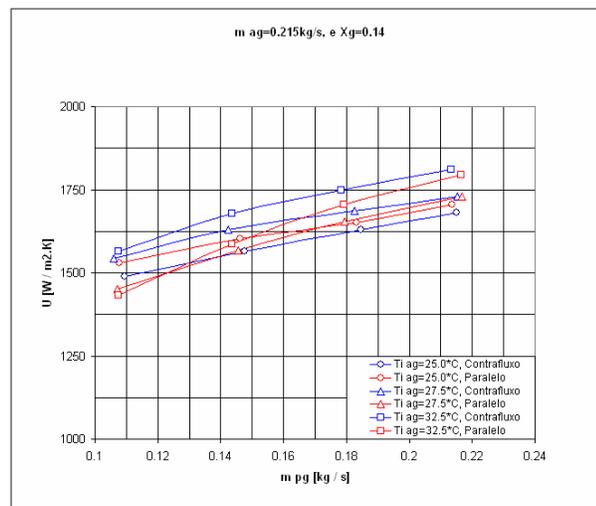


Figura 30 – Coeficiente global, para m_{ag}=0,215kg/s e X_g=0,14.

Agora, considerando fixa a fração de gelo na entrada, para o exemplo apresentado com uma fração de gelo de 0,14; (figs 30 e 31), e mudando a vazão mássica de água de 0,215 a 0,128kg/s, o coeficiente global de troca de calor sofre uma diminuição forte, de ordem de 1625 para 1250 W / m².K (23%).

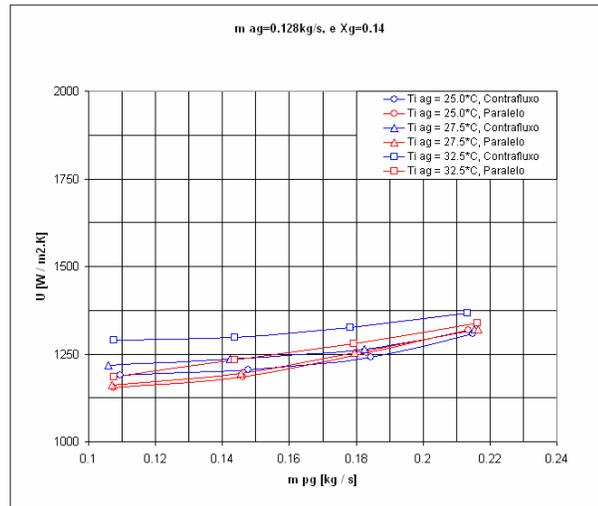


Figura 31 - Coeficiente global, para m_{ag}=0,128kg/s e X_g=0,14.

Ao apresentar os resultados do coeficiente global em função da vazão mássica da pasta de gelo para uma condição de temperatura inicial da água e uma fração de gelo para a pasta, observa-se facilmente o efeito marcante que tem a vazão mássica da água (ver figuras 32, 33 e 34), o que não acontecia quando se apresentava os resultados considerando fixa a vazão da água para uma fração de gelo da pasta, ver figuras 29, 30 e 31.

Na figura 32 apresenta-se a variação do coeficiente global de troca de calor em função da vazão mássica para certa condição de temperatura inicial da água e uma fração de gelo fixa de 0,11 para a pasta de gelo.

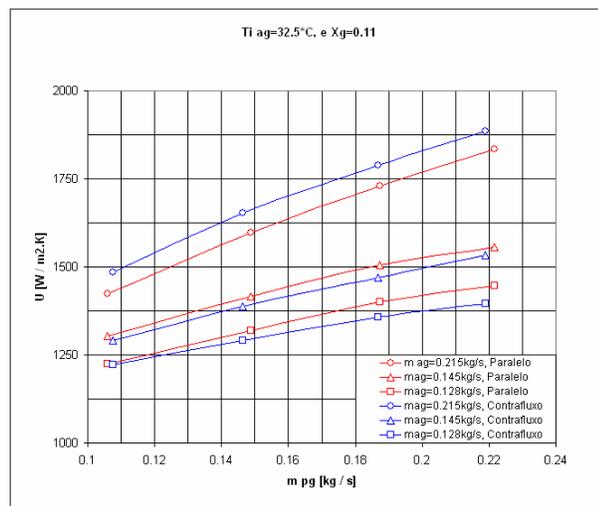


Figura 32 - Coeficiente global, para T_{i,ag}=32,5°C e X_g=0,11.

Nos gráficos (figs 32 e 33) se observa claramente o forte efeito sobre o coeficiente global da vazão mássica da água, para uma fração de gelo inicial. O efeito de diminuir a temperatura inicial da água se faz visível, dada uma condição inicial de gelo, com a diminuição no coeficiente global de troca de calor.

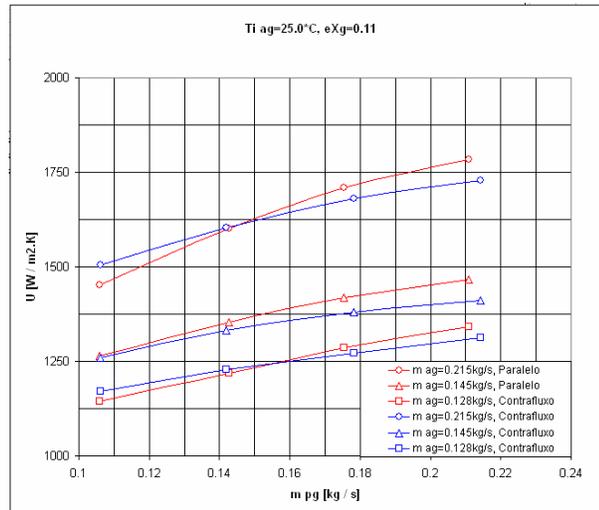


Figura 33 - Coeficiente global de troca de calor, para $T_{iag}=25,0^{\circ}\text{C}$ e $X_g=0,11$.

Como era esperado, inverter o sentido da troca de calor, paralelo ou contra-corrente, não afeta significativamente o coeficiente global de troca de calor ao se utilizar a pasta de gelo. Isto se pode observar em todas as figuras apresentadas para o coeficiente global de troca de calor.

Novamente, ao se elevar a fração de gelo, para uma mesma condição de temperatura de entrada da água, para diferentes vazões de água, diminui o coeficiente global de troca de calor. Esta queda fica mais pronunciada para vazões maiores de pasta de gelo. Ver figuras 33 e 34.

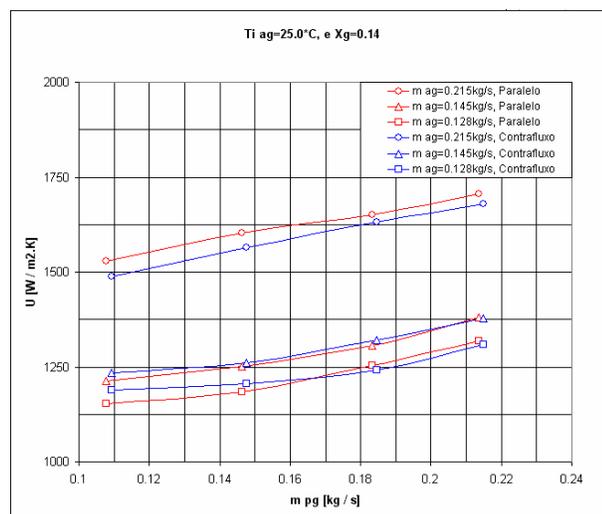


Figura 34 - Coeficiente global, para $T_{iag}=25,0^{\circ}\text{C}$ e $X_g=0,14$.

O fato de que o modo de troca de calor não tenha um efeito significativo no coeficiente global de troca de calor, não quer dizer que ambas condições trabalhem de forma igual. Na figura 35, fazendo uma comparação dos resultados das cargas térmicas, considerando as mesmas condições de entrada dos fluidos, pode-se observar que para todos os resultados em contra-corrente é mais efetivo como era de se esperar. Os resultados em contra-corrente apresentaram uma troca térmica cerca de 4,5% acima dos resultados dos casos em paralelo.

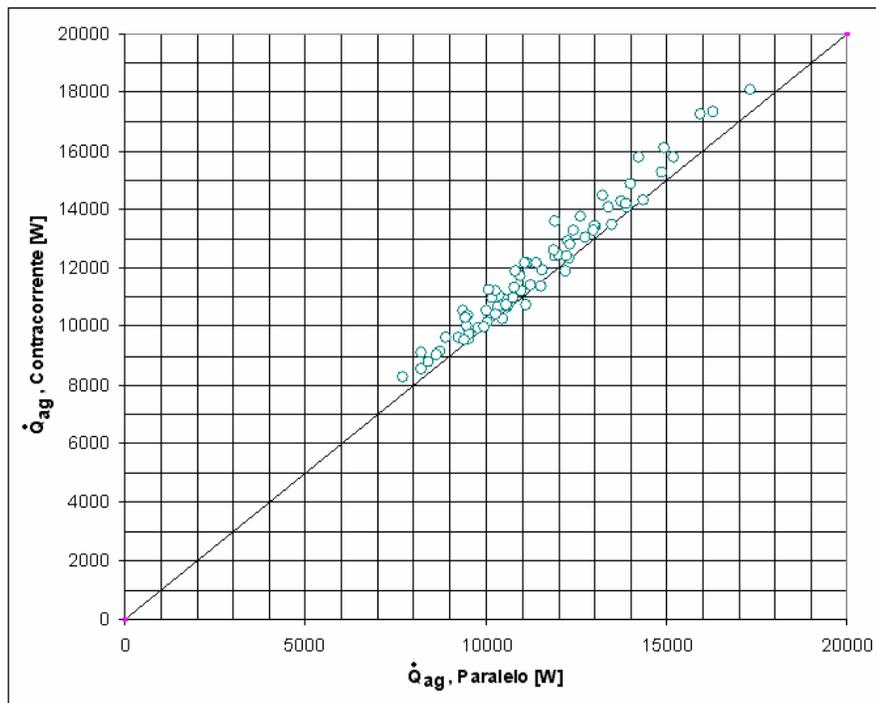


Figura 35 - Cargas térmicas em paralelo versus contra-corrente.

O efeito de aumentar a fração de gelo, considerando uma mesma carga térmica, diminui o coeficiente global de troca. Comparando os resultados dos testes da pasta de gelo com a solução sem cristais, a qual se comporta como água, observa-se uma diminuição da ordem de 30% para uma fração de 0,11; e 35% para 0,14.

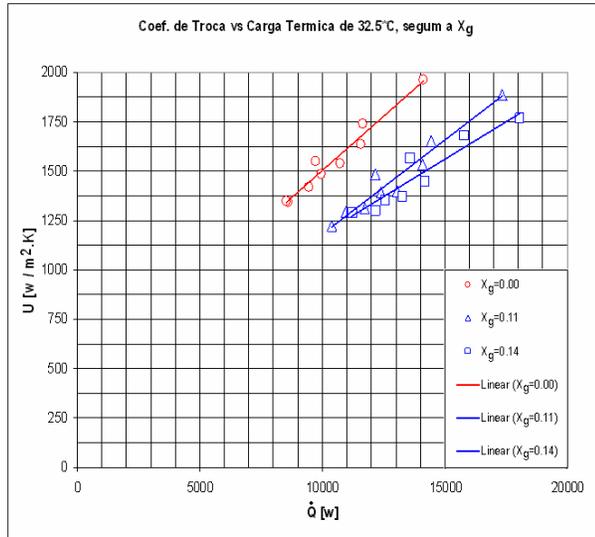


Figura 36 - Coeficiente global em função da carga térmica, para $T_{i-ag}=32,5^\circ\text{C}$.

Ao comparar-se com outra condição de temperatura inicial da água, se pode observar a variação do coeficiente global de troca de calor em função da carga térmica. Observa-se uma diminuição no coeficiente global de troca ao diminuir a temperatura da água, este efeito se apresenta tanto para as misturas de pasta de gelo como para a solução sem cristais.



Figura 37 - Coeficiente global em função da carga térmica, para $T_{i-ag}=27,5^\circ\text{C}$.

5.3. Equivalente da vazão mássica no lugar de pasta de gelo

Uma vantagem de se utilizar a pasta de gelo no lugar de uma solução sem cristais ou água em condições semelhantes, seria a redução da vazão mássica. Para uma fração de gelo de 0,11 e uma mesma carga térmica obtém-se uma diminuição da vazão mássica para algo em torno de 87% .

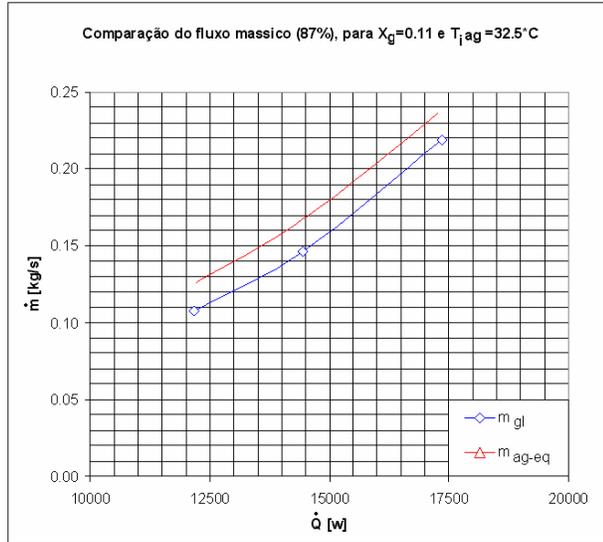


Figura 38 – Vazão mássica equivalente para $X_g=0,11$, e $T_{iag}=32,5^\circ\text{C}$.

Para as mesmas condições do caso anterior, porém com uma fração de gelo de 0,14; observa-se uma possível diminuição da vazão mássica para algo em torno de 75%, com o que se consegue a mesma carga térmica especificada.

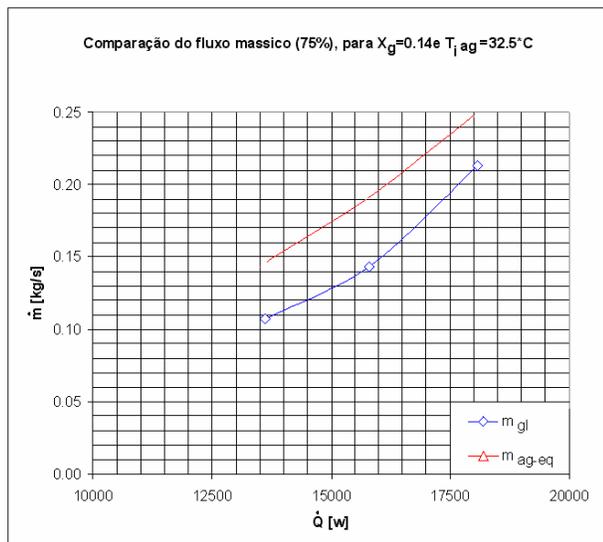


Figura 39 – Vazão mássica equivalente para $X_g=0,14$, e $T_{iag}=32,5^\circ\text{C}$.

5.4. Efeito da Resistência térmica da placa no número de Nusselt

No modelo matemático, para o presente trabalho, considerou-se o efeito que tem a resistência térmica do material das placas do trocador de calor. No caso que se tivesse desprezado esta resistência térmica, por apresentar a placa uma boa condutividade térmica ou espessura muito pequena, cometer-se-ia um erro de superestimativa no número de Nusselt da ordem de 10% , para os testes de água – solução sem cristais em relação ao número de Reynolds (Re).

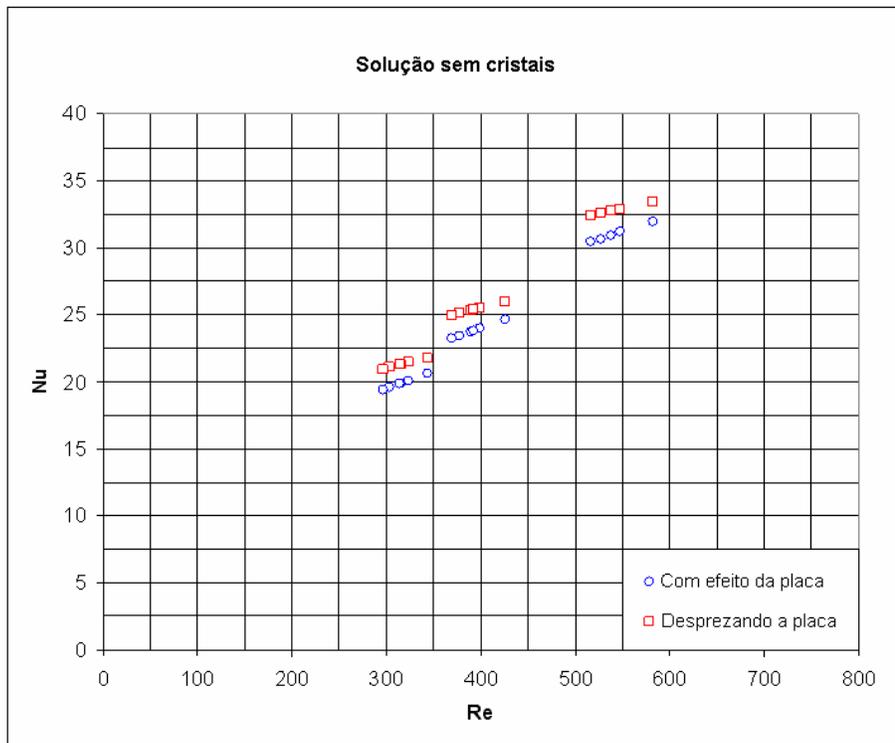


Figura 40 - Efeito no número de Nu se tivesse sido depreciada a resistência térmica da placa, para a solução sem cristais.

5.4.1. Testes Água–Solução sem cristais

Na figura 41, se apresenta o número de Nusselt em função do número de Reynolds para a água e para a solução, a partir de propileno glicol, sem cristais.

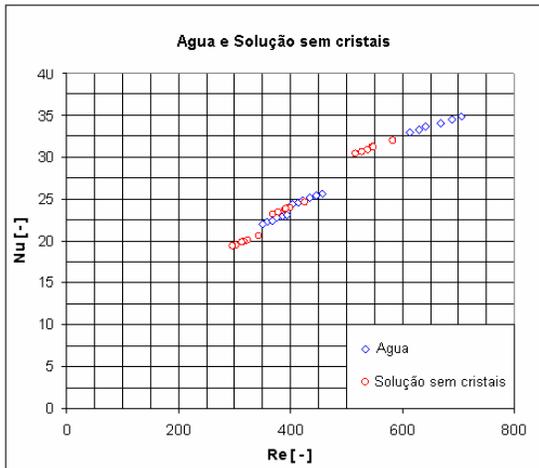


Figura 41 – Nu vs Re, para a solução.

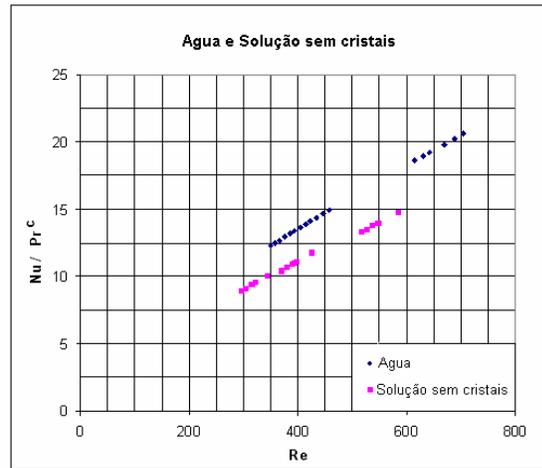


Figura 42 – Nu/Pr^C vs Re, para a solução.

Na figura 42, se observa os resultados na forma de Nu / Pr^C versus o número de Reynolds, para a água e a mistura sem cristais, apresentando ambos um comportamento similar. As correlações de transferência de calor sem mudança são apresentadas a seguir.

Para o lado da água, onde $350 < Re < 705$, e $5,8 < Pr < 7,0$.

$$Nu_{ag} = 0,1588.Re^{0,7417} . Pr^{0,3} \quad (45)$$

Para a solução sem cristais, onde $296 < Re < 583$, e $5,9 < Pr < 7,9$.

$$Nu_{sol} = 0,1588.Re^{0,7417} . Pr^{0,4} \quad (46)$$

Os expoentes do número de Prandtl foram impostos. Os ajustes tiveram um erro médio da ordem de $4,059 \times 10^{-9}$.

5.4.2. Testes Água – Pasta de Gelo

Os valores do número de Nusselt em função do número de Reynolds para os testes com e sem cristais são apresentados na fig.43. Na medida que a fração de gelo aumenta, o número de Reynolds diminui, porém o número de Nusselt. Mas considerando um número de Reynolds fixo, a presença dos cristais de gelo faz aumentar o número de Nusselt.

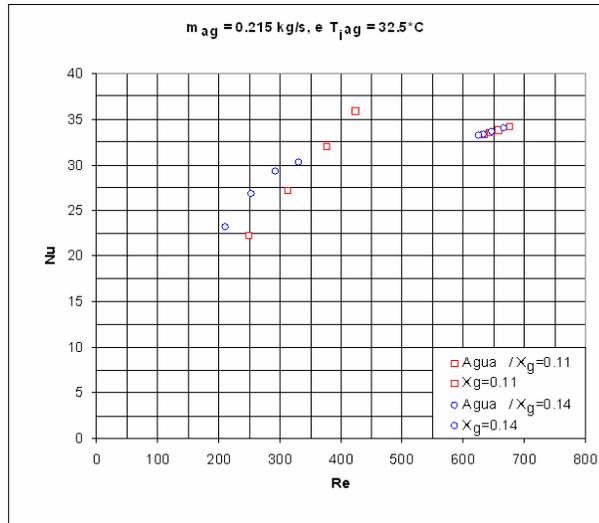


Figura 43 - Nu vs Re da pasta de gelo, para uma vazão de água de $m_{ag}=0,215\text{kg/s}$ e $T_{iag}=32,5^\circ\text{C}$.

Os resultados apresentados do número de Nusselt, e do número de Reynolds para a pasta de gelo, e separados para duas condições de gelo na entrada, ver fig.44, apresentam a mesma tendência que sem cristais de gelo, porém com uma baixa correlação do $R^2=0,77$; o que indica que o número de Nusselt para a pasta de gelo ainda depende de outros parâmetros, não considerados na presente correlação.

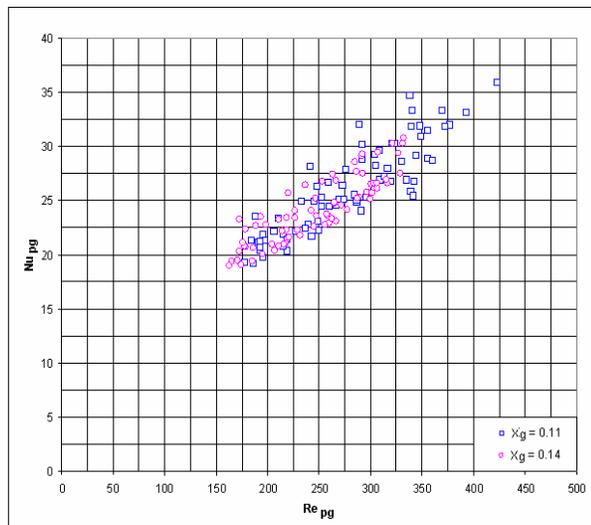


Figura 44 - Nu vs Re, para a pasta de gelo.

Ao se fazer o ajuste com os resultados de Nusselt para a pasta de gelo, obteve-se a seguinte correlação:

$$Nu_{pg} = 1,0574.Re^{0,62} .Pr^{-0,115397} \quad (47)$$

A correlação apresentada não tem um termo visível que mostre a fração de gelo, mas o efeito da fração de gelo foi levada em consideração nos cálculos das propriedades termofísicas, no cálculo do número de Reynolds e do número de Prandtl. Os resultados apresentaram um desvio quadrático o médio de $S=2,1187$.

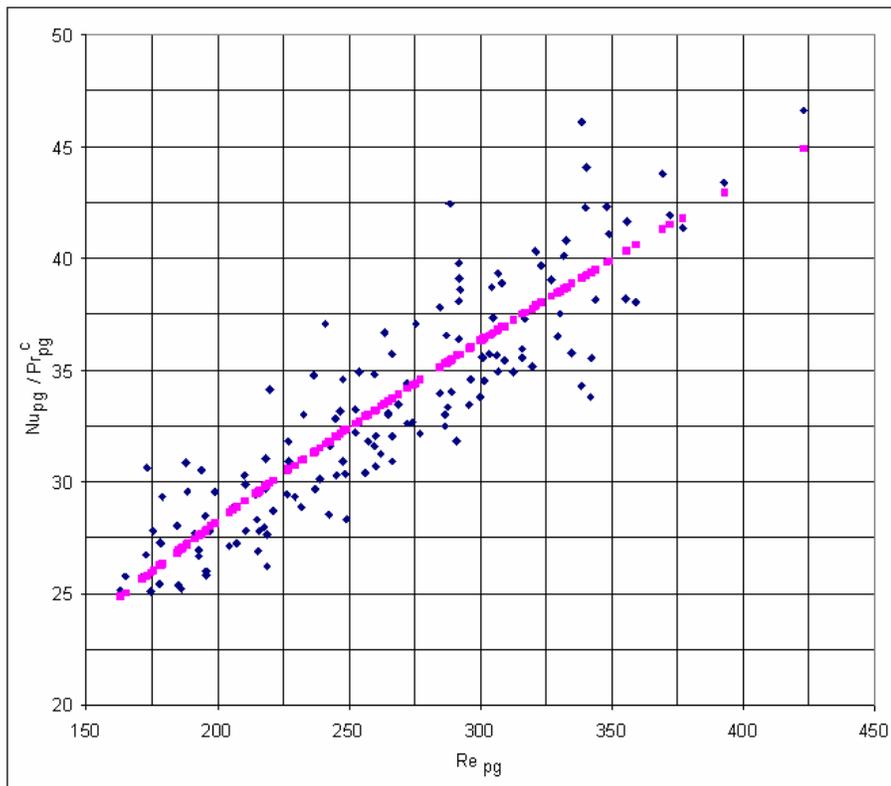


Figura 45 - Nu/Pr^c versus Re para a pasta de gelo.

Ao se separar os resultados segundo a fração de gelo obtiveram-se as seguintes correlações para a pasta de gelo.

Para $X_g=11\%$, com um desvio quadrático médio de $S=1,4432$.

$$Nu_{pg} = 0,387.Re^{0,58132} .Pr^{0,4} \tag{48}$$

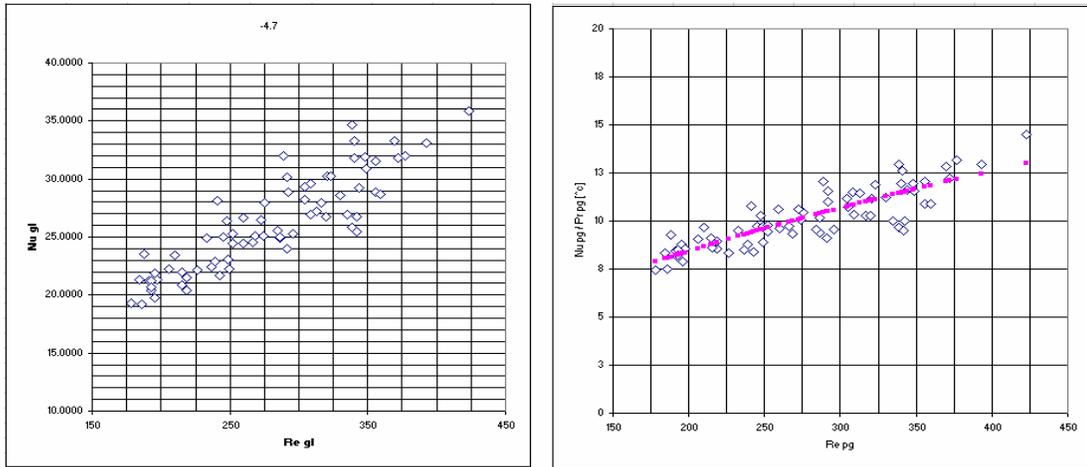


Figura 46 - Nu versus Re da pasta de gelo para $X_g=0,11$.

Para $X_g=14\%$, com um desvio quadrático médio de $S=1,347$.

$$Nu_{pg} = 0,784.Re^{0,44521} .Pr^{0,4} \tag{49}$$

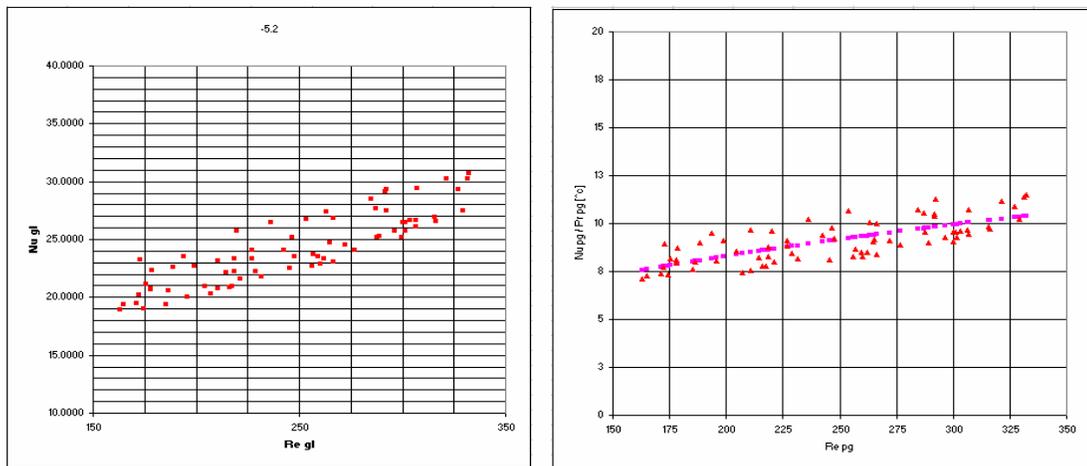


Figura 47 - Nu versus Re da pasta de gelo para $X_g=0,14$.

5.5. Queda de Pressão e Fator de Atrito

Com o aumento da vazão mássica da pasta de gelo, a queda de pressão experimenta um aumento quase linear, para a faixa de vazão apresentada. O aumento da fração de gelo na entrada tem uma influência direta na perda de carga no trocador. Na figura 48, observam-se as quedas de pressão, tanto para os testes com a pasta de gelo, quanto para a solução sem cristais.

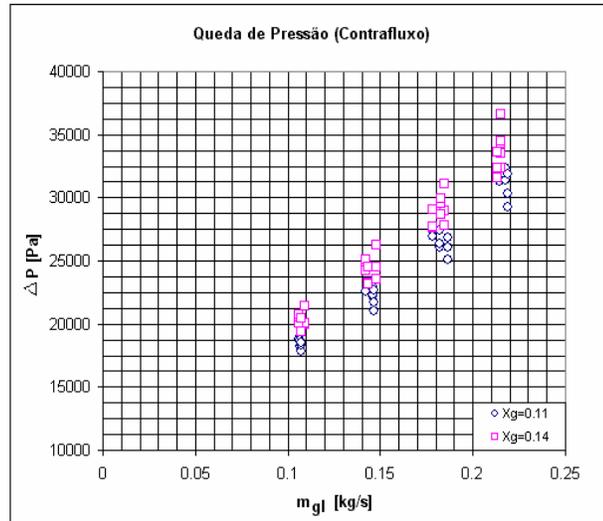


Figura 48 – Queda de pressão com a vazão mássica da pasta de gelo.

Como era de se esperar, o fator de atrito diminui com o aumento da vazão da pasta de gelo. Observa-se também que para maiores frações de gelo, o fator de atrito tende a aumentar.

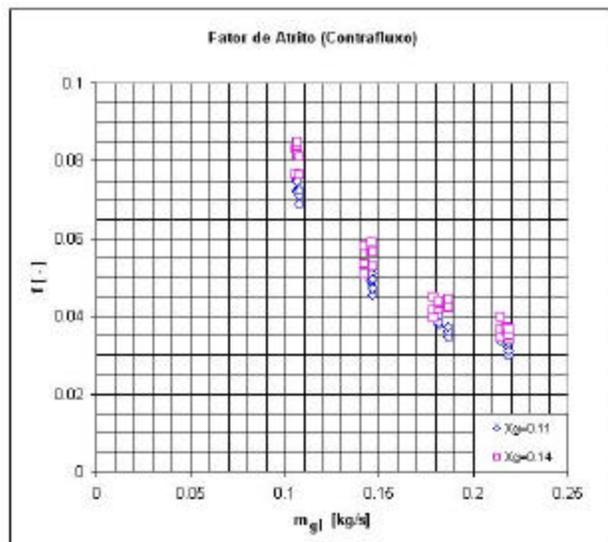


Figura 49 - Fator de atrito com a vazão mássica da pasta de gelo.

Logo, se obtém uma correlação adimensional para o fator de atrito com respeito ao número de Re da pasta de gelo. O fator de atrito diminui com o aumento da fração de gelo, por outro lado o fato de ter troca de calor em contracorrente ou paralelo, não influi de maneira apreciável no fator de atrito.

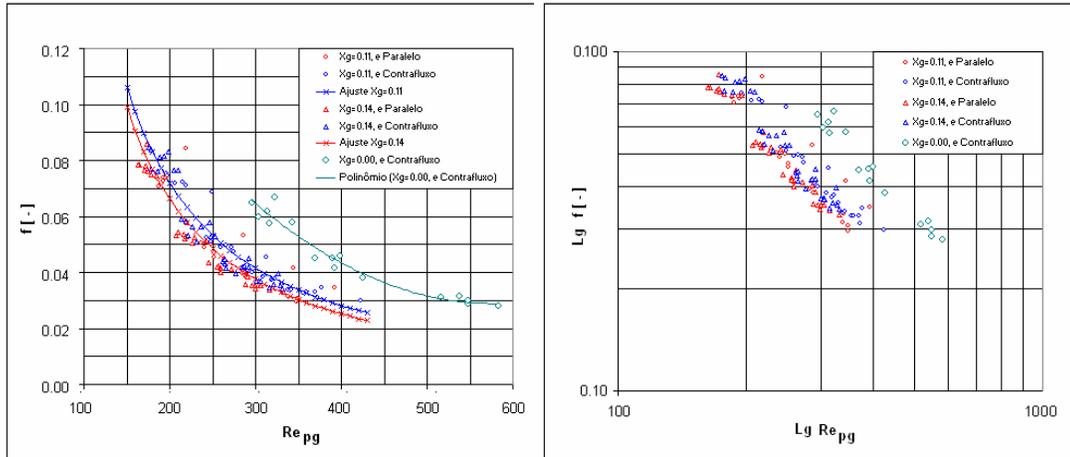


Figura 50 - Fator de atrito versus Re, para a pasta de gelo com a fração de gelo.

Fazendo um ajuste por mínimos quadrados as seguintes correlações do fator de atrito versus o número de Reynolds foram obtidas.

Para a solução aquosa sem cristais

$$f_{pg} = 123,4590.Re^{-1,3249} \quad , \text{ com } R^2=0,934. \quad (50)$$

ou
$$f_{pg} = \frac{23,262}{Re} - 0,0136 \quad , \text{ com } R^2=0,946. \quad (51)$$

Para a pasta de gelo com $X_g=0,11$.

$$f_{pg} = 94,1383.Re^{-1,35458} \quad , \text{ com } R^2=0,972 \quad (52)$$

ou
$$f_{pg} = \frac{17,77}{Re} - 0,0173 \quad , \text{ com } R^2=0,878 \quad (53)$$

Para a pasta de gelo com $X_g=0,14$

$$f_{pg} = 108,6096.Re^{-1,39715} \quad , \text{ com } R^2=0,960 \quad (54)$$

ou
$$f_{pg} = \frac{17,68}{Re} - 0,02 \quad , \text{ com } R^2=0,898 \quad (55)$$

5.6. Coeficiente de troca de calor, obtido pelo método da efetividade

Fazendo cálculos com um $C_{p_{eq-m}}$, que represente o efeito de calor sensível, e calor latente da pasta de gelo, o qual representa de 1 a 8 vezes o $C_{p_{ag}}$ da água dependendo as condições de troca, se fazem os cálculos para o NTU em condição de troca paralelo e contra-corrente, pelo método da efetividade, (Apêndice E).

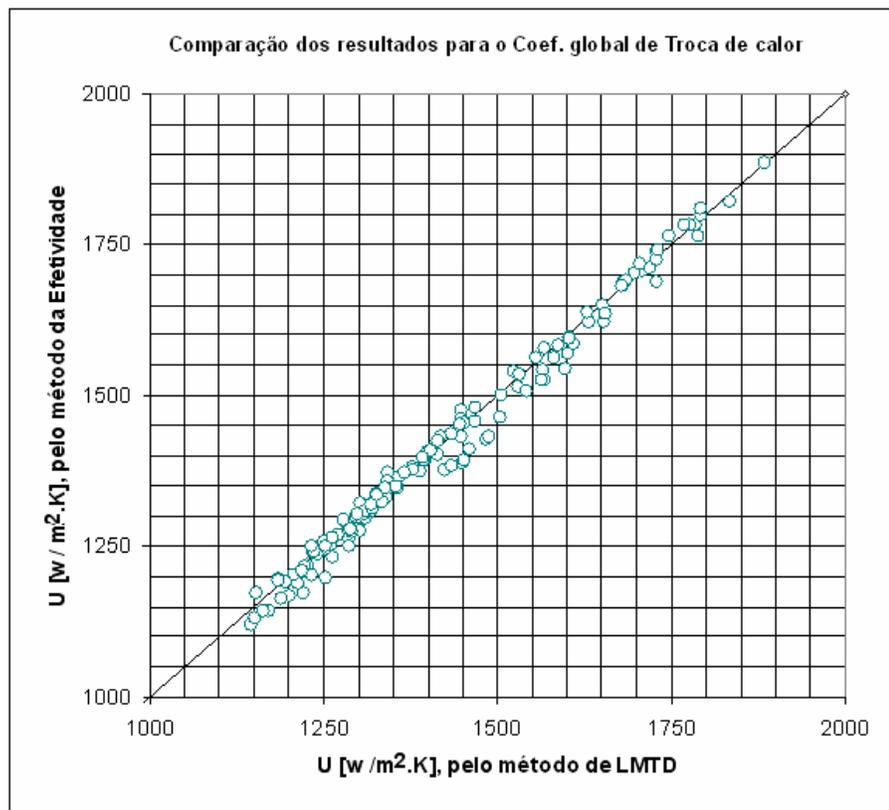


Figura 51 – Coeficiente global de troca pelo método da LMTD versus o método da efetividade.

Conseqüentemente, com os NTU obtido pode se obter o coeficiente global de troca de calor e, comparando-se os resultados obtidos pelo método de LMTD, observa-se uma correlação de $R^2=0,989$.

5.7. Validação e Comparação de resultados

Nesta seção são comparados os resultados obtidos no presente trabalho com os disponíveis na literatura.

5.7.1. Para transferência de calor sem mudança de fase em trocadores de calor

Gut e Pinto (2004) encontraram correlações para soluções sem mudança de fase utilizando um mini trocador de calor de placas “planas” Armfield FT-43.

$$Nu = 0,0169 \cdot Re^{0,897} \cdot Pr^{1/3} \quad , \text{ com } R^2 = 0,98. \quad (56)$$

Válido para $100 < Re < 1000$ e $2,2 < Pr < 6,8$.

Na figura 52, se comparam as correlações de Nusselt vs. Reynolds para transferência de calor sem mudança de fase para um número de Prandtl igual a $Pr=6,0$, validas para trocadores de cabr de placas de formato chevron, exceto a de Pinto (2004) que foi encontrada num trocador de placas planas (sem corrugação).

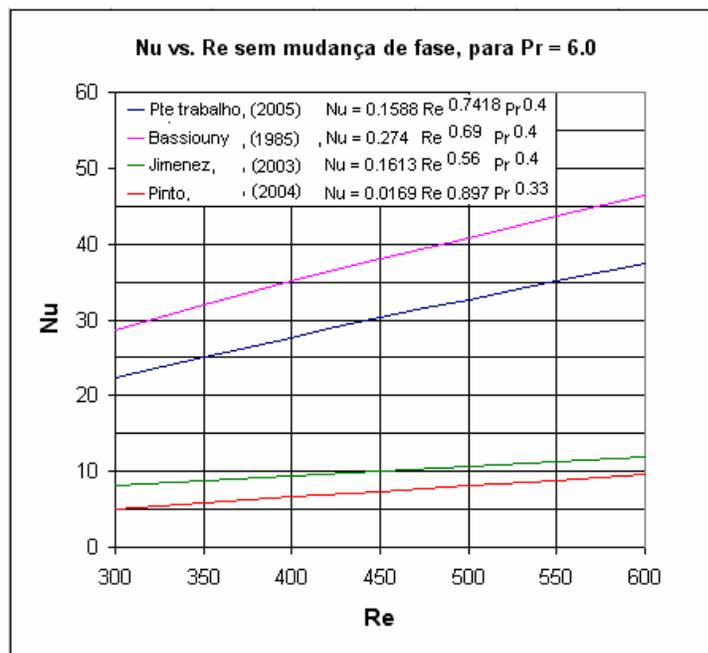


Figura 52 – Comparação de Nu vs Re, para escoamento sem mudança de fase.

Holger (1992) apresenta os resultados encontrados por Bassiouny, (1985) num tratado sobre trocadores de calor. Um estudo teórico-experimental em trocadores de calor de placas utilizando fluidos sem mudança de fase.

$$Nu = 0,274 \cdot Re^{0,69} \cdot Pr^{0,4} \quad , \text{ Para placas do tipo H (71}^\circ\text{).} \quad (57)$$

Válido para $100 < Re < 10000$, e $2 < Pr < 40$.

Jimenez (2003) apresenta a expressão para escoamento sem mudança de fase num trocador de calor de placas. Ao fazer testes num trocador de placas com uma solução a partir de etileno.

$$Nu = 0,1613 \cdot Re^{0,56} \cdot Pr^{0,4} \quad (58)$$

Na figura 53, se apresentam as comparações na forma de Nu / Pr^c versus Re para transferência de calor sem mudança de fase para um número de Prandtl igual a $Pr=6,0$. Vale lembrar que a correlação de Pinto é para trocadores de placas planas.

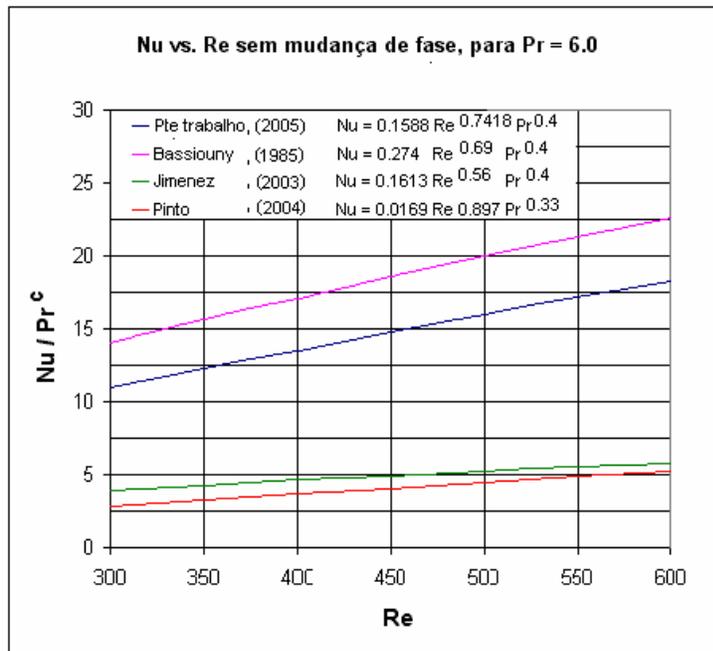


Figura 53 – Comparação de Nu / Pr^c vs Re , para escoamento sem mudança de fase.

5.7.2.

Para trocadores de calor de placas utilizando pasta de gelo

Na literatura não se encontrou informações referentes a correlações adimensionais para pasta de gelo em trocadores de calor de placas, salvo correlações más para escoamento em tubulações, como o caso de Christensen e Kauffeld (1997).

Bellas et al. (2002) obtiveram os seguintes resultados num estudo num trocador de calor de placas, Standard da Alfa Laval, utilizando pasta de gelo a partir de uma mistura de propileno, para fluxos de 1,0 a 3,7 m³/h. Na figura 54 se observa a variação da capacidade de resfriamento. Para uma fração de gelo de 20% a capacidade de resfriamento aumenta até 30% e apresenta um acréscimo na queda de pressão de 15% comparado com o uso de água gelada. A faixa de resultados (com ganhos de 1000 – 1400, para 1300 - 1800W na capacidade de resfriamento) é semelhante com os resultados do presente trabalho (fig 28).

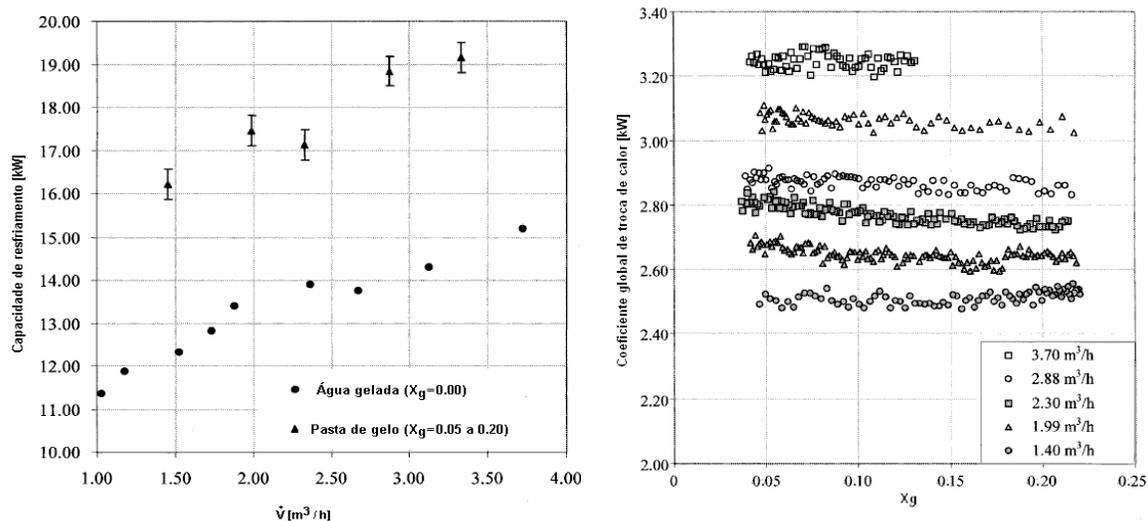


Figura 54 – (a) Capacidade de resfriamento em função do fluxo mássico; (b) Coeficiente global de troca de calor segundo a fração de gelo.

Segundo o trabalho de Bellas et al. (2002) o coeficiente global não varia ante a presença da fração de gelo. No presente trabalho encontrou-se uma variação do mesmo de 1120 a 1900 W/m².K de acordo com a fração de gelo, além das condições de vazão mássica e temperatura inicial da água, ditos resultados foram apresentados nas figuras 29 a 34.

Frei e Boyman (2004) estudaram o coeficiente global e a queda de pressão num trocador de calor de placas com 0.1 m^2 de área de transferência de calor, utilizando pasta de gelo a partir de etanol para uma concentração de 9% em peso.

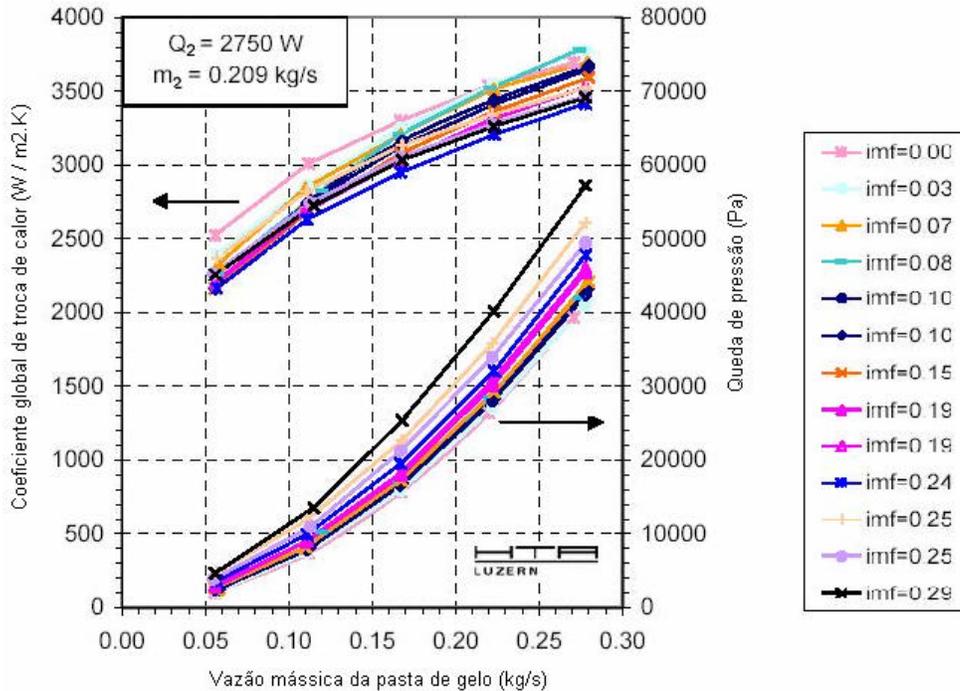


Figura 57 – Coeficiente global de troca de calor e queda de pressão em função da vazão mássica.

Encontrou-se o mesmo comportamento do coeficiente global de troca de calor e da queda de pressão como função da vazão da pasta de gelo e da fração de gelo. Quantitativamente, os resultados encontram-se numa mesma ordem de grandeza, devido às condições dos testes e os parâmetros utilizados. A faixa de resultados encontrada para o coeficiente global de transferência de calor, no presente trabalho, vai de 1120 a $1900 \text{ W/m}^2.K$ ver figuras 29 a 34. Para vazões na faixa de 0,11 a 0,22 kg/s , a queda de pressão para $X_g=0,11$ é de 18750 a 31250 Pa, e para $X_g=0,14$ de 21000 Pa a 35000 Pa, ver fig.48.

6. Conclusões e sugestões

Dos resultados apresentados no capítulo anterior, chegou-se às seguintes conclusões.

1. Sobre a Capacidade de resfriamento

A capacidade de resfriamento da pasta de gelo aumenta com a quantidade da fração de gelo inicial na entrada do trocador. Pode-se obter ganhos na capacidade de resfriamento da ordem de 20 a 30%, com frações de gelo iniciais da ordem de 14%.

2. Sobre o Coeficiente global de troca de calor

Considerando fixa a fração de gelo, o fator dominante para o valor do coeficiente global de troca de calor é a vazão mássica da pasta de gelo, assim como a vazão da água, comparando com os parâmetros de temperatura de entrada da carga térmica, e a condição de troca (correntes paralelas ou opostas).

Ao aumentar a fração de gelo, o coeficiente global de troca de calor diminui consideravelmente, tendo variações da ordem de 25% para frações de gelo da ordem de 0,14 presente na mistura, sendo um parâmetro determinante.

Uma forte variação do coeficiente global de troca de calor é devido à vazão mássica da pasta de gelo. Para uma variação de 0,215 para 0,128 kg/s, com uma fração de gelo de 0,11 o coeficiente global de troca diminui de 1625 a 1250 $W/m^2.K$ (23%), mantidas as outras condições de operação conforme apresentadas.

O efeito de diminuir a temperatura de entrada de água se faz visível, para certa condição inicial de fração de gelo, na diminuição no coeficiente global de troca de calor.

Mesmo que a condição de troca de calor (contra-corrente ou correntes paralelas) não tenha efeito marcante sobre o coeficiente global, o modo em contra-corrente sempre se apresenta mais efetivo, no que diz respeito à capacidade do trocador de calor.

Para uma mesma carga térmica, ao aumentar a fração de gelo, o coeficiente global de troca de calor diminui. Testes mostraram uma variação da ordem de 30% para frações de gelo de 0,11; e de 35% para 0,14; mantidas condições similares na temperatura de entrada dos fluidos, nos testes.

3. Diminuição na vazão mássica necessária ao utilizar a pasta de gelo

Utilizando-se a pasta de gelo no lugar de uma solução aquosa (ou água), em condições similares (de temperaturas de entrada e saída, e da vazão mássica para a água), consegue-se uma diminuição na vazão mássica. Pode-se reduzir a vazão para 87% com uma fração inicial de gelo de 0,11; e para um 75% com 0,14.

4. Correlações para o número de Nusselt

Encontraram-se correlações adimensionais para a transferência de calor com e sem mudança de fase, para o trocador de calor de placas estudado.

Para a solução sem cristais obteve-se um comportamento similar à água, segundo a relação do número de Nusselt com respeito ao número de Reynolds, encontrando-se uma correlação válida -equação (46)- para trocadores de calor de placas a qual tem uma boa referência de ao se comparar com a expressão encontrada por Bassiouny, equação (57).

As correlações encontradas para o número de Nusselt para a pasta de gelo não foram as melhores, devido ao baixo fator de correlação dos resultados experimentais (equações 47 a 49).

O número de Nusselt fica diminuído de maneira significativa na presença de cristais de gelo na mistura, já que o valor do número de Reynolds para a pasta de gelo começa a diminuir para valores maiores de frações de gelo.

5. Queda de Pressão e fator de Atrito

O aumento da vazão mássica da pasta de gelo origina uma queda de pressão de maneira linear, segundo a faixa de estudos pesquisada.

O aumento da fração de gelo na entrada do trocador de calor influi diretamente no aumento das perdas de carga no mesmo.

O fator de atrito diminui com a vazão mássica da pasta de gelo no sistema. Para maiores valores da fração de gelo o atrito tende a aumentar, para uma dada vazão mássica.

Obteve-se um aceitável fator de correlação para as expressões do fator de atrito em função ao Reynolds. Para valores similares do número de Reynolds, o valor do coeficiente de atrito diminui como o aumento da fração de gelo.

Sugestões

1. Os trocadores de calor, ao trabalhar com líquido-líquido, apresentam maior efetividade quando a relação das taxas de capacidade é igual à unidade. Das condições dos testes se recomendaria realizar estudos para condições similares, aumentando-se a vazão mássica da água para tentar obter a referida condição.
2. Realizar estudos para frações de gelo maiores, a fim de estudar o potencial de resfriamento da pasta de gelo no trocador de calor de placas para estas condições.
3. Realizar os testes para uma faixa um pouco maior de fração de gelo, possibilitando incluir a fração de gelo nas correlações de Nusselt e do fator de atrito, assim como se encontraram no presente trabalho.
4. Ter em conta para novos testes que, segundo as condições de entrada de água consideradas no presente trabalho, fez que o número de Prandtl ficasse quase constante o que limita verificar a dependência do número de Nusselt em relação ao mesmo.

Referencia Bibliográfica

A LAVAL LTDA., **Manual do Trocador de calor a placas tipo M3-FM**. 2002.

ASHRAE., **Design Guide for Cool Thermal Storage**. Ashrae Standard, USA. 1999.

AYEL, V., LOTTIN, O., PEERHOSSAINI, H., **Rheology, flow behavior and heat transfer of ice slurries: a review of the state of the art**. International Journal of Refrigeration 26. pp. 95-107. 2003.

AZEVEDO, L., **Natural convection in channel flows**. Doctor of Philosophy thesis. University Minnesota, USA. 1985.

BEL, O., LALLEMAND, A., **Etude d'un fluide frigopporteur diphasique – 1: Caractéristiques thermophysiques intrinsèques d'un Coulis de glace**. International Journal of Refrigeration (22), pp.164-174. 1999.

BELLAS, J. CHAER, I., TASSOU, S., **Heat transfer and pressure drop of ice slurries in plate heat exchangers**, Applied Thermal Engineering (22), UK, pp.721-732. 2002.

BRAGA, S. **Termoacumulação**, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Depto. Eng. Mecânica, 2003.

CHOI, U.S., FRANCE, D.M., KNODEL, B.D., **Impact of advanced fluids on costs of district cooling systems**, in: Proceedings of the 83rd Annual Conference of the International District and Cooling Association, Danvers, M.A., 1992, pp.344-359.

CHRISTENSEN, K., KAUFFELD, M., **Heat transfer measurements with ice slurry**. International conference – Heat transfer Issues in Natural Refrigerants, IIR/IIF. P.127-41. 1997.

EGOLF, P.W., **Ice Slurry: A Promising Technology**. International Institute of Refrigeration, August 2004.

FREI, B., BOYMAN, T., **Plate heat exchanger operating with ice slurry**. International Congress on Refrigeration, Washington, ICR0037, 2003.

GRUPTA, R.P., FRASER, C.A., ***Effect of new friction reducing additive on sunwell ice slurry characteristic***, National Research Council of Canada, Institute of Mechanical Engineering, Low Temperature Laboratory, Report no. TR-LT-023, NRC no. 32123, 1990.

GUT, J. A., PINTO, J. M., ***Conhecendo os Trocadores de Calor a Placas***, Universidade de São Paulo, Dep. Eng. Química, 2001.

GUT, J. A., PINTO, J. M., ***Modeling of plate heat exchangers with generalized configurations***. International Journal of Heat and Mass Transfer 46, 2571-2585. 2003.

GUT, J. A., PINTO, J. M., ***Optimal configuration design for plate heat exchangers***. International Journal of Heat and Mass Transfer 47, 4833-4848. 2004.

GUT, J. A., et al., ***Thermal model validation of plate heat exchangers with generalized configurations***. Chemical Engineering Science 59, 4591-4600. 2004.

HANSEN, T., KAUFFELD, M., ***Measuring Principles for the Determination of Ice Concentration in Ice Slurry***. ASHRAE Trans 2001.

HOLGER, M., ***Heat Exchangers***. Hemisphere publishing corporation, Washington, 1992.

HOLMAN, J. P., ***Transferência de Calor***. McGraw Hill Book Company, Inc., U.S.A. 1998.

JIMÉNEZ, H.G., ***Coefficientes de Transporte da Pasta de Gelo em um Trocador de Calor de Placas***. Dissertação de Mestrado, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, 2003.

KAKAÇ, S., et al. ***Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design***, 2nd ed., CRC Press, Boca Raton, 2002.

KANDLIKAR, S. G., ***Multipass plate heat exchangers-effectiveness-NTU results and guidelines for selecting pass arrangements***. ASME Journal of Heat Transfer 111, 300-313. 1989.

KANDLIKAR, S. G., SHAH, R. K., ***Asymptotic effectiveness-NTU formulas for multipass plate heat exchangers***. ASME Journal of Heat Transfer 111, 314-321. 1989.

KAUFFELD, M., et al., ***Experience with Ice Slurry***, 003-Paper 200. 20th International Congress of Refrigeration, IIR/IIF, Sydney, 1999.

KAWAJ, M., ***Heat Transfer Characteristics of Melting Ice Slurries in Compact Plate Heat Exchangers***. 21st IIR International Congress of Refrigeration, pp.17-22, Washington, 2003.

KNODEL, B.D., et al., **Heat transfer and pressure drop in ice-water slurries**, Applied Thermal Engineering (20), USA, pp.671-685. 2000.

KREITH, F., **Princípios de Transferência de Calor**. International Textbook Company, E.U.A., 1970.

LOTTIN, O., EPIARD, C., **Dependence of the Thermodynamics properties of Ice slurries on the characteristics of marketed antifreezes**. International Journal of Refrigeration (24), France, pp.455-467. 2001.

LUGO, R., et al., An **Excess function method to model the thermophysical properties of One-phase secondary refrigerants**. International Journal of Refrigeration (25), France, pp.916-923. 2002.

MELINDER, A., **Thermophysical Properties of Liquid Secondary Refrigerants**. International Institute of Refrigeration 1997.

METZ, P., MARGEN, P., **The feasibility and economics of slush ice district cooling systems**, ASHRAE Transactions 932 (2), 1987, pp.1672-168.

NORGARD, E., **Performance of components of ice slurry systems: pumps, plate heat exchanger, fittings**. Proceedings of the 3rd IIR Workshop on Ice Slurries, Lucerne, 16-18 May 2001, pp.129-136.

PARISE, J., **Simulação de Sistemas de Refrigeração**, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Depto. Eng. Mecânica, 2003.

SÀNCHEZ, L., et al., **Determinación de las propiedades de um Hielo líquido formado a partir de Água y NaCl**. Estúdio Teórico-Experimental de la Universidad Pública de Navarra, Espana. 2001.

SHAMES, I. H., **La Mecanica de los Fluidos**. McGraw Hill Book Company, Inc., U.S.A. 1970.

STAMATOIU, E., **Experimental investigation of ice-slurry flow and heat transfer in a plate-type heat exchanger**, Proceedings of the 3rd IIR Workshop on Ice Slurries, Lucerne, 16-18, pp.61-68. May 2001.

TICONA, E.M., **Determinação Experimental do Coeficiente de Troca de Calor em um Gerador de Pasta de Gelo**. Dissertação de Mestrado, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro. 2003.

WANG, L., SUNDEN, B., **Optimal design of Plate heat exchangers with and without pressure drop specifications**, Applied Thermal Engineering, pp.295-311. 2003.

WORSNOP, B. L., FLINT.H.T., **Curso superior de física practica**, Editorial EUDEBA, Buenos Aires. 1964.

Apêndice A. Propriedades da Água.

$$f_1(T) = \sum_{i=1}^n k_i T^i = k_0 + k_1 T + k_2 T^2 \dots$$

$$f_2(T) = \frac{1}{(1 + A_1 T)}$$

$$f_3(T) = B_1 \cdot 10^{\frac{B_2}{(T - B_3)}}$$

A temperatura nas correlações esta em graus kelvin, exceto no cálculo do peso específico (ρ).

	Cp = f1	$\rho = f1 \cdot f2$	$\mu = f3$	k = f1
	[J / kg - K]	[kg / m ³]	[N - s / m ²]	[J / kg - K]
	T[K]	T[°C]	T[K]	T[K]
F1				
K0	8,9527E+03	9,9984E+02		-5,8180E-01
K1	-4,0507E+01	1,8225E+01		6,3570E-03
K2	1,1236E-01	-7,9222E-03		-7,9663E-06
K3	-1,0131E-04	-5,5448E-05		
K4		1,4976E-07		
K5		-3,9330E-10		
F2				
A1		1,8160E-02		
F3				
B1			2,4140E-05	
B2			2,4780E+02	
B3			1,4000E+02	

Cp : Calor específico, [J / kg - K]

ρ : Peso específico, [kg / m³]

μ : Viscosidade dinâmica, [m.Pa / s]

k : Condutividade térmica, [J / kg - K]

Apêndice B. Propriedades das Misturas com Propileno Glicol

Segundo Melinder (1997), tem-se a segunda correlação polinomial, com os respectivos coeficientes, para as propriedades da mistura de propileno glicol e água.

$$f = \sum C_{ij} \cdot (x - x_m)^i \cdot (y - y_m)^j$$

Onde:

x: Concentração do propileno glicol

$x_m = 42.7686$, constante.

y: Temperatura [°C].

$y_m = 5.3571$, constante.

$i = 0, 1, \dots, 5$;

$j = 0, 1, \dots, 3$;

$(i + j) \leq 5$

Cij	Cp [J / kg - K]	K [W / m - K]	μ [mPa / s]	ρ [kg / m ³]
C ₀₀	3,6790E+03	3,060E-01	2,740E+00	1,0420E+03
C ₀₁	1,5710E+00	5,650E-04	-5,3420E-02	-4,9070E-01
C ₀₂	1,3310E-02	-3,770E-07	5,3720E-04	-2,8190E-03
C ₀₃	1,9750E-07	-6,410E-09	-4,9550E-06	-5,8950E-07
C ₁₀	-1,9330E+01	-3,150E-03	4,5000E-02	8,0810E-01
C ₁₁	1,1180E-01	-1,230E-05	-5,4880E-04	-9,6520E-03
C ₁₂	-1,1080E-03	-1,030E-08	1,8450E-06	7,1680E-05
C ₁₃	4,9240E-06	-5,540E-10	1,1920E-07	2,4040E-07
C ₂₀	-7,1560E-03	8,200E-06	-7,8080E-05	-7,1560E-03
C ₂₁	-2,3380E-04	1,810E-07	1,4530E-06	1,0880E-04
C ₂₂	2,7530E-05	1,590E-09	-2,8160E-07	3,3280E-06
C ₂₃	-3,1480E-07	1,710E-10	8,5620E-09	1,1530E-07
C ₃₀	4,7490E-03	-1,100E-06	6,5650E-06	1,1900E-04
C ₃₁	-2,6210E-05	-1,120E-09	-4,0320E-07	-6,2260E-06
C ₃₂	1,860E-06	3,050E-10	-1,2120E-09	-3,0260E-08
C ₄₀	-2,80E-04	5,030E-09	6,4410E-07	-1,1700E-05
C ₄₁	-9,500E-08	1,370E-10	-1,4300E-08	-2,9150E-07
C ₅₀	-1,680E-05	1,900E-09	1,0920E-08	-6,0330E-07

Cp : Calor específico, [J / kg - K]

K : Condutividade térmica, [W / m - K]

μ : Viscosidade dinâmica, [m.Pa / s]

ρ : Peso específico, [kg / m³]

Manipulando algebricamente a correlação para o propileno, para uma concentração de aditivo fixa, podem-se obter correlações cúbicas das propriedades em função da temperatura y [°C].

$$dxxm_1 = (x - xm)$$

$$dxxm_2 = (x - xm)^2$$

$$dxxm_3 = (x - xm)^3$$

$$dxxm_4 = (x - xm)^4$$

$$dxxm_5 = (x - xm)^5$$

$$A_0 = C_{00} + C_{10} \cdot dxxm_1 + C_{20} \cdot dxxm_2 + C_{30} \cdot dxxm_3 + C_{40} \cdot dxxm_4 + C_{50} \cdot dxxm_5$$

$$A_1 = C_{01} + C_{11} \cdot dxxm_1 + C_{21} \cdot dxxm_2 + C_{31} \cdot dxxm_3 + C_{41} \cdot dxxm_4$$

$$A_2 = C_{02} + C_{12} \cdot dxxm_1 + C_{22} \cdot dxxm_2 + C_{32} \cdot dxxm_3$$

$$A_3 = C_{03} + C_{13} \cdot dxxm_1 + C_{23} \cdot dxxm_2$$

$$k_0 = A_0 + A_1 \cdot (-1 \cdot ym) + A_2 \cdot (1 \cdot ym^2) + A_3 \cdot (-1 \cdot ym^3)$$

$$k_1 = A_1 + A_2 \cdot (-2 \cdot ym) + A_3 \cdot (3 \cdot ym^2)$$

$$k_2 = A_2 + A_3 \cdot (-3 \cdot ym)$$

$$k_3 = A_3$$

$${}_f Prop_{(T)} = k_0 + k_1 T + k_2 T^2 + k_3 T^3$$

Apêndice C. Equivalente em Água do Calorímetro.

O equivalente em água do calorímetro ($m_{e,q}$) tem um significado físico simple, representa a massa de água cuja capacidade calorífica é igual á dos componentes do calorímetro (recipiente, elemento agitador, instrumento de medição da temperatura, etc).

Considerando uma mostra de água no calorímetro tem-se

$$Q = [Cp_{ag} \cdot m_{ag} + Cp_{re} \cdot m_{re} + Cp_{ca} \cdot m_{ca} + Cp_{xx} \cdot m_{xx}] \cdot \Delta T$$

$$Q = Cp_{ag} \cdot \left[m_{ag} + \frac{Cp_{re} \cdot m_{re} + Cp_{ca} \cdot m_{ca} + Cp_{xx} \cdot m_{xx}}{Cp_{ag}} \right] \cdot \Delta T$$

$$Q = Cp_{ag} \cdot (m_{ag} + m_{eq-ag}) \cdot \Delta T$$

Onde:

- Q : Equivalente elétrico subministrado á mostra, [w].
- m_{ag} : Massa de água no calorímetro, [kg].
- Cp_{ag} : Calor específico da água, [J / kg.°K].
- m_{re} : Massa do recipiente do calorímetro, [kg].
- Cp_{re} : Calor específico do recipiente do calorímetro, [J / kg.°K].
- m_{ca} : Massa do conjunto agitador e resistência elétrica, [kg].
- Cp_{ca} : Calor específico conj. agitador e resistência elétrica, [J / kg.°K].
- m_{xx} : Massa dos demais elementos no calorímetro, [kg].
- Cp_{xx} : Calor específico dos demais elem. no calorímetro, [J / kg.°K].
- ΔT : Variação de temperatura da mostra, [°C].
- m_{eq-ag} : Massa equivalente em água do calorímetro, [kg].

Fazendo vários testes se obtém uma boa aproximação da seguinte relação.

$$k_{eq} = \text{Pend.}(\Delta T \text{ vs. } t) = \frac{P_{el}}{Cp_{ag} \cdot (m_{ag} + m_{eq})}$$

O termo da massa equivalente é uma constante para um dado calorímetro.

$$m_{eq-ag} = \frac{1}{k_{eq}} \cdot \frac{P_{el}}{Cp_{ag}} - m_{ag}$$

$$m_{eq-pg} = m_{eq-ag} \frac{Cp_{ag}}{Cp_{pg}}$$

Apêndice D. Cálculo da Fração de gelo

Fazendo um balanço de energia

$$Q_{el} = Q_{sen} + Q_{lat}$$

$$Q_{sen} = m_{fp} \cdot Cp_{fp}(T_2 - T_1) + m_{eq-ag} \cdot Cp_{ag} \cdot (T_2 - T_1)$$

$$Q_{lat} = m_{pg} \cdot L(X_2 - X_1)$$

Considerando o efeito da variação na temperatura, e da concentração do aditivo na análise para determinar a fração de gelo.

$$\int_{t_1}^{t_2} \dot{Q}_{el} \cdot dt = \int_{T_1, X_1}^{T_2, X_2} m_{fp(X)} \cdot Cp_{fp(T, C_0, X)} \cdot df + \int_{T_1}^{T_2} m_{eq-cal} \cdot Cp_{eq-cal} \cdot dT + m_{pg} \cdot L(X_2 - X_1)$$

A massa do fluido portador pode-se se expressar como:

$$m_{fp} = m_{pg} \cdot (1 - X_g)$$

Reemplazando:

$$\int_{t_1}^{t_2} \dot{Q}_{el} \cdot dt = \int_{T_1, X_1}^{T_2, X_2} m_{pg} \cdot (1 - X_{g(1)}) \cdot Cp_{fp(T, C_0, X)} \cdot dI + \int_{T_1}^{T_2} m_{eq-ag} \cdot Cp_{ag(T)} \cdot dT + m_{pg} \cdot L(X_2 - X_1)$$

$$\int_{t_1}^{t_2} \dot{Q}_{el} \cdot dt = \int_{T_1, X_1}^{T_2, X_2} m_{pg} \cdot (1 - X_{g(1)}) \cdot Cp_{fp(T, C_0, X_{m-g})} \cdot dI + \int_{T_1}^{T_2} m_{eq-ag} \cdot Cp_{ag(T)} \cdot dT + m_{pg} \cdot L(X_2 - X_1)$$

Considerando o Cp como função só dependente da temperatura num passo pequeno de integração

$$\int_{t_1}^{t_2} \dot{Q}_{el} \cdot dt = \int_{T_1}^{T_2} m_{pg} \cdot (1 - X_{m-g}) \cdot Cp_{fp(T, C_0, X_{m-g})} \cdot dT + \int_{T_1}^{T_2} m_{eq-ag} \cdot Cp_{ag(T)} \cdot dT + m_{pg} \cdot L(X_2 - X_1)$$

A fração de gelo no instante i pode-se expressar em função da concentração inicial, e a concentração no instante da mostra.

$$X_{g-1} = 1 - \frac{\%C_0}{\%C_i}$$

A expressão ficara como:

$$\int_{t_1}^{t_2} \dot{Q}_{el} .dt = \int_{T_1}^{T_2} m_{pg} \cdot \left(\frac{\%C_0}{\%C_{m-g}} \right) \cdot Cp_{f(T,C_0,X_{m-g})} .dT + \int_{T_1}^{T_2} m_{eq-ag} \cdot Cp_{ag(T)} .dT + m_{pg} \cdot L \cdot (X_2 - X_1)$$

Para um diferencial de tempo, tem-se

$$dQ = m_{pg} \cdot \frac{\%C_0}{\%C_{i+1}} \cdot Cp_{m-fp} \cdot (T_i - T_{i+1}) + m_{eq-ag} \cdot Cp_{ag(T)} \cdot (T_i - T_{i+1}) + m_{pg} \cdot L \cdot (X_{i+1} - X_i)$$

Finalmente

$$X_{i+1-t} = X_i + \frac{1}{L} \cdot \left[\frac{\dot{Q} \cdot (t_{i+1} - t_i)}{m_{pg}} - \frac{\%C_0}{\%C_{i+1}} \cdot Cp_{m-fp} \cdot (T_i - T_{i+1}) - m_{eq-ag} \cdot Cp_{m-ag} \cdot (T_i - T_{i+1}) \right]$$

Para cada instante de tempo i , se faz os cálculos iterativos de conservação de energia até convergir num valor certo da fração de gelo. Finalmente, ao integrar ao longo de todo o intervalo de tempo, obtém-se o valor da fração de gelo da mostra.

Apêndice E. Método da Efetividade.

Pelo método da efetividade, pode se encontrar os NTU, e a partir de aí se pode obter o coeficiente global de troca de calor, segundo Kandlikar (1989).

Para a condição de troca em contra-corrente:

$$e_{tc} = \frac{1 - \exp[-NTU_1 \cdot (1 - R_1)]}{1 - R_1 \cdot \exp[-NTU_1 \cdot (1 - R_1)]}$$

Logo o NTU:

$$NTU_1 = \frac{1}{(1 - R_1)} \ln \left[\frac{1 - e_{tc} \cdot R_1}{1 - e_{tc}} \right]$$

Para a condição de troca em paralelo

$$e_{tp} = \frac{1 - \exp[-NTU_1 \cdot (1 + R_1)]}{1 + R_1}$$

Logo o NTU:

$$NTU_1 = \frac{1}{(1 + R_1)} \ln \left[\frac{1}{1 - e_{tp} \cdot (1 + R_1)} \right]$$

Onde:

- ϵ : Relação de efetividade de temperatura, [-].
- NTU : Número de unidades de transferência de calor, [-].
- R : Razão de capacidades caloríficas dos fluidos, [-].
- C : Capacidade calorífica da vazão mássica, [W / °C].

Onde se definem os seguintes termos.

$$NTU_1 = \frac{U \cdot A}{C_1}$$

$$R_1 = \frac{C_1}{C_2}$$

$$e_1 = \frac{T_{1-e} - T_{1-s}}{T_{1-e} - T_{2-e}}$$

$$e_2 = \frac{T_{2-s} - T_{2-e}}{T_{1-e} - T_{2-e}}$$

Para o cálculo de R, se teve que considerar uma capacidade de fluxo calorífico equivalente para a pasta de gelo, já que tem uma zona dominada pela mudança de fase, e outra só de variação de calor sensível, logo da capacidade de resfriamento da pasta de gelo.

$$\dot{m}_{pg} \cdot Cp_{eq-pg} (T_{pg-e} - T_{pg-s}) = \dot{m}_{pg} \cdot [Cp_{m-fp} (T_{fp-e} - T_{fp-s}) + L \cdot (X_{g-e} - X_{g-s})]$$

$$Cp_{eq-pg} = \frac{Cp_{m-fp} (T_{fp-e} - T_{fp-s}) + L \cdot (X_{g-e} - X_{g-s})}{(T_{pg-e} - T_{pg-s})}$$

$$Cp_{eq-pg} \approx Cp_{m-fp} + L \cdot \frac{(X_{g-e} - X_{g-s})}{(T_{pg-e} - T_{pg-s})}$$

Assim tem-se

$$C_2 = \dot{m}_{pg} \cdot Cp_{eq-pg}$$

Apêndice F. Mínimos Quadrados.

Para o caso

$$\frac{1}{U} - \frac{e_{plac}}{k_{plac}} = \frac{p}{a \cdot \text{Re}_{ag}^b} + \frac{q}{a \cdot \text{Re}_{sol}^b}$$

Fazendo

$$z = \frac{1}{U} - \frac{e_{plac}}{k_{plac}}$$

$$\frac{1}{U} - \frac{e_{plac}}{k_{plac}} = \frac{p}{a \cdot \text{Re}_{ag}^b} + \frac{q}{a \cdot \text{Re}_{sol}^b}$$

$$z = c \cdot (m \cdot x + n \cdot y)$$

Onde:

$$c = \frac{1}{a}$$

$$p = \left(\frac{D_{H1}}{k_1} \right) \cdot \left(\frac{1}{\text{Pr}_1^{0,3}} \right)$$

$$x = \frac{1}{\text{Re}_1^b}$$

$$q = \left(\frac{D_{H2}}{k_2} \right) \cdot \left(\frac{1}{\text{Pr}_2^{0,4}} \right)$$

$$y = \frac{1}{\text{Re}_2^b}$$

Logo o desvio quadrático médio será:

$$S = \sum_i^n (z_i - c(m_i \cdot x_i + n_i \cdot y_i))^2$$

Minimizando a função erro

$$\frac{\partial S}{\partial c} = 0$$

$$c = \frac{\sum_i^n (z_i \cdot m_i \cdot x_i) + \sum_i^n (z_i \cdot n_i \cdot y_i)}{\sum_i^n (m_i^2 \cdot x_i^2) + 2 \cdot \sum_i^n (m_i \cdot x_i \cdot n_i \cdot y_i) + \sum_i^n (n_i^2 \cdot y_i^2)}$$

Apêndice G. Coeficiente de correlação R-Quadrado.

A regressão quantifica como pode se descrever uma variável com respeito de outra (conceito estatístico bi-variável).

Seja a relação linear entre duas variáveis

$$y = a_1 \cdot x + a_0$$

Segundo o método dos mínimos quadrados, tem-se que escolher os coeficientes a_1 , e a_0 tal que minimizar o erro de $y_c - y$.

$$y_i = a_1 \cdot x_i + a_0$$

A função de erro para a data

$$\sum_{i=1}^n (y_i - y_c)^2$$

$$\sum_{i=1}^n (y_i - a_1 \cdot x_i - a_0)^2$$

Minimizando:

$$\frac{\partial \sum_{i=1}^n (y_i - a_1 \cdot x_i - a_0)^2}{\partial a_1} = 0$$

$$a_1 = \frac{\sum_{i=1}^n (\bar{y} - y_i) \cdot (\bar{x} - x_i)}{\sum_{i=1}^n (\bar{x} - x_i)^2} = \frac{\text{cov}(x, y)}{\text{var}(x)} \quad \text{e,}$$

$$\frac{\partial \sum_{i=1}^n (y_i - a_1 \cdot x_i - a_0)^2}{\partial a_0} = 0$$

$$a_0 = \bar{y} - a_1 \cdot \bar{x}$$

Logo se observa:

$$\bar{y} = a_0 + a_1 \cdot \bar{x}$$

Para ter uma ideia do ajuste, tem-se a relação estatística R-Quadrado:

$$R^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (y_c - \bar{y})^2}{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2} = \frac{\text{var}(y_c)}{\text{var}(y_i)}$$

Onde:

$\sum (y_i - y_m)^2$: Soma total dos quadrados.

$\sum (y_c - y_m)^2$: Soma de regressão de quadrados.

$\sum (y_i - y_c)^2$: Soma residual de quadrados.

Vale lembrar que a medida de correlação para dados de uma variável, é a seguinte:

$$s = \sqrt{\text{var}(x)} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\bar{x} - x_i)^2}{n}}$$

Livros Grátis

(<http://www.livrosgratis.com.br>)

Milhares de Livros para Download:

[Baixar livros de Administração](#)

[Baixar livros de Agronomia](#)

[Baixar livros de Arquitetura](#)

[Baixar livros de Artes](#)

[Baixar livros de Astronomia](#)

[Baixar livros de Biologia Geral](#)

[Baixar livros de Ciência da Computação](#)

[Baixar livros de Ciência da Informação](#)

[Baixar livros de Ciência Política](#)

[Baixar livros de Ciências da Saúde](#)

[Baixar livros de Comunicação](#)

[Baixar livros do Conselho Nacional de Educação - CNE](#)

[Baixar livros de Defesa civil](#)

[Baixar livros de Direito](#)

[Baixar livros de Direitos humanos](#)

[Baixar livros de Economia](#)

[Baixar livros de Economia Doméstica](#)

[Baixar livros de Educação](#)

[Baixar livros de Educação - Trânsito](#)

[Baixar livros de Educação Física](#)

[Baixar livros de Engenharia Aeroespacial](#)

[Baixar livros de Farmácia](#)

[Baixar livros de Filosofia](#)

[Baixar livros de Física](#)

[Baixar livros de Geociências](#)

[Baixar livros de Geografia](#)

[Baixar livros de História](#)

[Baixar livros de Línguas](#)

[Baixar livros de Literatura](#)
[Baixar livros de Literatura de Cordel](#)
[Baixar livros de Literatura Infantil](#)
[Baixar livros de Matemática](#)
[Baixar livros de Medicina](#)
[Baixar livros de Medicina Veterinária](#)
[Baixar livros de Meio Ambiente](#)
[Baixar livros de Meteorologia](#)
[Baixar Monografias e TCC](#)
[Baixar livros Multidisciplinar](#)
[Baixar livros de Música](#)
[Baixar livros de Psicologia](#)
[Baixar livros de Química](#)
[Baixar livros de Saúde Coletiva](#)
[Baixar livros de Serviço Social](#)
[Baixar livros de Sociologia](#)
[Baixar livros de Teologia](#)
[Baixar livros de Trabalho](#)
[Baixar livros de Turismo](#)